

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ENERGETICA

TESI DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ENERGETICA
"MODELLAZIONE DI UN IMPIANTO ORC
COGENERATIVO
PER RECUPERO DA CALORE DI SCARTO"

RELATORE: Prof. Anna Stoppato

CORRELATORI: Ing. Alberto Benato, Ing. Alex Pezzuolo

LAUREANDO: Ruggero Rapone

ANNO ACCADEMICO 2014-15

Alla mia famiglia,
che mi ha sostenuto e incoraggiato
in tutto il mio percorso universitario.

INDICE

INDICE	5
SOMMARIO	9
1. INTRODUZIONE	11
1.1 TIPO DI FLUIDO	12
1.2 CONFIGURAZIONI DI CICLO	13
1.2.1. CICLO RANKINE BASE	13
1.2.2 CICLO RANKINE SUBCRITICO	14
1.2.3 CICLO RANKINE SUPERCRITICO/TRANSCRITICO	14
1.2.4 CICLO RANKINE CON SCAMBIATORE RIGENERATIVO INTERNO	15
1.2.5 CICLO RANKINE CON RISURRISCALDAMENTO	15
1.2.6 CICLO RANKINE CON PRERISCALDATORI DELLA LINEA DI ALIMENTO	15
1.2.7 CICLO RANKINE CON FLUIDI BINARI	15
1.3 SORGENTI DI CALORE	16
1.3.1 BIOMASSA	16
1.3.2 OCEANI	16
1.3.3. CALORE DI SCARTO	17
1.3.4 GEOTERMIA	17
1.3.5 SOLARE	17
1.3.6 CONSIDERAZIONI GENERALI	18
2. PARAMETRI CARATTERIZZANTI IL CICLO	19
2.1 PROPRIETÀ FISICHE E TERMODINAMICHE DEL FLUIDO	19
2.1.1 Calore latente di vaporizzazione " r "	19
2.1.2 Massa volumica " ρ "	20
2.1.3 Calore specifico " c_p "	20
2.1.4 Temperatura critica " T_{crit} "	20
2.1.5 Temperatura di ebollizione " T_{eb} "	21
2.1.6 Punto di congelamento " $T_{freezing}$ "	21
2.1.7 Massa molecolare " MM "	21
2.1.8 Complessità molecolare " σ "	21
2.1.9 Viscosità " μ "	22
2.1.10 Conducibilità termica " λ "	22
2.2. CLASSIFICAZIONE DEI FLUIDI	22
2.2.1 Fluidi puri	22

2.2.2. Miscele di fluidi puri	23
2.3 LIMITAZIONI	23
2.3.1 Limitazione sulle pressioni di evaporazione e condensazione	23
2.3.2 Limitazione sulla massima temperatura di decomposizione	24
2.3.3 Limitazioni negli espansori	24
2.3.4 Limitazioni ambientali e di sicurezza	24
2.4 TIPOLOGIE E CARATTERISTICHE DEGLI ESPANSORI	25
2.4.1 Turbine	25
2.4.2 Espansori a vite	26
2.4.3 Espansori scroll	26
2.4.4 Espansori a pistoni alternativi	27
2.4.5 Espansori rotativi a lamelle	27
2.4.6 Confronto e selezione degli espansori	27
3. CARATTERIZZAZIONE SORGENTI TERMICHE	29
3.1 SETTORI INDUSTRIALI E DISPONIBILITÀ	30
3.2 TURBINE A GAS	33
3.2 MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA	36
3.3 CEMENTIFICI	38
4. MODELLAZIONE DEL CICLO TERMODINAMICO	41
4.1 SORGENTE TERMICA E CICLO SOTTOPOSTO	41
4.2 MODELLO DEL CICLO	42
4.3 RISULTATI	54
5. MODELLAZIONE DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE	65
5.1.1 Caratteristiche principali	65
5.1 GENERATORE DI VAPORE A RECUPERO	67
5.1.1 Modello Matlab del generatore di vapore a recupero	67
5.1.2 Risultati della modellazione	79
5.2 CONDENSATORE	84
5.2.1 Modello Matlab del condensatore	85
5.2.2 Risultati della modellazione	89
6. ANALISI ECONOMICA	95
6.1 CALCOLO DEL COSTO DI INVESTIMENTO	95
6.1.1 Effetto della capacità sul costo di acquisto dei componenti	95
6.1.2 Effetto del tempo sul costo di acquisto dei componenti	95
6.1.3 Module Costing Technique	96

6.2 CALCOLO DEGLI INDICI ECONOMICI	97
6.3 APPLICAZIONE DEL MODELLO E RISULTATI	98
7. CONCLUSIONI	103
NOMENCLATURA	105
BIBLIOGRAFIA	106

SOMMARIO

Il lavoro di questa tesi tratta della costruzione di un modello di impianto ORC da 30 kW elettrici con annessa sezione cogenerativa per produzione di acqua calda di processo.

Nell'introduzione sono richiamati i principali concetti sui cicli Rankine a fluido organico, con lo scopo di offrire una panoramica delle possibilità tecnologiche attuate oggi o attuabili in un futuro molto prossimo.

Nel capitolo 2 si mostrano quali siano i parametri che maggiormente influenzano sul ciclo termodinamico, sulle prestazioni e sulla fattibilità. In tal modo si determinano delle linee guida da tenere presenti durante la modellazione, per evitare di intraprendere percorsi risolutivi che potrebbero restituire alla fine soluzioni poco soddisfacenti, irrealizzabili o persino assurde dal punto di vista tecnico, termodinamico o economico.

Nel capitolo 3 si presenta una piuttosto estesa analisi delle sorgenti termiche disponibili a medio-bassa temperatura. Un aspetto fondamentale per la costruzione di un impianto ORC è infatti la sorgente termica, caratterizzata non solo dal livello termico, ma anche dalla natura del flusso sfruttato, dalla continuità della disponibilità, dalla costanza delle condizioni operative, ecc.

Nell'ambito del recupero da calore di scarto, conoscere quale sia il potenziale disponibile e non ancora sfruttato consente di individuare i settori più idonei dove agire, realizzando un impianto ORC che si adatti alle specifiche poste di volta in volta. A tal proposito si fa riferimento a un'ampia bibliografia, che mostra svariati esempi e studi sperimentali di casi particolari dettagliatamente analizzati. Da questi si può comprendere come ogni caso proposto rappresenti di fatto una soluzione peculiare di un problema specifico, che lo differenzia da tutti gli altri, sebbene vi siano alcuni fattori ad accomunarli.

Un altro aspetto imprescindibile quando si modella il ciclo Rankine a fluido organico riguarda la selezione del fluido. Mentre gli impianti a ciclo Rankine tradizionali operano sempre con vapor d'acqua, per gli ORC occorre valutare attentamente quale fluido scegliere. Tra i candidati si hanno fluidi naturali (anidride carbonica, ammoniaca), idrocarburi (lineari, ciclici o aromatici), freon (R-134a, R245fa) e miscele di questi (azeotropiche e non), che ampliano in modo potenzialmente illimitato le possibili scelte.

Nella valutazione di un fluido gli aspetti da considerare sono molteplici: prestazioni, compatibilità con i materiali, sicurezza, impatto ambientale, costo. Ciascuna sostanza mostra un diverso comportamento a seconda delle condizioni della sorgente termica a cui è sottoposta. Una variazione di queste o dell'assetto del ciclo può modificare drasticamente le prestazioni offerte dal fluido: in pratica, ogni caso va analizzato dettagliatamente, poiché le generalizzazioni possibili sono poche e le eccezioni sono quasi una regola.

Si capisce come tale aspetto complichino la trattazione, ma al contempo la renda più interessante, permettendo agli ingegneri di affrontare sfide sempre diverse in cui dar spazio alla loro creatività.

Per risolvere questo problema, nel capitolo 4 si ricorre ad un ottimizzatore, che consente di definire l'assetto di ciclo migliore e di selezionare il fluido più adatto sulla base delle variabili di ottimizzazione fissate e del parametro che si vuole ottimizzare. Il modello è realizzato in codice Matlab, collegato con delle librerie,

quali Refprop e CoolProp, che rendono disponibili le coordinate termodinamiche dei fluidi coinvolti.

La procedura di ricerca dell'ottimo è spiegata nel dettaglio e una volta terminata si sceglie il fluido più idoneo e si passa al dimensionamento degli scambiatori di calore, del tipo a piastre. Questo argomento è affrontato nel capitolo 5. Anche in questo caso i programmi sono scritti in Matlab e permettono di valutare le effettive dimensioni di questi componenti, tenendo conto dei coefficienti di scambio locali e delle perdite di carico complessive.

Nel capitolo 6 infine si propone una preliminare valutazione economica, atta a valutare se l'impianto fin qui definito costituisca un investimento conveniente, sulla base del valore attuale netto, dell'indice di profitto e del tempo di ritorno. L'aspetto economico infatti è vitale per classificare la fattibilità della realizzazione, che se giudicata dai soli punti di vista tecnico e termodinamico, per quanto ineccepibile possa essere la soluzione, rischia di rimanere uno studio interessante, ma destinato probabilmente a non tradursi in pratica.

1. INTRODUZIONE

La crescente domanda energetica mondiale, insieme all'attenzione sempre maggiore per le tematiche ambientali volte alla sostenibilità e alla fattibilità economica sono problemi che sono e stanno diventando sempre più pressanti.

Molti Stati stanno promuovendo lo sviluppo di tecniche e soluzioni per ridurre le emissioni e la dipendenza dai combustibili fossili, puntando sull'efficienza energetica, sull'integrazione dei processi e sul recupero di calore di scarto. In quest'ottica trova vasto impiego il ciclo Rankine a fluido organico.

Il ciclo Rankine a fluido organico è concettualmente identico al ciclo Rankine a vapore acqueo tradizionale, classicamente usato nelle grandi centrali termoelettriche per generazione di potenza, e rispetto a quest'ultimo può vantare i seguenti punti di forza [50], [39]:

- Adattabilità a varie fonti di calore.
- Provata e matura tecnologia.
- Minor complessità e manutenzione (rispetto ad altri sistemi).
- Possibilità di scala ridotta, fino al micro (pochi kW).
- Possibilità di conseguire generazione distribuita.
- Contenuti costi di manutenzione e di investimento.
- Buona disponibilità sul mercato e fornitori ben noti.
- Alta efficienza della turbina (>85%).
- Modesta velocità periferica della turbina, con conseguenti ridotte sollecitazioni meccaniche.
- Basso numero di giri della turbina, tale da consentire il diretto accoppiamento con il generatore elettrico, senza necessità del moltiplicatore di giri.
- Alta efficienza del ciclo, soprattutto in usi cogenerativi.
- Lunga vita tecnica di tutti i componenti dell'impianto.
- Possibilità di funzionamento automatico senza supervisione, a differenza che nelle centrali a vapore, nelle quali è sempre richiesta la presenza di un fuochista patentato.

I vantaggi di tipo operativo sono anch'essi molteplici:

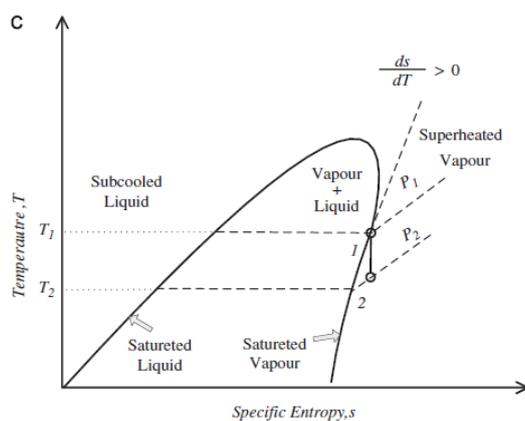
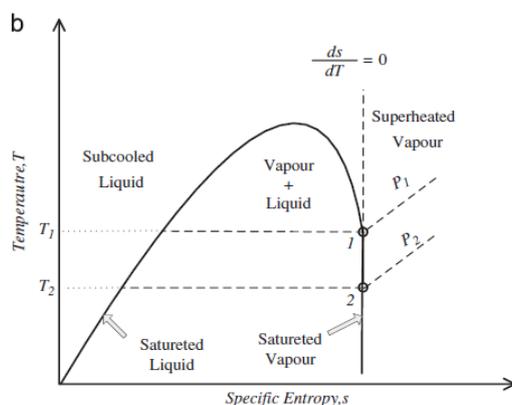
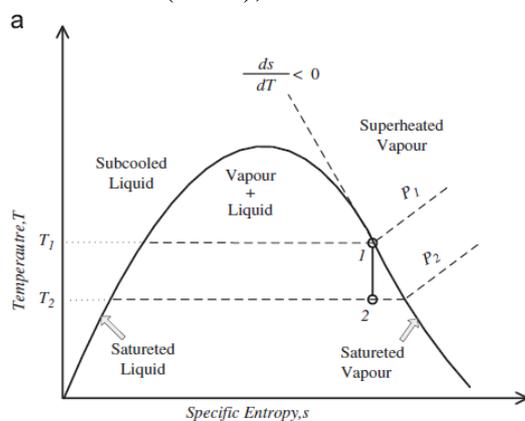
- Semplici procedure di avviamento e fermata.
- Ottime prestazioni ai carichi parziali (minimo tecnico al 10% del nominale), pronta risposta nei transitori.
- Minima necessità di personale per gestione e manutenzione (3-5 h/settimana).
- Gestione del modulo ORC completamente automatizzata.
- Alta affidabilità e disponibilità (>98%).
- Funzionamento silenzioso.

Tra i marchi più noti che producono impianti ORC ci sono: *Electratherm*, *Ormat*, *Barber-Nichols Inc.*, *Calnetix Power solutions*, *ENER-G-ROTORS*, *Infinity turbine llc*, *Pratt&Whithney*, *Vendicorp Inc. (USA)*, *GMK*, *Durr Cyplan*, *Kholer und Ziegler*, *Ergion GmbH*, *Maxxtec AG/Adoratec GmbH (D)*, *Tri-o-gen BV*, *Termocycle (NL)*, *Freepower (UK)*, *Cryostar SAS*, *Enogia*, *ENERTIME (F)*, *BEP Europe (B)*, *Exergy*, *Turboden (IT)*, *Eneftech (CH)*, *ENTRANS*, *Opcon Energy System AB (S)*, *gTET (AUS)*, *ENERBasque*, *WOW Energies*.

1.1 TIPO DI FLUIDO

I fluidi organici possono essere catalogati in molti modi, ossia secondo:

- La composizione molecolare: idrocarburi (*HC*), idrofluorocarburi (*HFC*), idroclorofluorocarburi (*HCFC*), clorofluorocarburi (*CFC*), silossani, eteri, alcoli, inorganici.
- La complessità molecolare.
- Il punto critico: pressione e temperatura.
- Le proprietà termodinamiche: calore specifico, calore latente, conducibilità termica, massa molecolare, punto critico, ...
- Parametri di sicurezza: infiammabilità, tossicità, compatibilità con i materiali, ozone depletion potential (*ODP*), global warming potential (*GWP*), ...



Una prima e forse più importante classificazione si basa sulla pendenza della curva di saturazione del vapore. Da questa caratteristica, infatti, dipendono l'applicabilità del fluido, l'efficienza di ciclo e la potenza netta estratta, nonché l'assetto e i componenti dell'impianto. Questa distinzione è basilare per procedere con la selezione del fluido, che va scelto secondo le peculiarità della sorgente termica disponibile.

Un fluido è detto "umido" (wet) quando la sua curva di saturazione del vapore nel diagramma *T-s* ha pendenza dT/ds negativa. Quando la pendenza della curva di saturazione del vapore è positiva il fluido viene detto "secco" (dry). Quando invece la pendenza è all'incirca infinita, cioè si ha un andamento pressoché verticale della curva di saturazione, si parla di fluido "isoentropico" (isentropic).

I fluidi umidi, tra i quali si contano l'acqua e l'ammoniaca, sono caratterizzati da un basso titolo di vapore a fine espansione: infatti si ha una progressiva condensazione del vapore durante l'espansione isoentropica. Bassi valori del titolo di vapore sono da evitare, poiché la presenza di goccioline di liquido disperse nella fase vapore può erodere le palette della turbina, pregiudicandone la durata e quindi

l'affidabilità dell'intero ciclo. Per ovviare a questo inconveniente è necessario provvedere al surriscaldamento del vapore saturo, in modo tale che il titolo in uscita dalla turbina non sia inferiore a 0.85. Data la bassa conducibilità termica della fase vapore, la presenza del surriscaldatore implica un considerevole aumento della superficie di scambio dell'evaporatore e quindi un maggior investimento di capitale iniziale.

Per contro i fluidi secchi e isoentropici non hanno bisogno di surriscaldamento.

Per i fluidi molto secchi, partendo l'espansione da vapore saturo, a fine espansione il vapore sarà fortemente surriscaldato, presentando così una potenziale perdita, se non sfruttato, e un maggior carico da smaltire al condensatore, essendo necessario aumentare l'area di scambio della zona di desurriscaldamento, data la bassa conducibilità termica del vapore. Una possibile soluzione è ricorrere a uno scambiatore rigenerativo interno, che provveda al desurriscaldamento del vapore saturo a fine espansione e preriscaldi il liquido in uscita dal condensatore. In tal modo il rendimento di ciclo aumenta, ma crescono anche la complessità dell'impianto e l'investimento, per la presenza dello scambiatore aggiuntivo.

Vale la pena sottolineare come il surriscaldamento non solo non sia necessario per i fluidi secchi, ma sia anzi controproducente e diminuisca l'efficienza di ciclo, mentre per fluidi umidi la aumenti: come si evince dai diagrammi T-s, spostandosi verso destra (aumentando cioè il grado di surriscaldamento) si ha un progressivo avvicinamento delle isobare per i fluidi secchi e un allontanamento per i fluidi umidi, che comporta rispettivamente una minor ed una maggior estrazione di lavoro. I fluidi isoentropici sono "indifferenti" agli effetti del surriscaldamento.

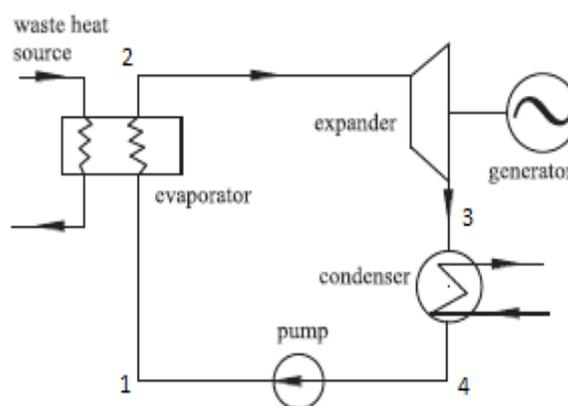
Studi in letteratura riportano inoltre che l'efficienza del ciclo è debolmente legata alla temperatura d'ingresso in turbina, per cui un alto grado di surriscaldamento non è il modo migliore per aumentare le prestazioni del sistema.

1.2 CONFIGURAZIONI DI CICLO

Si propongono ora gli assetti di ciclo, dai più comunemente applicati nella pratica industriale, a quelli oggetto di sperimentazione in laboratorio.

1.2.1. CICLO RANKINE BASE

Il ciclo Rankine di riferimento è composto da quattro dispositivi: pompa, generatore di vapore, turbina e condensatore. Nella sua architettura originaria il fluido operativo è acqua. Nel caso di temperature inferiori ai 300°C tuttavia, il ciclo Rankine tradizionale a vapor d'acqua diventa poco performante; per basse (<150°C) e medie temperature (150-350°C) si preferisce ricorrere ad altri fluidi, che garantiscono prestazioni migliori e realizzano un miglior accoppiamento con la sorgente termica. Il ciclo Rankine ideale si articola secondo le seguenti trasformazioni:



- 4-1: compressione isoentropica nella pompa.
- 1-2: somministrazione isobara di calore dall'esterno, nel generatore di vapore (o caldaia).
- 2-3: espansione isoentropica nell'espansore (o turbina).
- 3-4: rilascio isobaro di calore all'esterno, nel condensatore.

Il ciclo Rankine a vapore d'acqua trova vasta applicazione nelle grandi centrali termoelettriche di potenza, alimentate tipicamente a carbone o olio pesante, talvolta con piccole frazioni di biomassa, rifiuti solidi urbani, coke, bioolio. Per aumentare il rendimento di questi impianti si ricorre a surriscaldamento, risurriscaldamento e spillamenti rigenerativi atti a preriscaldare l'acqua di alimento. Con tali accorgimenti il rendimento complessivo dell'impianto si assesta intorno al 40-42% per centrali tradizionali, arrivando a sfiorare o superare il 50% nelle centrali supercritiche e ultrasupercritiche di più moderna concezione, rispettivamente.

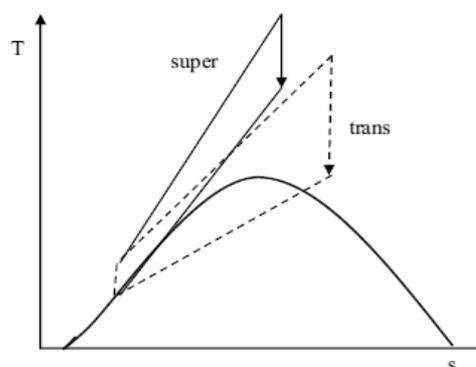
1.2.2 CICLO RANKINE SUBCRITICO

In questi cicli l'evaporazione avviene nella zona del bifase, al di sotto del punto critico. A seconda del tipo di fluido (umido, secco o isoentropico) il surriscaldamento può essere più o meno marcato e incidere in modo più o meno benefico sulle prestazioni di ciclo.

1.2.3 CICLO RANKINE SUPERCRITICO/TRANSCRITICO

Il rendimento di ciclo aumenta all'aumentare della temperatura di evaporazione e quindi della pressione di evaporazione corrispondente. Un ciclo Rankine semplice opera tra la pressione massima, di evaporazione, e la pressione minima, di condensazione.

Il ciclo si dice "transcritico" quando la pressione critica si trova tra le pressioni massima e minima del ciclo; si dice invece "supercritico" quando tutto il ciclo si trova



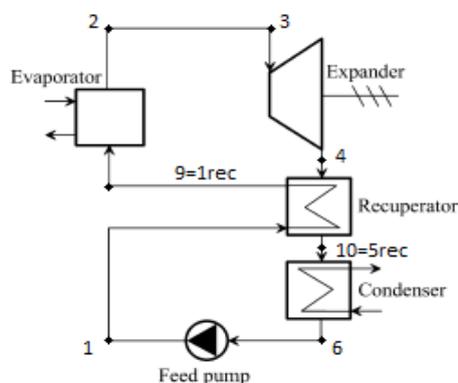
al di sopra della campana di saturazione definita dalle curve di Andrews. All'atto pratico, poiché configurazioni supercritiche propriamente dette non sono ancora mai state valutate, neanche a titolo di prototipo, né con vapore acqueo, né con fluidi organici, il termine supercritico è usato come un sinonimo di transcritico, a designare un ciclo con evaporazione al di sopra del punto critico.

Alcuni studi riportano le seguenti conclusioni:

- Uno spostamento da ciclo subcritico a transcritico non altera significativamente le prestazioni, con una variazione di circa 8%.
- Gli scambiatori lavorano in modo più efficiente con fluido supercritico (non si ha presenza di bifase, ma di un'unica fase transcritica). I profili termici di sorgente e fluido motore sono generalmente accoppiati in modo migliore, riducendo la differenza di temperatura motrice e quindi le perdite legate a questo tipo di irreversibilità.
- I cicli transcritici richiedono scambiatori e tubi più robusti, dato il maggior livello di sollecitazioni pressorie cui sono sottoposti tali componenti, quindi maggior costo.

1.2.4 CICLO RANKINE CON SCAMBIATORE RIGENERATIVO INTERNO

L'inserimento di un rigeneratore, nel caso si faccia uso di un fluido molto secco, consente di migliorare il rendimento termico del ciclo, sebbene occorra tener conto del maggior costo complessivo e della complessità derivante dall'aggiunta di tale pezzo. Secondo alcuni studi i vantaggi derivanti dall'introduzione dello scambiatore rigenerativo vengono meno quando la temperatura del fluido scende al di sotto dei 100°C indicativamente.



1.2.5 CICLO RANKINE CON RISURRISCALDAMENTO

Tale configurazione non è stata valutata con fluidi organici, sebbene sia molto comune nel caso di cicli a vapor d'acqua, tanto che nelle grandi centrali di potenza è sempre adoperato.

1.2.6 CICLO RANKINE CON PRERISCALDATORI DELLA LINEA DI ALIMENTO

Il preriscaldatore può essere chiuso o del tipo a miscela. La presenza dei preriscaldatori aumenta l'efficienza del ciclo e permette un miglior controllo del flusso. Il beneficio derivante dall'utilizzo di più preriscaldatori è nullo, per cui è consigliabile installarne solo uno.

1.2.7 CICLO RANKINE CON FLUIDI BINARI

Finora si sono riportati gli assetti di ciclo relativi a fluidi puri, monocomponente. Per completezza si citano alcune configurazioni che ricorrono a miscele binarie, senza peraltro voler essere esaustivi, ma per permettere di approfondire in letteratura quanto qui brevemente richiamato.

Il ciclo di Maloney e Robertson aggiunge al ciclo Rankine tradizionale una miscela binaria e un serbatoio "flash", ricorrendo all'assorbimento di un fluido nell'altro. Poiché le prestazioni erano peggiori del ciclo tradizionale, l'idea venne abbandonata.

Il ciclo di Kalina riprende l'idea del ciclo ad assorbimento, sfruttando una miscela di acqua e ammoniaca e risultando in prestazioni del 10-60% migliori in termini di efficienza termica, rispetto al ciclo a vapore.

Il ciclo di Uehara migliora ulteriormente le prestazioni del ciclo di Kalina, ma al prezzo di una complessità molto maggiore.

Infine il ciclo di Goswami, per generazione combinata di potenza e freddo, unisce il ciclo acqua/ammoniaca al ciclo Rankine: un prototipo è stato testato all'Università della Florida, mostrando buoni risultati, ma mostrando che la produzione ottimale di potenza elettrica e frigorifera non possono essere ottenute contemporaneamente.

1.3 SORGENTI DI CALORE

La tecnologia dei cicli Rankine a fluido organico diventa particolarmente efficiente per la conversione di calore a bassa e media temperatura in potenza elettrica. Al di sotto dei 350°C infatti il ciclo Rankine a vapor d'acqua tradizionale diventa poco performante, viceversa con un fluido organico opportuno le prestazioni rimangono buone. Le possibili applicazioni sono innumerevoli, ma possono essere raggruppate a seconda del tipo di fonte sfruttata, poiché, sebbene ogni caso vada poi vagliato opportunamente, presentano caratteristiche, problemi e soluzioni simili.

1.3.1 BIOMASSA

Le biomasse annoverano molte diverse risorse di origine animale e vegetale, quali ad esempio legno, scarti di potatura, sottoprodotti e scarti da agricoltura, reflui zootecnici, scarti di origine animale, scarti dell'industria alimentare, rifiuti solidi urbani. Lo sfruttamento della biomassa è particolarmente elevato nei paesi in via di sviluppo, nei quali spesso costituisce la principale fonte di combustibile, ed è invece meno marcato nei paesi industrializzati. Sebbene il potenziale mondiale di tale fonte sia stimato in 3600 EJ/anno, occorre aggiungere che parte della biomassa viene già sfruttata, sia per usi energetici che non e che parte di essa deriva da colture dedicate. La possibilità di sfruttarla con successo va valutata caso per caso, a seconda del tipo di biomassa, della disponibilità della risorsa, dell'accessibilità e delle problematiche connesse al suo approvvigionamento, preparazione, trasporto e utilizzo.

1.3.2 OCEANI

Gli Oceani ricoprono il 70% della superficie terrestre e rappresentano un immenso "collettore", riscaldato gratuitamente dal Sole. Nei primi 50-100 m appena al di sotto della superficie, la temperatura varia tra 26°C e 31°C durante tutto l'anno. All'aumentare della profondità la temperatura cala, fino a raggiungere 2-7°C ad una profondità di 800-1000 m. Il profilo termico oceanico è stato misurato in molte aree diverse del pianeta e per poter essere sfruttato, la differenza di temperatura minima tra strato caldo e freddo deve essere di almeno 22-27°C, designando quindi le zone oceaniche tropicali equatoriali come le più idonee. La OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion) nacque come idea del fisico francese d'Arsonval nel 1881: la tecnologia odierna ricorre ad un fluido basso bollente, tipicamente con punto di ebollizione inferiore a 30°C, che realizzi un ciclo termodinamico tra la sorgente calda e il pozzo freddo. Questa fonte ha trovato recentemente nuovo interesse, alla luce dell'aumento della domanda di energia, dell'aumento del costo dell'energia primaria e dell'attenzione alle questioni ambientali ed è possibile che sia oggetto di ulteriori ricerche e sperimentazioni in un prossimo futuro. Oltre alla rinnovabilità della fonte, un altro punto di forza è la costanza dei livelli termici, data l'enorme inerzia termica garantita dalle masse oceaniche, che quindi garantirebbe un approvvigionamento costante, cosa tutt'altro che scontata per le altre fonti rinnovabili, molto più aleatorie. Per poter essere valorizzati al meglio, i siti idonei per la OTEC devono presentare grande differenza di temperatura, correnti lente e condizioni climatiche stabili. Il potenziale per questa fonte è ancora oggetto di ricerche, ma è stato finora stimato in 3-5 TW_{el}.

1.3.3. CALORE DI SCARTO

Il potenziale offerto da questa categoria (WHR=Waste Heat Recovery con acronimo inglese) è enorme e coinvolge i settori industriale, domestico e dei trasporti. Il calore può essere recuperato da aria, fumi di combustione e gas caldi, olio o acqua in pressione, vapore di processo e perfino solidi. I livelli termici si distinguono in basso (<150°C), medio (150-400°C) e alto (>400°C): molti autori riportano intervalli diversi di temperatura, ma sostanzialmente coerenti con quelli qui proposti.

L'indotto industriale offre svariate possibilità, identificando cementifici, settore metallurgico, petrolchimico, elettrico di potenza, alimentare, della ceramica e del vetro, della carta come i più energivori e quindi come i più interessanti per realizzare il recupero termico.

Nel compartimento dei trasporti, basato sui motori a combustione interna, il 60% circa dell'energia del combustibile è degradata in calore e di questo circa il 50% è associato ai fumi di combustione. Il recupero termico dai gas di scarico caldi, tipicamente tra i 500 e 300°C, aprirebbe la strada a enormi sviluppi e miglioramenti dell'efficienza, riduzione dell'inquinamento, dell'effetto serra e un minor consumo di combustibili fossili. Molti studi sono in corso sulla possibilità di recupero termico dai fumi esausti di turbine a gas e motori a combustione interna, specie nel caso di grandi installazioni fisse "heavy duty" e in ambito navale, ma anche per quanto riguarda motori automobilistici.

1.3.4 GEOTERMIA

La geotermia si presenta sotto forma di rocce, acqua o vapore caldo, e può essere ad alta temperatura (>180°C), media (100-180°C) e bassa (<100°C). Si può inoltre distinguere tra geotermia "secca" o "umida", a seconda del contenuto di vapore del pozzo in esame. I sistemi di trasferimento del calore sono dominati dalla convezione (acqua e vapore), dalla conduzione o misti.

Gli impianti tipici sono ORC, ciclo di Kalina, a singolo flash, a doppio flash, ecc. e producono energia elettrica, spesso in cogenerazione per teleriscaldamento, calore di processo, acquacoltura, silvicoltura o altri usi. Il calore endogeno terrestre ammonta a 65mW/m² sul continente e a 100mW/m² sui fondali oceanici, fornendo 1400 EJ/anno (dei quali 315 a livello continentale).

1.3.5 SOLARE

L'energia solare è la maggior fonte rinnovabile presente sul pianeta: il Sole fornisce alla terra una potenza di circa 1000 W/m² e un'energia di 3.9*10⁶ EJ/anno. Il potenziale sfruttabile con le tecnologie oggi mature disponibili sul mercato ammonta a 1500-50000 EJ/anno, una quantità di energia pari a 3-100 volte il fabbisogno energetico mondiale.

Le tecnologie oggi disponibili sono i pannelli solari fotovoltaici e termici, che contano collettori piani vetrati e scoperti, collettori a tubi evacuati, e il solare termodinamico, che fa uso di collettori parabolici lineari, Fresnel, piatti parabolici ed eliostati. Nel solare termodinamico l'energia solare scalda ed evapora un fluido, che alimenta poi un ciclo termodinamico: gli ORC possono potenzialmente essere applicati a tale soluzione.

1.3.6 CONSIDERAZIONI GENERALI

La possibilità di realizzare un recupero termico e il conseguente impiego in un ciclo Rankine a fluido organico deve soddisfare svariati requisiti di carattere tecnico, economico, ambientale, di sicurezza. Oltre che soddisfacente dal punto di vista prestazionale, il ciclo deve rispettare determinati vincoli ambientali (fluido non tossico, non infiammabile, con basso *GWP* e *ODP* nullo, ...) di fattibilità tecnica (ad esempio, il "size parameter" *SP* o il "volume flow ratio" *VFR* per quanto riguarda l'espansore, o la superficie di scambio e la differenza di temperatura in evaporatore, condensatore e rigeneratore), il tutto supportato da favorevoli aspetti economici (incentivi, investimento contenuto, tempo di ritorno breve, alto indice di profitto, ...).

Come verrà approfondito successivamente, prestazioni, fattibilità tecnica ed economica sono fortemente intercorrelati e nella valutazione della soluzione non si può prescindere dal tenerne debito conto contemporaneamente: trascurare uno di questi tre aspetti potrebbe ad esempio portare a sviluppare un progetto termodinamicamente ottimo, ma tecnicamente e/o economicamente insostenibile, oppure viceversa una soluzione fattibile ed economica, ma prestazionalmente scarsa.

2. PARAMETRI CARATTERIZZANTI IL CICLO

Un aspetto fondamentale per comprendere il problema è individuare quali siano i parametri che maggiormente regolano il funzionamento e le prestazioni del ciclo e in che modo poter agire su di essi per realizzare il miglior assetto impiantistico tale da soddisfare le specifiche di progetto del caso. Una volta appurato ciò è possibile provvedere alla modellazione e all'ottimizzazione del sistema in una fase successiva. Si riportano le conclusioni di Bao [3], ritenute le più complete, sebbene sintetiche.

2.1 PROPRIETÀ FISICHE E TERMODINAMICHE DEL FLUIDO

2.1.1 Calore latente di vaporizzazione " r "

Fluidi con un alto valore del calore latente di vaporizzazione producono maggior lavoro specifico, una volta che siano fissati gli altri parametri. Tuttavia, qualora si sfrutti un calore di scarto, fluidi con più basso calore latente sono da preferire, poiché consentono un trasferimento di calore a temperatura maggiormente variabile, vale a dire una minor differenza di temperatura tra i fluidi caldo e freddo e quindi un miglior accoppiamento dei profili termici. In tal modo le irreversibilità nel processo di scambio termico vengono ridotte, aumentando così il rendimento exergetico. L'efficienza termica è legata al calore latente di vaporizzazione: un modo per tenerne conto è considerare il rapporto tra calore sensibile e latente scambiato nella fase di riscaldamento del fluido. In alcuni casi può essere utile definire una figura di merito *FOM* (Figure Of Merit):

$$FOM = Ja^{0.1} \left(\frac{T_{cond}}{T_{evap}} \right)^{0.8}$$

dove Ja è il numero di Jakob, rapporto tra calore sensibile e latente:

$$Ja = \frac{c_p dT}{r}$$

L'efficienza termica del ciclo è tanto maggiore quanto minore è la figura di merito, ossia tanto più è grande il calore latente, mentre il rendimento exergetico cala al diminuire della figura di merito: a seconda dell'obiettivo da ottimizzare, occorrerà trovare un valore di compromesso per la figura di merito e quindi del valore del calore latente di vaporizzazione.

Il rendimento termico è più indicato per descrivere le prestazioni di impianti solari o a biomassa, mentre nel caso di recupero di calore di scarto e impianti geotermici il parametro da massimizzare è la potenza elettrica generata. Questa precisazione è importante, poiché la massimizzazione del rendimento di ciclo non si accompagna alla massima produzione di potenza elettrica. Quindi per applicazioni di recupero da calore di scarto è più opportuno estrarre quanto più lavoro possibile dal ciclo, poiché è più vantaggioso produrre di più anche se con minor efficienza piuttosto che realizzare un impianto efficiente ma che generi poca potenza.

Il rendimento exergetico resta un ottimo indice per verificare la " bontà" del processo di conversione e per confrontare fonti energetiche differenti.

2.1.2 Massa volumica " ρ "

Un'alta massa volumica della fase vapore è di cruciale importanza, soprattutto per fluidi che mostrino basse pressioni di condensazione. Un valore troppo basso della massa volumica obbliga a portate volumetriche maggiori, si traduce in maggiori perdite di carico e in un aumento del numero degli stadi della turbina, tutti fattori che contribuiscono a far lievitare i costi di investimento.

L'efficienza isoentropica di espansione è funzione del numero di Reynolds (che diventa ininfluente per moto turbolento pienamente sviluppato) e dei due parametri seguenti: il "size parameter", che tiene conto delle effettive dimensioni della turbina:

$$SP = \frac{\sqrt{\dot{V}_{out}}}{\sqrt[4]{\Delta H_{is}}} = \frac{\sqrt{\dot{m}_{out}/\rho_{out}}}{\sqrt[4]{\Delta H_{is}}} [m]$$

e il rapporto tra i flussi volumetrici "volume flow ratio", che fornisce indicazione della variazione di volume nel processo di espansione (assunta isoentropica), ossia della comprimibilità del fluido:

$$VFR = \frac{\dot{V}_{out}}{\dot{V}_{in}} = \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}}$$

Un alto valore della massa volumica del vapore in uscita dall'evaporatore porta a ridotti valori del "size parameter", risultando in turbine di piccole dimensioni, tali da dover richiedere lavorazioni molto precise e quindi costose.

Moderati valori del "volume flow ratio" invece sono benefici per l'efficienza della turbina, che cresce al diminuire di questa grandezza: in particolare, per conseguire valori dell'efficienza isoentropica di espansione superiori a 80% è buona norma che tale rapporto non ecceda il valore 50.

2.1.3 Calore specifico " c_p "

Il calore specifico del liquido non mostra di influenzare il lavoro netto estratto dal ciclo. Il calore specifico del vapore può invece influire significativamente sul costo dell'evaporatore, qualora sia richiesto un alto grado di surriscaldamento del vapore generato. In tal caso, a motivo del più basso valore del calore specifico del vapore rispetto al calore latente di vaporizzazione, la superficie necessaria per il surriscaldatore può crescere in modo apprezzabile e con essa il costo associato a questo scambiatore.

2.1.4 Temperatura critica " T_{crit} "

Sebbene l'efficienza termica di ciclo sia una debole funzione della temperatura critica, fluidi che presentano un più alto valore della medesima sono più performanti. Per contro, la pressione di condensazione è bassa e ciò può avere ripercussioni sulla turbina e sull'assetto dell'intero impianto; viceversa un'alta temperatura di condensazione incide negativamente sul rendimento, poiché si riduce la differenza tra le temperature massima e minima di ciclo. Un altro fatto da tenere in considerazione è che per fluidi ad alta temperatura critica, la densità del vapore è

molto inferiore a quella del punto critico: un basso valore della densità del vapore in ingresso all'espansore implica i problemi di cui già menzionato sopra.

2.1.5 Temperatura di ebollizione " T_{eb} "

Per poterli maneggiare agevolmente è auspicabile che a temperatura e pressione ambiente i fluidi di lavoro si trovino allo stato liquido o gassoso. Tendenzialmente, per fluidi che appartengono a una stessa famiglia, quelli con più alta temperatura di ebollizione raggiungono le prestazioni migliori in termini di efficienza termica. Tale considerazione non vale se si considerano fluidi di natura diversa, ad esempio un *HFC* e un idrocarburo.

2.1.6 Punto di congelamento " $T_{freezing}$ "

La temperatura di congelamento deve essere inferiore alla temperatura minima di ciclo, pena il blocco dell'impianto e rotture dello stesso.

2.1.7 Massa molecolare " MM "

La massa molecolare è strettamente legata al lavoro di espansione, in modo inversamente proporzionale: fluidi molecolari più pesanti presentano un minor salto entalpico in espansione e quindi richiedono minor numero di stadi e velocità periferiche più contenute. Le molecole "pesanti" sono solitamente anche più complesse. Un'alta massa molecolare influisce positivamente sull'efficienza della turbina. Tuttavia, fluidi con elevata massa molecolare richiedono maggior superfici degli scambiatori.

2.1.8 Complessità molecolare " σ "

La complessità molecolare è legata alla tipologia di fluido: secco, umido o isoentropico, come si evince dalla definizione:

$$\sigma = \frac{T_{crit}}{R} \left(\frac{\delta S}{\delta T} \right)_{SV, T_r=0.7}$$

Tale grandezza è valutata considerando vapore saturo alla temperatura ridotta del 70%.

L'aumento della complessità molecolare comporta una diminuzione del rapporto tra i calori specifici, che tende all'unità, e la pendenza della curva di saturazione del vapore diventa positiva, tanto maggiormente quanto più è grande la complessità molecolare. In generale, per fluidi omologhi la temperatura critica e il fattore di acentricità crescono mentre la pressione critica diminuisce proporzionalmente con la complessità molecolare. Sempre per fluidi appartenenti a una stessa famiglia, la complessità molecolare aumenta con il numero di atomi della molecola di fluido. Inoltre, si noti, tanto maggiore è σ tanto minore è il raffreddamento del vapore durante l'espansione. A parità di taglia della turbina, l'efficienza isoentropica è tanto più scarsa quanto più il fluido è molecolarmente semplice. L'effetto del ciclo rigenerativo è tanto più benefico quanto più il fluido di lavoro è complesso, eccetto che per idrocarburi ciclici, tuttavia per contro il lavoro netto e l'efficienza del sistema sono inversamente proporzionali alla complessità molecolare.

2.1.9 Viscosità " μ "

Per contenere le perdite di carico dovute all'attrito, è opportuno che il fluido motore abbia bassa viscosità, sia in fase liquida che vapore.

2.1.10 Conducibilità termica " λ "

Un valore elevato della conducibilità termica contribuisce a ottenere un alto coefficiente di scambio termico nei componenti adibiti a tale scopo, quali evaporatore, condensatore e rigeneratore interno (se presente).

2.2. CLASSIFICAZIONE DEI FLUIDI

2.2.1 Fluidi puri

La scelta del fluido gioca un ruolo chiave: da questa dipende poi l'intero assetto del ciclo, le macchine scelte, i parametri termodinamici ottimali. Molta attenzione quindi bisogna porre nella fase di selezione del fluido di lavoro. I fluidi possono essere raggruppati in 7 gruppi, o famiglie, a seconda degli atomi che li compongono e della loro struttura molecolare:

- Idrocarburi (*HC*): a loro volta distinguibili in lineari (propano, pentano), ramificati (isobutano, isopentano) e aromatici (benzene, toluene, xilene). Presentano ottime proprietà termodinamiche, ma anche problemi di infiammabilità.
- Perfluorocarburi (*PFC*): estremamente stabili ed inerti, alta complessità molecolare, non ottimali dal punto di vista prestazionale-termodinamico.
- Silossani: disponibili spesso in miscele, quasi sempre zeotropiche, (quindi i processi di evaporazione e condensazione isobara non sono isotermi), bassi livelli di tossicità e infiammabilità, alta massa molecolare.
- Idrofluorocarburi (*HFC*): *ODP* nullo, hanno potenzialità interessanti.
- Eteri ed eteri fluorinati: infiammabili, tossici.
- Alcoli: infiammabili, solubili in acqua.
- Inorganici: largamente disponibili ed economici, minimo impatto ambientale, possono dare problemi operativi (ad esempio, con ammoniaca bisogna evitare elementi in rame).

Bisogna precisare che non esiste un unico fluido ottimale per i cicli Rankine a fluido organico. Differenti condizioni operative e diverse tipologie di sorgente termica rendono più idonei certi fluidi rispetto ad altri. Inoltre, una volta scelta la sorgente e le condizioni operative, un fluido può risultare migliore a seconda di quali indici prestazionali si valutino e di quale sia la funzione obiettivo da ottimizzare (potenza resa, rendimento termico, rendimento exergetico, minimo costo dell'energia prodotta, ...). Infine si tenga presente che la selezione del fluido non deve rispondere solo a un criterio termodinamico, ma anche rispettare vincoli su temperature e pressioni massime e minime sopportabili dal fluido stesso e dai componenti dell'impianto, design degli scambiatori e degli espansori, normative ambientali e di sicurezza.

2.2.2. *Miscele di fluidi puri*

La fase di vaporizzazione isobara di un fluido puro è anche isoterma, se si trascurano le perdite di carico dovute all'attrito. Poiché la sorgente termica presenta solitamente un profilo non costante, durante la fase di evaporazione isoterma, aumenta la differenza di temperatura tra il fluido caldo lato sorgente e il fluido freddo motore del ciclo Rankine, con conseguente crescita delle irreversibilità associate allo scambio termico. Per ovviare a questo inconveniente, in taluni casi può rivelarsi vincente il ricorso a miscele zeotropiche, solitamente bicomponente. I due fluidi che compongono la miscela devono avere temperature di ebollizione non troppo dissimili, in modo da formare il tipico diagramma a lente o "glide" durante il cambiamento di fase liquido-vapore.

Solitamente il glide è di alcuni gradi Kelvin e viene mantenuto moderato, altrimenti la differenza di temperatura tra inizio e fine condensazione cresce e aumentano le perdite exergetiche legate allo scambio termico e anche il costo di produzione del pozzo termico, che deve essere più freddo per poter permettere lo scambio termico, dato che la temperatura di fine condensazione è più bassa che nel caso di fluido puro. Simili considerazioni, ma a rovescio, valgono per l'evaporatore.

Poter sfruttare una miscela consente un miglior accoppiamento tra i profili termici caldo e freddo nello scambiatore e quindi un processo più efficiente dal punto di vista termodinamico. La composizione della miscela può essere variata in modo da rispettare gli standard fisici, chimici, ambientali e di sicurezza richiesti al fluido. Lo spostamento ("shift") di composizione dovuto a condensazione ed evaporazione differenziale comporta una diminuzione della differenza di temperatura media logaritmica e quindi, a parità di flusso termico, un aumento della superficie di scambio termico. Con l'uso di miscele anche le perdite di carico sono più consistenti, specie nell'evaporatore, e vanno perciò debitamente valutate e limitate.

2.3 LIMITAZIONI

2.3.1 *Limitazione sulle pressioni di evaporazione e condensazione*

Poiché alle pressioni di evaporazione e condensazione sono associate le temperature di saturazione rispettive, tanto più è grande la loro differenza tanto più il rendimento termico di ciclo è alto. Tuttavia un valore troppo elevato della pressione di evaporazione comporta spessori maggiori delle tubazioni e dei componenti di alta pressione del ciclo, con conseguente aumento del costo. Inoltre, per valori di pressione prossimi alla pressione critica, modeste fluttuazioni di temperatura si accompagnano a grandi variazioni della pressione, rendendo il funzionamento instabile.

Se si considera un fluido la cui curva di saturazione del vapore nel diagramma T-S è molto ripida, con pendenza negativa immediatamente sotto al punto critico e poi positiva, bisogna porre attenzione che il punto di inizio espansione sia tale per cui non si entri nella zona del bifase, cosa che può succedere nella prima fase dell'espansione, per un fluido con questa forma della curva di saturazione. Per evitare questo inconveniente si può ridurre la pressione di evaporazione imposta, oppure fornire un surriscaldamento tale per cui l'espansione proceda sempre nella zona del vapore surriscaldato.

La pressione di condensazione è preferibile che sia leggermente superatmosferica, impedendo l'infiltrazione di gas incondensabili dall'esterno e rendendo superfluo il degasatore. Inoltre in tal modo il volume specifico del vapore è ridotto, il che significa espansori più compatti.

2.3.2 Limitazione sulla massima temperatura di decomposizione

Alcuni fluidi presentano un valore di temperatura oltre il quale iniziano a decomporsi, perdendo le loro peculiarità. Tale limite non deve essere superato o il fluido dovrà essere sostituito, obbligando alla fermata dell'impianto, quindi a costi per mancata produzione e ricarica del liquido.

2.3.3 Limitazioni negli espansori

Gli espansori vanno scelti in base al tipo di fluido impiegato nel ciclo.

Per le turbine radiali le limitazioni sono connesse al numero di Mach, alla velocità tangenziale, alla velocità di rotazione. Una velocità tangenziale elevata, compatibilmente con i materiali, è preferibile perché implica un aumento del lavoro specifico di stadio. Per evitare soffocamento, il numero di Mach nella girante e negli ugelli non deve superare 0.85, inoltre un valore troppo elevato porterebbe ad un calo del rendimento isoentropico di espansione. Questa limitazione vincola il massimo rapporto pressione/volume nella turbina.

Gli espansori volumetrici sono limitati nelle loro applicazioni dal rapporto volumetrico intrinseco, solitamente inferiore a 5. Un'altra limitazione è data dal volume spazzato o cilindrata, che va scelta in base alla portata di fluido organico circolante nell'impianto.

2.3.4 Limitazioni ambientali e di sicurezza

Tra i principali parametri da considerare ci sono l' "ozone depletion potential" *ODP*, il "global warming potential" *GWP* e l' "atmospheric lifetime" *ALT*. Per normativa i fluidi di lavoro devono rispettare determinati requisiti, che variano da paese a paese. La tabella seguente mostra quanto sancito nel Protocollo di Montreal: si noti come nei paesi in via di sviluppo le norme ambientali siano state più permissive, ma negli ultimi anni l'attenzione verso tale aspetto sia via via crescente.

SOSTANZA	PAESI INDUSTRIALIZZATI	PAESI IN VIA DI SVILUPPO
Clorofluorocarburi (CFC)	Banditi da fine 1993	Banditi da fine 2010
Alogeni	Banditi da fine 1995	Banditi da fine 2010
Tetracloruro di carbonio (CCl ₄)	Banditi da fine 1995	Banditi da fine 2010
Metilcloroformio (CH ₃ CCl ₃)	Banditi da fine 1995	Da bandire entro fine 2015
Idroclorofluorocarburi (HCFC)	Da bandire entro fine 2020	Da bandire entro fine 2030
Idrobromofluorocarburi (HBFC)	Banditi da fine 1995	Banditi da fine 1995
Bromuro di metile (CH ₃ Br)	Banditi da fine 2005	Da bandire entro fine 2015
Bromoclorometano (CH ₂ BrCl)	Banditi da fine 2002	Banditi da fine 2002

Secondo la classificazione ASHRAE di sicurezza dei refrigeranti, i fluidi sono raggruppati in ordine crescente secondo la loro tossicità (A o B) e infiammabilità (1, 2 o 3). Talvolta fluidi anche piuttosto "pericolosi" sono tollerati, a seconda delle applicazioni in cui vengono impiegati. Ad esempio, il problema dell'infiammabilità diventa critico nelle applicazioni su veicoli, mentre può essere tenuto in sicurezza per installazioni fisse, in luoghi isolati e predisposti di carico antincendio.

2.4 TIPOLOGIE E CARATTERISTICHE DEGLI ESPANSORI

La corretta scelta dell'espansore, in funzione anche del fluido operativo, è molto importante, poiché da quest'ultimo dipende la conversione in potenza elettrica dell'energia termica del fluido. Gli espansori si distinguono in due categorie:

- Turboespansori: le turbine possono essere a flusso assiale o radiale ed elaborano un flusso continuo di portata.
- Volumetrici: sono caratterizzati da una cilindrata e operano con portate discrete di fluido. Rispetto alle turbomacchine sono meno idonei nel gestire grandi o molto variabili rapporti di espansione. Rientrano in questo gruppo gli espansori a vite, scroll (a spirale), a pistoncini e a lamelle.

2.4.1 Turbine

Le turbine adottate nei cicli Rankine a fluido organico sono sostanzialmente le stesse usate nei cicli a vapore d'acqua. A motivo delle diverse proprietà termo-fisiche dei fluidi coinvolti però, le caratteristiche costruttive sono soggette a vincoli e restrizioni differenti:

- I fluidi organici possono presentare infiammabilità, tossicità o essere molto costosi, quindi per motivi di sicurezza e/o economici è bene eliminare le perdite per trafile: ciò può essere raggiunto realizzando una tenuta a doppia guarnizione.
- I fluidi organici hanno solitamente grande massa molecolare e la velocità del suono è minore di quella del vapore d'acqua, quindi il moto supersonico nelle sezioni di gola di ugelli e girante si raggiunge a velocità più ridotte.
- Fissata una differenza di temperatura nell'espansione, le turbine usate negli ORC hanno un più basso salto entalpico e un maggior rapporto di espansione rispetto al vapore d'acqua, specialmente per applicazioni di recupero termico a bassa temperatura.
- I fluidi organici mostrano maggior massa volumica e minor volume specifico del vapore, quindi le sezioni di passaggio e le dimensioni delle turbine sono minori. Inoltre, per fluidi secchi, il contenuto di liquido durante l'espansione è minimo, poiché il vapore è sempre in fase surriscaldata.
- Le turbine sono compatte e di ridotte dimensioni, bisogna porre attenzione alle sovra velocità nel caso di perdita di carico (ad esempio in caso di guasto elettrico nella rete).

Per quanto riguarda la scelta della macchina, le turbine assiali sono più indicate quando si abbiano elevate portate in gioco e ridotti rapporti di espansione, mentre nel caso le portate siano contenute e i rapporti di pressione più spinti, sono da preferire turbine radiali. A favore delle prime sta la possibilità di disporre di un qualsivoglia numero di stadi in serie, mentre le seconde sono più compatte. Nel caso di piccoli e medi impianti una macchina radiale è una soluzione allettante, per i seguenti motivi:

- Possono essere adattate a varie sorgenti termiche con modifiche minime.
- Lavorano ad alta efficienza, pressoché costante in un ampio intervallo di carico, grazie al distributore in ingresso, contribuendo a livellare le variazioni stagionali o giornaliere nella disponibilità della fonte.
- Sono meno soggette alle perdite fluidodinamiche associate all'incidenza della corrente al bordo d'attacco, e quindi efficienti anche al diminuire della taglia della macchina.
- Sono più facili da costruire rispetto alle turbine assiali, poiché le palette sono attaccate al mozzo centrale. Il rotore è più stabile dinamicamente, poiché più rigido.

2.4.2 Espansori a vite

Sono molto usati in applicazioni geotermiche e per recupero di calore di scarto mediante ORC. Hanno velocità di rotazione elevate e richiedono quindi demoltiplicatori di giri e un sistema di controllo. Il tipo a elica richiede una lavorazione molto precisa, per realizzare in modo accurato la tenuta tra i minuscoli giochi dei due rotori. La lubrificazione ha la duplice funzionalità di prevenire il contatto tra le parti metalliche in movimento e di fornire una tenuta alla fuoriuscita del vapore e può essere a iniezione di olio oppure oil-free: la prima configurazione ha un design più semplice, è economica, altamente efficiente e viene largamente usata per i compressori, mentre la seconda separa il fluido di lavoro dall'olio, che viene pompato sui rotori esternamente alla camera di lavoro. Occorrono tenute sui cuscinetti e sulle pareti della camera di lavoro, che complicano la macchina e la rendono più costosa. Le macchine a vite sono prodotte da precisi macchinari a controllo numerico, che devono garantire la perfetta tenuta tra le parti. Lavorano meglio con fluidi umidi, a causa delle forti tenute richieste; l'uso con fluidi secchi richiederebbe tenute ancora più severe, che aumentano il costo di tale tipo di macchinario.

2.4.3 Espansori scroll

Presentano un rapporto volumetrico fissato, quindi sono in grado di fornire un preciso rapporto di pressione, che dipende dalla geometria della macchina. Se il rapporto di espansione richiesto è diverso da quello intrinseco dell'espansore, si hanno delle perdite di sotto o sopra espansione, che possono penalizzare pesantemente l'efficienza della macchina.

Ne esistono di due tipi, il "compliant", che richiede abbondante lubrificazione per evitare eccessivo logoramento delle parti a contatto, e il "kinematically constrained", che può invece operare senza necessità di lubrificante.

Gli espansori scroll inoltre non richiedono valvole di aspirazione o di scarico, e perciò presentano minore rumorosità e maggiore durabilità. Inoltre il moto rotatorio tra le parti offre minor resistenza rispetto al moto di strisciamento e funge

anche da tenuta, e rende così possibile limitare o addirittura eliminare l'uso di olio. Gli espansori scroll possono avviarsi senza bisogno di altri dispositivi preposti a questa funzione e sotto qualsiasi carico.

2.4.4 Espansori a pistoni alternativi

Sono largamente usati nel recupero termico da motori a combustione interna. Questo tipo di macchine è complesso e richiede una precisa temporizzazione della movimentazione delle valvole di aspirazione e di scarico. Presentano alcuni inconvenienti:

- La coppia è pulsante, per via del numero finito di pistoni e del volume discreto dei cilindri.
- Sono affetti da ingenti perdite per attrito, dovute al gran numero di parti a contatto durante il moto.
- L'affidabilità è un problema, a cagione dei molti pezzi di cui è composto l'espansore, che aumentano la possibilità di guasto.
- Problemi di lubrificazione in presenza di vapore.
- Alti costi di produzione.

Nonostante questi svantaggi, sono più efficienti degli espansori di tipo scroll qualora si abbiano grandi rapporti di pressione, poiché sono più semplici da realizzare.

2.4.5 Espansori rotativi a lamelle

Presentano molti vantaggi, rispetto ad altri espansori:

- Tollerano un ampio intervallo di titoli di vapore.
- Autoavvianti.
- Sono semplici, facili da costruire, hanno bassi costi di manutenzione, minima necessità di lubrificazione.
- Presentano una curva di coppia piuttosto piatta e un rendimento molto costante in un ampio campo di velocità di rotazione (circa 3000 giri/min), che rende possibile il diretto accoppiamento al generatore elettrico.
- Bassa rumorosità e vibrazioni.
- Alti rapporti di espansione (fino a 10) e capacità di lavorare con elevate pressione.
- Di provata efficacia con fluidi organici.
- Perdite per attrito contenute, a motivo delle ridotte superfici a contatto.

La velocità di rotazione è fortemente dipendente dalla portata di vapore e dalla pressione.

2.4.6 Confronto e selezione degli espansori

Nella scelta del tipo di espansore occorre tener conto di efficienza isoentropica, rapporto di espansione, lavoro netto, lubrificazione, velocità di rotazione, complessità, affidabilità e costo, ma anche rumorosità, sicurezza, perdite, temperature e pressioni di lavoro.

La tabella che segue riporta le principali caratteristiche dei vari tipi di espansori, quali la taglia, la velocità di rotazione, costo, vantaggi e svantaggi.

Tipo	Capacità [kW]	Velocità di rotazione [giri/min]	Costo	Pro	Contro
Turbine radiali	50-500	8000-80000	Alto	Leggere, tecnologia matura e alte efficienze	Costose, poco performanti in off-design, maltollerano fluido bifase
A vite	15-200	<6000	Medio	Tollerano bifase, basse velocità di rotazione, alte efficienze in off-design	Necessità di lubrificazione, difficile tenuta e realizzazione
Scroll	1-10	<6000	Basso	Alte efficienze, semplici da realizzare, leggeri, tollerano bifase, basse velocità di rotazione	Basse capacità, necessità di lubrificazione e modifiche
Alternativi a pistoni	20-100	-	Medio	Alti rapporti di espansione, tecnologia matura, tollerano bifase, adattabili a molte condizioni operative	Pesanti, molte parti in movimento, presenza di valvole e coppia pulsante
Rotativi a lamelle	1-10	<6000	Basso	Tollerano bifase, coppia stabile, semplici, bassi costi e rumorosità	Basse capacità e necessità di lubrificazione

Come riportato, le turbine offrono le maggiori potenzialità in termini di capacità e sono le più indicate per grandi impianti. Gli espansori a vite e a pistoni possono trovare applicazione in sistemi di piccola e media taglia, mentre gli scroll e quelli a lamelle sono limitati alle più piccole unità.

Le turbine ruotano a velocità elevate e bisogna quindi dimensionare opportunamente cuscinetti, tenute, albero, ecc. Anche il design e la produzione della turbina risultano complessi e costosi, perciò il fatto che siano utilizzate nei sistemi più grandi contribuisce in qualche modo a ridurre il costo unitario. Per impianti medio-piccoli le macchine volumetriche consentono velocità di rotazioni più contenute, riducendo in parte il problema delle perdite e della realizzazione.

Nel caso in cui si operi con fluidi molto umidi infine, gli espansori a vite e di tipo scroll sono la scelta migliore. Un ostacolo all'uso delle macchine volumetriche è la necessità di lubrificazione, che richiede una maggior complicazione dell'espansore e del suo costo; l'adozione di macchine oil-free ovvia al problema, ma si accompagna ad un minor rendimento e a maggiori perdite, dovute ai maggiori giochi tra le parti in movimento.

3. CARATTERIZZAZIONE SORGENTI TERMICHE

La modellazione dell'impianto ORC passa prima dalla definizione della sorgente termica. Occorre individuare con precisione le temperature, la portata e il tipo di fluido che trasporta calore: le temperature influiranno sulla scelta del fluido motore del ciclo, la portata sulla potenza e quindi sulla taglia, il tipo di fluido primario sul design degli scambiatori e sulla possibilità di attuare un recupero di calore diretto dalla sorgente, oppure mediato da un fluido secondario, per motivi di costanza del servizio o di sicurezza. Importanti da calcolare sono anche le cadute di temperatura e pressione del fluido sorgente, che vincolano il calore recuperabile e il lavoro di compressione in pompe e compressori rispettivamente.

Nell'ambito industriale, generalmente si hanno a disposizione vari flussi: liquidi (50-300°C), fumi di scarico (150-800°C), vapor acqueo (100-250°C) e gas e vapori di processo (80-500°C). La generazione di potenza da calore di scarto presenta alcuni inconfutabili vantaggi, anche rispetto alle fonti rinnovabili:

- La generazione di potenza elettrica è in sito, quindi non richiede trasmissione o connessione alla rete elettrica (anche se quest'ultima è comunemente realizzata, per motivi di costanza del servizio, ad esempio).
- Ha un alto fattore di utilizzazione, se confrontato con eolico e solare.
- Non richiede sfruttamento del terreno (l'ingombro è minimo) né estrazione di risorse o energia dall'ambiente (eolico, idroelettrico).
- Non richiede tecnologia o materiali dedicati, diversamente dai biocombustibili o dall'idrogeno, ad esempio.

L'ostacolo principale allo sviluppo del recupero di calore di scarto è la mancanza di esperienza nell'esplorare, progettare e far lavorare il sistema nelle varie applicazioni possibili, che dipendono dalla sorgente stessa. L'esperienza conduce alla standardizzazione, che a sua volta porta a economie di scala e quindi a un più sicuro e rapido ritorno economico.

Una prima distinzione da fare quando si tratta di sorgenti termiche è distinguerle in chiuse e aperte [4]. Per le prime si ha che il calore fornito dalla sorgente è pari al calore assorbito dall'impianto di potenza sottoposto, a meno delle perdite; si pensi a una caldaia a olio diatermico che alimenta l'impianto, ad esempio. Per le seconde il calore assorbito è tipicamente inferiore a quello disponibile. La differenza sta nel fatto che la temperatura di scarico della sorgente è vincolata a un valore minimo (punto di rugiada degli acidi dello zolfo, temperatura di reiniezione nel pozzo geotermico, ...) sotto al quale non è opportuno scendere oppure semplicemente non è possibile raffreddare ulteriormente il flusso caldo.

Per entrambi i tipi di sorgente il rendimento termico è definito allo stesso modo, ossia come il rapporto tra la potenza elettrica netta estratta e il calore fornito dalla sorgente.

$$\eta_{th} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{fornito}}$$

Per le sorgenti di tipo aperto si può definire anche un fattore di recupero, come rapporto tra il calore utile assorbito dal fluido motore dell'impianto e il calore reso disponibile dalla sorgente termica.

$$\tau = \frac{\dot{Q}_{utile}}{\dot{Q}_{fornito}}$$

Un'altra considerazione da tenere presente è che l'uso di un recuperatore è inutile per sorgenti di tipo aperto: sebbene lo scambiatore rigenerativo interno riduca le perdite exergetiche associate al condensatore, poiché riduce il calore rigettato all'ambiente, si hanno perdite nel rigeneratore stesso e globalmente le perdite crescono. Inoltre la temperatura di uscita del fluido sorgente aumenta, riducendo il calore assorbito dalla sorgente.

3.1 SETTORI INDUSTRIALI E DISPONIBILITÀ

McKenna [36] ha condotto un sondaggio nel Regno Unito circa il potenziale di recupero termico in ambito industriale, analizzando il 60% dell'indotto, e il 90% di quello "energy intensive". Il consumo annuo di questi settori è di 180 TWh, il calore teoricamente recuperabile ammonta a 18-40 TWh e il risparmio di energia realizzabile dal punto di vista della fattibilità tecnica si aggira sui 10-20 TWh annui. Il conteggio si basa sul presupposto che il 50% del calore disponibile sia tecnicamente recuperabile; ad esempio per fumi di combustione che contengono un'energia pari al 30% di quella introdotta col combustibile, circa il 15% è recuperabile, per cui il range di potenza termica viene considerato del 10-20%. Laddove non si abbiano dati precisi invece, questo range viene cautelativamente ipotizzato pari al 5-10%. Vediamo ora i principali risultati riportati nell'articolo:

L'industria di produzione dell'ammoniaca, che genera 1 Mt/y, è molto energivora (8-9GJ/t NH₃) e già provvista di un alto grado di integrazione energetica tra i processi, tuttavia i gas caldi in uscita dal reformer sono a 350°C e offrono ancora potenziale di recupero, pari al 10% come limite teorico massimo, quindi il 5% è quello tecnicamente sfruttabile.

L'industria di produzione del cloro presenta un margine di risparmio energetico del 10%, ma non viene considerata dall'autore perché non tratta di recupero di calore.

Nell'ambito petrolchimico, l'etilene è una materia prima principe per il cracking degli idrocarburi. Il cracking avviene a 850°C, dopodiché l'etilene è rapidamente raffreddato fino a 400°C per bloccare la reazione: questo processo può essere ottimamente sfruttato per produrre vapore ad alta temperatura. Il consumo specifico di energia per il cracking dell'etano è di 15-25GJ/t e per la nafta ammonta a 25-40 GJ/t. Anche in questo caso l'integrazione tra i processi è già molto spinta, a causa della grande quantità di energia consumata, ma il recupero termico tra 500-100°C può fornire un 5% di potenziale tecnicamente utilizzabile.

La produzione della calce richiede temperature massime variabili tra 900°C e oltre 1500°C, le potenzialità di recupero sono le stesse che per l'industria del cemento.

Nell'ambito dell'industria del ferro e dell'acciaio si hanno vari flussi sfruttabili: il gas di scarico dei forni da coke ha temperatura di circa 200°C, i gas di altoforno a 150°C, nella fornace ad ossigeno, dove la ghisa viene trasformata in acciaio, i gas di scarico si trovano alla temperatura dell'acciaio fuso, cioè 1500°C offrendo molte possibilità per il recupero termico.

Ancora, nella sinterizzazione si hanno disponibili gas di scarico e aria di raffreddamento a 350°C, non valorizzati; infine nel processo di colata continua si può recuperare calore sfruttando l'irraggiamento dall'acciaio solidificato, a 800°C.

Il potenziale maggiore è quello offerto dall'industria chimica, del ferro e dell'acciaio, e metallurgica in generale, con livelli termici nell'intervallo 100-500°C. Temperature superiori si trovano solo nell'ambito siderurgico.

Palestra [38] individua per il caso italiano tre settori come i più promettenti per il recupero termico tramite ORC: cementifici, industria siderurgica e del vetro.

La produzione del cemento rende disponibili gas di scarico tra 250-400°C e aria di raffreddamento del clinker con temperature inferiori ai 300°C. In impianti poco performanti la scelta migliore per il ciclo bottoming resta il ciclo Rankine a vapore acqueo, ma nel caso italiano, caratterizzato da sistemi più efficienti, la scelta dell'ORC è migliore, dati i minori livelli termici, generalmente intorno e al di sotto dei 300°C.

Per ogni tonnellata di clinker prodotto sono necessari 1.15 MWh termici e 0.15 MWh elettrici; la produzione italiana ammonta a 47 Mt/anno di cemento, il recupero termico assicura una produzione di energia elettrica stimata in 10-20 kW per tonnellata di clinker, pervenendo ad 1 TWh su scala nazionale, facendo di questo settore un ottimo candidato per l'installazione di nuovi ORC.

Ipotizzando una penetrazione del 30% sul parco produttivo italiano, si realizzerebbero una trentina di impianti ORC per recupero di calore, che consentirebbero di produrre 350 GWh/anno di energia elettrica risparmiando 70000 tep/anno ed evitando 35000 t/anno di emissioni di CO₂, per un fatturato di 150 milioni di euro (legati alla sola realizzazione degli impianti), riducendo i costi di produzione dell'energia elettrica di 35 milioni di euro l'anno.

Le siderurgie sono un altro settore ad alta densità di energia, le maggiori sorgenti di scarto sono date dai fumi di scarico "puliti" (>400°C), ossia dalla combustione di gas naturale e fumi di fonderia "sporchi", derivanti dalla fusione del metallo a temperature molto più alte (>900°C). Questi ultimi sono di solito già sfruttati per altri usi. I consumi sono mediamente di 1.25 MWh termici e 0.25 MWh elettrici per tonnellata di prodotto ottenuto o lavorato. L'energia recuperabile ammonta a 30-50 kWh/t e con una produzione di acciaio di 36 t/anno da siderurgia primaria e 33 t/anno da lavorazione dell'acciaio laminato, le potenzialità sono calcolate in 3 TWh/anno di energia risparmiata, pari a quasi 1% del consumo energetico italiano, facendo di questo compartimento il candidato principe per la sperimentazione.

Anche l'industria del vetro offre buone potenzialità, con gas ottenuti dalla fusione del vetro a 400-600°C, che forniscono un'energia pari a circa il 20% di quella immessa per alimentare il processo. Il consumo è di 1-1,5 MWh/t di vetro, l'installazione di un recupero mediante ORC consentirebbe un risparmio di 30-45 kWh/t. la produzione italiana è stimata in 5,3 Mt di vetro all'anno, il potenziale di recupero è di 200 GWh/anno.

Jung [24] porta l'esempio di un ORC da 250 kW che recupera calore da una colonna di distillazione di kerosene liquido, a 7.5 bar e 105-140°C. Il raffreddamento di questo flusso è limitato dalla temperatura minima richiesta dal processo di distillazione stesso.

Song [46] studia il caso di una raffineria cinese, in cui si hanno a disposizione cinque flussi da poter sfruttare come sorgenti, ciascuno con diverse temperature e

portate. L'obiettivo è massimizzare la potenza netta prodotta. Sono valutate quattro configurazioni, quella vincente è offerta dal ciclo binario, ossia su due livelli di pressione, con preferenza per l'utilizzo di un solo fluido piuttosto che di uno per ciascun livello pressorio. Le configurazioni di un ciclo ORC semplice a un'unica pressione di evaporazione e di cinque livelli sono rispettivamente poco efficienti e troppo onerose economicamente ed impiantisticamente.

Kaska [26] valuta il recupero termico da un'industria di produzione dell'acciaio, riguardo al raffreddamento delle pareti di un forno mediante acqua: poiché la priorità è garantire il raffreddamento, l'acqua in leggera pressione (circa 3-4 bar) può vaporizzare solo in parte, quindi il fluido lato sorgente è vapore umido a 120-135°C circa. Attorno al forno sono posti 4 ORC per una potenza di 250 kW. Dallo studio svolto emerge come da un maggior recupero di calore dalla sorgente non derivi automaticamente una maggior produzione di potenza. A motivo delle modeste temperature considerate, il rendimento termico di ciclo non supera il 9-10%, ma ciò rappresenta comunque un risultato di non trascurabile interesse.

Law [28] valuta il potenziale offerto dall'industria alimentare nel Regno Unito, individuando i fumi esausti di forni e friggitrice, rispettivamente a 150-250°C e circa 200°C. Gli essiccatori e i distillatori invece rendono disponibile vapore a 160°C. La linea di ritorno di condensazione del vapore offre acqua a 60-90°C, i condensatori di unità frigorifere circa 60°C, il raffreddamento del gas nei compressori fornisce acqua a 60°C oppure aria a 30-40°C. Peraltro è bene precisare che recupero termico da sorgenti inferiori a 60°C è estremamente delicato e non permette di fare uso di ORC o altri cicli termodinamici per produrre potenza elettrica, a motivo delle bassissime efficienze, vincolate dal limite teorico di Carnot, già insignificante per tale livello termico.

Utlu [53] valuta le potenzialità del recupero termico a bassa, media e alta temperatura nel settore industriale turco, calcolando in 62-140 TWh/y l'energia rigettata in ambiente mediante fumi di combustione, irraggiamento da superfici calde e prodotti, e dichiara un recupero termico potenziale del 36-40% con un potenziale tecnicamente sfruttabile del 55-65%, ossia un recupero finale di 6.2-18.8 TWh/y.

Industry	T_p range	Mean	Electricity	Fuel	Electric use	Fuel use	η_{eh}	η_{th}	Waste energy (electricity)	Waste energy (fuel)	Total waste low heating	Total waste medium heating	Total waste high heating	Total waste energy	
			(%)	(%)	(PJ)	(PJ)	(%)	(%)	(PJ)	(PJ)	(PJ)	(PJ)	(PJ)	(PJ)	(PJ)
		T_p (°C)													
Iron and steel	Low	45	4.2	0	3.05		100	65	0.00	0.00	0.00				147.29
	Medium	0	0	0			90	60	0.00	0.00		0.00			
	High	983	95.8	100	69.73	252.75	70	50	20.92	126.38			147.29		
Chemical and petrochemical	Low	42	62.5	0	13.66		100	65	0.00	0.00	0.00				41.59
	Medium	141	37.5	100	8.20	101.93	90	60	0.82	40.77		41.59			
	High	494	0	0			70	50	0.00	0.00			0.00		
Petrochemical-feedstock	Low	57	0	0			100	65	0.00	0.00	0.00				31.10
	Medium	227	0	0			90	60	0.00	0.00		0.00			
	High	494	0	100		62.20	70	50	0.00	31.10			31.10		
Fertiliser	Low	57	10	30	0.11	8.63	100	65	0.00	3.02	3.02				12.35
	Medium	350	80	30	0.89	8.63	90	60	0.09	3.45		3.54			
	High	900	10	40	0.11	11.51	70	50	0.03	5.75			5.79		
Cement	Low	42	91.7	0.9	23.92	1.35	100	65	0.00	0.47	0.47				74.34
	Medium	141	0	9	0.00	13.55	90	60	0.00	5.42		5.42			
	High	586	8.3	90.1	2.17	135.60	70	50	0.65	67.80			68.45		
Sugar	Low	83	100	59	1.96	11.61	100	65	0.00	4.06	4.06				7.92
	Medium	315	0	9		1.77	90	60	0.00	0.71		0.71			
	High	400	0	32		6.29	70	50	0.00	3.15			3.15		
Non-iron metals	Low	61	10	13.8	1.36	2.99	100	65	0.00	1.05	1.05				13.29
	Medium	132	9.4	22.6	1.28	4.89	90	60	0.13	1.96		2.08			
	High	401	80.4	63.6	10.91	13.77	70	50	3.27	6.88			10.16		
Other industry	Low	57	10.6	13.8	20.96	55.42	100	65	0.00	19.40	19.40				175.79
	Medium	132	89.4	86.2	176.82	346.14	90	60	17.68	138.46		156.14			
	High	400	0.1	0.1	0.20	0.40	70	50	0.06	0.20			0.26		
General total					335.26	1039.43					28.00	209.48	266.20	503.68	

Il potenziale offerto dal recupero a bassa temperatura (<230°C) è il minore, con 3-8TWh/y disponibili e 1.5-4 tecnicamente fruibili. A media temperatura (230-650°C) invece sono disponibili 25-58 TWh/y ossia 15-35 una volta recuperati, con

un tasso di recupero del 40%, inferiore a quanto previsto, a motivo della difficoltà nel processo di scambio termico e ai costi economici. Infine nel caso ad alta temperatura si hanno 25-74 TWh/y, con un fattore di recupero del 52-58% che restituisce 15-44.5 TWh/y tecnicamente utili. I contributi maggiori provengono dall'industria petrolchimica, chimica e del cemento per la media temperatura, e dall'industria di ferro e acciaio per i livelli termici più elevati. Nella tabella alla pagina precedente si sono evidenziati i valori di temperatura tipici per ciascuna tipologia di settore, con riferimento all'industria turca, secondo dati del 2011.

Guo [18] studia il recupero dai gas caldi di una caldaia a polverino di carbone da 240 MW, considerando vari indicatori per stimare l'efficacia della miscela scelta. Dai risultati emerge che la miscela che meglio si accoppia con il pozzo termico presenta la maggior efficienza di ciclo, la miscela che si abbina meglio alla sorgente termica invece porta al surriscaldamento minimo: in pratica non esiste un fluido che soddisfi contemporaneamente tutti gli indici di prestazione.

Zhang [57] analizza alcune possibili configurazioni per il recupero termico da gas di scarico di temperatura compresa tra 200°C e 450°C. Gli assetti di ciclo vagliati sono: ciclo Rankine a vapore SRC, ciclo Rankine a fluido organico ORC, ciclo combinato vapore-organico S-ORC e il ciclo Rankine a fluido organico in cascata C-ORC (lo scarico del ciclo ORC topping alimenta l'evaporatore di un ciclo ORC bottoming). Dai risultati emerge che tra 200-375°C l'ORC ha maggior rendimento e potenza elettrica generata rispetto a S-ORC. L'aumento della temperatura della sorgente è benefico per i parametri prestazionali di SRC e S-ORC, quest'ultimo essendo migliore del primo. Il ciclo in cascata C-ORC presenta i migliori risultati tra 300-450°C. Al di sopra dei 450°C il ciclo combinato vapore-organico S-ORC prevale sul ciclo Rankine a vapore SRC, in termini di potenza prodotta ed efficienza, ma anche permettendo una non troppo bassa pressione di condensazione e un titolo di vapore molto elevato, evitando quindi i problemi legati alla presenza di liquido nel bifase a fine espansione.

3.2 TURBINE A GAS

In letteratura molti sono gli articoli che trattano di recupero termico dai fumi di scarico di turbine a gas, specie nel caso delle più piccole unità (1-100 kW): nel caso degli impianti più grandi infatti è più oculato optare per un ciclo combinato gas-vapore. L'intento è di incrementare il rendimento del ciclo a gas, tipicamente pari a 30-35%, per rendere questa tecnologia performante quanto o più dei motori a combustione interna, che offrono rendimenti del 35-40%, con costi di investimento minori delle turbine a gas.

Per raggiungere tale scopo si possono percorrere due strade: aumentare le efficienze dei singoli componenti o recuperare calore dai fumi di scarico per realizzare un ciclo bottoming, classicamente un ORC, per aumentare la potenza generata e il rendimento globale del sistema combinato.

Invernizzi [23] considera l'accoppiamento di un micro ORC ad una micro turbina a gas da 100 kW elettrici e con rendimento termico dichiarato del 30%: i gas esausti a 250-300°C rendono l'esametildisilossano (MM) il candidato migliore tra i fluidi di lavoro disponibili e il ciclo ORC bottoming produce circa 45 kW_{el} aggiuntivi, portando il rendimento del ciclo combinato al 40%. Inoltre, si ha anche potenziale per cogenerazione, poiché i fumi di scarico sono rilasciati a 100°C; sfruttando il raffreddamento di questi fino a 70°C è possibile procurarsi anche

dell'acqua calda, per usi sanitari ad esempio, rendendo questo tipo di applicazione ancor più attraente. Infine, aspetto da non trascurare, il costo complessivo di tale impianto combinato gas/ORC si assesta sui 1800 €/kW, avendo supposto un costo di 1200 €/kW per il turbogas e di 2500-3000 €/kW tipico di un impianto ORC di taglia 50-100 kW.

Carcasci [5] implementa un ciclo valutando 4 fluidi (benzene, toluene, ciclopentano e cicloesano) determinando anche la convenienza del ricorso al surriscaldamento per tre valori della temperatura massima dei fumi del turbogas (360, 380, 400°C), frapponendo un olio diatermico come fluido secondario: la turbina è da 11.25 MW e il gruppo ORC aggiunge dai 3 a 3.4 MW di potenza elettrica. Il cicloesano è il fluido più indicato per le basse temperature, il benzene per le medie e il toluene per le alte.

Clemente [10] prende come riferimento un turbogas rigenerativo da 100 kW elettrici e procede con l'ottimizzazione termodinamica del sistema ORC sottoposto, valutando sei differenti fluidi operativi e diversi tipi di espansore, sia turbine radiali sia assiali e anche macchine volumetriche, quali gli espansori scroll e quelli alternativi.

Per una turbina a gas in assetto rigenerato i fumi di scarico si trovano a temperature di 200-300°C. Nel caso specifico, il recuperatore aria-fumi abbassa la temperatura dei gas di scarico dalla turbina da 650°C a 270°C; successivamente i fumi cedono calore al ciclo ORC, portandosi a 70°C. In questo caso il problema della condensa degli acidi di zolfo è praticamente inesistente, essendo il combustibile gas naturale, generalmente a bassissimo tenore di zolfo.

La temperatura di condensazione della sezione ORC è fissata a 40°C mentre la temperatura di evaporazione è ottimizzata per ogni fluido considerato.

Per quanto concerne il design della turbina, il parametro considerato è la velocità specifica:

$$\omega_s = \frac{\omega \sqrt{Q_{dis}}}{\Delta h_{is}^{3/4}}$$

Dove ω_s è la velocità di rotazione dell'albero, Q_{dis} la portata volumetrica all'uscita dell'espansore, Δh_{is} l'energia elaborata tra ingresso e uscita per trasformazione isoentropica.

Il valore di ω_s è fissato, se possibile, pari alla velocità di rotazione dell'albero della turbina a gas, intorno a 70000 giri/min, in modo da poter calettare turbina a gas e turbina dell'ORC direttamente sullo stesso albero, senza ricorrere a moltiplicatore di giri o a due alberi distinti e quindi a due generatori elettrici. Tale scelta, oltre che economicamente vantaggiosa, è anche molto compatta, a motivo delle ridotte dimensioni delle tre macchine montate sull'albero: compressore e turbina della sezione a gas e turbina ORC.

Per valori di ω_s compresi tra 0.2 e 1.1 le prestazioni delle turbine assiali e radiali sono molto simili; per i silossani considerati (MM, MDM, D4) la scelta della macchina radiale non è possibile per nessuna velocità dell'albero.

Quanto emerge dall'analisi è che R245fa, isobutano e isopentano sono i fluidi più indicati in accoppiata con turbine a singolo stadio e ad alto rendimento, mentre i silossani non sono performanti con queste macchine o addirittura inutilizzabili nelle macchine radiali. L'isobutano presenta la maggior potenza prodotta dall'ORC, con 26 kW aggiuntivi, aumentando di 8% il rendimento elettrico dell'impianto combinato.

Dato che le prestazioni sono identiche in questo caso, la scelta di macchina radiale piuttosto che assiale dipenderà da altri fattori.

Gli espansori scroll non sono performanti come le turbine; con isopentano il caso migliore produce 21 kW, con +6% sul rendimento. Inoltre il grande rapporto di espansione obbliga a porre due o tre macchine in serie e poiché la velocità di rotazione è di 3000 giri/min, nasce la necessità di un secondo generatore elettrico. Ciò nonostante, il costo degli espansori scroll è considerevolmente minore di quello delle turbine, che richiedono una progettazione dedicata, mentre gli scroll possono essere adattati da compressori omonimi con modifiche minime.

Gli espansori alternativi, se progettati ad hoc, possono risultare prestazionalmente equivalenti agli scroll, con costi ridotti, quindi possono essere una scelta interessante.

Concludendo, R245fa, isopentano e isobutano sono più idonei dei silossani nelle applicazioni con turbogas di taglia 100 kW, per via del minor rapporto di espansione che consente l'uso di macchine a singolo stadio. La scelta del tipo di espansore va però condotta caso per caso, analizzando più approfonditamente, a seconda del fluido indagato, le possibili alternative.

Chacartegui [6] mostra come il recupero termico da turbina a gas sia più indicato per talune configurazioni piuttosto che per altre. Nello studio sono analizzati sei diversi fluidi secchi.

Le macchine analizzate sono quattro turbine di tipo heavy duty, una aeroderivative e due rigenerative, di cui una con compressione interrefrigerata. Il primo interessante risultato mostra come non sia vantaggioso accoppiare turbine heavy duty ad alta ($>580^{\circ}\text{C}$) temperatura di scarico TOT con impianti ORC; più idoneo è in tal caso realizzare un ciclo combinato gas/vapore, che presenta efficienze maggiori. Nel caso del toluene i rendimenti sono confrontabili, ma l'impianto gas/vapore è solitamente a tre livelli di pressione, con efficienza globale $\eta > 58\%$, e surclassa così l'ORC a singolo stadio.

L'accoppiamento con la sezione ORC invece è benefica qualora si abbia a che fare con turbine a più bassa TOT ($<430^{\circ}\text{C}$), come le aeroderivate o le rigenerate: in questa situazione il rendimento di ciclo combinato diventa addirittura più elevato di quello di un impianto gas/vapore a singolo livello di pressione, oscillando, a seconda della macchina e del fluido operativo, tra 48-57%. Simili valori sono molto prossimi a quelli ottenuti con cicli di Kalina.

Procedendo poi con l'ottimizzazione, il ciclo con toluene presenta efficienze maggiori del 4% rispetto al sistema gas/vapore. Vale la pena di aggiungere che al crescere della temperatura dei prodotti di combustione della turbina a gas, il ciclo ORC migliora in termini di potenza prodotta, in parte compensando il mancato sfruttamento del contenuto termico dei fumi nella sezione topping.

Altra valida considerazione è che si possono raggiungere efficienze pari a quelle dei cicli combinati di potenza con temperature massime di ciclo inferiori: ciò potrebbe aprire la strada a una nuova generazione di turbine, con combustione a minor temperatura massima di ciclo, ma con le medesime efficienze, riducendo così i costi associati ai combustori e anche la produzione di NO_x , che cresce esponenzialmente con l'aumentare della temperatura.

La valutazione economica stima che per costo della turbina a gas minore di 350 €/kW e inferiore a 2000 €/kW per la sezione ORC, l'impianto combinato è profittevole per piccole e medie installazioni. Ricerche ulteriori vanno condotte circa

la progettazione di generatori di vapore a recupero efficienti e turbine assiali atte a lavorare con fluidi organici.

Safarian [42] considera delle modifiche al ciclo ORC di riferimento: con scambiatore interno rigenerativo, con spillamento rigenerativo dalla turbina che preriscalda il liquido della linea di alimento del generatore di vapore, entrambe queste soluzioni contemporaneamente.

Le perdite maggiori sono riscontrate nell'evaporatore e secondariamente nella turbina, per cui questi due componenti maggiormente influiscono sulle prestazioni del ciclo. Le configurazioni con il preriscaldatore di liquido presentano le più alte efficienze termiche ed exergetiche; l'evaporatore comporta meno perdite, proprio per la presenza del preriscaldatore: aumentando la temperatura nell'evaporatore si ha un miglior accoppiamento termico con la sorgente e quindi minori perdite. L'efficienza migliora, ma a spese di maggiori complessità impiantistica e area di scambio richiesta.

3.2 MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

I motori a combustione interna ben si prestano al recupero termico: i fumi si trovano a temperature medio-alte e contengono un'energia pari a circa il 30% di quanto immesso col combustibile. Sfruttare questo flusso è un metodo sicuro e relativamente semplice di migliorare l'efficienza exergetica del motore, recuperando il calore per usi combinati o cogenerativi: questa pratica è già largamente diffusa e data la semplicità può essere anche autocostruita, con risultati soddisfacenti. Le applicazioni sono molteplici e interessano i grandi motori lenti per produzione di potenza e navali, i motori per trazione di auto, autocarri e treni, fino alle più piccole unità adibite ad uso domestico.

Vaja e Gambarotta [55] investigano la possibilità di recupero termico dai fumi di scarico ($T_{max/min}=470-120^{\circ}\text{C}$), dai fumi unitamente all'acqua di raffreddamento ($T=79-90^{\circ}\text{C}$) e infine il caso di un ciclo ORC rigenerativo. Il motore è sovralimentato, brucia gas naturale, con potenza nominale 2928 kW, 1000 giri/min.

I tre fluidi di lavoro considerati sono ognuno rappresentativo di una classe, relativamente alla pendenza della curva di saturazione del vapore: umido, secco, isoentropico.

È effettuata anche un'analisi parametrica per individuare la pressione di saturazione ottimale di ciclo e il rendimento di secondo principio. Con il recupero dai soli fumi l'efficienza globale del sistema cresce del 12%, rispetto al caso di solo motore, senza ORC sottoposto. La possibilità di recupero dall'acqua di raffreddamento è limitata, poiché l'impianto ORC non è in grado di recuperarla totalmente, a causa del basso livello termico.

Song e Zhang [47] considerano un motore compresso a gas naturale, 12 cilindri, da 1100 kW, 1500 giri/min, sovralimentato ed interrefrigerato. Il ciclo ORC bottoming opera con R416A e con uno scambiatore rigenerativo interno, garantendo per la configurazione ottimizzata una potenza aggiuntiva di 63 kW e un'efficienza di 12.5%, incrementando così del 6% l'efficienza del sistema combinato e riducendo il consumo specifico di combustibile al freno del 5%.

Radulovic e Kölsch [27] conducono un'analisi parametrica a differenti temperature e pressioni massime di ciclo, per toluene, metanolo e Solkaterm SES36 riguardo il recupero da calore di scarto di un motore diesel 4 tempi, 1500 giri/min, di potenza 236 kW. I fumi esausti sono rilasciati a 519°C . La temperatura massima di

ciclo considerata è inferiore a 220°C, limite imposto dalla degradazione del Solkaterm. Sebbene il toluene figuri come il fluido più idoneo in termini di potenza estratta, è anche affetto da fluttuazioni in pressione e temperatura, che possono ridurre la produzione di lavoro utile. Il metanolo presenta l'efficienza maggiore ed è una buona scelta anche dal punto di vista dell'economicità che ne deriva, per via della minor area di scambio richiesta. La potenza prodotta è massima per il metanolo, che assicura 28 kW, contro 23-25 kW del toluene. Il toluene risulta vincente per temperature di evaporazione più elevate, più prossime al proprio punto critico, a 318°C. La miscela Solkaterm invece mostra il rendimento e la potenza generata più bassi.

Uusitalo [54] valuta il caso di un motore diesel sovralimentato da 16.6 MW. Oltre al recupero dai fumi, che raffreddandosi da 395°C a 130°C rendono disponibili 7921 kW, l'autore verifica anche la possibilità di recupero dall'aria di sovralimentazione, disponibile a 180-220°C, con il duplice beneficio di recuperare un calore di scarto e di accrescere la densità della carica fresca, aumentando quindi la potenza del motore. Lo sfruttamento dei fumi permette alla sezione ORC di produrre 1895 kW aggiuntivi, con un'efficienza termica di 23.9% e un incremento del rendimento di ciclo combinato di 11.4%. L'utilizzo del calore proveniente dall'aria di sovralimentazione invece rende 394 kW elettrici supplementari, con rendimento termico di ciclo di 11.4% e un +2.4% sull'efficienza globale del sistema combinato. Tuttavia per il flusso di aria si hanno due inconvenienti: il primo è che la temperatura dell'aria stessa dipende dal rapporto di sovralimentazione, pari a 3.5-4.5 nel caso qui analizzato. A motivo del livello termico più modesto rispetto ai gas di scarico, l'area di scambio termico necessaria oscilla tra 2-4 quella richiesta dallo scambiatore posto lato fumi, rendendo il recupero dall'aria di sovralimentazione economicamente meno sostenibile e anche l'ingombro può diventare considerevole. Infine Uusitalo aggiunge che i risultati proposti non tengono conto delle perdite di carico, che ridurranno inevitabilmente i valori ottenuti e possono rendere ancora meno conveniente il recupero dall'aria di sovralimentazione.

Dolz e Novella [13] valutano dapprima quali sorgenti sono fruibili per il recupero termico da un motore diesel di tipo heavy duty e quali sono le più adatte per essere sfruttate con successo in un ORC. Le sorgenti individuate sono: intercooler (127-53°C), aftercooler (172-49°C), fumi di scarico (330-40°C), EGR cooler (509-222°C) e acqua di raffreddamento (85-80°C).

Nel caso si utilizzino tutti e cinque i flussi, il ciclo Rankine bottoming ad acqua presenta un'efficienza del 7.1%, restituendo 31 kW elettrici aggiuntivi. L'acqua si mostra più idonea poiché il fluido R245fa è limitato nella temperatura massima di surriscaldamento a 82°C; il vapor acqueo invece viene surriscaldato fino a 170°C, risultando in un ciclo più performante. Un'alternativa è realizzare un ciclo binario vapore/organico: i flussi ad alta temperatura alimentano un ciclo Rankine a vapore che produce 35 kW con rendimento del 26.3% e la sezione di bassa temperatura invece lavora con R245fa, che produce 24 kW con efficienza termica del 5.7%. Un inconveniente è dato dalle grandi superfici di scambio richieste. Infine sfruttando solo i flussi più caldi si perviene a un ciclo a vapore che produce 46 kW con rendimento del 17.8%. In tal modo si risolve la complicazione impiantistica e tecnica derivante dal recupero di tutti e cinque i flussi termici, pur mantenendo una buona produzione elettrica e con un rendimento di tutto rispetto. Un'ultima importante considerazione merita di essere evidenziata: il sistema presentato è sottoposto a un

motore che lavora a carico nominale, costante; la scelta migliore per il fluido operativo ricade sull'acqua. Tuttavia, nel caso in cui il motore lavori a carico variabile è opportuno optare per un fluido organico, più idoneo nel recupero di calore per temperatura e portata della sorgente variabili.

In conclusione quindi il tipo di fluido scelto è fortemente dipendente anche dalle condizioni operative oltreché di disponibilità della sorgente termica.

Serrano e Novella [43] approfondiscono poi la trattazione valutando possibili alternative: l'idea valutata è di eliminare la turbina di sovralimentazione, alimentando un ciclo Rankine, il quale a sua volta muove il compressore di sovralimentazione. L'accoppiamento tra le due turbomacchine è più semplice, si ha un consumo di combustibile leggermente minore rispetto a quelli ottenuti con sistemi tradizionali di turboalimentazione, ma tali benefici sono minimi.

La configurazione che sfrutta solo i flussi a più alta temperatura comporta un incremento del 15% sulla potenza generata. Il ciclo binario con tutte le cinque sorgenti termiche è più performante, con un aumento del 19%, ma per contro implica una maggiore complessità impiantistica e maggior area di scambio. Un vantaggio presentato da queste soluzioni è la riduzione del lavoro di pompaggio nel ciclo termodinamico del motore che fa crescere la potenza prodotta, ma occorre tener conto della potenza necessaria a muovere il compressore, poiché è stata eliminata la turbina di sovralimentazione.

3.3 CEMENTIFICI

Karellas [25] indaga la possibilità di recupero termico dall'aria di raffreddamento del clinker (360°C) e dai fumi di scarico del kiln (forno) rotativo (380°C) in un cementificio esistente. Il fluido di lavoro lato ORC è un idrocarburo e per motivi di sicurezza si ricorre ad un fluido secondario intermedio tra le due sorgenti di calore e il fluido motore: nel caso in esame si tratta di acqua in pressione a 30 bar.

L'autore confronta poi la convenienza di realizzare un ciclo Rankine a fluido organico o uno tradizionale a vapor d'acqua. A causa dell'utilizzo dell'acqua quale intermedio, la temperatura massima raggiungibile è relativamente bassa, intorno ai 220°C, valore che permette una temperatura massima nell'ORC di 180 °C, molto inferiore a quella di 350°C per il ciclo Rankine a vapore, non limitato in tal senso da motivi di sicurezza. Alla luce di ciò, quest'ultimo risulta più performante del primo, presentando maggior efficienza e potenza prodotta. Le sorgenti termiche in oggetto fanno riferimento a un sistema piuttosto datato; in impianti nuovi, dove le perdite sono minori, i livelli termici saranno più contenuti, di circa 60-80°C inferiori a quelli visti, quindi a cavallo dei 300°C

Karellas conclude affermando che per temperature inferiori ai 310°C l'impianto ORC è preferibile a quello tradizionale a vapore, perciò l'applicazione di impianti ORC nell'industria del cemento appare una soluzione promettente.

Engin [14] verifica la disponibilità di calore di scarto in un cementificio, pari al 40% dell'energia del combustibile immesso e ripartita tra i gas caldi di scarico (19.15%), dal camino di raffreddamento (5.61%) e dalle pareti del forno (15.11%). L'industria del cemento è ad alta intensità energetica, con una necessità teorica minima di 1.6 GJ/ton di clinker prodotto. Per impianti avanzati ed efficienti, la richiesta ammonta a 2.95 GJ/ton, su base media. In Cina ad esempio tale valore tocca

i 5 GJ/ton. Nel caso riportato in questo articolo, relativo ad un impianto turco, tale valore è pari a 3.68 GJ/ton.

I fumi escono dal forno a 315°C, mentre l'aria di raffreddamento raggiunge i 215°C. Questi due flussi rendono disponibili 2.66 MW termici, di cui 2.26 sono sfruttati in un generatore di vapore a recupero per produrre poi 1 MW di potenza elettrica in una turbina a vapore.

Dalla superficie del forno a 308°C è possibile recuperare 2.53 MW dalla radiazione del kiln e 1,19 MW dalla convezione, per oltre 3 MW termici, cioè quasi 12% dell'energia del combustibile consumato, con un aumento dell'efficienza del sistema complessivo di 5-6%. Infine, il tempo di ritorno calcolato per gli investimenti relativi ai componenti aggiuntivi è di un anno e mezzo.

Per concludere si riporta una tabella riassuntiva di quanto esposto a parole nel capitolo, per aiutare a visualizzare i valori relativi a ciascuna sorgente e la fonte da cui sono stati riportati.

SORGENTE	NATURA DEL FLUSSO	TEMPERATURA* [°C]	RIFERIMENTO BIBLIOGRAFICO
Reformer ammoniacca	?	350	[36]
Cracking etilene	?	850-400	[36]
Siderurgia	gas forni da coke	≈200	[36]
	gas di altoforno	≈150	
	gas da fornace ad ossigeno	≈1500	
	gas/aria (da sinterizzazione)	≈350	
	acciaio (da colata)	≈800	
	fumi "puliti" (da metano)	>400	[38]
	fumi "sporchi" (da gas di fusione)	>900	
Acciaieria	acqua raffreddamento forno	120-135	[26]
Industria del vetro	gas di fusione	400-600	[38]
Industria alimentare	gas da forni	150-250	[28]
	gas da friggitrice	≈200	
	essiccatori e distillatori	≈160	
	ritorno condensa di vapore	60-90	
	condensatori di frigoriferi	60	
	acqua raffreddamento compressori	60	
	aria raffreddamento compressori	30-40	
Turbine a gas	gas di scarico	250-300	[23]
	gas di scarico	360; 380; 400	[5]
	gas di scarico	270-70	[10]
	gas di scarico	<430	[32]
Motori a combustione interna	gas di scarico	470-120	[55]
	acqua raffreddamento	90-79	
	gas di scarico	519	[27]
	gas di scarico	395-130	[54]

	aria sovralimentazione	180-220	[13]
	acqua raffreddamento	85-80	
	intercooler	127-53	
	aftercooler	172-49	
	gas di scarico	330-40	
	EGR cooler	509-222	
Cementifici	gas di scarico	380	[25]
	aria raffreddamento kiln	360	
	gas di scarico	315	[14]
	aria raffreddamento kiln	215	
	superficie forno	308	
Cementifici	gas di scarico	400-300	[38]
	aria raffreddamento	300-200	
	raffreddamento clinker	300	

*= se riportato solo un valore, è riferito alla temperatura massima del flusso, se l'intervallo di temperature è crescente mostra il campo operativo possibile, se decrescente è l'effettivo raffreddamento operato nel flusso della sorgente.

4. MODELLAZIONE DEL CICLO TERMODINAMICO

Si precisa da subito che le varie parti dell'impianto state modellate con il codice MatLab 2013.

In particolare, per il dimensionamento del ciclo e degli scambiatori di calore (affrontato nel capitolo 5), i parametri termodinamici richiesti per l'implementazione delle equazioni provengono dalla libreria di Refprop 9.0, software del NIST (National Institute of Standards and Technology) che fornisce le coordinate termodinamiche per un gran numero di fluidi. Collegando con un'opportuna semplice procedura Refprop a MatLab è possibile richiamare le funzioni d'interesse con una semplice stringa, dalla sintassi seguente:

$$result=refpropm(prop_req, spec1, value1, spec2, value2, substance1)$$

dove *result* è la proprietà cercata, specificata nella function come *prop_req* (ad esempio, entalpia, temperatura, pressione, tensione superficiale, conducibilità termica, ecc...), *spec1* e *spec2* sono le variabili termodinamiche note di quel punto, da cui risalire alla variabile cercata e "value1" e *value2* sono i valori numerici rispettivi; per fluidi puri occorre indicare di che fluido si tratta, specificandolo in *substance1*. Nel caso di miscele, peraltro non analizzate in questa trattazione, si richiama la miscela con *mixture1* oppure si specificano le sostanze che la compongono e in che percentuale.

Il tutorial di Refprop per collegamento con il codice Matlab riporta tutte le informazioni utili ad approfondire l'argomento e si rimanda ad esso per ulteriori precisazioni.

Laddove il fluido oggetto di interesse non sia contemplato nella libreria Refprop si ricorre a quella di CoolProp 5.1 (ad esempio, per l'olio diatermico usato nel ciclo). La sintassi è la medesima vista per Refprop, avendo l'accortezza di richiamare il comando *Props* anziché *refpropm* e ponendo attenzione alle unità di misura, di modo che siano coerenti. In particolare, entalpie, calori specifici e conducibilità termiche sono espresse in kJ/kg, kJ/kgK e kW/(mK) in CoolProp e in J/kg, J/kgK e W/(mK) in Refprop: quando si ha commistione nell'uso dei due database bisogna stare attenti a convertire opportunamente le unità di misura, per non incappare in banali errori di calcolo.

Una volta chiarito questo è possibile procedere al calcolo dei parametri desiderati.

Si presenta ora il ciclo termodinamico di riferimento per il lavoro di questa tesi, mostrandone le caratteristiche, il modo in cui è modellato e risolto e i risultati ottenuti.

4.1 SORGENTE TERMICA E CICLO SOTTOPOSTO

Si suppone che l'impianto ORC recuperi calore dai fumi di scarico di una sorgente a 370°C. Questa può indifferentemente derivare da un turbogas di piccola-media taglia, oppure da un motore a combustione interna o ancora dai gas caldi di un cementificio. La sezione topping non è modellata in questa sede. Si considerano solo i parametri di input necessari a costruire il ciclo Rankine a fluido organico, che sono

la portata di fumi esausti rilasciati in atmosfera, la pressione e la temperatura di scarico di questi. A partire da questi dati, si modella tutto l'impianto, sfruttando la libreria Refprop.

L'idea di partenza era di realizzare l'impianto ORC sfruttando direttamente i fumi di scarico per far evaporare il fluido organico nel generatore di vapore a recupero, ma quest'idea è stata poi abbandonata. Volendo realizzare infatti un impianto di piccola taglia, per l'esattezza di circa 30 kW, la compattezza diventa un fattore importante di cui tenere debito conto; si era quindi scelto di dimensionare per la sezione evaporativa uno scambiatore compatto del tipo plate-fin. In letteratura è riportato come questa tipologia di scambiatori sia estremamente compatta, dia buoni coefficienti di scambio termico e sia idonea per applicazioni gas-gas o gas-fluido in cambiamento di fase. Poiché la configurazione tipica è a flussi incrociati, le lunghezze dei canali percorsi dai due fluidi sono correlate tra loro: la modellazione dello scambiatore forniva dei risultati dimensionalmente realizzabili, ma inaccettabili dal punto di vista fluidodinamico, risultando in velocità del fluido organico nei condotti talmente basse (nell'ordine di 10^{-3} m/s) da considerarlo di fatto fermo. Una simile eventualità rende inattuabile lo scambio termico, a meno che non si considerino tempi molto lunghi, non compatibili però con un sistema con deflusso. La ragione di questa impraticabilità risiedeva nella natura dei fluidi impiegati, il cui rapporto delle masse volumiche era circa 860, traducendosi nello stesso rapporto tra le velocità degli stessi. Anche potendo agire sulla geometria dei lati caldo e freddo dello scambiatore il problema continuava a sussistere. Si è dunque provato a sostituire lo scambiatore, optando per uno scambiatore a piastre, ma nemmeno questa soluzione si è rivelata praticabile, per via delle ingenti perdite di carico lato fumi, che raggiungevano valori inammissibili (1-1.5 bar). Si è deciso quindi di abbandonare questa via e di intraprenderne un'altra: i fumi di scarico vanno a scaldare un olio diatermico secondario, nella fattispecie il Therminol 66, che costituisce il fluido sorgente nel generatore di vapore a recupero dell'impianto ORC.

L'uso dell'olio diatermico quale fluido secondario se da un lato diminuisce le temperature massime di ciclo per la sezione ORC, proprio perché si ha un passaggio di calore intermedio, dall'altro pone a favore di sicurezza nel caso il fluido organico di ciclo sia un idrocarburo, scongiurando la possibilità, in caso di perdite, di contatto tra il combustibile e l'ossigeno comburente ancora presente nei fumi di scarico.

L'olio è vincolato alla temperatura di degradazione di 350°C: per mantenere un margine di sicurezza si è imposta la temperatura massima dell'olio a 310°C, in modo che anche in caso si verificassero degli "hot spots" si abbia comunque certezza di non superare il valore limite. Per impedire che la temperatura dell'olio possa raggiungere il limite di degradazione inoltre si è abbassata la temperatura massima della sorgente da 370°C a 350°C.

Ora si procede con lo spiegare il modello del ciclo, come è stato costruito e come lavora.

4.2 MODELLO DEL CICLO

Innanzitutto è bene riportare alcune considerazioni e assunzioni.

Il codice analizza una serie di fluidi organici, tutti potenziali possibili candidati a divenire il fluido motore dell'impianto in esame, tra i quali si selezionerà il più idoneo, sulla base dei risultati ottenuti. Tra i fluidi considerati si sono esclusi quelli banditi dai protocolli internazionali per motivi ambientali, quali ad esempio gli

HCFC poiché anche qualora la soluzione ottenuta per essi fosse la migliore tra tutte le altre dovrebbe essere scartata per via delle norme vigenti. Si sono invece considerati alcuni idrocarburi, perché il problema dell'infiammabilità può essere tenuto più agevolmente sotto controllo, con opportuni accorgimenti (disponendo un idoneo carico antincendio, evitando il contatto con possibile comburente usando un fluido intermedio, oppure relegando l'impianto in una zona isolata dell'edificio, ad esempio il tetto o un'area dedicata separata dal resto del complesso, ...).

Lo scopo dell'ottimizzazione è di massimizzare la potenza elettrica resa dalla sezione ORC.

Come già spiegato nel capitolo 2, la massimizzazione della potenza elettrica non passa necessariamente dall'ottenimento del più alto rendimento termico, anzi tendenzialmente il massimo dell'uno non corrisponde al massimo dell'altro. Massimizzare l'efficienza di ciclo vuol dire sfruttare al meglio l'input energetico, in questo caso quello della sorgente termica. Un rigeneratore interno aumenta il rendimento termico perché sfrutta un calore interno al ciclo che altrimenti sarebbe rigettato al condensatore e riduce così la necessità di apporto di calore esterno. In pratica diminuisce la spesa energetica mantenendo la stessa uscita, quindi l'efficienza aumenta. Così facendo però aumenta la temperatura di scarico della sorgente, che quindi è meno sfruttata: si ha minor recupero termico del calore di scarto.

Avendo a disposizione un calore "a costo zero" questa scelta non è la migliore: conviene invece estrarre quanta più energia possibile dal ciclo topping, massimizzando lo sfruttamento del calore di scarto, che altrimenti andrebbe comunque rigettato in ambiente, per produrre più potenza possibile nella sezione bottoming ORC.

Alla luce di queste considerazioni si è deciso quindi di costruire l'impianto senza ricorrere allo scambiatore rigenerativo interno, che peraltro aumenterebbe il numero di componenti e comporterebbe un maggior investimento iniziale di capitale.

Volendo realizzare un impianto cogenerativo la temperatura di condensazione sarà piuttosto alta, poiché nel caso in esame si è ipotizzato di avere necessità di acqua calda alla temperatura di 90°C (compatibile con un vecchio impianto a radiatori, ad esempio, o con esigenze di processo, o ancora per una rete di teleriscaldamento).

Il codice, come già anticipato, valuta una lista di fluidi organici e per ciascuno esegue la medesima analisi. Ciò è ottenuto ricorrendo a un ciclo "for" che convertendo la matrice contenente la lista dei fluidi in un vettore di j componenti, li scandaglia uno ad uno. Il fluido sorgente invece è fissato ed è il Theminol 66. Si fissano quindi le grandezze di ingresso, che sono:

$T_{cond} = 95 + 273.15$	<i>Temperatura di condensazione [K]</i>
$\dot{m}_{oil} = 0.5$	<i>portata dell'olio diatermico [kg/s]</i>
$E = 0.85$	<i>efficienza del recuperatore: se E</i>
	<i>= 0 il REC non è presente</i>
T_{min}	<i>Temperatura minima di raffreddamento dell'olio [K]</i>
$= T_{cond}$	
$\eta_{is_t} = 0.65$	<i>rendimento isoentropico espansore scroll</i>
$\eta_{is_p} = 0.7$	<i>rendimento isoentropico pompa</i>
$T_{hot} = 310 + 273.15$	<i>Temperatura di ingresso dell'olio [K]</i>
$T_{in_water} = 60 + 273.15$	<i>Temperatura di ingresso dell'acqua [K]</i>
$T_{out_water} = 90 + 273.15$	<i>Temperatura di uscita dell'acqua [K]</i>

$$p_{water}(= p_{oil}) = 3.5 * 10 \quad \text{pressione circuito olio e acqua [kPa]}$$

$$p_{cond} = \text{refpropm}(P', T', T_{cond}, Q', fluid) \quad \text{pressione di condensazione [kPa]}$$

Le pressioni e le temperature sono scelte sulla base delle specifiche di progetto che si devono soddisfare. Per l'olio infatti occorre una certa pressione affinché esso possa raggiungere la temperatura di 310°C, quindi la pressione è scelta di conseguenza. La pressione di condensazione del fluido organico è una variabile calcolata, che dipende dalla sostanza e dalla temperatura di condensazione, quindi è vincolata di fatto. Le efficienze della pompa e dell'espansore scroll sono fissate, confrontandole con quelle di macchine di piccola taglia, com'è nel caso in esame.

La portata di olio è inizialmente fissata a un valore ben preciso, nel caso specifico 0,5 kg/s. Per poter ricercare la soluzione infatti occorre avere un valore di partenza per la portata, sulla base della quale calcolare tutti gli altri parametri e la portata di fluido organico che può essere utilizzata avendo a disposizione una certa quantità di fluido caldo alla sorgente. Una volta che il ciclo è stato risolto e l'ottimizzatore ha trovato la soluzione migliore, si ottiene la potenza elettrica prodotta dal ciclo, avente 0,5 kg/s di olio caldo come sorgente termica. Volendo ottenere un impianto di taglia ben definita basta moltiplicare le portate di olio, fluido organico e acqua per il rapporto tra la potenza obiettivo e la potenza prodotta ottenuta come risultato dell'ottimizzatore, in modo da riscaldare così l'intero impianto alla taglia voluta. Il ciclo termodinamico di riferimento resta infatti il medesimo, variando le portate, ma mantenendo costanti i rapporti tra esse si agisce sulla taglia dell'impianto.

Ora si mostra il codice dell'ottimizzatore, di cui ci si avvale per calcolare la soluzione.

Ottimizzatore genetico

L'ottimizzatore è basato su un algoritmo genetico, che parte da un vettore iniziale contenente le variabili oggetto di ottimizzazione e da questi ne crea altri procedendo secondo mutazioni e cross-over delle componenti, come avviene nei cromosomi: con la prima il valore associato ad una ben precisa posizione assume un diverso valore, casuale, con il secondo si ha uno scambio di valori corrispondenti tra due vettori soluzione.

Innanzitutto si definisce la funzione obiettivo:

$$\text{ObjectiveFunction} = @pot_max$$

che richiama una funzione definita nella stessa cartella contenente l'ottimizzatore.

Nel caso in esame si è massimizzata la potenza elettrica prodotta dall'impianto ORC. La function che descrive il calcolo della potenza elettrica sarà descritta più avanti.

Le variabili libere dell'ottimizzatore sono 3, raggruppate in un vettore x e sono le stesse usate nella function pot_max , nell'ordine:

$$T_{out} = x(1) \quad \text{temperatura di uscita dell'olio [K]}$$

$$p_{ev} = x(2) \quad \text{pressione di evaporazione del fluido organico [kPa]}$$

$$T_3 = x(3) \text{ temperatura massima del fluido organico [K]}$$

Le unità di misura sono coerenti con quanto indicato nella libreria Refprop, alla quale si fa riferimento per tutte le proprietà dei fluidi considerati. Quando si ricorre a CoolProp si convertono le grandezze calcolate secondo le unità di misura di Refprop, che è più usato nel codice e quindi è più agevole procedere così piuttosto che fare il contrario (anche se entrambe le strade sono percorribili).

Si fissano poi i due vettori che definiscono i limiti inferiore *LB* (Lower Boundary) e superiore *UB* (Upper Boundary) consentiti per i valori di ciascuna di queste grandezze:

$$LB = [T_{min} + 20 ; p_{cond} + 100 ; T_{min}]$$

$$UB = [T_{hot} - 10 ; 3500 ; T_{hot}]$$

Tanto più l'intervallo permesso è ampio, tanto maggiore dovrà essere il numero di generazioni e di popolazioni per ricercare il vero ottimo: così facendo però sarà necessario più tempo per arrivare a convergenza.

Si specifica la funzione di vincolo (constraint), che riporta eventuali condizioni limite da rispettare nel codice oggetto di ottimizzazione. Nel caso scelto il controllo è sulla temperatura al pinch point, di modo che non si abbia incrocio dei profili termici tra i fluidi caldo e freddo, che genererebbe una situazione fisicamente impossibile:

$$\text{ConstraintFunction} = \text{@controllo_temp}$$

Si definiscono poi il numero di popolazioni e di generazioni, semplicemente assegnando il valore numerico alle rispettive variabili.

$$pop = 100$$

$$gen = 50$$

L'algoritmo infatti calcola svariati casi, che definiscono la prima "popolazione", contenente un numero di "individui" pari a quanto appena definito: i vettori migliori vengono tenuti per la generazione successiva, e daranno origine alla nuova popolazione, tramite mutazioni e cross-over casuali; quelli che invece non rispettano i limiti imposti dalla funzione constraint vengono esclusi. Con un numero sufficientemente alto di popolazioni e generazioni si arriva a calcolare la soluzione ottima.

Il codice continua poi con le seguenti stringhe, implicite dell'ottimizzatore genetico:

$$options = \text{gaoptimset('PopulationSize',pop,'Generations',gen)}$$

$$[x, fval]$$

$$= \text{ga(ObjectiveFunction, nvars, [], [], [], [], LB, UB, ConstraintFunction, [1 2 3], options)}$$

Una volta ottenuta la soluzione dall'ottimizzatore si ottengono le variabili ottimizzate scelte.

Si illustra ora la funzione ottimizzata, cioè la potenza elettrica.

function pot_max

function y = pot_max(x)

Questa function permette all'ottimizzatore di calcolare le tre variabili indipendenti che massimizzano la potenza elettrica prodotta dal ciclo Rankine a fluido organico, ovvero:

$T_{out} = x(1)$ temperatura di uscita dell'olio [K]

$p_{ev} = x(2)$ pressione di evaporazione del fluido organico [kPa]

$T_3 = x(3)$ temperatura massima del fluido organico [K]

Per farlo bisogna per prima cosa individuare il ciclo termodinamico di riferimento, ossia fissarne i punti chiave.

Si parte dall'uscita del condensatore, di cui si conosce la pressione di condensazione e imponendo che il titolo in uscita sia nullo si calcolano entalpia ed entropia del punto, chiamato "6". Il punto "1-is" (isoentropico) si trova alla stessa pressione di "6" ma con pressione pari a quella di evaporazione.

$$\begin{aligned} h_6 &= \text{refpropm}('H', 'P', p_{cond}, 'Q', 0, \text{fluid}) \\ s_6 &= \text{refpropm}('S', 'H', h_6, 'P', p_{cond}, \text{fluid}) \\ h_{1-is} &= \text{refpropm}('H', 'P', p_{ev}, 'S', s_6, \text{fluid}) \end{aligned}$$

Per calcolare il punto "3" di uscita dal generatore di vapore (e di ingresso all'espansore) si parte dalla pressione di evaporazione e dalla temperatura massima di ciclo: a seconda del valore assunto dalla pressione (sub o supercritica) e dalla temperatura del vapore (saturo secco o surriscaldato) si individua l'entalpia e poi l'entropia:

$$\begin{aligned} &\text{if } (p_{ev} < \text{refpropm}('P', 'C', 0, ' ', 0, \text{fluid}) - 0.001) \\ &\quad \text{if } (T_3 == \text{refpropm}('T', 'P', p_{ev}, 'Q', 1, \text{fluid})) \\ &\quad\quad h_3 = \text{refpropm}('H', 'P', p_{ev}, 'Q', 1, \text{fluid}) \\ &\quad\quad\quad \text{else} \\ &\quad\quad h_3 = \text{refpropm}('H', 'T', T_3, 'P', p_{ev}, \text{fluid}) \\ &\quad\quad\quad \text{end} \\ &\quad\quad\quad \text{else} \\ &\quad\quad h_3 = \text{refpropm}('H', 'T', T_3, 'P', p_{ev}, \text{fluid}) \\ &\quad\quad\quad \text{end} \\ &\quad s_3 = \text{refpropm}('S', 'H', h_3, 'P', p_{ev}, \text{fluid}) \end{aligned}$$

Il punto "4-is" di fine espansione ideale ha la stessa entropia di "3" ma la pressione di condensazione:

$$h_{4_{is}} = \text{refpropm}('H', 'P', p_{cond}, 'S', s_3, \text{fluid})$$

A partire dalle definizioni di rendimento isoentropico di compressione e di espansione si trovano le entalpie dei punti "1" e "4" reali, e poi le temperature con Refprop e CoolProp:

$$h_1 = h_6 + \frac{h_{1_{is}} - h_6}{\eta_{is_p}}$$

$$T_1 = \text{refpropm}('T', 'H', h_1, 'P', p_{ev}, \text{fluid})$$

$$h_4 = h_3 - (h_3 - h_{4_{is}}) * \eta_{is_t}$$

$$T_4 = \text{refpropm}('T', 'H', h_4, 'P', p_{cond}, \text{fluid})$$

Nel caso sia presente il recuperatore si trovano i punti corrispondenti di ingresso e di uscita dallo stesso:

$$T_{5_{rec}} = T_4 - E (T_4 - T_1)$$

$$h_{5_{rec}} = \text{refpropm}('H', 'T', T_{5_{rec}}, 'P', p_{cond}, \text{fluid})$$

$$h_{1_{rec}} = h_4 - h_{5_{rec}} + h_1$$

Si calcolano le entalpie di ingresso e uscita dell'olio diatermico, dato che le temperature corrispondenti sono note e pure la pressione, con la quale si valuta la portata di fluido organico necessaria ad equilibrare il bilancio:

$$h_{in_oil} = \text{Props}('H', 'T', T_{hot}, 'P', p_{water}, \text{oil}) * 1000$$

$$h_{out_oil} = \text{Props}('H', 'T', T_{out}, 'P', p_{water}, \text{oil}) * 1000$$

$$\dot{m}_{ORC} = \frac{\dot{m}_{oil} * (h_{in_oil} - h_{out_oil})}{(h_3 - h_{1_{rec}})}$$

Infine si computano la potenza prodotta dall'espansore e quella assorbita dalla pompa, tenendo conto dei rendimenti meccanici e volumetrici. La potenza elettrica è il netto dato dalla loro differenza:

$$P_t = \dot{m}_{ORC} * (h_3 - h_4) * 0.92 * 0.96$$

$$P_p = \dot{m}_{ORC} * (h_1 - h_6) / 0.95 / 0.9$$

$$y = -(P_t - P_p)$$

La function è così conclusa e pronta a essere richiamata nel programma. Questa function computa solo i punti strettamente necessari a definire la potenza generata, per non appesantire il codice e ridurre il tempo richiesto dall'ottimizzatore per trovare la soluzione.

Una volta terminata l'ottimizzazione si vanno a definire nel dettaglio tutti i punti del ciclo.

$T_{out} = x(1)$ temperatura di uscita dell'olio [K]

$p_{ev} = x(2)$ pressione di evaporazione del fluido organico [kPa]

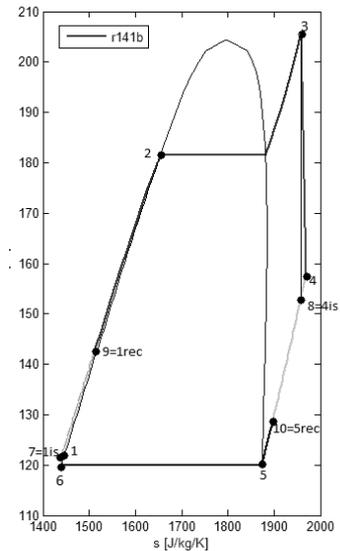
$T_3 = x(3)$ temperatura massima del fluido organico [K]

Si comincia dal punto "6" di fine condensazione, di cui sono note pressione e titolo (nullo):

$$\begin{aligned} h(6,j) &= \text{refpropm}('H','P',p_{cond},'Q',0,\text{fluid}) \\ s(6,j) &= \text{refpropm}('S','H',h(6,j),'P',p_{cond},\text{fluid}) \\ T(6,j) &= \text{refpropm}('T','H',h(6,j),'P',p_{cond},\text{fluid}) \\ p(6,j) &= p_{cond} \end{aligned}$$

Si individuano i punti "2" di inizio evaporazione e "3" di ingresso all'espansore:

$$\text{if } (p_{ev}(j) < \text{refpropm}('P','C',0,'',0,\text{fluid}))$$



$$\begin{aligned} \text{if } (T(3,j) == \text{refpropm}('T','P',p_{ev}(j),'Q',1,\text{fluid})) \\ h(3,j) &= \text{refpropm}('H','P',p_{ev}(j),'Q',1,\text{fluid}) \\ h(2,j) &= \text{refpropm}('H','P',p_{ev}(j),'Q',0,\text{fluid}) \\ &\text{else} \\ h(3,j) &= \text{refpropm}('H','T',T(3,j),'P',p_{ev}(j),\text{fluid}) \\ h(2,j) &= \text{refpropm}('H','P',p_{ev}(j),'Q',0,\text{fluid}) \\ &\text{end} \\ &\text{else} \\ h(3,j) &= \text{refpropm}('H','T',T(3,j),'P',p_{ev}(j),\text{fluid}) \\ h(2,j) &= \text{refpropm}('H','T',\text{refpropm}('T','C',0,'',0,\text{fluid}),'P',p_{ev}(j),\text{fluid}) \\ &\text{end} \\ s(2,j) &= \text{refpropm}('S','H',h(2,j),'P',p_{ev}(j),\text{fluid}) \\ T(2,j) &= \text{refpropm}('T','H',h(2,j),'P',p_{ev}(j),\text{fluid}) \\ s(3,j) &= \text{refpropm}('S','H',h(3,j),'P',p_{ev}(j),\text{fluid}) \\ p(2,j) &= p_{ev}(j) \\ p(3,j) &= p_{ev}(j) \end{aligned}$$

Il punto chiamato "7" corrisponde a "1_is":

$$\begin{aligned} h(7,j) &= \text{refpropm}('H','P',p_{ev}(j),'S',s(6,j),\text{fluid}) \\ s(7,j) &= s(6,j) \\ T(7,j) &= \text{refpropm}('T','H',h(7,j),'P',p_{ev}(j),\text{fluid}) \\ p(7,j) &= p_{ev}(j) \end{aligned}$$

Mentre il punto "5" è a inizio condensazione, perciò con titolo unitario:

$$\begin{aligned}
h(5,j) &= \text{refpropm}('H', 'P', p_{cond}, 'Q', 1, \text{fluid}) \\
s(5,j) &= \text{refpropm}('S', 'H', h(5,j), 'P', p_{cond}, \text{fluid}) \\
T(5,j) &= \text{refpropm}('T', 'H', h(5,j), 'P', p_{cond}, \text{fluid}) \\
p(5,j) &= p_{cond}
\end{aligned}$$

Il punto "8" è il "4_is" ideale di fine espansione:

$$\begin{aligned}
h(8,j) &= \text{refpropm}('H', 'P', p_{cond}, 'S', s(3,j), \text{fluid}) \\
s(8,j) &= \text{refpropm}('S', 'H', h(8,j), 'P', p_{cond}, \text{fluid}) \\
T(8,j) &= \text{refpropm}('T', 'H', h(8,j), 'P', p_{cond}, \text{fluid}) \\
p(8,j) &= p_{cond}
\end{aligned}$$

Ricorrendo alla definizione dei rendimenti isoentropici di compressione e di espansione si individuano i punti reali "1" di fine compressione e di fine espansione "4":

$$\begin{aligned}
h(1,j) &= h(6,j) + \frac{h(7,j) - h(6,j)}{\eta_{is_p}} \\
s(1,j) &= \text{refpropm}('S', 'H', h(1,j), 'P', p_{ev}(j), \text{fluid}) \\
T(1,j) &= \text{refpropm}('T', 'H', h(1,j), 'P', p_{ev}(j), \text{fluid}) \\
p(1,j) &= p_{ev}(j) \\
h(4,j) &= h(3,j) - (h(3,j) - h(8,j)) * \eta_{is_t} \\
s(4,j) &= \text{refpropm}('S', 'H', h(4,j), 'P', p_{cond}, \text{fluid}) \\
T(4,j) &= \text{refpropm}('T', 'H', h(4,j), 'P', p_{cond}, \text{fluid}) \\
p(4,j) &= p_{cond}
\end{aligned}$$

Se è presente lo scambiatore rigenerativo interno, si calcolano i punti di uscita "10" del fluido scaldante dal rigeneratore (che procede poi nel condensatore) e di uscita "9" del fluido freddo riscaldato (che entra successivamente nel generatore di vapore a recupero):

$$\begin{aligned}
T(10,j) &= T(4,j) - E * (T(4,j) - T(1,j)) \\
h(10,j) &= \text{refpropm}('H', 'T', T(10,j), 'P', p_{cond}, \text{fluid}) \\
s(10,j) &= \text{refpropm}('S', 'H', h(10,j), 'P', p_{cond}, \text{fluid}) \\
p(10,j) &= p_{cond} \\
h(9,j) &= (h(4,j) - h(10,j)) + h(1,j) \\
s(9,j) &= \text{refpropm}('S', 'H', h(9,j), 'P', p_{ev}(j), \text{fluid}) \\
T(9,j) &= \text{refpropm}('T', 'H', h(9,j), 'P', p_{ev}(j), \text{fluid}) \\
p(9,j) &= p_{ev}(j)
\end{aligned}$$

Una volta calcolati i valori delle entalpie di ingresso e uscita dell'olio diatermico dal generatore di vapore dal bilancio energetico si ricava la portata di fluido organico:

$$\begin{aligned}
h_{in_oil} &= \text{Props}('H', 'T', T_{hot}, 'P', p_{water}, \text{oil}) * 1000 \\
h_{out_oil} &= \text{Props}('H', 'T', T_{out}(j), 'P', p_{water}, \text{oil}) * 1000
\end{aligned}$$

$$\dot{m}_{ORC}(j) = \frac{\dot{m}_{oil} * (h_{in_oil} - h_{out_oil})}{h(3,j) - h(9,j)}$$

Quindi si calcolano la potenza generata nell'espansore, la potenza assorbita dalla pompa, l'elettrica netta e quella termica associata al condensatore cogenerativo:

$$\begin{aligned} P_t(j) &= \dot{m}_{ORC}(j) * (h(3,j) - h(4,j)) * 0.92 * 0.96 \\ P_p(j) &= \dot{m}_{ORC}(j) * (h(1,j) - h(6,j))/0.95/0.9 \\ P_{el}(j) &= (P_t(j) - P_p(j)) \\ P_{th}(j) &= \dot{m}_{ORC}(j) * (h(10,j) - h(6,j)) \end{aligned}$$

Un altro parametro importante è il volume flow ratio da cui dipende il numero di stadi di espansione da porre in serie. Esso è definito, si rammenta, come il rapporto tra le masse volumiche in ingresso e in uscita dall'espansore. Nel codice è calcolato ricavando tali dati dal database Refprop:

$$VFR(j) = \frac{refpropm('D', 'H', h(3,j), 'P', p_{ev}(j), fluid)}{refpropm('D', 'H', h(4,j), 'P', p_{cond}, fluid)}$$

Per le turbine il size parameter è definito come segue:

$$SP(j) = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{ORC}(j)}{refpropm('D', 'H', h(4,j), 'P', p_{cond}, fluid)} \right)^{1/2}}{(h(3,j) - h(8,j))^{1/4}}$$

Una volta calcolate le entalpie dell'acqua, se ne ottiene la portata dal bilancio energetico al condensatore:

$$\begin{aligned} h_{in_water} &= Props('H', 'T', T_{in_water}, 'P', p_{water}, 'water') * 1000 \\ h_{out_water} &= Props('H', 'T', T_{out_water}, 'P', p_{water}, 'water') * 1000 \end{aligned}$$

$$\dot{m}_w(j) = \frac{\dot{m}_{ORC}(j) * (h(10,j) - h(6,j))}{h_{out_water} - h_{in_water}}$$

Si valuta la portata di fumi necessaria a scaldare l'olio diatermico, assumendo i fumi come azoto gassoso a pressione atmosferica e con temperature di ingresso e uscita dei fumi assegnate:

$$\begin{aligned} h_{in_fumi} &= refpropm('H', 'T', 350 + 273, 'P', 1.02 * 100, 'nitrogen') \\ h_{out_fumi} &= refpropm('H', 'T', T_{out}(j) + 20, 'P', 1.02 * 100, 'nitrogen') \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{fumi}(j) = \frac{\dot{m}_{oil}(j) * (h_{in_oil} - h_{out_oil})}{(h_{in_fumi} - h_{out_fumi})}$$

Queste temperature sono compatibili con quella dei scarico di un turbogas di piccola-media taglia, di un motore a combustione interna o di un cementificio, come già detto.

Infine il rendimento elettrico del ciclo è dato dal rapporto tra la potenza elettrica generata e l'energia in ingresso al ciclo, ossia la variazione di energia del fluido organico nel generatore di vapore a recupero:

$$\eta_{ciclo}(j) = \frac{P_{el}(j)}{\dot{m}_{ORC}(j) * (h(3,j) - h(9,j))}$$

L'efficienza di recupero rispetto alla sorgente vera e propria (fumi di scarico) è:

$$\eta_{rec}(j) = \eta_{ciclo}(j) * \tau = \frac{P_{el}(j)}{\dot{m}_{ORC}(j) * (h(3,j) - h(9,j))} * \frac{350 - T_{out}(j) + 273 - 20}{350 - 100}$$

Dove τ è il fattore di recupero termico, definito come il rapporto tra la potenza recuperata e quella massima recuperabile (cioè disponibile, in condizioni di idealità del recupero termico). Il fattore di recupero può essere espresso come il rapporto tra la differenza di temperatura dei fumi e la massima differenza di temperatura ottenibile per i fumi stessi. Nell'eventualità (ideale) che tutto il calore dei fumi venisse recuperato si avrebbe fattore di recupero unitario.

Il fattore di utilizzazione dell'energia, che tiene conto sia dell'elettricità prodotta sia della potenza termica associata all'acqua per cogenerazione è così definito:

$$\eta_{tot}(j) = \frac{P_{el}(j) + \dot{m}_w(j) * (h_{out_water} - h_{in_water})}{\dot{m}_{fumi}(j) * (h_{out_fumi} - h_{in_fumi}) / \eta_{EHE}}$$

con $\eta_{EHE} = 0.9$ efficienza dello scambiatore olio – fumi

Function exergy

Questa funzione consente di calcolare l'exergia di una sostanza a partire dalla conoscenza di temperatura e pressione, restituendo i valori di entalpia ed entropia corrispondenti. Tale funzione calcola anche i riferimenti dello stato ambiente, rispetto al quale si calcola la differenza di exergia del punto richiesto.

function Ex = exergy(T, p, h, s, sostanza)

$$T_0 = 20 + 273.15$$

$$p_0 = 1 * 100$$

if strcmp(sostanza, 'T66') == 1 || strcmp(sostanza, 'water') == 1

(qui semplicemente si specifica di usare la libreria CoolProp per alcune sostanze, quali l'olio diatermico Therminol 66 ad esempio, non presente nel database di Refprop).

$$\begin{aligned}
h_0 &= Props('H','T',T_0,'P',p_0,sostanza) * 1000 \\
s_0 &= Props('S','T',T_0,'P',p_0,sostanza) * 1000 \\
h &= Props('H','T',T,'P',p,sostanza) * 1000 \\
s &= Props('S','T',T,'P',p,sostanza) * 1000 \\
&\quad else \\
h_0 &= refpropm('H','T',T_0,'P',p_0,sostanza) \\
s_0 &= refpropm('S','T',T_0,'P',p_0,sostanza) \\
&\quad end \\
Ex &= (h - h_0) - T_0 * (s - s_0)
\end{aligned}$$

Function analisi exergetica

Questa funzione consente di calcolare le perdite exergetiche in ciascuno dei componenti dell'impianto, ossia evaporatore, espansore, condensatore, recuperatore (se contemplato) e pompa. Per farlo si ricorre alla funzione *exergy* descritta qui sopra.

Si valuta così la "bontà" termodinamica di ognuno, valutando poi dove può essere più opportuno intervenire nel caso si voglia migliorarne l'efficienza.

$$\begin{aligned}
I_{ev} &= \dot{m}_{oil} * (exergy(T_{hot}, p_{water}, "", "", oil) - exergy(T_{out}(j), p_{water}, "", "", oil)) \\
&\quad + \dot{m}_{ORC}(j) * (exergy("", "", h(9,j), s(9,j), fluid) \\
&\quad - exergy("", "", h(3,j), s(3,j), fluid))
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_t &= \dot{m}_{ORC}(j) * exergy("", "", h(3,j), s(3,j), fluid) - \dot{m}_{ORC}(j) * \\
&\quad exergy("", "", h(4,j), s(4,j), fluid) - P_t(j)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{cond} &= \dot{m}_{oil}(j) * (exergy(T_{in_water}, p_{water}, "", "", 'water') \\
&\quad - exergy(T_{out_water}, p_{water}, "", "", 'water')) + \dot{m}_{ORC}(j) \\
&\quad * (exergy("", "", h(10,j), s(10,j), fluid) \\
&\quad - exergy("", "", h(6,j), s(6,j), fluid))
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_p &= \dot{m}_{ORC}(j) * exergy("", "", h(6,j), s(6,j), fluid) - \dot{m}_{ORC}(j) \\
&\quad * exergy("", "", h(1,j), s(1,j), fluid) + P_p(j)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{REC} &= \dot{m}_{ORC}(j) * (exergy("", "", h(1,j), s(1,j), fluid) \\
&\quad - exergy("", "", h(9,j), s(9,j), fluid)) + \dot{m}_{ORC}(j) \\
&\quad * (exergy("", "", h(4,j), s(4,j), fluid) \\
&\quad - exergy("", "", h(10,j), s(10,j), fluid))
\end{aligned}$$

Le irreversibilità totali sono la somma delle irreversibilità nei singoli componenti:

$$I = I_{ev} + I_t + I_{cond} + I_p + I_{REC}$$

Si definisce l'efficienza exergetica dell'impianto, considerando come effetti utili sia la potenza elettrica prodotta sia il flusso di exergia netto dell'acqua del condensatore, usata per cogenerazione e dividendo il tutto per l'exergia iniziale dell'olio in ingresso:

$$\eta_{ex}(j) = \frac{P_{el}(j) + \dot{m}_w(j) \left(exergy(T_{out_w}, p_w, ' ', ' ', 'water') - exergy(T_{in_w}, p_w, ' ', ' ', 'water') \right)}{\dot{m}_{oil} * exergy(T_{hot}, p_w, ' ', ' ', 'oil')}$$

La percentuale di exergia distrutta è definita come il rapporto tra l'exergia totale distrutta e l'exergia totale disponibile all'ingresso, cioè quella dell'olio diatermico in ingresso:

$$x_i(j) = \frac{I}{\dot{m}_{oil} * exergy(T_{hot}, p_{water}, ' ', ' ', 'oil')}$$

E per differenza si valuta l'exergia persa:

$$\Psi(j) = 1 - \eta_{ex}(j) - x_i(j)$$

Per calcolare la posizione dei pinch point si divide ciascuno scambiatore in un certo numero di pezzi n sulla base dell'entalpia di ciascuno si calcola l'entalpia corrispondente per l'altro fluido e si trovano le temperature tramite i database Refprop e CoolProp. Il pinch point resta individuato dalla più piccola differenza di temperatura tra i due fluidi. Di seguito è riportato l'algoritmo che consente di calcolarlo, rispettivamente per il generatore di vapore e per il condensatore:

for n = 0:1:50

$$h_{prov_org} = h(9, j) + n/50 * (h(3, j) - h(9, j))$$

$$T_{ev_org}(n + 1) = refpropm('T', 'H', h_{prov_org}, 'P', p_{ev}(j), fluid) - 273.15$$

$$h_{out_oil} = Props('H', 'T', T_{out}(j), 'P', p_{water}, oil) * 1000$$

$$h_{prov_oil} = h_{out_oil} + n/50 * (h(3, j) - h(9, j)) * \dot{m}_{ORC}(j) / \dot{m}_{oil}$$

$$T_{ev_oil}(n + 1) = Props('T', 'H', h_{prov_oil}/1000, 'P', p_{water}, oil) - 273.15$$

end

$$pinch_{ev} = \min(T_{ev_oil} - T_{ev_org})$$

for n = 0:1:50

$$h_{prov_org} = h(6, j) + n/50 * (h(10, j) - h(6, j))$$

$$T_{cond_org}(n + 1) = refpropm('T', 'H', h_{prov_org}, 'P', p_{cond}, fluid) - 273.15$$

$$h_{in_water} = Props('H', 'T', T_{in_water}, 'P', p_{water}, 'water') * 1000$$

$$h_{prov_water} = h_{in_water} + n/50 * (h(10, j) - h(6, j)) * \dot{m}_{ORC}(j) / \dot{m}_w(j)$$

$$T_{cond_w}(n + 1)$$

$$= Props('T', 'H', h_{prov_water}/1000, 'P', p_{water}, 'water') - 273.15$$

end

$$pinch_{cond} = \min(T_{cond_org} - T_{cond_w})$$

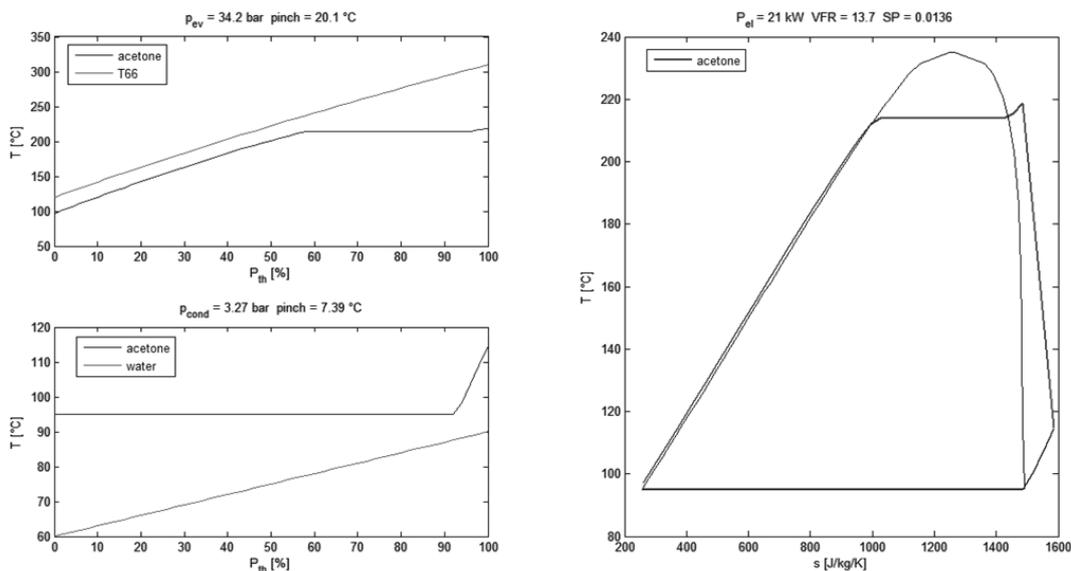
Infine si stampano i grafici che mostrano il ciclo nella campana di Andrews nel diagramma T-S e i profili termici dei fluidi nel generatore di vapore a recupero e nel condensatore, riportati in funzione della potenza termica percentuale scambiata.

4.3 RISULTATI

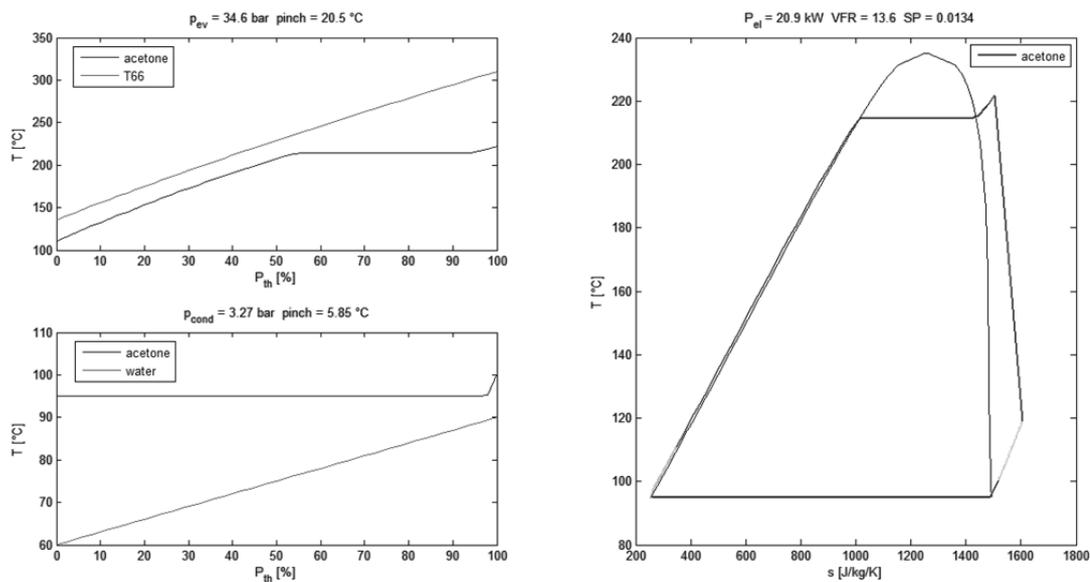
Si presentano ora i risultati dell'ottimizzazione: si analizzano e si decide poi quale sostanza eleggere a fluido di ciclo per procedere alla modellazione degli scambiatori e di tutto l'impianto, dunque alla valutazione economica.

Acetone

L'acetone è un fluido isoentropico, come si può osservare dalla pendenza della curva di saturazione del vapore. Il punto critico è 234.95°C e 47.0 bar. Dai grafici si nota che il surriscaldamento è minimo, quanto basta per far sì che l'espansione non finisca all'interno della campana del bifase.



Sia che si ricorra allo scambiatore rigenerativo (figura in basso) o no (figura in alto), la potenza elettrica prodotta è di fatto la stessa (21 kW contro 20.9 kW) e il rendimento favorisce leggermente il ciclo rigenerato (10.5% contro 9.8% senza rigenerazione). L'uso del rigeneratore in questo caso non dà un contributo sostanziale

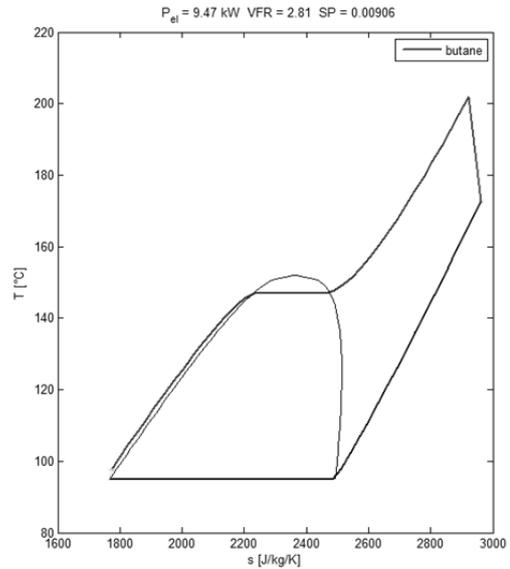
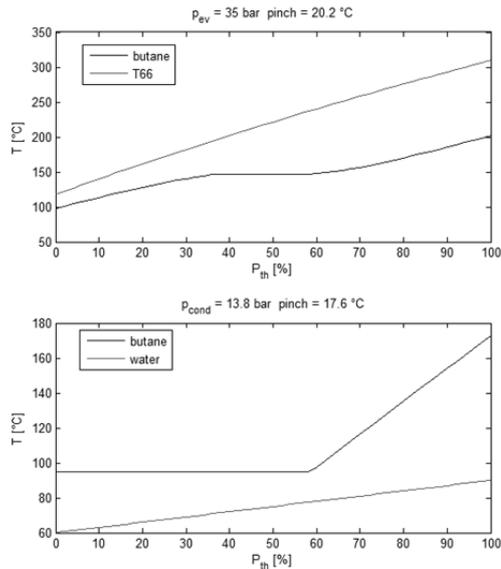


poiché il fluido è isoentropico e quindi la possibilità di recuperare calore interno è limitata. Anche le pressioni operative ed il volume flow ratio restano quasi invariati.

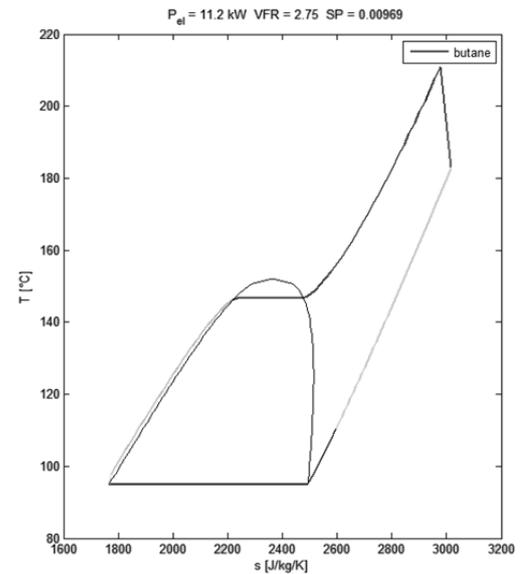
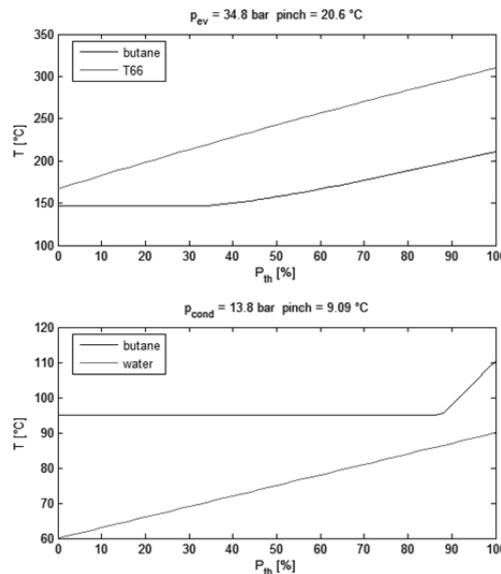
Nel caso di decidesse di scegliere l'acetone è più opportuno evitare il rigeneratore, poiché accresce la complessità impiantistica e i costi di investimento, peraltro senza garantire un'aumentata produttività.

Butano

Il butano è un idrocarburo della famiglia degli alcani e come si vede dai grafici presenta una temperatura critica piuttosto bassa, di 151.98 °C, a cui corrisponde una pressione critica di 37.96 bar.



A motivo della bassa temperatura critica il ciclo termodinamico realizzato presenta un forte surriscaldamento, che peraltro risulta controproducente, poiché come si osserva le isobare convergono man mano che ci si sposta nella parte in alto a destra del grafico, riducendo così il lavoro estraibile, infatti la potenza prodotta è molto ridotta (9.47 kW) e la pressione ridotta elevata. Il VFR è molto piccolo e ciò

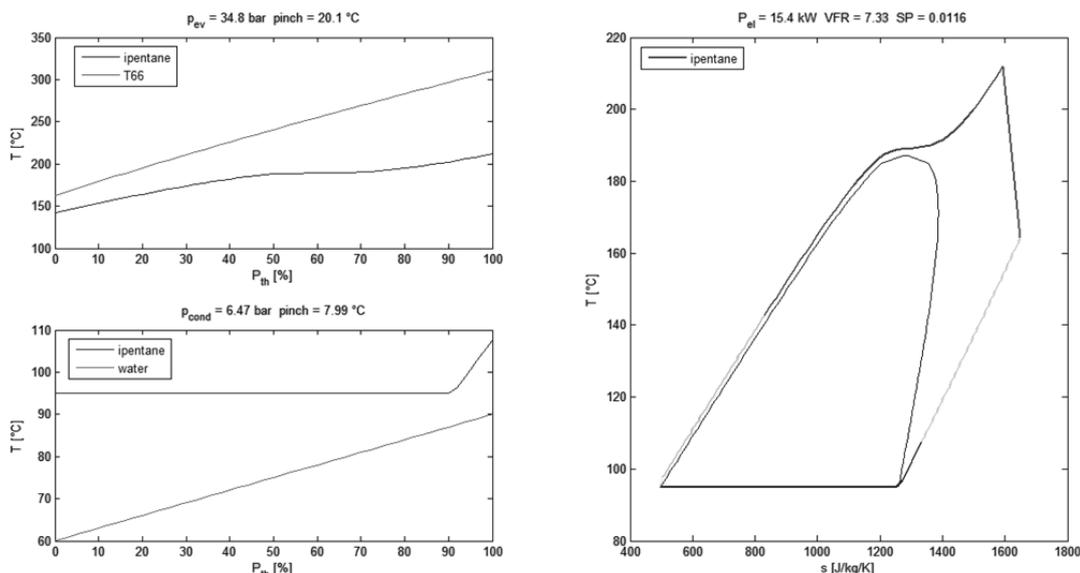


significa che è sufficiente un unico stadio di espansione, sia che si tratti di turbina che di espansore volumetrico. Tuttavia la pressione di condensazione è molto elevata (13.8 bar), sarebbe preferibile un valore minore.

Attuando la rigenerazione interna, la potenza prodotta aumenta in modo apprezzabile (+13%) e diminuisce il calore rigettato al condensatore, ma la potenza prodotta rimane piuttosto contenuta e il surriscaldamento sempre molto marcato, comportando quindi ampie superfici di scambio, a motivo dei bassi coefficienti di scambio termico del gas. Quindi si può confermare come fluidi con punto critico sensibilmente inferiore alla temperatura massima della sorgente non costituiscano la scelta migliore in termini prestazionali.

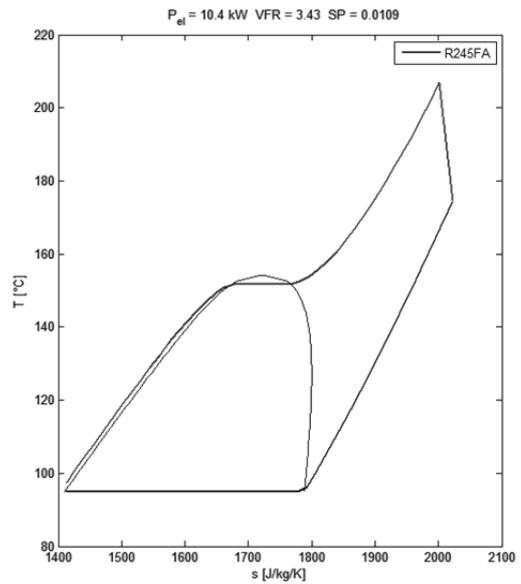
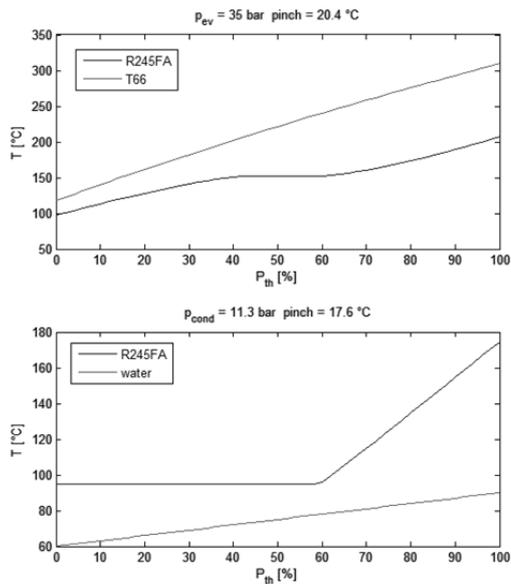
Isopentano

L'isopentano ha un punto critico piuttosto basso: 187.20 °C e 33.780 bar. Il ciclo più performante risulta essere supercritico, con circa 30 K di surriscaldamento. Nella configurazione ottimale il ciclo adotta il recuperatore interno. Questa soluzione è solo presentata per onor di cronaca, ma non sarà presa in considerazione tra le possibili scelte, trattando di un fluido ipercritico e rigenerato e volendo realizzare nel caso in esame un impianto subcritico e senza recuperatore interno, per motivi di costo e di massimizzazione della potenza prodotta, come in precedenza spiegato.



R245fa

È un fluido frigorifero di sintesi, appartenente alla famiglia degli HFC, anch'esso con basso punto critico: 154.01 °C e 36.510 bar. Il ciclo è subcritico, ma esasperato fino al massimo, infatti la pressione evaporativa è appena inferiore a quella critica; così facendo, per recuperare calore dalla sorgente, bisogna spingere sul surriscaldamento, che qui è di oltre 50 K. Come si nota, le isobare tendono a convergere man mano che ci si sposta nella parte destra del diagramma T-S, quindi il surriscaldamento è controproducente ai fini della potenza prodotta, che infatti si assesta su 10.4 kW, tra i valori più bassi ottenuti. Questo fluido non è adatto per questa applicazione, ma potrebbe esserlo per sorgenti termiche a minor temperatura, ad esempio al di sotto dei 150°C.



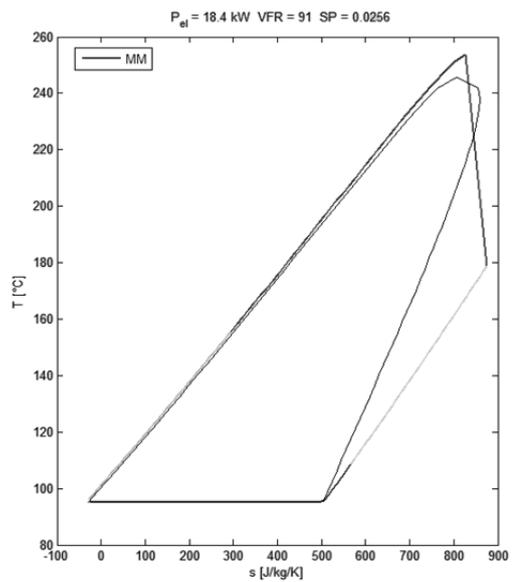
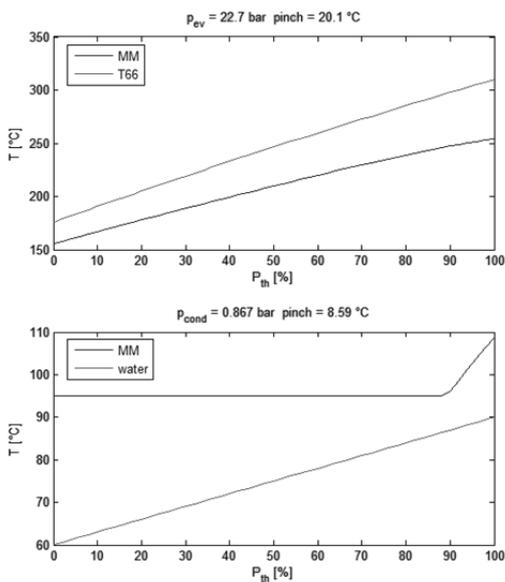
Silossani

I silossani sono particolarmente allettanti, anche se costosi, perché il loro punto critico presenta un'alta temperatura, oltre i 200°C , ma una bassa pressione, tipicamente inferiore a 30 bar.

Alla famiglia appartengono l'etametildisilossano (MM), l'ottametiltrisilossano (MDM), il decametiltetrasilossano (MD2M), l'esametilciclotrisilossano (D3), l'ottametilciclotetrasilossano (D4), il decametilciclopentasilossano (D5) e il dodecametilcicloesasilossano (D6).

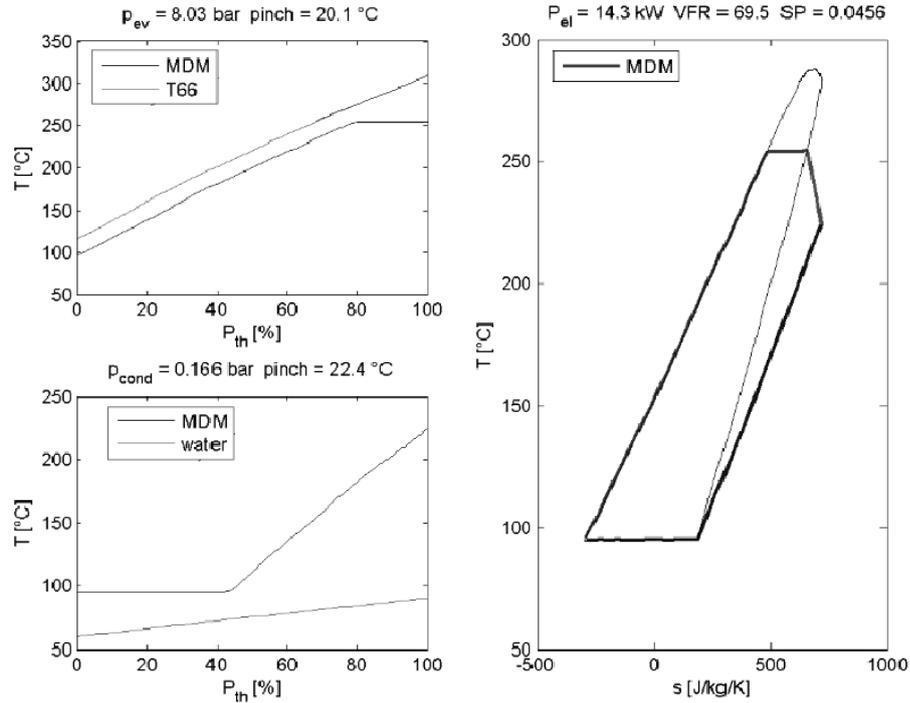
Con il codice sviluppato si sono analizzati i primi due.

L' etametildisilossano presenta la configurazione ottimale in ciclo transcritico,



ma durante l'espansione si entra nella campana del bifase, evenienza da evitare, pena la rovina dell'espansore.

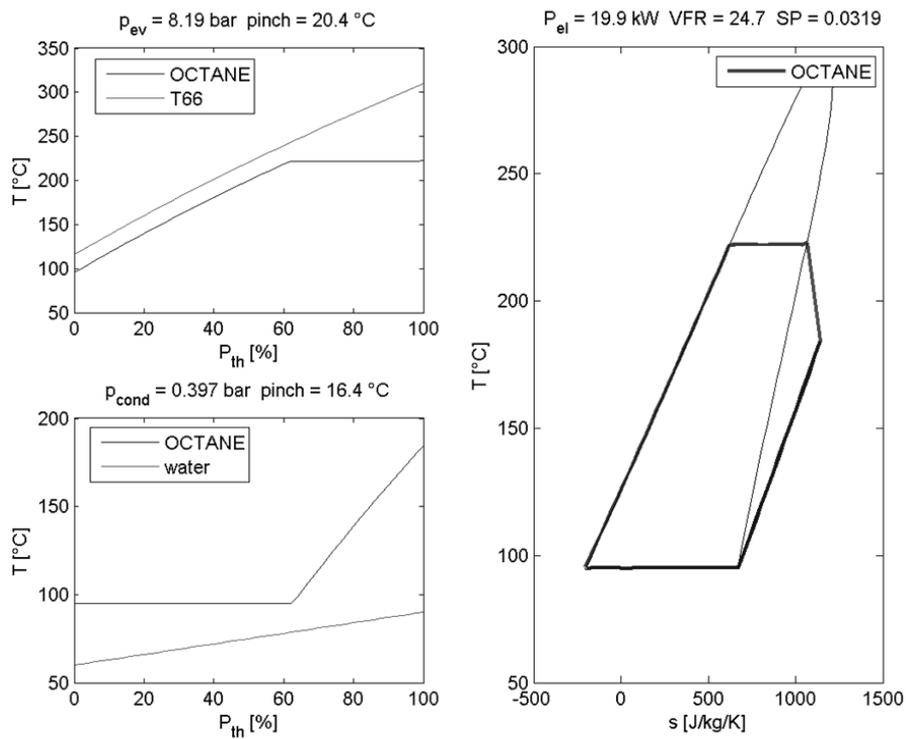
L'ottametiltrisilossano presenta un ottimo accoppiamento con il profilo termico della sorgente, non necessita di surriscaldamento, ha una buona generazione di



potenza (14.3 kW), ma chiede una pressione di condensazione molto bassa e temperature molto elevate in ingresso al condensatore: l'inserimento di un rigeneratore interno può essere benefico. Anche il VFR è piuttosto alto.

Ottano

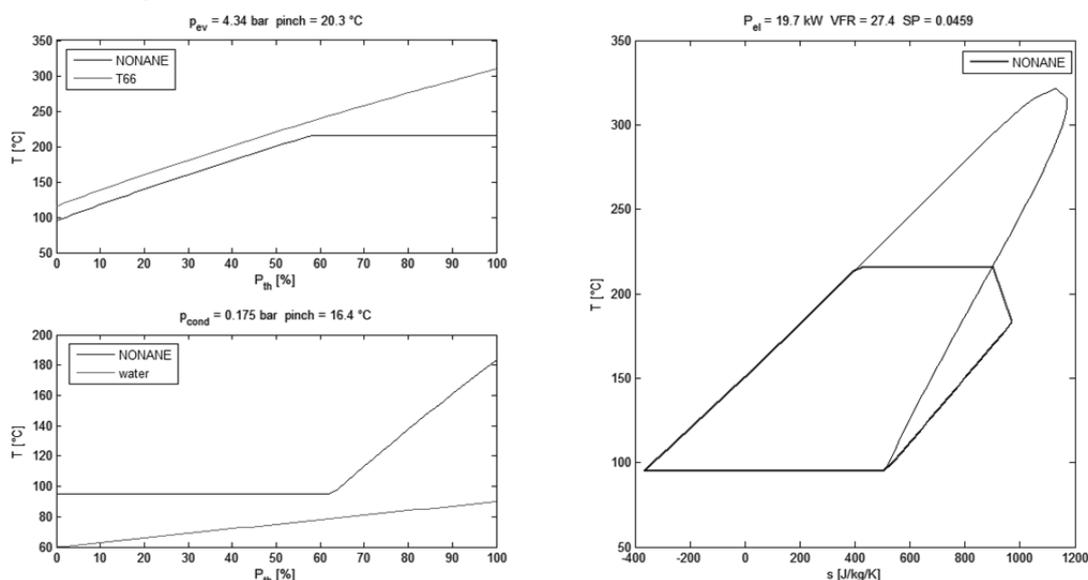
L'ottano è un idrocarburo con elevato punto critico $296.17 \text{ }^\circ\text{C}$ e 24.970 bar .



Il ciclo ottimizzato produce 19.9 kW in configurazione subcritica, senza surriscaldamento: la pressione di evaporazione è modesta (8.19 bar), quella di condensazione subatmosferica (0.397 bar) ma ancora accettabile. Un problema nel condensatore può essere invece l'elevata temperatura di ingresso del fluido organico (180°C) che obbliga all'uso di materiali costosi, ad esempio per realizzare le tenute. Il VFR di 24.7 porta a realizzare tre stadi di espansione.

Nonano

Il punto critico del nonano è 321.40 °C e 22.810 bar, ad alta temperatura, ma a pressione contenuta rispetto ad altri idrocarburi con alta temperatura critica (ottano, toluene, ...).

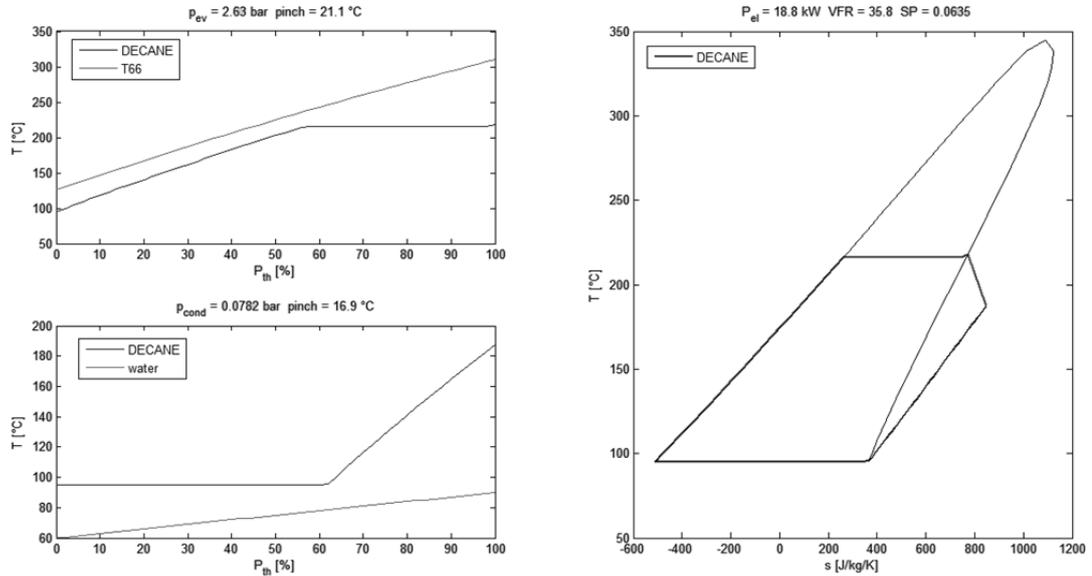


Per il nonano valgono considerazioni simili all'ottano: la potenza generata è buona (19.7 kW), la pressione di evaporazione è moderata (4.34 bar), ma quella di condensazione troppo bassa (0.175 bar; infiltrazioni, necessità di spurgare gli incondensabili), mentre è alta la temperatura di inizio condensazione (180°C). Inoltre il VFR di 27.4 obbliga a espansori in tre stadi.

Decano

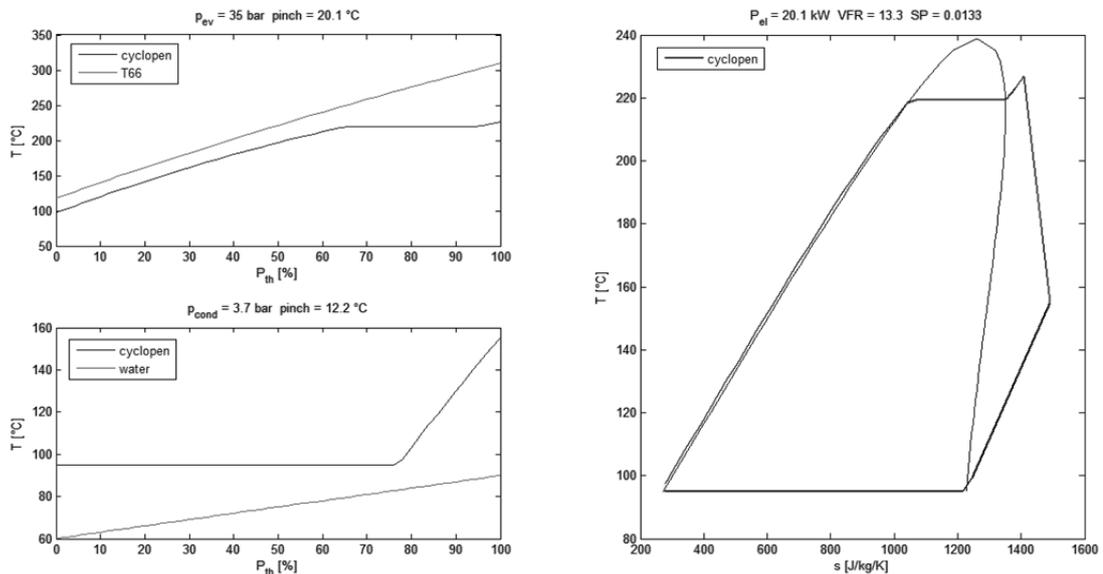
Anche il decano presenta alta temperatura critica e contenuta pressione critica: 344.55 °C e 21.030 bar. Il ciclo non presenta surriscaldamento, essendo il fluido molto secco. Poiché il ciclo è molto subcritico la pressione evaporativa è bassa (2.63 bar) e ne deriva modesta spesa alle pompe, per le tubazioni e l'evaporatore, ma quella di condensazione è in vuoto spinto (0.0782 bar), traducendosi in grandi volumi negli ultimi stadi di espansione, che sono almeno tre, a motivo del VFR di 35.8.

Anche in questo caso la temperatura di ingresso al condensatore resta elevata.



Ciclopentano

Il ciclopentano è un buon candidato: mostra un punto critico di 238.54 °C e 45.15 bar. Sebbene il fluido sia secco l'ottimizzatore prevede un lieve surriscaldamento. La potenza prodotta è di 20.1 kW, la pressione di evaporazione è piuttosto consistente (35 bar), la pressione di condensazione superatmosferica, forse

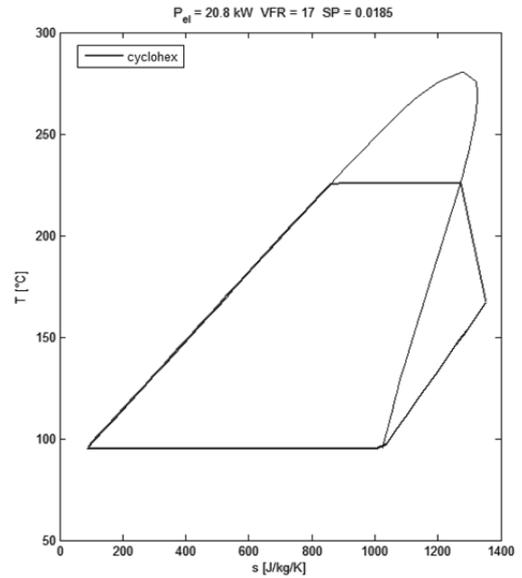
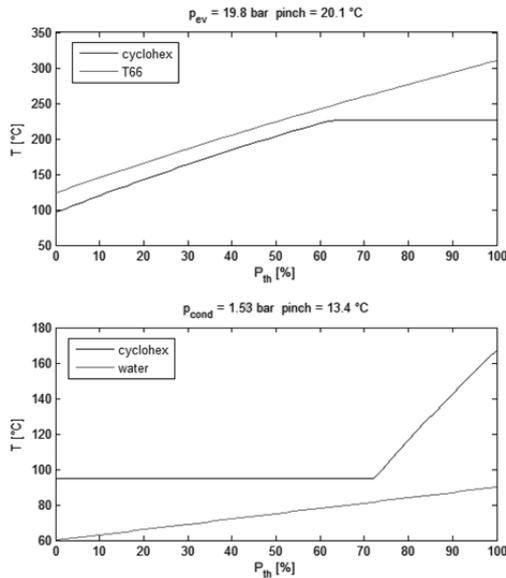


un po' elevata (3.7 bar). Il VFR è basso e ciò consente di ricorrere a solo due stadi di espansione.

Cicloesano

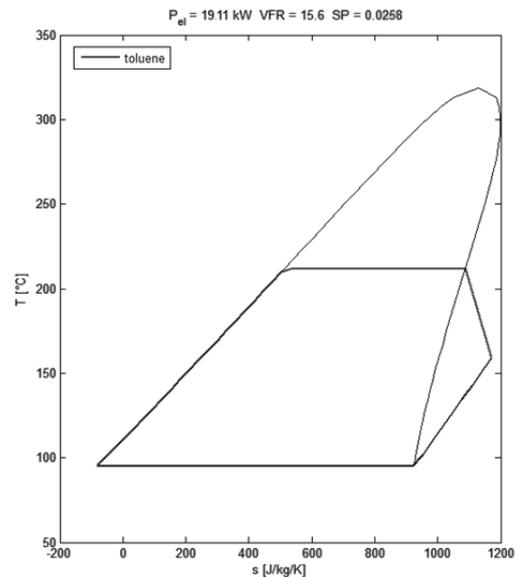
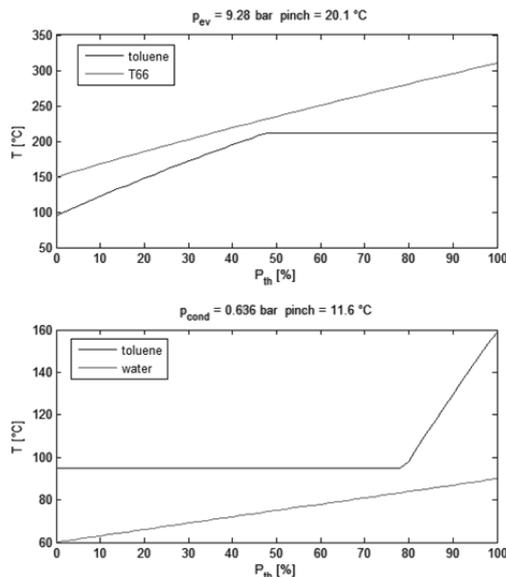
Il cicloesano opera un ciclo quasi gemello del precedente, i due fluidi danno prestazioni simili. Il punto critico è 280.49 °C e 40.750 bar. La potenza prodotta è 20.8 kW, il VFR un poco più elevato che per il ciclopentano, ma in compenso non si ha surriscaldamento, come ci si attenderebbe per un fluido secco; la pressione di evaporazione è più contenuta (19.8 bar contro 35) e quella di condensazione appena

superatmosferica (1.53 bar), il che è l'ideale, evitando sforzi pressori elevati e l'esigenza del degasaggio. Poiché in termini prestazionali i due idrocarburi ciclici si equivalgono, date le considerazioni esposte, è più conveniente scegliere il secondo.



Toluene

Il toluene è un idrocarburo aromatico costituito da un anello benzenico a cui è attaccato un gruppo metile. Il punto critico è 318.6 °C e 41.263 bar, tra i più alti tra i fluidi considerati. Il ciclo ottenuto è subcritico, senza surriscaldamento, in linea con le aspettative per un fluido secco. La potenza generata ammonta a 19.11 kW, un valore considerevole. Il VFR è 15.6 e ciò limita gli stadi di espansione a due soltanto.



La pressione di evaporazione è modesta (9.28 bar) e quella al condensatore inferiore a quella atmosferica (0.636 bar), ma lontana dal vuoto spinto. La temperatura di ingresso al condensatore non è troppo elevata (160°C) se confrontata con altri casi, quindi anche l'assetto senza rigeneratore dà buoni risultati in tal senso.

Il toluene presenta un ciclo simile a quello di ciclopentano e cicloesano in termini di potenza, mantenendo valori del VFR simili, ma con minor pressione

massima di ciclo, potendo quindi realizzare componenti meno massicci, che si traducono in maggior economicità e leggerezza. Alla luce di tali considerazioni si è scelto il toluene come fluido di ciclo per l'impianto da costruire.

Volendo quindi realizzare il ciclo con il toluene, si riportano nel dettaglio i risultati dell'ottimizzatore. In tabella si hanno le coordinate dei punti termodinamici del ciclo, per completezza:

Toluene	$T_{crit}=318.60$ [°C]	$p_{crit}=41.263$ [bar]			
punto	T [°C]	s [J/(kg K)]	p [bar]	h [kJ/kg]	
1	95.50	-80.558	9.28	-29.732	
2	212.12	514.824	9.28	224.660	
3	212.85	1091.571	9.28	504.772	
4	160.00	1174.776	0.636	439.894	
5	95.00	925.226	0.636	339.937	
6	95.00	-81.818	0.636	-30.806	
7	95.26	-81.818	9.28	-29.723	(1_is)
8	138.32	1092.052	0.636	404.960	(4_is)
9	95.50	-80.558	9.28	-29.259	(1_rec)
10	160.00	1174.776	0.636	439.894	(5_rec)

Non spaventino i valori negativi di entalpia, che dipendono dal riferimento per il calcolo.

Poiché manca il recuperatore i punti "9" e "10" coincidono con "1" e "4" rispettivamente.

I parametri di interesse calcolati sono riportati nel riquadro seguente:

Parametro ottimizzato:	$P_{el} = 19.11$ [kW]	Potenza termica:	$P_{th} = 161.98$ [kW]
Potenza pompa:	$P_p = 0.619$ [kW]	Potenza espansore:	$P_t = 19.718$ [kW]
Valori variabili di ottimizzazione:			
$T_{out_{oil}} = 150.85$ [°C]	$T_{out_{org}} = 212.85$ [°C]	$p_{ev} = 9.28$ [bar]	
Parametri termici prestazionali:			
$\eta_{ciclo} = 0.104$	$\eta_{tot} = 0.887$	$\tau = 0.7166$	$\eta_{rec} = 0.074$
Risultati analisi exergetica:			
$\eta_{ex} = 0.4558$	$xi = 0.3274$	$\Psi = 0.2168$	
exergia distrutta condensatore:	9.70 [kW]		
exergia distrutta evaporatore:	11.17 [kW]		
exergia distrutta recuperatore:	0 [kW]		

exergia distrutta pompa:	0.22 [kW]
exergia distrutta espansore:	10.95 [kW]
exergia distrutta totale:	32.04 [kW]
Portate:	
$m_{oil} = 0.500$ [kg/s]	$m_{ORC} = 0.344$ [kg/s]
$m_{water} = 1.288$ [kg/s]	$m_{fumi} = 0.914$ [kg/s]

La potenza elettrica prodotta è di 19.11 kW, con un rendimento elettrico del 10%, un valore in linea con gli esempi riportati in letteratura.

Il fattore di utilizzazione raggiunge il 71.66%, un buon valore, dato la massima temperatura disponibile della sorgente, che rientra nella categoria della media temperatura.

Il fattore di utilizzazione dell'energia η_{tot} raggiunge l'88.7%. Infatti si hanno 19.10 kW di potenza elettrica prodotti più 162 kW di potenza termica ed è proprio lo sfruttamento della cogenerazione che fa lievitare questo parametro: se l'impianto producesse solamente energia elettrica il fattore di utilizzazione coinciderebbe col rendimento elettrico, che sarebbe leggermente più alto dell'attuale, in linea di principio, potendo abbassare ulteriormente la pressione di condensazione ed estrarre maggior lavoro dal ciclo a parità di spesa in ingresso.

Moltiplicando il fattore di recupero τ per il rendimento di ciclo η_{ciclo} si ottiene il rendimento di recupero del sistema η_{rec} , pari al 7.4%. Ciò sta a significare che solo il 7.4% dell'energia dei fumi è recuperata e tradotta in potenza elettrica utile, una percentuale alquanto modesta. Tuttavia bisogna considerare che quest'aumentata produzione elettrica è gratuita, nella misura in cui deriva da un calore di scarto prima non valorizzato, quindi senza dover spendere per la sorgente energetica. Anche se modesto, si ha un guadagno gratuito e come tale molto gradito.

Se si volesse considerare un fattore di utilizzazione "di recupero", moltiplicando il fattore di recupero τ per il fattore di utilizzazione η_{tot} si otterrebbe un valore di 63.56%, quindi quasi i due terzi della potenza termica contenuta nei fumi è recuperata e sfruttata utilmente, mostrando come si consegua un indubbio risparmio energetico nel valorizzare i fumi di scarico.

Il rendimento exergetico sfiora il 46%, un buon traguardo considerando che la produzione elettrica è limitata se confrontata con impianti di potenza, ma ciò è dovuto al limite dato dalla massima temperatura di ciclo, che nel caso in esame è di 212.85°C, meno che la metà che per centrali a vapore tradizionali (538°C) e circa un sesto della temperatura raggiunta in camera di combustione di una turbina a gas (1200-1400°C).

A mantenere alto il rendimento exergetico è il contributo dell'acqua calda in cogenerazione, che assorbe una buona fetta di potenza termica, rendendola disponibile per usi termici. Quindi quella porzione di exergia che sarebbe altrimenti rilasciata in ambiente tramite il condensatore nel caso di impianto con sola produzione elettrica è qui valorizzata, accrescendo l'efficienza exergetica dell'impianto ORC cogenerativo.

Le maggiori perdite exergetiche si concentrano nell'evaporatore, coerentemente con quanto documentato in letteratura, seguono l'espansore e il condensatore. Per i tre componenti le perdite sono molto simili. Per l'espansore ciò è senza dubbio

dovuto alla modesta efficienza della macchina volumetrica, pari al 65%: questo valore può sembrare basso, ma bisogna considerare che l'impianto è di piccola taglia e adottare una turbina può essere molto costoso o addirittura irrealizzabile, a causa del valore troppo piccolo del size parameter "SP". Nel condensatore, la zona di desurriscaldamento è piuttosto estesa e qui la differenza di temperatura tra i fluidi è considerevole: questo può portare a perdite exergetiche consistenti.

Per quanto riguarda le portate è bene valutare i rapporti: il fluido organico è il 70% della portata di olio, i fumi sono quasi il doppio dell'olio diatermico e la portata d'acqua nel condensatore è circa il quadruplo di quella di fluido organico. Come si nota gli ordini di grandezza sono confrontabili.

Come già spiegato all'inizio di questo capitolo, si fissa la taglia dell'impianto ORC che si vuole ottenere e si riscalano le portate. Nello studio di questa tesi si è fissata una potenza elettrica di 30 kW per il sistema, quindi basta moltiplicare le grandezze estensive (portate e potenze) per 30/19.11 e ottenere i valori effettivi con cui eseguire i dimensionamenti degli scambiatori, che diventano i seguenti:

Parametro ottimizzato:	$P_{el} = 30.00$ [kW]	Potenza termica:	$P_{th} = 254.42$ [kW]
Potenza pompa:	$P_p = 0.97696$ [kW]	Potenza espansore:	$P_t = 30.971$ [kW]
Portate:			
$m_{oil} = 0.7853$ [kg/s]	$m_{ORC} = 0.5403$ [kg/s]	$m_{water} = 2.023$ [kg/s]	$m_{fumi} = 1.4356$ [kg/s]

Le proprietà intensive invece restano ovviamente invariate.

5. MODELLAZIONE DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE

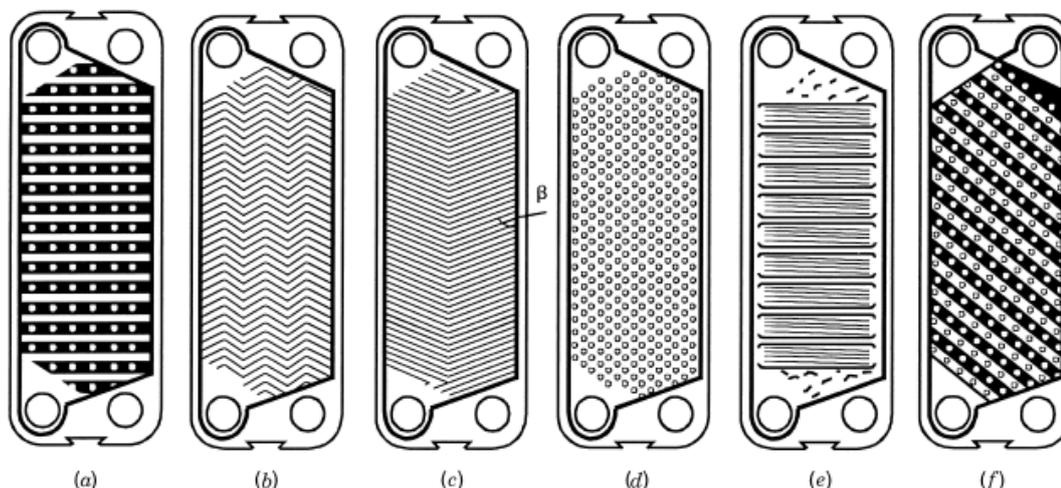
In questa sezione si esporranno le caratteristiche degli scambiatori che costituiscono l'impianto, illustrandone la geometria e le caratteristiche. Immediatamente dopo sarà illustrato il procedimento adottato per modellare ciascun componente.

5.1.1 Caratteristiche principali

La scelta degli scambiatori dell'impianto è ricaduta su due scambiatori a piastre (Plate Heat Exchanger, con dicitura inglese). Tale tipologia di scambiatori si compone di un certo numero di piastre sottili (10^{-1} - 10^0 mm), che presentano delle superfici corrugate, di vario tipo: queste asperità hanno lo scopo di aumentare leggermente la superficie di scambio (tipicamente +15-25%), aumentare la turbolenza del flusso e con essa il coefficiente di scambio termico (e al contempo però anche le perdite di carico) e dare solidità allo scambiatore stesso.

Le piastre infatti sono poste ruotate di 180° tra loro, in modo che le creste dell'una poggino sulle creste della piastra adiacente in un gran numero di punti, consentendo l'effluo delle portate e alle piastre di sostenersi a vicenda, senza flettersi sotto gli sforzi pressori esercitati dai fluidi.

Gli scambiatori a piastre tradizionali sono di tre tipi: a guarnizione, saldati e brasati.



Tipi di corrugazioni: (a) ad "asse di lavandaia," (b) zig-zag, (c) chevron o herringbone, (d) picchi e depressioni, (e) ad "asse di lavandaia" con corrugazioni secondarie, (f) ad "asse di lavandaia" obliqua.

I primi sono adatti per basse temperature ($<150^\circ\text{C}$ ma fino a 260°C) e pressioni (<3 MPa), a causa delle tenute realizzate in gomma, mentre gli altri possono operare con pressioni e temperature molto elevate, fino a 40 bar e oltre, ma in tal caso è necessario ricorrere all'acciaio o al titanio, molto più resistenti del rame, ma con minor conducibilità termica. Gli scambiatori brasati non presentano guarnizioni, ricorrendo alla saldatura per realizzare la tenuta; sono solitamente brasati con rame, o con nichel se preposti all'uso con ammoniaca. Tollerano elevate pressioni (>100 bar)

e temperature (fino a 350°C), ma poiché non possono essere aperti non sono adatti all'uso con fluidi sporcanti.

Nel caso in esame uno scambiatore a guarnizioni è più che idoneo per il condensatore dell'impianto, data le pressioni operative contenute, ma le temperature elevate d'ingresso del fluido organico (fino a 160°C) richiedono l'uso di guarnizioni termiche particolari.

Per il generatore di vapore a recupero invece le temperature elevate rendono impossibile l'utilizzo di scambiatori a guarnizione e la scelta deve ricadere su quelli saldati o brasati.

Le piastre che compongono lo scambiatore vengono ancorate ad una piastra fissa mediante bulloni, che hanno lo scopo di serrare i vari piatti in modo da realizzare la tenuta delle guarnizioni per pressione. Due barre, una superiore e l'altra inferiore, fanno da guida alle piastre e le tengono allineate tra loro.

Tra i vantaggi derivanti dalla scelta di uno scambiatore a piastre si contano:

- Grande maturità tecnologica.
- Elevata compattezza; gli ingombri sono dal 50% al 66% inferiori a quelli di uno scambiatore a fascio tubiero della stessa taglia, a motivo dell'assenza di perdite di bypass, controcorrente perfetta, alla turbolenza generata dalle corrugazioni delle piastre. Le perdite di carico sono però più elevate che in un fascio tubiero, a parità di velocità, ma quest'ultime sono contenute in questi scambiatori, risultando in condotti corti e quindi in più ridotte cadute di pressione.
- Peso ridotto, circa 15% di uno scambiatore a fascio tubiero di pari taglia.
- Semplicità di realizzazione dello scambiatore e costi contenuti.
- Possibilità di smantellare lo scambiatore per consentirne l'ispezione, la pulizia e la manutenzione.
- Possibilità di sostituzione delle piastre e/o del tipo di piastra per soddisfare un carico termico differente da quello nominale, laddove si vada a modificare l'assetto del ciclo. È quindi possibile mantenere lo stesso scambiatore a piastre, in linea di principio, potendo contare quindi su una certa flessibilità.
- Grandi efficienze.
- Non si manifestano zone particolarmente calde o fredde, i cosiddetti "hot spots", che potrebbero deteriorare i fluidi.
- La contaminazione dei due flussi è praticamente impossibile; l'unica evenienza è che si apra un foro in una piastra, eventualità molto remota peraltro.
- Nel caso di scambiatori a guarnizione, se dovesse verificarsi una rottura della tenuta si avrebbe sversamento di fluido all'esterno e non verso l'altro fluido, quindi il rischio di contatto tra i due flussi è ridotto al minimo e la presenza della perdita è individuabile in modo visivo.

5.1 GENERATORE DI VAPORE A RECUPERO

Il generatore di vapore a recupero a piastre è del tipo saldato e non del tipo a guarnizioni, a motivo delle temperature operative del fluido sorgente, ben maggiori del valore di 150 °C consigliato o di 260°C stabilito come massimo per le guarnizioni stesse.

Si presenta ora dapprima il modello dello scambiatore implementato in MatLab, in cui vengono riportate le equazioni adottate e viene spiegato il procedimento seguito per risolvere il dimensionamento, dopodiché si mostrano e si commentano i risultati ottenuti.

5.1.1 Modello Matlab del generatore di vapore a recupero

Il generatore di vapore a recupero a piastre è stato modellato partendo dalle caratteristiche geometriche della piastra e dagli ingressi termodinamici noti derivanti dall'ottimizzazione del ciclo, ovvero portate, temperature e pressioni.

La configurazione scelta per lo scambiatore a piastre è in pura controcorrente, consentendo così di minimizzare la superficie richiesta e di massimizzare lo scambio termico, riducendo peso, ingombri e il materiale impiegato. Il generatore di vapore a recupero è stato diviso in tre sezioni, ciascuna regolata da equazioni differenti (di fatto, in relazione alla fase dei fluidi): il preriscaldatore (Pre-Heater), l'evaporatore (EVaporator) e il surriscaldatore (Super-Heater). Questi tre blocchi sono posti in serie l'uno all'altro e l'olio diatermico caldo scorre in senso opposto nei canali attigui al fluido organico. Ciascuna di queste tre sezioni esiste solo "formalmente" per così dire: lo scambiatore realizzato è un pezzo unico in cui il fluido organico entra in fase liquida, è scaldato fino alla temperatura di saturazione, evapora e viene poi (eventualmente) surriscaldato. Queste tre fasi del processo avvengono in modo sequenziale lungo la piastra, che ha le medesime caratteristiche: a una data coordinata spaziale dello scambiatore si può avere uno dei tre scambi citati, ma la distinzione tra un fenomeno e l'altro non si traduce in componenti o geometrie diverse. Una volta completato il modello si potrà avere indicazione di quanta parte dello scambiatore è associata al passaggio di fase, per esempio, ma ciò che importa in sede di dimensionamento è calcolare la lunghezza della piastra. Per farlo si divide lo scambiatore nei tre blocchi preriscaldatore, evaporatore e surriscaldatore e in ciascuno si applicano le equazioni opportune atte a definire il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico ma, si ribadisce, la distinzione nelle tre parti è solo concettuale, per identificare dal punto di vista del calcolo matematico le differenze tra le varie parti.

Le due sezioni estreme dello scambiatore a piastre sono interessate da scambio termico monofase-monofase mentre in quella centrale si ha evaporazione del fluido freddo motore di ciclo.

Il procedimento di dimensionamento parte dallo stesso tipo di variabili note in ingresso, ciò che cambia di volta in volta sono le equazioni, che descrivono il diverso comportamento dei fluidi, sostanzialmente in relazione alla loro fase (liquida, gassosa o miscela bifase delle due).

Il dimensionamento delle due sezioni interessate da solo scambio di calore monofase (preriscaldatore e surriscaldatore) è concettualmente identico; dopo aver illustrato la procedura seguita per dimensionare questi due blocchi ci si soffermerà

immediatamente dopo sulla sezione dedicata all'evaporazione, evidenziandone le differenze rispetto alle altre due parti.

Preriscaldatore

Il preriscaldatore ha il compito di portare il fluido organico dalla temperatura di condensazione a quella di evaporazione. Lo scambio termico è solo monofase per entrambi i fluidi e perciò si può procedere considerando le temperature medie tra ingresso e uscita e in base a queste calcolare i coefficienti di scambio termico e le perdite di carico. Trattando di scambio monofase l'errore commesso nel valutare le varie proprietà alla temperatura media è piccolo, poiché esse non cambiano drasticamente al variare della temperatura e della pressione, che subisce variazioni ancor più modeste rispetto alla temperatura. Per l'olio si sono calcolati il coefficiente di scambio medio lungo tutta la lunghezza dello scambiatore e le perdite di carico in un'unica soluzione, proprio alla luce di queste considerazioni. Per il fluido organico invece si è preferito svolgere un'analisi più dettagliata: si è diviso il preriscaldatore in un certo numero di pezzi e su ciascuno si sono svolti i conti del caso.

Nel caso in esame del toluene, dall'ottimizzatore di ciclo emerge che il surriscaldamento è assente e l'evaporazione e il preriscaldamento assorbono circa la stessa quantità di calore. Poiché in evaporazione i coefficienti di scambio sono molto maggiori che nel caso di riscaldamento monofase, il preriscaldatore sarà più esteso dell'evaporatore, pur scambiando entrambi circa la stessa potenza termica.

Per il dimensionamento si parte dalle portate in ingresso dei due fluidi, dalle pressioni d'ingresso e dalle temperature d'ingresso e uscita di ciascuno, per un totale di 8 variabili.

A queste si aggiungono le variabili geometriche che definiscono il tipo di piastra, ovvero:

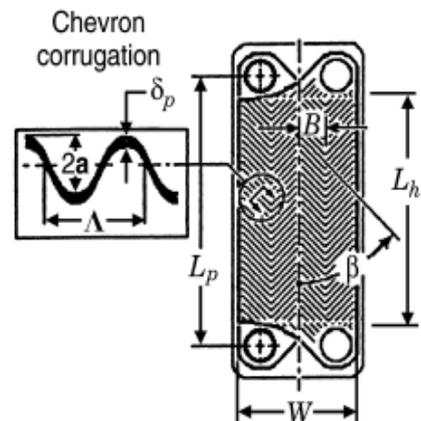
- Spessore della piastra t_p .
- Distanza tra due piastre adiacenti b .
- Larghezza della piastra w .
- Diametro delle porte d'ingresso per i fluidi D_p .
- Angolo d'inclinazione della spina di pesce rispetto all'asse verticale β : tanto più è forte l'inclinazione, tanto maggiore è la turbolenza e di conseguenza il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico.
- Incremento di area dovuto alle corrugazioni Φ o in alternativa i parametri della superficie necessari a definirlo, vale a dire Λ e $a=b/2$.

Dai parametri succitati si ricava il diametro idraulico:

$$D_h = 4a/\Phi = 2b/\Phi$$

$$\Phi = \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 \sqrt{1 + \frac{X^2}{2}} \right)$$

$$X = \frac{2\pi a}{\Lambda}$$



Infine si fissa un numero di Piastre N_p e il materiale componente la piastra, da cui dipende la conducibilità termica e quindi la resistenza termica di conduzione associata alla piastra.

Applicando il metodo della differenza di temperatura media logaritmica ΔT_{ml} , l'obiettivo è calcolare la lunghezza della piastra necessaria a preriscaldare il fluido e a evaporarlo poi totalmente. Se la lunghezza ottenuta è troppo grande, sono possibili due vie: aumentare il numero di piastre o ampliarne la larghezza. Si tenga presente che solitamente il rapporto tra larghezza e lunghezza della piastra varia tra 1/2 e 1/3, come indicazione generale.

Si aggiunge per completezza che con lunghezza L complessiva si intende la distanza tra gli estremi più vicini delle porte di ingresso e di uscita dei fluidi (designata con L_h nella figura alla pagina precedente), cioè la lunghezza utile ai fini dello scambio termico.

Si è assunto che l'olio scorra dall'alto verso il basso, recuperando pressione per variazione di quota geodetica, mentre il fluido organico percorra lo scambiatore dal basso verso l'alto, perdendone.

Ora comincia la scrittura del codice vero e proprio.

Si calcola dapprima la temperatura di evaporazione, nota la pressione corrispondente, con l'ausilio della libreria Refprop:

$$T_{c_ev} = refpropm('T', 'P', p_{c_ev}, 'Q', 1, fluid_c);$$

Si individuano le entalpie di saturazione per il liquido saturo e per il vapore saturo secco ed eseguendo dei semplici bilanci energetici si calcolano i valori corrispondenti delle entalpie del fluido caldo lato sorgente e quindi le temperature associate, sempre ricorrendo alle librerie di Refprop e CoolProp:

$$h_{c_Gsat} = refpropm('H', 'T', T_{c_ev}, 'Q', 1, fluid_c)$$

$$h_{h_in_ev} = h_{h_i} - m_{c_tot} \frac{h_{c_o} - h_{c_Gsat}}{m_{h_tot}}$$

(entalpia dell'olio all'ingresso dell'evaporatore, quando il fluido organico è tutto evaporato).

$$T_{h_in_ev} = Props('T', 'H', h_{h_in_ev}/1000, 'P', p_{h_i}, fluid_h)$$

$$h_{c_Lsat} = refpropm('H', 'T', T_{c_ev}, 'Q', 0, fluid_c)$$

$$h_{h_out_ev} = h_{h_in_ev} - m_{c_tot} \frac{h_{c_Gsat} - h_{c_Lsat}}{m_{h_tot}}$$

(entalpia dell'olio all'uscita dall'evaporatore, quando il fluido organico inizia a evaporare).

$$T_{h_out_ev} = Props('T', 'H', h_{h_out_ev}/1000, 'P', p_{h_i}, fluid_h)$$

Si calcolano perciò le potenze termiche scambiate in ognuna delle sezioni in cui si è idealmente diviso il generatore di vapore a recupero e la potenza termica complessivamente scambiata:

$$\begin{aligned} Q_{sur} &= \dot{m}_{h_{tot}} * (h_{h_i} - h_{h_{in_{ev}}}) \\ Q_{ev} &= \dot{m}_{h_{tot}} * (h_{h_{in_{ev}}} - h_{h_{out_{ev}}}) \\ Q_{pre} &= \dot{m}_{h_{tot}} * (h_{h_{out_{ev}}} - h_{h_o}) \end{aligned}$$

$$Q_{tot} = Q_{sur} + Q_{ev} + Q_{pre}$$

Si fissa il numero di intervalli in cui si vuole spezzare ciascuno dei tre componenti e si calcola la frazione di calore scambiata in ciascuno, semplicemente dividendo il calore totale per il numero di pezzettini:

$$\begin{aligned} q_{pre} &= Q_{pre}/n_{pre} \\ q_{ev} &= Q_{ev}/n_{ev} \\ q_{sur} &= Q_{sur}/n_{sur} \end{aligned}$$

Si calcolano temperatura e pressione medie per l'olio diatermico, con le quali si computano i parametri termodinamici funzionali a calcolare il coefficiente di scambio termico lato caldo, assunto costante, si ricorda, per tutta la lunghezza dello scambiatore, a motivo della modesta variazione delle variabili termodinamiche nell'intervallo di temperature considerato.

Si calcolano anche le variabili termodinamiche per liquido e vapore saturi per il fluido organico, con cui in seguito si valuteranno i parametri di interesse.

Si calcola il numero di canali per entrambi i fluidi, in funzione del numero di piastre termiche:

se N_p è pari:

$$\begin{aligned} n_{c_c} &= \frac{N_p}{2} + 1 \\ n_{c_h} &= \frac{N_p}{2} \end{aligned}$$

se N_p è dispari:

$$n_{c_c} = n_{c_h} = \frac{(N_p + 1)}{2}$$

A questo punto è possibile stimare le aree di efflusso per entrambi i fluidi:

$$\begin{aligned} A_{ff_c} &= b w n_{c_c} \\ A_{ff_h} &= b w n_{c_h} \end{aligned}$$

Si parte quindi con la procedura che consentirà il processo iterativo: questa si basa su due cicli "while" concentrici: il più interno consente di analizzare la convergenza della lunghezza in ciascun intervallo che si va a definire, quello più esterno serve a spostarsi all'intervallo seguente e ad aggiornare la lunghezza e le perdite di carico effettive, man mano che vengono calcolate.

Si parte dall'ingresso del fluido organico, di cui sono note temperatura, pressione ed entalpia e corrispondentemente le stesse grandezze per l'olio caldo in uscita dallo scambiatore. Imponendo che l'entalpia d'uscita del fluido organico sia maggiorata della quota di calore q_{pre} :

$$h_{c_out} = h_{c_in} + \frac{q_{pre}}{\dot{m}_{c_tot}}$$

È possibile individuare la temperatura del fluido organico all'uscita dell'intervallo con Refprop:

$$T_{c_out} = \text{refpropm}('T', 'H', h_{c_out}, 'P', p_{c_i}, \text{fluid}_c)$$

In maniera analoga, per l'olio l'entalpia all'ingresso dell'elemento considerato è pari a:

$$h_{h_in} = h_{h_out} + \frac{q_{pre}}{\dot{m}_{h_tot}}$$

E ricorrendo a CoolProp resta individuata la temperatura:

$$T_{h_in} = \text{Props}('T', 'H', h_{h_in}/1000, 'P', p_{h_i}, \text{fluid}_h)$$

I parametri di ingresso per il fluido organico e di uscita per l'olio sono vettorizzati nella componente n-esima, mentre quelli di uscita del fluido organico e di ingresso dell'olio trovano posto nella componente (n+1)-esima. In tal modo quando il ciclo "while" più interno arriva a convergenza e si passa ad analizzare il trattino seguente, il comando " $n=n+1$ " trasforma la vecchia uscita nel nuovo ingresso e consente di procedere fino a risolvere tutto il blocco.

Per ciascun intervallo si valuta poi la differenza di temperatura media logaritmica, che serve per calcolare la lunghezza L :

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}}$$

$$\Delta_1 = T_{h_out} - T_{c_in}$$

$$\Delta_2 = T_{h_in} - T_{c_out}$$

Inoltre si ottengono temperatura e pressione medie dell'intervallo, pari alla media aritmetica tra ingresso e uscita, dalle quali dipendono le grandezze termodinamiche necessarie a definire il coefficiente di scambio termico per il fluido organico, calcolate con Refprop: esse sono conducibilità termica k , numero di Prandtl Pr e viscosità dinamica μ .

Poiché in una correlazione è necessaria la conoscenza della viscosità dinamica alla parete, occorre conoscere la temperatura di parete: per la prima iterazione si pone essa sia pari a quella media del fluido, poi viene così calcolata:

$$T_p = T_{c_m_pre} + U(n) \frac{\Delta T_{ml}}{\alpha_c(n)}$$

E con essa si valuta la viscosità dinamica del fluido organico alla parete, ricorrendo a Refprop.

A questo punto per il calcolo del coefficiente di scambio termico nel deflusso monofase si è usata l'equazione proposta da Martin, qui sotto riportata:

$$10 < \beta < 80$$

$$Nu = \frac{\alpha D_h}{k} = 0.205 Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{1/6} (f Re^2 \sin 2\beta)^{0.374}$$

L'autore suggerisce di eliminare la dipendenza dal rapporto delle viscosità dinamiche nel caso si tratti il deflusso di gas.

Il fattore di attrito è definito come segue:

$$0 < \beta < 80$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos\beta}{(0.045 \tan\beta + 0.09 \sin\beta + f_0/\cos\beta)^{0.5}} + \frac{1 - \cos\beta}{\sqrt{f_1}}$$

I parametri f_0 e f_1 sono definiti diversamente a seconda del valore del numero di Reynolds:

se $Re < 2000$

$$f_0 = \frac{16}{Re}$$

$$f_1 = \frac{149.25}{Re} + 0.9625$$

se $Re \geq 2000$

$$f_0 = (1.56 \ln Re - 3.0)^{-2}$$

$$f_1 = \frac{9.75}{Re^{0.289}}$$

Tali equazioni si applicano sia all'olio diatermico (pervenendo ad un unico coefficiente di scambio), sia al fluido organico, per il quale si calcolano n_{pre} coefficienti.

Una volta definiti i coefficienti di scambio termico per entrambi i lati si calcola la trasmittanza globale dell'intervallo; nel caso del generatore di vapore a recupero essa è riferita indifferentemente alla superficie di scambio del fluido caldo o del fluido freddo, che sono uguali:

$$U(n) = \left(\frac{1}{\alpha_h} + \frac{t_p}{k_f} + \frac{1}{\alpha_c} \right)^{-1}$$

Dalla conoscenza di U si ricava la lunghezza della piastra associata all'intervallo esaminato:

$$L_{parzial}(n_{iter} + 1) = \frac{q_{pre}}{U(n)\Delta T_{ml}2w\Phi N_p}$$

ΔT_{ml} è quello del trattino di volta in volta considerato, come più sopra definito.

La neo-calcolata lunghezza, confrontata con il valore all'iterazione precedente (o con il valore di primo tentativo imposto arbitrariamente, se si è alla prima iterazione) consente di stimare l'errore, con cui affinare il valore per l'iterazione successiva:

$$errore_{pre} = abs(L_{parzial}(n_{iter} + 1) - L_{parzial}(n_{iter}))$$

Si aggiorna quindi il contatore e si svolge l'iterazione successiva.

Si calcolano infine le perdite di carico del trattino considerato. Nel preriscaldatore il deflusso è monofase e le perdite di carico sono dovute alla somma di quattro termini di caduta di pressione: gravità, quantità di moto, attrito nei canali e perdita localizzata all'imbocco:

$$\Delta p = \Delta p_g + \Delta p_m + \Delta p_{canali} + \Delta p_{imbocco}$$

$$\Delta p = g\rho_{medio}L + G^2 \left(\frac{1}{\rho_{out}} - \frac{1}{\rho_{in}} \right) + \frac{2 f L G^2}{(D_h \rho_{medio})} + 1.5 N_{passaggi} \rho_{in} \frac{u_{in}^2}{2}$$

$$con u_{in} = \frac{4\dot{m}}{\rho_{in}\pi D_p^2}$$

In questo modo sono calcolate le perdite di carico per il fluido organico, trattino per trattino; le masse volumiche considerate sono quelle che competono all'intervallo in esame, valutate alla temperatura e pressione che si hanno agli estremi del medesimo. Il termine di imbocco è considerato ovviamente una sola volta, perché interessa tutto lo scambiatore.

Una volta che l'intervallo esaminato perviene a convergenza, si passa a investigare quello successivo, fino ad esaurire tutti gli elementi in cui si è diviso inizialmente il preriscaldatore.

Il ciclo termina con l'assegnazione:

$$n = n + 1$$

In modo tale che le grandezze calcolate siano la partenza per l'iterazione successiva. Il processo termina quando l'errore è inferiore alla tolleranza posta inizialmente come discriminante o, se il ciclo non converge, quando il numero massimo di interazioni permesse viene raggiunto.

Evaporatore

Il blocco evaporatore è anch'esso diviso in un certo numero di parti, in generale diverso da quello del preriscaldatore e su ciascun pezzo si valutano il coefficiente di scambio lato fluido organico e le perdite di carico.

Si ha ancora il ciclo "while" interno, che garantisce la convergenza della lunghezza calcolata in ciascun intervallo esaminato, ma il ciclo "esterno" questa volta è del tipo "for": il codice valuta infatti ciascun elemento per ("for", appunto) valori del titolo di vapore che vanno da 0 a 1-dx, ove con dx si è identificato l'incremento di titolo o il passo se si preferisce, col quale procede il codice. Questo è definito come il reciproco del numero di pezzi in cui si è diviso l'evaporatore, in un modo che appare logico.

Le grandezze in ingresso al primo elemento dell'evaporatore sono quelle in uscita dall'ultimo del preriscaldatore: entalpia, temperatura e pressione di ingresso del fluido organico ed entalpia, temperatura e pressione di uscita dell'olio caldo. A queste si aggiunge il titolo di vapore in ingresso.

Si impone quindi che il titolo in uscita dall'intervallo considerato sia pari a quello di ingresso più l'incremento dx.

$$x_{out} = x_{in} + dx$$

Dalla conoscenza di questo si valutano l'entalpia e la temperatura di uscita del fluido organico:

$$h_{c_out} = refpropm('H', 'P', p_{c_i}, 'Q', x_{c_out}, fluid_c)$$

$$T_{c_out} = refpropm('T', 'H', h_{c_out}, 'P', p_{c_i}, fluid_c)$$

E da un semplice bilancio energetico entalpia e temperatura di ingresso dell'olio:

$$h_{h_in} = h_{h_out} + \frac{q_{ev}}{\dot{m}_{h_tot}}$$

$$T_{h_in} = Props('T', 'H', h_{h_in}/1000, 'P', p_{h_i}, fluid_h)$$

Si calcola quindi la differenza media di temperatura logaritmica dell'intervallo:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}}$$

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= T_{h_out} - T_{c_in} \\ \Delta_2 &= T_{h_in} - T_{c_out} \end{aligned}$$

Ora si può procedere col calcolo del coefficiente di scambio in evaporazione: le variabili termodinamiche necessarie sono già state calcolate a monte del ciclo, poiché si riferiscono a liquido e vapore saturi e quindi non dipendono dai valori assunti da temperatura e pressione nell'intervallo di volta in volta in esame.

Per il deflusso di miscela bifase liquido-vapore si sfrutta l'equazione di Shah, per evaporazione in tubi verticali. Sfruttando la definizione di diametro idraulico si applica la formula anche allo scambiatore a piastre. Il coefficiente di scambio termico è definito in funzione di alcuni parametri ausiliari, quali il numero di Froude, i numeri della convezione e il numero di ebollizione.

Il numero di Froude definisce il rapporto tra forze d'inerzia e forza peso:

$$Fr_{LO} = \frac{G_{c_EV}^2}{\rho_{c_L}^2 g D_h}$$

I numeri della convezione sono:

$$C_o = \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0.8} \left(\frac{\rho_{c_G}}{\rho_{c_L}} \right)^{0.5}$$

$$N = 0.38 C_o (Fr_{LO})^{-0.3} \quad \text{per } Fr_{LO} < 0.04$$

$$N = C_o \quad \text{per } Fr_{LO} > 0.04$$

Il numero dell'ebollizione è invece:

$$Bo = \frac{q}{G h_{c_LAT}} = \frac{q_{ev}}{w \Phi n_{c_L} L_{parzial} (m_iter) G h_{c_LAT}} \quad \text{con } q [W/m^2]$$

Il coefficiente di scambio termico secondo Shah è il maggiore tra quello dovuto all'ebollizione nucleata e quello dovuto alla convezione forzata bifase:

$$\alpha_c = \max(\alpha_{c_nb}; \alpha_{c_cfb})$$

Il contributo della convezione forzata bifase è proporzionale secondo N al coefficiente di scambio in semplice riscaldamento, valutato con la ben nota equazione di Dittus-Boelter:

$$\alpha_{c_cfb} = 1.8 N^{-0.8} \alpha_{Dittus-Boelter}$$

$$\alpha_{Dittus-Boelter} = 0.023 \frac{k_{c_L}}{D_h} Re_{c_L}^{0.8} Pr_{c_L}^{0.4}$$

I numeri di Reynolds e Prandtl sono valutati in condizioni di liquido saturo:

$$Re_{c_L} = \frac{G_{c_EV} (1-x) D_h}{\mu_{c_L}}$$

$$Pr_{c_L} = \frac{c_{p_c} \mu_{c_L}}{k_{c_L}}$$

Il contributo dell'ebollizione nucleata invece è valutato in maniera diversa a seconda del valore assunto dai parametri ausiliari Bo ed N :

$$C = 14.7 \text{ per } Bo > 0.0011$$

$$C = 15.43 \text{ per } Bo \leq 0.0011$$

$$\alpha_{c_nb} = 230 Bo^{0.5} \alpha_{Dittus-Boelter} \text{ per } N > 1 \text{ } Bo > 0.00003$$

$$\alpha_{c_nb} = (1 + 46 Bo^{0.5}) \alpha_{Dittus-Boelter} \text{ per } N > 1 \text{ } Bo \leq 0.00003$$

$$\alpha_{c_nb} = C Bo^{0.5} \alpha_{Dittus-Boelter} e^{(2.47N^{-0.10})} \text{ per } 0.1 \leq N \leq 1$$

$$\alpha_{c_nb} = C Bo^{0.5} \alpha_{Dittus-Boelter} e^{(2.47N^{-0.15})} \text{ per } N < 0.1$$

Si giunge quindi a definire il coefficiente di scambio per l'evaporatore:

$$U(n) = \left(\frac{1}{\alpha_h} + \frac{t_p}{k_f} + \frac{1}{\alpha_c} \right)^{-1}$$

E con esso si può valutare la lunghezza associata, avendo cura di definire un nuovo contatore:

$$L_{parzial}(m_{iter} + 1) = \frac{q_{ev}}{U(n)\Delta T_{ml}2w\Phi N_p}$$

Anche qui ΔT_{ml} è quello del trattino di volta in volta considerato per l'evaporatore.

Questa lunghezza confrontata con il valore all'iterazione precedente individua l'errore, con cui affinare il valore per l'iterazione successiva:

$$errore_{ev} = abs(L_{parzial}(m_{iter} + 1) - L_{parzial}(m))$$

Una volta ottenuta la convergenza, si aggiorna il contatore e si procede con l'iterazione successiva, fino al completamento dell'analisi di tutti i pezzi.

Prima di procedere all'intervallo successivo però si valutano le perdite di carico.

Per il fluido bifase si è considerato il modello di deflusso a fasi separate, più generale del modello a deflusso omogeneo, nel quale si assume che le fasi liquida e vapore procedano alla stessa velocità (tale assunzione è buona se si lavora a pressioni ridotte molto prossime all'unità). Le perdite di carico si calcolano come somma di tre componenti: attrito, gravità e quantità di moto:

$$\left(-\frac{dp}{dz} \right) = \left(-\frac{dp}{dz} \right)_f + \left(-\frac{dp}{dz} \right)_g + \left(-\frac{dp}{dz} \right)_a = \frac{\tau P}{A} + g\rho_M + G^2 \frac{d \left(\frac{x^2}{\varepsilon\rho_G} + \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon)\rho_L} \right)}{dz}$$

$$\rho_M = \varepsilon \rho_G + (1 - \varepsilon) \rho_L$$

Poiché le piastre sono verticali, occorre calcolare la caduta di pressione dovuta alla variazione di quota geodetica, come segue:

$$\begin{aligned} \Delta p_g &= g \frac{L_{trattino}}{(x_{out} - x_{in})} (\rho_M)_{in}^{out} \\ &= 9.81 \frac{L_{trattino}}{(x_{out} - x_{in})} [x_{out} (\varepsilon_{out} \rho_G + (1 - \varepsilon_{out}) \rho_L) \\ &\quad - x_{in} (\varepsilon_{in} \rho_G + (1 - \varepsilon_{in}) \rho_L)] L_{trattino} \end{aligned}$$

Per il termine quantità di moto si calcola la differenza tra valori in uscita e in ingresso:

$$\Delta p_a = G^2 \left[\left(\frac{x_{out}^2}{\varepsilon_{out} \rho_G} + \frac{(1 - x_{out})^2}{(1 - \varepsilon_{out}) \rho_L} \right) - \left(\frac{x_{in}^2}{\varepsilon_{in} \rho_G} + \frac{(1 - x_{in})^2}{(1 - \varepsilon_{in}) \rho_L} \right) \right]$$

Mentre il contributo per attrito è calcolato con il moltiplicatore bifase, valutato al titolo medio dell'intervallino, come sotto riportato:

$$\Delta p_f = \Phi_{LO}^2 \left(-\frac{dp}{dz} \right)_{f_{LO}} L_{trattino}$$

Avendo espresso la caduta di pressione per attrito di tutta la portata assunta come liquida:

$$-\left(\frac{dp}{dz} \right)_{f_{LO}} = \frac{2 f_{LO} G^2}{D_h \rho_L}$$

Si ricorre alla correlazione di Friedel, che definisce il moltiplicatore bifase per solo liquido:

$$\Phi_{LO}^2 \triangleq \frac{-\left(\frac{dp}{dz} \right)_f}{-\left(\frac{dp}{dz} \right)_{f_{LO}}} = E + 3.23 F H Fr^{-0.045} We^{-0.035}$$

$$E = (1 - x)^2 + x^2 \frac{\rho_L f_{GO}}{\rho_G f_{LO}}$$

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

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.7}$$

$$Fr = \frac{G^2}{gD_g\rho_{OM}^2}$$

$$We = \frac{G^2 D_h}{\sigma\rho_{OM}}$$

$$\rho_{OM} = \frac{\rho_L\rho_G}{x\rho_L + (1-x)\rho_G}$$

Per il calcolo del grado di vuoto si è scelto di usare l'equazione proposta da Rouhani, preferita all'equazione di Martinelli-Lockhart poiché tiene conto della portata specifica del fluido:

$$\varepsilon = \frac{x\rho_L}{C_o[x\rho_L + (1-x)\rho_G] + \rho_L\rho_G u_{gj}/G}$$

I parametri C_o e u_{gj} sono definiti come riportato:

$$C_o = 1 + 0.2(1-x) \left[\frac{gD_h\rho_L^2}{G^2} \right]^{0.25}$$

$$u_{gj} = 1.18(1-x) \left[\frac{g\sigma(\rho_L - \rho_G)}{\rho_L^2} \right]^{0.25}$$

Il titolo x cui si fa riferimento è di volta in volta quello di ingresso e di uscita del pezzettino in esame considerato. Il lettore attento avrà notato che qualora il titolo sia nullo o unitario alcune grandezze possono annullarsi, portando poi altre a divergere o a restituire risultati impossibili (ad esempio, nel caso si abbia la divisione di una quantità per zero). Per evitare tale inconveniente si sono inseriti due piccoli cicli "if" che variano il titolo di una piccola quantità, tale da impedire il verificarsi di queste situazioni critiche.

Surriscaldatore

Nel blocco surriscaldatore il fluido organico evolve in fase vapore, ma eccezion fatta per questo dettaglio l'analisi è del tutto analoga al preriscaldatore, equazioni comprese. Per il dettaglio si faccia quindi riferimento a quella sezione.

Alla fine di quest'ultimo blocco, una volta che la lunghezza è stata definita, è possibile calcolare la superficie totale di scambio del generatore di vapore a recupero:

$$A = 2 w L \Phi N_p$$

E il coefficiente di scambio globale medio dello scambiatore, considerando la media pesata dei coefficienti globali medi in ciascuna sezione:

$$U_{medio} = \frac{(U_{pre}L_{pre} + U_{ev}L_{ev} + U_{sur}L_{sur})}{L_{pre} + L_{ev} + L_{sur}}$$

Ciascuno dei 3 coefficienti medi è calcolato secondo la definizione, con il ΔT_{ml} appropriato:

$$U = \frac{Q}{A \Delta T_{ml}}$$

Per concludere si valuta la caduta di pressione lato olio, considerando le proprietà alla temperatura e pressione medie tra ingresso e uscita dello scambiatore. La formula adottata per calcolarla è quella usata per deflusso monofase nel preriscaldatore:

$$\Delta p = \Delta p_g + \Delta p_m + \Delta p_{canali} + \Delta p_{imbocco}$$

$$\Delta p = g\rho_{medio}L + G^2 \left(\frac{1}{\rho_{out}} - \frac{1}{\rho_{in}} \right) + \frac{2 f L G^2}{(D_h \rho_{medio})} + 1.5 N_{passaggi} \rho_{in} \frac{u_{in}^2}{2}$$

$$\text{con } u_{in} = \frac{4\dot{m}}{\rho_{in} \pi D_p^2}$$

Trattando un fluido monofase, la caduta di pressione è calcolata in un'unica soluzione, considerando i valori di ingresso e uscita della sezione di scambiatore in esame. Questa semplificazione non induce un grande errore, le proprietà puntuali sono calcolate al valore "medio" dello scambiatore (ad esempio, numero di Reynolds per il calcolo del fattore di attrito f), quindi se nella prima metà si dovesse sovrastimare la grandezza considerata, nella seconda metà essa sarà sottostimata, compensando così lo sbilanciamento.

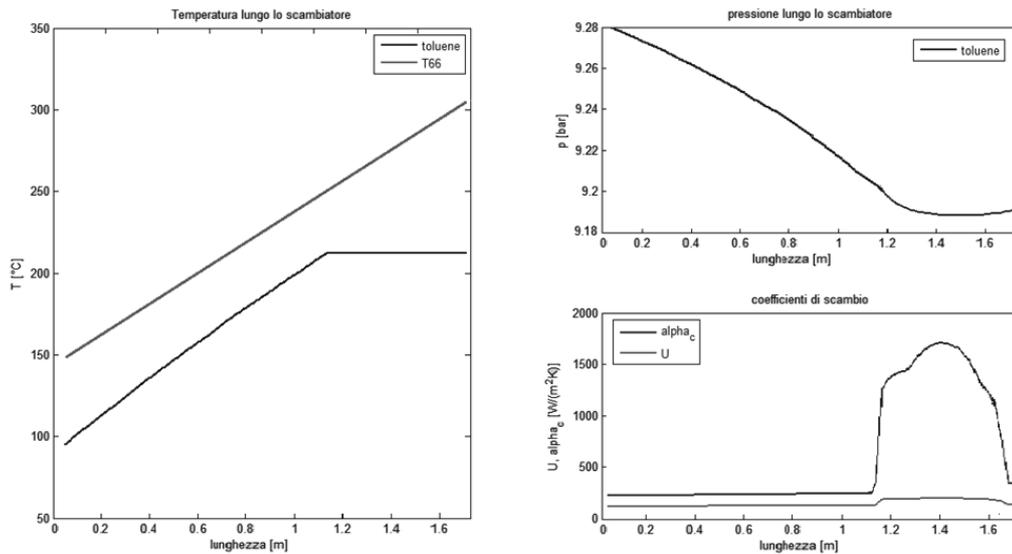
Concludono il codice le stringhe per stampare a video i grafici e per scrivere i risultati in un file di testo.

5.1.2 Risultati della modellazione

Si presentano ora i risultati ottenuti per il generatore di vapore a recupero.

RISULTATI DIMENSIONAMENTO GENERATORE VAPORE A RECUPERO	
PARAMETRI GEOMETRICI DELLA PIASTRA NOTI	
spessore della piastra:	2.0000 [mm]
distanza tra due piastre adiacenti:	5.0000 [mm]
angolo della spina di pesce (rispetto alla verticale):	30.00 [°]
incremento superficie dovuto alle corrugazioni Φ :	1.180 [/]
diametro porte di ingresso:	100.0000 [mm]
diametro idraulico:	8.4746 [mm]
numero passaggi lato caldo:	1
numero passaggi lato freddo:	1
PARAMETRI TERMODINAMICI IN INGRESSO	
fluido lato caldo: T66	

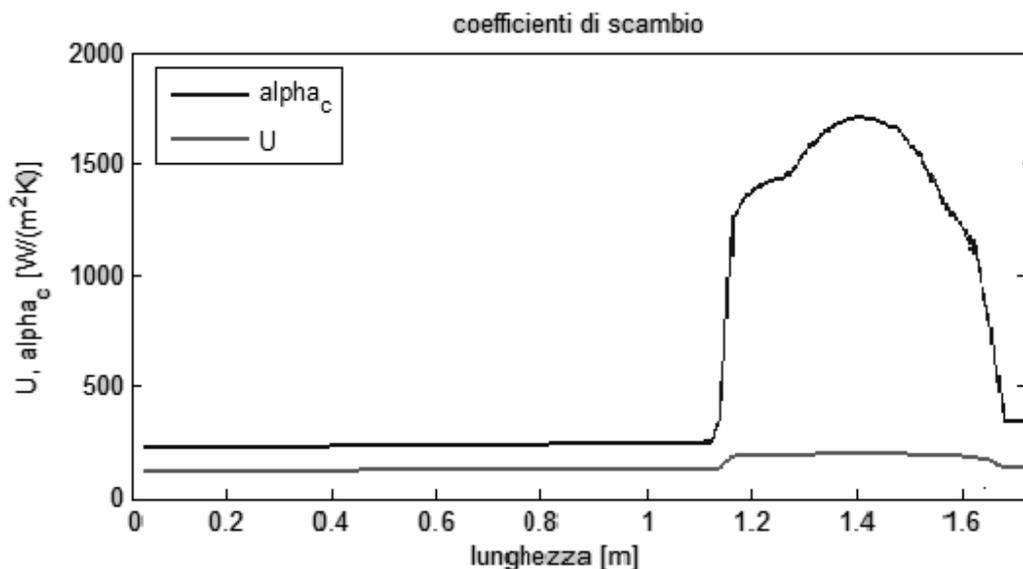
fluido lato freddo: portata olio: portata fluido organico: temperatura ingresso olio: temperatura uscita olio: pressione ingresso olio: temperatura ingresso fluido organico: temperatura uscita fluido organico: pressione ingresso fluido organico:	toluene 0.785 [kg/s] 0.540 [kg/s] 583.150 [K] 424.000 [K] 3.5000 [bar] 368.150 [K] 486.000 [K] 9.28000 [bar]
PARAMETRI TERMODINAMICI CALCOLATI pressione evaporazione fluido organico: temperatura evaporazione fluido organico: temperatura ingresso evaporatore olio: temperatura uscita evaporatore olio: temperatura ingresso evaporatore fluido organico: potenza termica scambiata al preriscaldatore: potenza termica scambiata all' evaporatore: potenza termica scambiata al surriscaldatore: potenza termica scambiata totale:	9.28000 [bar] 485.463 [K] 582.863 [K] 504.988 [K] 485.463 [K] 137.5892 [kW] 150.4394 [kW] 0.5876 [kW] 288.6162 [kW]
RISULTATI CALCOLATI numero piastre termiche: numero canali lato olio: numero canali lato fluido organico: lunghezza preriscaldatore: lunghezza evaporatore: lunghezza surriscaldatore: lunghezza totale della piastra: area di una piastra: area totale di scambio : altezza scambiatore: larghezza scambiatore: profondità scambiatore: volume scambiatore: peso scambiatore: portata specifica olio: portata specifica fluido organico: pressione uscita olio: recupero di pressione olio: pressione uscita fluido organico caduta di pressione fluido organico: coefficiente medio globale di scambio termico:	22 11 12 1.1367 [m] 0.5109 [m] 0.0014 [m] 1.6492 [m] 2.4131 [m ²] 53.0874 [m ²] 1.9492 [m] 0.6200 [m] 0.1680 [m] 0.2033 [m ³] 1033.1781 [kg] 23.0293 [kg/(m ² s)] 14.5242 [kg/(m ² s)] 3.64296 [bar] 0.14295830533[bar] 9.19040 [bar] 0.08960175271[bar] 133.4887 [W/(m ² K)]



Il programma stampa un grafico in cui si ha l'andamento dei profili termici (a sinistra), l'andamento della pressione del fluido organico (in alto a destra) e dei coefficienti di scambio (in basso a destra) lungo lo scambiatore.

Si nota a colpo d'occhio come il preriscaldamento interessi i due terzi della lunghezza della piastra e quindi della superficie di scambio e come nell'evaporatore le perdite di carico siano molto modeste e siano invece elevati i coefficienti di scambio termico.

Vediamo ora di approfondire alcuni aspetti.



L'andamento dei coefficienti di scambio è riportato nel grafico soprastante. Per l'olio esso è costante e vale $215.4 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Il coefficiente di scambio lato fluido organico desta più interesse: si nota come nella zona associata al preriscaldamento si abbia un leggero incremento, dovuto all'aumentata temperatura. Nella zona di ebollizione i coefficienti sono più alti, come atteso e raggiungono i $2000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$,

valori tipici per un liquido evaporante. Il calo del coefficiente sul finire dell'evaporazione è dovuto al disinnescarsi dell'ebollizione nucleata. Nella parte destinata al surriscaldamento, peraltro di pressoché nulla estensione, il coefficiente di scambio è più alto che nel preriscaldatore, poiché la temperatura del fluido è maggiore.

Il coefficiente di scambio termico globale U presenta qualitativamente lo stesso andamento del coefficiente di scambio lato fluido organico, ma assume valori più vicini a quelli del coefficiente di scambio lato olio perché questo costituisce la resistenza termica dominante, che quindi si ripercuote sulla trasmittanza globale in modo più marcato.

Poiché il generatore di vapore è stato idealmente ripartito in tre blocchi (preriscaldatore, evaporatore e surriscaldatore) e ciascuno è regolato dalle proprie equazioni, ora che il dimensionamento è completo, si può definire il coefficiente medio globale di scambio termico, come già espresso nella descrizione dettagliata del modello. Questa quantità assume il valore di $133.4887 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ed è il valore del coefficiente di scambio termico complessivo per il generatore di vapore costruito, avente quella ben definita superficie di scambio, quella potenza termica da scambiare e quei valori assegnati delle temperature estreme dei fluidi.

Le perdite di carico sono un altro aspetto importante da considerare.

Lato olio complessivamente si ha un recupero di pressione di 14.29 kPa : di questi 486 Pa sono dovuti alle perdite per attrito nei canali, il termine per quantità di moto è inapprezzabile e la quota preponderante è dovuta alla variazione di quota geodetica, con 14.72 kPa . Quest'ultima si spiega considerando l'altezza della piastra (1.65 m) e la considerevole densità dell'olio diatermico ($800\text{-}900 \text{ kg}/\text{m}^3$) molto prossima a quella dell'acqua. Un simile valore della caduta di pressione per la variazione di quota è quindi ragionevole. Poiché il moto dell'olio è verso il basso, si ha che la pressione all'uscita è maggiore che all'ingresso, per via della trasformazione di energia potenziale (quota) in pressione totale, come si può intuire applicando il teorema di Bernouilli.

Per il fluido organico invece si ha una caduta di pressione di 8.96 kPa , dovuto al moto verso l'alto nei canali. Dato che il surriscaldamento è praticamente inesistente le perdite associate sono di fatto trascurabili. Il contributo maggiore è dato dal preriscaldatore che apporta una caduta di pressione di 8.16 kPa , dovuti per la quasi totalità alla variazione di quota geodetica. La lunghezza interessata dal preriscaldamento è di $1,14 \text{ m}$, quindi un simile valore è verosimile, data anche la densità considerevole del fluido organico in fase liquida ($650\text{-}800 \text{ kg}/\text{m}^3$). Le altre voci di perdita influiscono in modo minimo.

Nella zona di evaporazione la caduta di pressione complessiva ammonta a 794 Pa . Questo valore può sembrare troppo contenuto a prima vista.

Le perdite di carico per deflusso bifase sono valutate secondo il modello di Friedel, che mostra una forte dipendenza dall'entità della portata specifica. Per il fluido organico le portate specifiche sono basse, e alta la densità del liquido, e ciò si traduce in minime perdite per attrito, quantità di moto e gravità. Quest'ultimo termine inoltre non costituisce una perdita ma un recupero, per come si è configurato lo scambiatore.

Sebbene tali valori possano sembrare errati a prima vista, l'equazione di Friedel è stata verificata con altri esempi, che hanno mostrato come cadute di pressione tipiche di $5\text{-}10 \text{ kPa}$ si ottengano con portate ben superiori a $200\text{-}300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$. Nel

caso in esame si raggiungono i 14.5 kg/(m²s) e poiché la dipendenza dalla portata è quadratica si evince come un modesto valore di portata specifica derivi in ridotte cadute di pressione.

Infine per entrambi i fluidi le perdite localizzate all'imbocco sono trascurabili poiché entrambi i fluidi entrano in fase liquida e le rispettive masse volumiche sono elevate, così da avere velocità all'ingresso dell'ordine di 0.08-0.12 m/s, che danno un contributo minimo alle perdite.

Si voglia ora valutare l'attendibilità del modello costruito, applicandolo con l'uso di altri fluidi.

Si riporta dunque una tabella in cui si confrontano i risultati ottenuti dal dimensionamento del generatore di vapore a recupero per ciclopentano e cicloesano e si comparano con quelli del toluene.

CONFRONTO RISULTATI PER FLUIDI DIVERSI DA QUELLO MOTORE SCELTO			
	Toluene	Ciclopentano	Cicloesano
portata olio:	0.785 [kg/s]	0.746 [kg/s]	0.721 [kg/s]
portata fluido organico:	0.540 [kg/s]	0.628 [kg/s]	0.563 [kg/s]
temperatura ingresso olio:	583.150 [K]	583.150 [K]	583.150 [K]
temperatura uscita olio:	424.000 [K]	391.000 [K]	397.000 [K]
pressione ingresso olio:	3.500 [bar]	3.500 [bar]	3.500 [bar]
temperatura ingresso olio:	368.150 [K]	368.150 [K]	368.150 [K]
temperatura uscita fluido organico:	486.000 [K]	500.000 [K]	499.000 [K]
pressione ingresso (pressione di evaporazione) fluido organico:	9.28000 [bar]	34.92000 [bar]	19.82000 [bar]
RISULTATI CALCOLATI			
temperatura evaporazione fluido organico:	485.463 [K]	492.254 [K]	498.934 [K]
Temperatura olio ingresso evaporatore:	582.863 [K]	573.457 [K]	583.087 [K]
temperatura olio uscita evaporatore:	504.980 [K]	522.922 [K]	519.062 [K]
temperatura ingresso evaporatore lato fluido organico:	485.463 [K]	492.254 [K]	498.934 [K]
potenza termica scambiata al preriscaldatore:	137.5892 [kW]	210.2713 [kW]	188.4293 [kW]
potenza termica scambiata all'evaporatore:	150.4394 [kW]	93.3172 [kW]	114.8187 [kW]
potenza termica scambiata al surriscaldatore:	0.5876 [kW]	18.7335 [kW]	0.1182 [kW]
potenza termica scambiata totale:	288.6162 [kW]	322.3220 [kW]	303.3662 [kW]
numero piastre termiche:	22	22	22
numero canali olio:	11	11	11
numero canali fluido organico:	12	12	12
portata specifica olio:	23.0293	21.8738	21.1482

	[kg/(m ² s)]	[kg/(m ² s)]	[kg/(m ² s)]
portata specifica fluido organico:	14.5242 [kg/(m ² s)]	16.8830 [kg/(m ² s)]	15.1210 [kg/(m ² s)]
lunghezza preriscaldatore:	1.1367 [m]	2.2882 [m]	2.3044 [m]
lunghezza evaporatore:	0.5109 [m]	0.2986 [m]	0.4267 [m]
lunghezza surriscaldatore:	0.0016 [m]	0.0495 [m]	0.0003 [m]
lunghezza totale della piastra:	1.6492 [m]	2.6363 [m]	2.7314 [m]
area di una piastra:	2.4131 [m ²]	3.8574 [m ²]	3.9966 [m ²]
area totale di scambio:	53.0874 [m ²]	84.8633 [m ²]	87.9261 [m ²]
altezza scambiatore:	1.9492 [m]	2.9363 [m]	3.0314 [m]
larghezza scambiatore:	0.6200 [m]	0.6200 [m]	0.6200 [m]
profondità scambiatore:	0.1680 [m]	0.1680 [m]	0.1680 [m]
volume scambiatore:	0.2030 [m ³]	0.3058 [m ³]	0.3158 [m ³]
peso scambiatore:	1033.1781 [kg]	1444.2195 [kg]	1496.3427 [kg]
pressione uscita lato caldo:	3.64296 [bar]	3.727 [bar]	3.735 [bar]
recupero di pressione lato olio:	0.14295830533 [bar]	0.22726955424 [bar]	0.23500184874 [bar]
pressione uscita fluido organico:	9.19040 [bar]	34.78041 [bar]	19.66906 [bar]
caduta di pressione lato fluido organico:	0.08960175271 [bar]	0.13959290764 [bar]	0.15093556358 [bar]
coefficiente medio globale di scambio termico:	133.4887 [W/m ²]	114.4510 [W/m ²]	117.6283 [W/m ²]

I valori dei parametri di ingresso per i tre fluidi sono confrontabili: le portate di fluido organico sono simili, così come le portate specifiche e il calore totale scambiato. Alcune grandezze sono fissate (parametri geometrici della piastra, numero di piastre, temperature di ingresso, pressione dell'olio), altre derivano dall'ottimizzatore di ciclo (temperature di uscita, pressioni di evaporazione).

Si può notare che la zona adibita all'evaporazione è minore per i due idrocarburi ciclici e cresce il calore scambiato nel preriscaldatore, che raddoppia di lunghezza rispetto al caso del toluene.

Il coefficiente di scambio medio globale più alto si ha per il toluene. Le superfici di scambio complessive sono 58-65% maggiori per ciclopentano e cicloesano rispettivamente e anche i pesi aumentano del 40-45%. Le perdite di carico sono più consistenti, quasi raddoppiando sia per il fluido organico sia per l'olio.

Nel complesso i risultati ottenuti impiegando altri fluidi assumono gli stessi ordini di grandezza, per cui il modello di dimensionamento può ritenersi valido. Alla luce dei valori ottenuti emerge come il toluene garantisca lo scambiatore più compatto e leggero, quindi anche meno costoso.

5.2 CONDENSATORE

Il condensatore a piastre possibile può essere del tipo a guarnizioni, poiché le pressioni operative sono contenute e le temperature non troppo elevate e tali da consentire l'uso di questo tipo di scambiatore, ricorrendo a tenute di opportuno materiale.

5.2.1 Modello Matlab del condensatore

Per il dimensionamento del condensatore, come già visto per il generatore di vapore a recupero, si parte dalle portate in ingresso dei due fluidi, dalle pressioni d'ingresso e dalle temperature d'ingresso e uscita di ciascuno, per un totale di 8 variabili.

A queste si aggiungono le variabili geometriche che definiscono il tipo di piastra, ovvero:

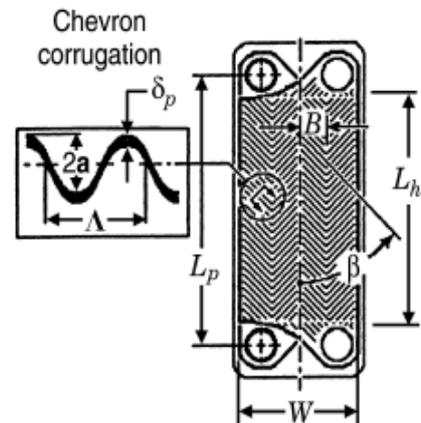
- Spessore della piastra t_p .
- Distanza tra due piastre adiacenti b .
- Larghezza della piastra w .
- Diametro delle porte d'ingresso per i fluidi D_p .
- Angolo d'inclinazione della spina di pesce rispetto all'asse verticale β : tanto più è forte l'inclinazione, tanto maggiore è la turbolenza e di conseguenza il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico.
- Incremento di area dovuto alle corrugazioni Φ o in alternativa i parametri della superficie necessari a definirlo, vale a dire Λ e $a=b/2$.

Dai parametri succitati si ricava il diametro idraulico:

$$D_h = 4a/\Phi = 2b/\Phi$$

$$\Phi = \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 \sqrt{1 + \frac{X^2}{2}} \right)$$

$$X = \frac{2\pi a}{\Lambda}$$



Infine si fissa un numero di Piastre N_p e il materiale componente la piastra, da cui dipende la conducibilità termica e quindi la resistenza termica di conduzione associata alla piastra.

Applicando il metodo della differenza di temperatura media logaritmica ΔT_{ml} , l'obiettivo è calcolare la lunghezza della piastra necessaria a desurriscaldare il fluido e a condensarlo totalmente. Se la lunghezza ottenuta è troppo grande, sono possibili due vie: aumentare il numero di piastre o ampliarne la larghezza. Si tenga presente che solitamente il rapporto tra larghezza e lunghezza della piastra varia tra 1/2 e 1/3, come indicazione generale.

Si è assunto che il fluido organico percorra lo scambiatore dall'alto verso il basso, quindi il vapore e il condensato che si forma viaggiano in verso concorde, mentre l'acqua di raffreddamento sale dal basso verso l'alto, perdendo pressione per variazione di quota geodetica.

Lo scambiatore è stato diviso in due parti: il desurriscaldatore, dove il vapore subisce un raffreddamento, passando da surriscaldato a saturo secco, e il condensatore propriamente detto, in cui il vapore passa da saturo secco a liquido. In questo modo si trascura la possibilità che il vapore surriscaldato possa condensare, trovando una temperatura della parete inferiore a quella di saturazione, ma così facendo si sovrastima leggermente la superficie di scambio, andando a favore di sicurezza.

Ciascuno dei due "blocchi" è stato diviso in un certo numero di parti, fissando due diverse variabili, in modo da eseguire il calcolo del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico su ciascuno degli intervalli ottenuti. In questo modo si hanno dei risultati più precisi, che forniscono una buona stima di ciò che accade in ogni elemento considerato. Il numero di pezzi può essere arbitrariamente deciso: un valore contenuto fornirà risultati più approssimativi, impiegando poco tempo per il calcolo, viceversa un numero elevato garantirà alta precisione, ma richiederà tempi più lunghi. Nel caso in esame un valore pari a 20 può rappresentare un sufficiente buon compromesso.

Il programma parte dal condensatore e sale "a ritroso", per così dire, verso il desurriscaldatore.

Per prima cosa si calcola il calore complessivamente scambiato in ciascuno dei due blocchi e poi si divide ciascuno per il numero di intervallini fissato; ognuno perciò sarà chiamato a scambiare una frazione di calore ben definita e uguale a quella di tutti gli altri.

Partendo dall'uscita del condensatore per il fluido organico (coincidente con l'ingresso dell'acqua di raffreddamento), le coordinate dell'ingresso dell'acqua e dell'uscita del fluido organico sono note; l'entalpia del fluido organico all'ingresso del trattino sarà quella corrispondente alla temperatura di saturazione e al titolo dell'uscita aumentato dell'incremento di titolo, pari all'inverso del numero di tratti in cui si è scelto di dividere il condensatore. Dal bilancio energetico si ricava l'entalpia corrispondente dell'acqua all'uscita e con l'ausilio di Refprop le temperature.

Si valutano quindi temperatura, pressione e titolo medio, con cui si definiscono le proprietà termodinamiche necessarie al calcolo: viscosità dinamica, conducibilità termica, densità, ecc ...

Lato acqua, poiché il deflusso è monofase e l'incremento di temperatura è modesto (30K), si considera un unico coefficiente di scambio termico e anche le perdite di carico sono valutate in un calcolo solo, alla fine dell'esecuzione, poiché occorre prima conoscere la lunghezza effettiva della piastra. Questa assunzione semplifica il programma senza però far perdere di validità ai risultati.

Per il deflusso monofase si è usata l'equazione proposta da Martin, già vista nel caso del generatore di vapore a recupero e qui sotto riportata per completezza:

$$10 < \beta < 80$$

$$Nu = \frac{\alpha D_h}{\lambda} = 0.205 Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{1/6} (f Re^2 \sin 2\beta)^{0.374}$$

La dipendenza dal rapporto tra le viscosità dinamiche deve essere ignorata quando si abbia a che fare con un vapore, come riporta l'autore stesso.

Il fattore di attrito è definito come segue:

$$0 < \beta < 80$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos\beta}{(0.045 \tan\beta + 0.09 \sin\beta + f_o / \cos\beta)^{0.5}} + \frac{1 - \cos\beta}{\sqrt{f_1}}$$

I parametri f_0 e f_1 sono definiti diversamente a seconda del valore del numero di Reynolds:

se $Re < 2000$

$$f_0 = \frac{16}{Re}$$

$$f_1 = \frac{149.25}{Re} + 0.9625$$

se $Re \geq 2000$

$$f_0 = (1.56 \ln Re - 3.0)^{-2}$$

$$f_1 = \frac{9.75}{Re^{0.289}}$$

Per il fluido organico invece si sfrutta l'equazione di Thonon e Bontemps, che fornisce il coefficiente di scambio termico in condensazione per idrocarburi:

$$\alpha_c = \alpha_{c_LO} 1564 Re_{eq}^{-0.76}$$

Avendo definito il coefficiente α_{c_LO} come il coefficiente di scambio termico monofase, assumendo tutta la fase liquida. Tale coefficiente è definito dall'equazione di Dittus-Boelter:

$$\alpha_{c_LO} = 0.023 \frac{\lambda}{D_h} Re_{LO}^{0.8} Pr_{LO}^{0.4}$$

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_c}$$

$$G_{eq} = G \left(1 - x + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.5} \right)$$

Il coefficiente di scambio termico globale è calcolato per ogni intervallino con la seguente formula:

$$U(n) = \left(\frac{1}{\alpha_c} + \frac{t_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_w} + R_{sporramento} \right)^{-1}$$

Una volta noto si può calcolare la lunghezza associata al trattino considerato:

$$L_{trattino} = \frac{Q_{trattino}}{2U(n)\Delta T_{ml}w\Phi N_p}$$

ΔT_{ml} è quello del trattino di volta in volta considerato.

La lunghezza del trattino calcolata è confrontata con quella all'iterazione precedente; il processo iterativo si arresta quando la differenza tra le due è inferiore alla tolleranza fissata.

Alla fine del ciclo, una volta che la lunghezza è stata definita, è possibile calcolare l'area totale dello scambiatore:

$$A = 2 w L \Phi N_p$$

e il coefficiente di scambio globale medio dello scambiatore, considerando la media pesata tra i coefficienti globali medi in ciascuna sezione, come già visto per il generatore di vapore a recupero:

$$U_{medio} = \frac{(U_{des}L_{des} + U_{cond}L_{cond})}{L_{des} + L_{cond}}$$

Entrambi i coefficienti medi sono calcolati secondo la definizione, con il ΔT_{ml} appropriato:

$$U = \frac{Q}{A \Delta T_{ml}}$$

Il processo arriva a convergenza dopo poche iterazioni.

Per completezza si quantificano infine le perdite di carico: per un fluido bifase, si considera il modello di deflusso a fasi separate, come già visto per il generatore di vapore a recupero. La caduta di pressione si calcola come somma di tre termini: attrito, gravità e quantità di moto:

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right) = \left(-\frac{dp}{dz}\right)_f + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_g + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_a = \frac{\tau P}{A} + g\rho_M + G^2 \frac{d\left(\frac{x^2}{\varepsilon\rho_G} + \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon)\rho_L}\right)}{dz}$$

$$\rho_M = \varepsilon\rho_G + (1-\varepsilon)\rho_L$$

Le definizioni del grado di vuoto ε e delle altre tre voci di perdita, per gravità, attrito e quantità di moto, sono le medesime viste trattando il generatore di vapore e si rimanda a tale sezione per una spiegazione dettagliata.

Una volta che un elemento è stato risolto si passa al successivo, aggiornando la pressione, quindi tenendo conto delle perdite di carico in ciascun pezzettino.

Nel desurriscaldatore si procede in modo analogo; anche in questo caso per il fluido organico si divide lo scambiatore in un certo numero di intervalli, su ognuno dei quali si valutano il coefficiente di scambio e le perdite di carico. Applicando l'equazione di Martin al fluido organico si valutano i coefficienti di scambio (lato acqua è già stato valutato in un'unica soluzione), mentre le perdite di carico sono dovute alla somma di quattro termini di caduta di pressione: gravità, quantità di moto, attrito nei canali e perdita localizzata all'imbocco:

$$\Delta p = \Delta p_g + \Delta p_m + \Delta p_{canali} + \Delta p_{imbocco}$$

$$\Delta p = g\rho_{medio}L + G^2 \left(\frac{1}{\rho_{out}} - \frac{1}{\rho_{in}}\right) + \frac{2 f L G^2}{(D_h \rho_{medio})} + 1.5 N_{passaggi} \rho_{in} \frac{u_{in}^2}{2}$$

In questo modo sono calcolate sia le perdite di carico per il fluido organico, trattino per trattino, sia quelle lato acqua, quest'ultime in una sola volta, facendo

riferimento a parametri medi, come visto per il calcolo del coefficiente di scambio termico.

Il dimensionamento del condensatore a piastre è quindi concluso, avendo determinato la lunghezza della piastra, la superficie di scambio, il coefficiente medio di scambio termico, il calore scambiato e le cadute di pressione per entrambi i fluidi.

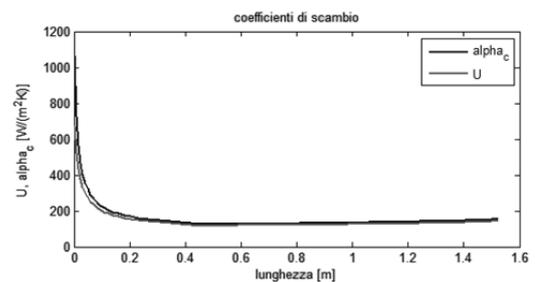
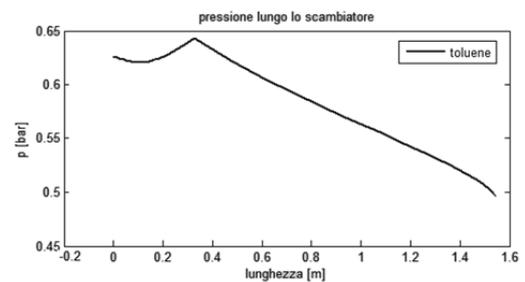
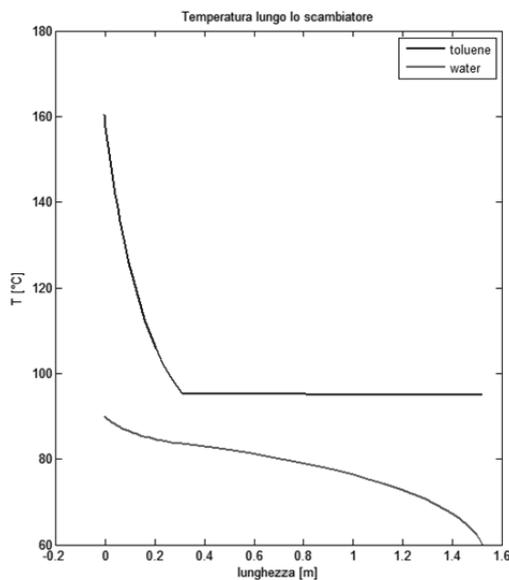
5.2.2 Risultati della modellazione

Una volta fissati gli ingressi e la geometria della piastra il codice calcola la soluzione, cioè la lunghezza della piastra, da cui la superficie totale dello scambiatore. Il programma viene eseguito più volte, potendo variare il numero di piastre e la loro larghezza fino a che la lunghezza calcolata L della piastra assume un valore circa doppio della larghezza e le perdite di carico per entrambi i fluidi sono ragionevoli, vale a dire inferiori a 20 kPa circa.

Nella tabella che segue sono riportati i parametri termodinamici e geometrici di partenza e immediatamente dopo i risultati calcolati con MatLab.

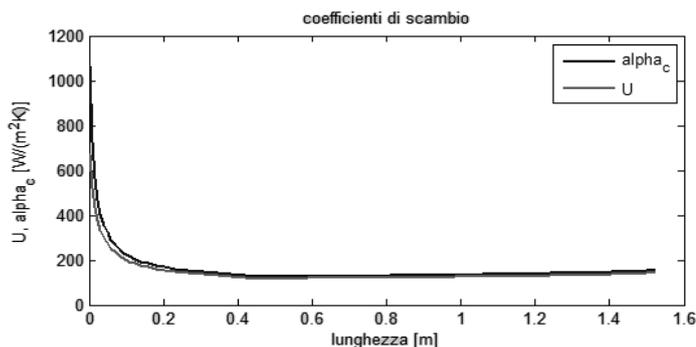
RISULTATI CONDENSATORE A PIASTRE	
PARAMETRI GEOMETRICI DELLA PIASTRA	
spessore della piastra:	1.0000 [mm]
distanza tra due piastre adiacenti:	4.0000 [mm]
angolo della spina di pesce (rispetto alla verticale):	30 [°]
incremento superficie dovuto alle corrugazioni Φ :	1.200 [/]
diametro porte di ingresso:	100.0 [mm]
diametro idraulico:	6.6667 [mm]
numero passaggi lato refrigerante:	1
numero passaggi lato fluido organico:	1
PARAMETRI TERMODINAMICI IN INGRESSO	
fluido refrigerante:	acqua
fluido organico:	toluene
portata refrigerante	2.020 [kg/s]
portata fluido organico:	0.540 [kg/s]
temperatura ingresso refrigerante:	333.150 [K]
temperatura uscita refrigerante:	363.150 [K]
pressione ingresso refrigerante:	3.5000 [bar]
temperatura ingresso fluido organico:	433.050 [K]
temperatura uscita fluido organico:	368.150 [K]
pressione ingresso fluido organico:	0.63600 [bar]
temperatura condensazione fluido organico:	368.150 [K]
temperatura refrigerante al "pinch point":	356.797 [K]
potenza termica totale scambiata:	254.1048 [kW]
potenza termica scambiata al desurriscaldatore:	53.8905 [kW]
potenza termica scambiata al condensatore:	200.2142 [kW]
percentuale potenza termica scambiata al desurriscaldatore:	0.2121
percentuale potenza termica scambiata al condensatore:	0.7879
RISULTATI CALCOLATI	
numero piastre termiche:	22
numero canali lato refrigerante:	12
numero canali lato fluido organico:	11
lunghezza piastra:	1.5435 [m]
area di una piastra:	2.8153 [m ²]

area totale di scambio :	61.9370 [m ²]
altezza scambiatore:	1.8435 [m]
larghezza scambiatore:	0.7600 [m]
profondità scambiatore:	0.1200 [m]
volume totale scambiatore:	0.1681 [m ³]
peso totale scambiatore:	602.7035 [kg]
portata specifica fluido refrigerante:	55.4550 [kg/(m ² s)]
portata specifica fluido organico :	16.1573 [kg/(m ² s)]
caduta di pressione lato refrigerante:	0.17994 [bar]
pressione uscita refrigerante:	3.32006 [bar]
caduta di pressione lato fluido organico :	0.15179 [bar]
pressione uscita fluido organico:	0.48421 [bar]
coefficiente globale di scambio termico:	179.9690 [W/(m ² K)]



Il grafico ottenuto da Matlab riporta, analogamente a quanto visto per il generatore di vapore a recupero, i profili termici del fluido organico e dell'acqua refrigerante (a sinistra), l'andamento della pressione del fluido organico (in alto a destra) e dei coefficienti di scambio termico (in basso a destra) lungo le piastre che compongono il condensatore.

La portata di acqua necessaria a far condensare il fluido organico è considerevole, poiché il salto termico lato acqua è modesto (30°C), mentre dall'altro lato la portata è minore e la differenza di temperatura è ragguardevole (quasi 65°C).



Dopo alcuni tentativi, il numero consono di piastre termiche è 22, con altezza complessiva di 1.8441 m e larghezza di 0.76 m, per uno spessore complessivo di 0.12.

Il condensatore a piastre risulta quindi relativamente compatto, di

dimensioni confrontabili con il generatore di vapore a recupero e peso inferiore (circa la metà) per via delle piastre più sottili.

Avendo trattato il condensatore come un blocco unico, somma delle sezioni desurriscaldante e condensante, regolate da equazioni diverse, il coefficiente di scambio termico lato fluido organico varia localmente ed è molto più alto nella zona di condensazione, come riportato nel grafico:

L'andamento crescente col titolo (quindi man mano che si procede verso l'ingresso del condensatore, cioè verso il desurriscaldatore) è quello previsto dalla formula di Thonon e Bontemps applicata, e oscilla tra $100 \text{ W/m}^2\text{K}$ e $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$. Nella zona di desurriscaldamento i coefficienti di scambio sono più modesti (fino a poco meno di $200 \text{ W/m}^2\text{K}$) e decrescono man mano che la cala la temperatura del fluido.

Il coefficiente globale di scambio termico presenta lo stesso andamento, poiché il coefficiente di scambio termico lato acqua è costante e pari a $2018 \text{ W/m}^2\text{K}$ ed è il coefficiente lato fluido organico a costituire la resistenza termica dominante.

A causa degli alti valori del coefficiente di scambio nella zona di condensazione la superficie associata è modesta, pari al 10% della totale della piastra; il restante è asservito al desurriscaldamento del fluido motore di ciclo. Si osservi che nonostante la superficie modesta offerta, nella zona di condensazione è scambiato quasi l'80% del calore.

Il coefficiente globale medio di scambio termico per lo scambiatore è $180 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, ottenuto come media pesata sulla lunghezza dei coefficienti di scambio medi per condensatore e desurriscaldatore, come presentato nella spiegazione del modello.

Per quanto riguarda le perdite di carico, si nota come per l'acqua che scorre verso l'alto si abbia una caduta di pressione piuttosto consistente (17.99 kPa), ma credibile, data la lunghezza della piastra di 1.5435 m e l'alto valore della massa volumica dell'acqua. La perdita concentrata nel collettore di ammissione è molto lieve (50 Pa) poiché la velocità del liquido in ingresso è modesta (0.26 m/s).

Le perdite dovute alla variazione della quantità di moto sono di fatto inesistenti (frazioni di Pa) poiché la variazione della massa volumica è impercettibile, anche a motivo della piccola variazione di temperatura, e quelle associate all'attrito (2.22 kPa) piuttosto ridotte. Sommandole al termine geodetico si ha complessivamente una caduta di pressione di 17.99 kPa .

Lato fluido organico invece la velocità di ingresso del vapore è piuttosto grande (41.56 m/s) e porta ad una perdita localizzata di 2.14 kPa . Nel condensatore si ha un recupero di pressione di 1.70 kPa , dovuto in massima parte al recupero di pressione per aumento di quota geodetica. Nel condensatore infatti si ha liquido e questo contributo diventa importante. Nel desurriscaldatore invece le perdite totali arrivano a 14.73 kPa , dove il termine preponderante è associato alle perdite per attrito nei canali e gli altri termini sono trascurabili. Trattando di vapore infatti la variazione di quota geodetica non è influente, assumendo valori trascurabili, poiché la massa volumica della fase gassosa è tre ordini di grandezza inferiore a quella del proprio liquido. Complessivamente la caduta di pressione lato fluido organico è di 15.18 kPa .

Ora si applica il modello del condensatore ad altri due fluidi, ciclopentano e cicloesano, come già per il generatore di vapore a recupero, al fine di valutare se i risultati ottenuti sono ragionevolmente confrontabili con quelli appena discussi.

CONFRONTO RISULTATI PER FLUIDI DIVERSI DA QUELLO MOTORE SCELTO			
	Toluene	Ciclopentano	Cicloesano
fluido refrigerante:	acqua	acqua	acqua
portata refrigerante:	2.023 [kg/s]	2.281 [kg/s]	2.136 [kg/s]
portata fluido organico:	0.540 [kg/s]	0.628 [kg/s]	0.563 [kg/s]
temperatura ingresso refrigerante:	333.150 [K]	333.150 [K]	333.150 [K]
temperatura uscita refrigerante:	363.150 [K]	363.150 [K]	363.150 [K]
pressione ingresso refrigerante:	3.500 [bar]	3.500 [bar]	3.500 [bar]
temperatura ingresso fluido organico:	433.150 [K]	428.480 [K]	440.320 [K]
temperatura uscita fluido organico:	368.150 [K]	368.150 [K]	368.150 [K]
pressione ingresso fluido organico:	0.63600 [bar]	3.70000 [bar]	1.53000 [bar]
temperatura condensazione fluido organico:	368.150 [K]	368.150 [K]	368.150 [K]
temperatura refrigerante al "pinch point":	356.776 [K]	356.251 [K]	354.866 [K]
potenza termica totale scambiata:	254.3202 [kW]	286.8163 [kW]	269.0354 [kW]
potenza termica scambiata al desurriscaldatore:	54.0063 [kW]	65.9928 [kW]	74.6593 [kW]
potenza termica scambiata al condensatore:	200.3138 [kW]	220.8235 [kW]	194.3761 [kW]
percentuale potenza termica scambiata al desurriscaldatore:	0.2124	0.2301	0.2775
percentuale potenza termica scambiata al condensatore:	0.7876	0.7699	0.7225
RISULTATI CALCOLATI			
numero piastre termiche:	22	22	22
numero canali lato refrigerante:	12	12	12
numero canali lato fluido organico:	11	11	11
altezza scambiatore:	1.8435 [m]	1.4315 [m]	1.3640 [m]
larghezza scambiatore:	0.7600 [m]	0.7600 [m]	0.7600 [m]
profondità scambiatore:	0.1200 [m]	0.1200 [m]	0.1200 [m]
volume totale scambiatore:	0.1681 [m ³]	0.1305 [m ³]	0.1244 [m ³]
peso totale scambiatore:	602.7039 [kg]	441.8115 [kg]	415.4739 [kg]
lunghezza piastra:	1.5435 [m]	1.1315 [m]	1.0640 [m]
area di una piastra:	2.8153 [m ²]	2.0638 [m ²]	1.9407 [m ²]
area totale di scambio :	61.9371 [m ²]	45.4029 [m ²]	42.6963 [m ²]
portata specifica fluido refrigerante:	55.4550 [kg/(m ² s)]	62.5262 [kg/(m ² s)]	58.5542 [kg/(m ² s)]
portata specifica fluido organico:	16.1573 [kg/(m ² s)]	18.7813 [kg/(m ² s)]	16.8212 [kg/(m ² s)]
pressione uscita refrigerante:	3.32006 [bar]	3.361 [bar]	3.371 [bar]
caduta di pressione lato refrigerante:	0.17994 [bar]	0.13910 [bar]	0.12926 [bar]
pressione uscita fluido organico:	0.48421 [bar]	3.66079 [bar]	1.44968 [bar]
caduta di pressione lato fluido organico :	0.15179 [bar]	0.03921 [bar]	0.08032 [bar]
coefficiente globale di scambio termico:	179.9690 [W/(m ² K)]	273.1245 [W/(m ² K)]	329.2479 [W/(m ² K)]

Come visto per la sezione evaporativa alcune grandezze sono imposte (temperatura di ingresso dei fluidi, temperatura di condensazione, pressione del refrigerante) e restano costanti indipendentemente dal fluido motore scelto, mentre le pressioni di condensazione invece variano con esso. Anche la geometria delle piastre e il loro numero sono stati mantenuti fissi, per osservare come variano gli altri risultati.

I rapporti tra le portate di acqua e fluido organico sono sempre prossimi a 4, variando leggermente i valori delle singole portate.

Si nota come, rispetto al toluene, per il cicloesano e ancor di più per il ciclopentano le perdite di carico siano più contenute sia per il fluido organico che per l'acqua e anche le superfici di scambio necessarie diminuiscano (-30%, -26%), poiché le piastre ottenute dal dimensionamento risultano più corte. Anche il coefficiente globale di scambio termico è a favore dei due idrocarburi ciclici e ciò giustifica quindi le minori superfici di scambio necessarie ottenute. Ciò si traduce in scambiatori più compatti, più leggeri (-30% sul peso) e in generale quindi meno costosi.

Al di là dei singoli valori ottenuti nei casi specifici proposti, si può affermare che i risultati siano in buona sostanza simili, potendo quindi applicare il modello del condensatore anche al caso di altri fluidi.

6. ANALISI ECONOMICA

L'analisi economica è un criterio fondamentale per valutare la fattibilità di un progetto. Anche qualora il progetto sia ben fatto dal punto di vista tecnico, la possibilità di metterlo in opera passa (anche) dall'aspetto economico. Soluzioni particolarmente performanti ma dal costo proibitivo possono essere facilmente superate da altre prestazionalmente più scarse, ma di minor costo o dal maggior ritorno economico.

In questa sezione si valutano i costi di investimento da sostenere per realizzare l'impianto finora trattato. Una volta computati questi si calcolano alcuni indici economici, atti a valutare la realizzabilità dell'impianto. Inoltre tali parametri permettono di confrontare tra loro diverse tecnologie.

6.1 CALCOLO DEL COSTO DI INVESTIMENTO

Per questa parte si fa riferimento al testo di Turton [52], dal quale si riportano i modelli adoperati, con le equazioni e i parametri proposti.

L'idea principale è che il costo di un qualsiasi impianto e di ogni sua parte sia calcolabile tramite correlazioni ben precise che fanno riferimento a un parametro caratteristico del pezzo in questione, dal quale dipende interamente il costo di base. Questo poi viene eventualmente modificato tramite fattori additivi e moltiplicativi che tengono conto di altri aspetti complementari, peculiari del caso.

6.1.1 Effetto della capacità sul costo di acquisto dei componenti

Un modo semplice ma efficace per valutare il costo di acquisto di un componente è il seguente:

$$C_a = C_{rif} \left(\frac{A_a}{A_{rif}} \right)^n$$

Dove C_a è il costo del pezzo che si vuole acquistare, C_{rif} è il costo di un analogo componente di cui si conoscono le specifiche, n è un esponente che dipende dal tipo di macchinario e A_a e A_{rif} sono le capacità rispettivamente del componente da acquistare e di quello noto. Con capacità si intende il parametro caratterizzante la taglia del componente, ossia l'area per scambiatori di calore, la potenza per pompe, compressori, motori e turbine, la portata volumetrica elaborata per i ventilatori, il volume per i serbatoi.

L'esponente n è tabulato per diversi tipi di dispositivi; in alternativa è assunto pari a 0.6 secondo la "regola dei sei decimi". In generale si ha che aumentando la capacità il costo cresce meno che linearmente: il costo per unità di capacità è minore per taglie via via crescenti, secondo il principio delle economie di scala.

6.1.2 Effetto del tempo sul costo di acquisto dei componenti

Volendo considerare l'influenza del tempo si ha una relazione analoga alla precedente:

$$C_j = C_{rif} \left(\frac{I_j}{I_{rif}} \right)$$

Il prezzo di acquisto di un componente in un certo anno j è proporzionale al costo dello stesso componente all'anno di riferimento, moltiplicato per il rapporto tra i rispettivi indici di costo. Questi coincidono solitamente con l'indice CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index), che tiene conto della variazione del valore del denaro dovuta all'inflazione e alla deflazione.

Questo metodo non è stato usato, poiché nell'analisi operata i costi provengono o da cataloghi aggiornati o da algoritmi che forniscono un valore del costo indipendente dal tempo in cui sono calcolati, ma è bene riferirlo per completezza.

6.1.3 Module Costing Technique

L'approccio proposto nel testo di Turton e che si adotta in questa analisi è la cosiddetta "Module Costing Technique", introdotta sul finire degli anni '60 da Guthrie. Tutti i costi sono riferiti al costo di un componente nella sua configurazione base (definita in seguito); questo viene moltiplicato per dei fattori che tengono conto:

- Del tipo di macchinario considerato.
- Della pressione operativa.
- Del materiale con cui è realizzato il pezzo.

La relazione può essere riassunta nella seguente formula:

$$C_{BM} = C_p^0 F_{BM}$$

Dove con C_{BM} si identificano i costi diretti ed indiretti del solo modulo ("Bare Module"), ottenuto dal prodotto di C_p^0 , costo di acquisto per il componente in condizioni base, e di F_{BM} , "Bare Module Factor", fattore che tiene conto dei vari aspetti accessori.

Le condizioni base per ogni componente sono pressione atmosferica e il materiale di costruzione più comune, solitamente acciaio al carbonio, preso dunque come riferimento.

Il costo di acquisto per il componente di base è calcolabile nel modo seguente:

$$\log_{10} C_p^0 = K_1 + K_2 \log_{10}(X) + K_3 (\log_{10}(X))^2$$

I coefficiente K_1 , K_2 e K_3 sono tabulati in funzione del pezzo esaminato e X è la capacità associata a quel componente specifico.

Il fattore F_{BM} può essere trovato in apposite tabelle, che forniscono direttamente il valore da applicare, oppure può essere computato mediante:

$$C_{BM} = C_p^0 F_{BM} = C_p^0 (B_1 + B_2 F_P F_M)$$

I coefficienti B_1 e B_2 dipendono dal tipo di componente.

Il fattore F_M esprime l'aumento di costo relativo al materiale impiegato per realizzare il componente e si trova in opportuni grafici, in funzione della sigla numerica associata al materiale.

Il fattore che tiene conto della pressione è F_P e si calcola similmente a C_p^0 con opportuni coefficienti C_1 , C_2 e C_3 . Si evidenzia come la pressione che compare nella formula è quella relativa in barg, ossia quella assoluta diminuita di un'unità:

$$\log_{10} F_P = C_1 + C_2 \log_{10}(p_{rel}) + C_3 (\log_{10}(p_{rel}))^2$$

In genere per valori modesti delle pressioni (inferiori a 5-10 bar) i coefficienti C_1 , C_2 e C_3 sono nulli e quindi il fattore F_P associato alla pressione è unitario.

Nel caso in cui $F_P = F_M = 1$ allora il costo effettivo dell'intero modulo coincide con il costo di base (che verrà poi utilizzato per conteggiare il costo complessivo dell'impianto). In simboli:

$$C_{BM} = C_{BM}^0 \quad se \quad F_P = F_M = 1$$

Una volta quantificato il costo complessivo di ciascun componente, sommandoli tutti si perviene al costo totale dei moduli, cui si aggiunge un 15% per tenere conto di spese impreviste e un 3% attribuito alle tasse. Il costo totale dei moduli risulta:

$$C_{TM} = 1.18 \sum_{i=1}^N C_{BM,i}$$

Infine si somma a tale costo la sommatoria dei costi dei componenti nel loro assetto base moltiplicata per 0.5, ottenendo così il costo complessivo dell'impianto, che tiene conto degli oneri legati all'acquisto del suolo, allo sviluppo del sito, edifici ausiliari, oneri accessori, legali, ecc. Questa voce è definita "grassroots" ed esprime il costo complessivo dell'impianto:

$$C_{GR} = C_{TM} + 0.50 \sum_{i=1}^N C_{BM}^0 = 1.18 \sum_{i=1}^N C_{BM,i} + 0.50 \sum_{i=1}^N C_{BM}^0$$

Ora il modello può essere applicato al caso studiato, previa definizione degli indici economici.

6.2 CALCOLO DEGLI INDICI ECONOMICI

Nella valutazione economica svolta si sono scelti come indici di confronto 3 parametri: il valore attuale netto (VAN), l'indice di profitto (IP) e il tempo di ritorno (TR).

Il valore attuale netto è definito come la differenza tra i flussi di cassa lordi attualizzati e gli investimenti netti:

$$VAN = \sum_{j=1}^N FCA_j - \sum_{j=1}^N I_j = \sum_{j=1}^N FCA_j - I_0$$

L'ultima uguaglianza vale nel caso in cui si abbia solo l'investimento iniziale, che è proprio la situazione in oggetto in questo capitolo.

Il flusso di cassa lordo attualizzato è dato dalla somma all'anno j -esimo considerato moltiplicata per il fattore di sconto (detto anche fattore di attualizzazione) allo stesso anno:

$$FCA_j = FC * a(i, j) = FC * \frac{1}{(1 + i)^j}$$

L'indice di profitto è definito come il rapporto tra il flusso di cassa totale lordo attualizzato e il valore attualizzato dell'investimento complessivo, ovvero:

$$IP = \frac{\text{flussi di cassa lordi attualizzati}}{\text{investimento netto attualizzato}} = \frac{VAN + I_{tot}}{I_{tot}}$$

Un investimento è conveniente solo se quest'indice assume valori maggiori dell'unità, generando quindi nuovo capitale. Un metodo usato per scegliere quali investimenti intraprendere si basa proprio sull'indice di profitto: per primi vengono realizzati i progetti che offrono un indice di profitto più alto e poi via via gli altri, a scalare, fino ad esaurimento fondi.

L'indice di profitto in pratica dà indicazione di quanto sia possibile moltiplicare la somma inizialmente investita una volta che il progetto sia arrivato a fine vita.

Un altro fattore importante da considerare è in quanto tempo si abbia il ritorno dell'investimento, cioè in quanto tempo il progetto realizzato produca ritorni sufficienti tali da ripagare della spesa iniziale sborsata per portarlo a termine.

Il tempo di ritorno può essere semplice o scontato. Il primo non tiene conto dei fattori di sconto, ossia della variazione di potere di acquisto del denaro e quindi si computa come rapporto tra l'investimento e il flusso di cassa lordo medio annuo. Tradotto in formula si ha:

$$TR = \frac{I_0}{\sum_{j=1}^N \overline{FCA}_j / N}$$

Nel caso invece si tenga conto dell'influenza del tempo considerando i flussi di cassa attualizzati invece che quello medio, il tempo di ritorno si valuta graficamente, riportando il valore attuale netto in funzione degli anni: il tempo di ritorno si ha in corrispondenza del punto in cui il VAN si annulla. Il tempo di ritorno così valutato sarà maggiore di quello calcolato analiticamente col flusso di cassa medio annuo, poiché i flussi di cassa attualizzati diminuiscono col passare degli anni a causa dell'inflazione.

6.3 APPLICAZIONE DEL MODELLO E RISULTATI

Prima di mostrare i risultati si fanno alcune precisazioni riguardo alle equazioni usate.

Come già detto ci si attiene al modello della Module Costing Technique riportato nel paragrafo 6.1.3, ma con qualche piccola modifica.

Poiché l'impianto ORC costituisce la sezione di valle di un complesso già esistente, si è ritenuto di conteggiare i costi totali dell'impianto (grassroots) moltiplicando i costi base dei moduli per 0.25 anziché per 0.5 come raccomandato dalla formula. Questo poiché questo fattore additivo tiene conto dei costi per lo sviluppo del suolo, edifici ausiliari, costi accessori e via discorrendo che in parte

sono già stati sostenuti, essendo disponibile la struttura principale dell'industria, quindi si è considerato di aggiungerne solo la metà.

Per quanto riguarda la manutenzione, l'impianto ORC classicamente richiede interventi minimi rispetto ad altre tecnologie e quindi, sempre in accordo con il testo di Turton, si è fissato il costo annuo per *O&M* al 2% del costo totale dell'impianto, che è il valore minimo tra quelli tabulati.

Per calcolare il VAN si è quindi proceduto fissando un tasso di interesse annuo costante e pari al 7%, con una vita utile del sistema di 20 anni.

Il valore attuale netto generato dalla realizzazione e dal funzionamento dell'impianto è calcolato sulla base dei risparmi conseguiti durante i 20 anni di vita del medesimo, risparmi conteggiati sul mancato acquisto di energia elettrica dalla rete e sul consumo di combustibile evitato per produrre calore con una caldaia tradizionale.

Si è infatti assunto che tutta l'elettricità ed il calore cogenerativo prodotti vengano autoconsumati in loco.

Il prezzo dell'energia elettrica per l'anno 2015, ammettendo si tratti di un'utenza industriale, ammonta a 15.59 c€/kWh. Il prezzo del gas naturale è invece 39.44 c€/Nm³.

Il risparmio conseguito è dato dalla somma di due termini: l'energia elettrica risparmiata moltiplicata per il prezzo al kWh più l'evitato acquisto di combustibile. Come combustibile si è assunto gas naturale, bruciato in una caldaia a condensazione con rendimento unitario. Per ottenere il volume di gas risparmiato si divide la potenza termica per il potere calorifico e si moltiplica per le ore equivalenti di funzionamento. Tradotto in formula:

$$\begin{aligned} \text{risparmio} = & \left(30 \text{ kW}_{el} * 2000 \frac{h}{\text{anno}} \right) * 0.1559 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \\ & + \left(\frac{254 \text{ kW}_{th}}{9.6 \frac{\text{kWh}}{\text{Nm}^3}} * 2000 \frac{h}{\text{anno}} \right) * 0.3944 \frac{\text{€}}{\text{Nm}^3} \end{aligned}$$

Le ore di funzionamento equivalente sono stimate in 2000, corrispondenti a 50 settimane all'anno, per 8 ore lavorative giornaliere, dal lunedì al venerdì. Questo valore è piuttosto basso, ma si è scelto volutamente contenuto poiché il sistema ORC lavora solo quando la sezione di monte è in funzione: è ragionevole presupporre che quest'ultima operi a regime durante le normali ore lavorative, potendo quindi alimentare il ciclo bottoming.

Il risparmio costituisce il flusso di cassa positivo lordo, che va attualizzato anno per anno moltiplicandolo per il fattore di sconto $a(i,j)$:

$$a(i,j) = \frac{1}{(1+i)^j}$$

Anche le spese di manutenzione seguono lo stesso principio.

A questo punto è possibile calcolare i costi di ciascun componente secondo la Module Costing Technique e successivamente gli indici economici. Per facilità di lettura e per non appesantire riportando nuovamente le formule fin qui commentate, si raccolgono i risultati in una tabella:

COMPONENTE	Capacità	C_p^0 [€]	F_p	F_M	F_{BM}	C_{BM}^0 [€]	C_{MB} [€]
Evaporatore	53.5 [m ²]	85359	1	1	2.1700	85359	185230
Condensatore	62 [m ²]	87315	1	1.35	2.5935	87315	226450
Espansore	30 [kW]	64922	1	1	2.50	64922	162310
Pompa	1 [kW]	2545	1	1	3.2400	8246	8246
Motore elettrico pompa	1 [kW]	90	1	1	1.5	90	135
Alternatore	30 [kW]	2000	/	/	1.5	2000	3000
Tasso [%]	7	C_{TM} [€]	690730	C_{GR} [€]	803220	$C_{O\&M}$ [€]	16064
VAN [€]	-653220	IP	0.1822	TR	56.7 anni	TR scontato	/

Come si può notare scorrendo la tabella, il costo dei componenti è molto alto, troppo se si pensa che la taglia di ciascun macchinario è piuttosto piccola. Gli unici valori accettabili sono quelli della pompa e del motore elettrico che la movimentano.

Con tali valori di acquisto dei singoli pezzi, il costo finale dell'impianto raggiunge gli 800000 €, oggettivamente eccessivo per un impianto da 30 kW elettrici.

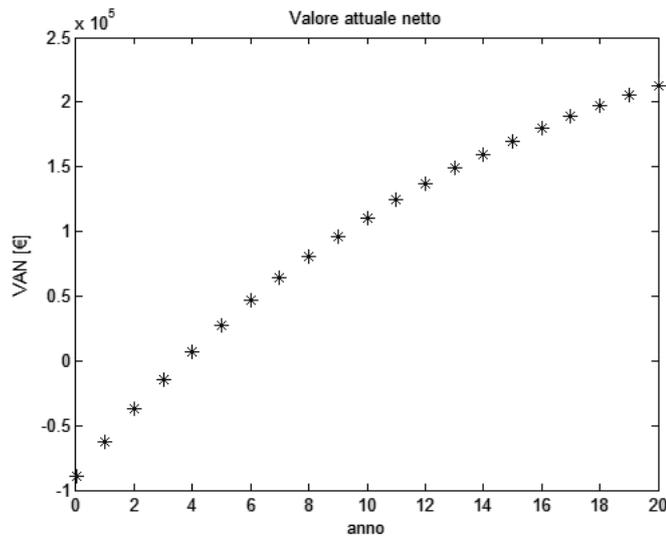
Con un funzionamento pari ad un quarto scarso delle ore disponibili in un anno, i risparmi conseguiti non sono in grado di ripagare dell'investimento: il VAN è addirittura negativo (-65000 €), l'indice di profitto non arriva al 20%, a significare che meno di un quinto della cifra spesa viene recuperata, nell'arco di 20 anni!

Ovviamente tale soluzione è improponibile, poiché costituirebbe un harakiri finanziario. La ragione di questi risultati si cela nelle equazioni che calcolano il costo dei componenti, che non rispondono con sufficiente adeguatezza al caso proposto. Si è provveduto quindi a sostituire tali voci di costo con valori aggiornati reperiti da cataloghi di fornitori di scambiatori di calore a piastre e macchine di tipo scroll.

Il costo è stato poi affinato secondo il rapporto tra le capacità dei componenti a catalogo e da acquistare, secondo la regola dei sei decimi proposta all'inizio di questo capitolo.

Così facendo si perviene alla soluzione tabulata più in basso:

COMPONENTE	Capacità	C_p^0 [€]	F_p	F_M	F_{BM}	C_{BM}^0 [€]	C_{MB} [€]
Evaporatore	53.0874 [m ²]	7274	1	1	2.1700	15785	15785
Condensatore	61.9371 [m ²]	7979	1	1.35	2.5935	17315	20695
Espansore	30 [kW]	6725	1	1	2.50	6725	16814
Pompa	1 [kW]	2545	1	1	3.2400	8246	8246
Motore elettrico pompa	1 [kW]	90	1	1	1.5	90	135
Alternatore	30 [kW]	2000	/	/	1.5	2000	3000
Tasso [%]	7	C_{TM} [€]	76318	C_{GR} [€]	88859	$C_{O\&M}$ [€]	1777
VAN [€]	212510	IP	3.3088	TR	3.12 anni	TR scontato	<4 anni



Il costo così valutato per evaporatore e condensatore si aggira su 15000 e 20000 € rispettivamente, valori considerevolmente più contenuti e più verosimili.

L'impianto complessivo viene a costare poco meno di 90000 €. Questo valore è in linea con quanto dichiarato da Invernizzi [24], che assegna ad impianti ORC di piccola-media taglia un costo che varia tra 2500-3000 €/kW.

Altri autori dichiarano costi inferiori, 1000-2000 €/kW, ma bisogna tenere presente le condizioni al contorno del caso e che nello studio qui proposto non si è proceduto ad un'ottimizzazione dei singoli componenti, ma solo ad un dimensionamento di massima. La ricerca della soluzione ottimale potrebbe portare ad esempio a superfici di scambio più ridotte, o ad un espansore più efficiente progettato ad hoc, quindi a minor costo complessivo o a maggiori ritorni economici.

Il VAN per il caso studiato supera i 200000 €, con un indice di profitto di ben 3.3 punti ed un tempo di ritorno effettivo sull'investimento inferiore ai 4 anni, tutte considerazioni che lasciano intendere come questo progetto sia vantaggioso, assicurando un sicuro profitto, in tempi brevi e generando un risparmio non indifferente.

7. CONCLUSIONI

Riassumendo, si può dire che l'obiettivo sia stato raggiunto.

Date le specifiche del caso sulla sorgente termica, nella fattispecie la temperatura disponibile, si è deciso come sfruttare il calore di scarto, preferendo l'uso di un fluido secondario quale l'olio diatermico, poiché lo sfruttamento diretto dei fumi, seppur indagato, si è rivelato non attuabile nelle configurazioni esaminate con scambiatore plate-fin e scambiatore a piastre.

Si è quindi proceduto con l'individuazione del fluido ottimale, dopo aver condotto una serie di simulazioni che valutavano i vari possibili candidati a fluido di ciclo. L'ottimizzatore è uno strumento potente, che consente un'indagine approfondita del ciclo.

Un passo ulteriore può essere quello di fornire altri criteri obiettivo alla luce dei quali valutare la soluzione, inserendo nell'ottimizzatore, come delle function, i codici di dimensionamento degli scambiatori e l'analisi economica, potendo così andare a minimizzare ad esempio le superfici di scambio, il peso, il costo complessivo dell'impianto. Aumentando la complessità è possibile ricercare una funzione multiobiettivo, che individui un valore di quasi-ottimo compromesso tra i vari obiettivi posti.

Nell'assetto senza recuperatore il ciclo scelto garantisce la produzione dei 30 kW elettrici desiderati, con un rendimento elettrico del 10.4% e se si tiene conto dei 254 kW in cogenerazione il fattore di utilizzazione dell'energia arriva a 88.7%, a significare la quasi totalità dell'energia disponibile è recuperata e convertita in potenza utile.

Il dimensionamento degli scambiatori che è stato affrontato è soddisfacente poiché fornisce dei valori verosimili, confrontabili con quelli di scambiatori esistenti, utili per un dimensionamento preliminare. La naturale prosecuzione può essere quella di ottimizzare la geometria dei componenti per conseguire un determinato obiettivo, quale per esempio il minor impiego di materiale, il minor peso o il minor ingombro, o le più ridotte perdite di carico, a seconda di quale si giudichi sia l'aspetto di maggior interesse.

L'analisi economica svolta, seppur piuttosto semplice, dà subito una rapida indicazione sulla convenienza a investire in questo impianto, che come emerso è caratterizzato da un indice di profitto elevato, un valore attuale netto più che positivo e da un breve tempo di ritorno, fattore importante nel caso non si abbia intenzione di assumersi un grosso rischio.

Quest'analisi non è quindi che il trampolino di lancio per una valutazione più profonda: si può definire un piano di produzione mensile e poi annuo sulla base del quale ripetere la valutazione economica, ottenendo un maggior grado di dettaglio. È poi possibile valutare non solo la produzione per autoconsumo, ma di entrare nel mercato del libero scambio, potendo quindi vendere l'energia elettrica in eccesso alla rete, accrescendo gli introiti. La presenza della sezione cogenerativa inoltre può aprire l'accesso a incentivi economici che assicurano un sicuro beneficio in termini monetari, oltre che ambientali.

Alla luce dei risultati ottenuti da questa tesi si può affermare che l'impianto ORC sia una tecnologia vantaggiosa per il recupero da calore di scarto. Nonostante il rendimento elettrico sia contenuto, essendo il rendimento limite di Carnot già piuttosto basso per il caso in esame, è possibile aumentarlo alzando la temperatura

massima di ciclo, preferibilmente praticando l'evaporazione a più alta temperatura, poiché aumentare il surriscaldamento si è visto non è il modo più vantaggioso. Con lo sfruttamento della cogenerazione si ha un recupero dell'energia della sorgente che si avvicina quasi alla totalità, accrescendo grandemente le potenzialità e i benefici offerti da questo tipo di impianto.

I pregi di compattezza, applicabilità a una gran varietà di sorgenti termiche e alla scarsa necessità di manutenzione, fanno dell'impianto ORC un candidato ottimale per applicazioni nei più svariati settori, potendo adattare il sistema potenzialmente a ogni condizione.

Poiché inoltre questa soluzione suscita sempre maggior interesse e molte aziende stanno investendo in ricerca e sviluppo in questo campo, c'è da aspettarsi nei prossimi anni una progressiva diffusione di tale tecnologia, in ambito industriale con taglie medio-grandi, ma anche domestico-residenziale, con mini e micro unità. La crescente domanda, controbilanciata da una sempre maggior offerta da parte dei costruttori, contribuirà alla standardizzazione delle soluzioni e a un abbattimento dei prezzi, rendendo questa tipologia di impianto ancor più competitiva sul mercato.

Nel prossimo futuro quindi gli impianti ORC diventeranno molto probabilmente una realtà molto estesa, contribuendo a soddisfare l'inarrestabile voracità energetica mondiale in modo più efficiente e più sostenibile.

NOMENCLATURA

A	superficie [m ²]
A	capacità ([m ²] o [kW])
a(i,j)	fattore di sconto o di attualizzazione
b	distanza tra due piastre [mm]
c _p	calore specifico a pressione costante [J/(kgK)]
C	costo [€]
C _p ⁰	costo di acquisto del componente [€]
D _h	diametro idraulico [mm]
D _p	diametro porte di ingresso della piastra [mm]
E	efficienza recuperatore
f	fattore di attrito secondo Fanning
F _{BM}	Bare Module Cost Factor
F _p	fattore di pressione
F _M	fattore del materiale
G	portata specifica [kg/(m ² s)]
h	entalpia specifica [J/kg]
I	irreversibilità exergetica [W]
I	investimento [€]
I	indice di costo in funzione del tempo
k	conducibilità termica [W/(mK)]
L	lunghezza [m]
m	portata di massa [kg/s]
N _p	numero piastre termiche
p	pressione [bar] (o [Pa] o [kPa] dove specificatamente espresso)
q	potenza termica specifica [W/m ²]
Q	potenza termica [W] (o [kW] dove specificatamente espresso)
r	calore latente di vaporizzazione [J/kg]
s	entropia specifica [J/(kgK)]
t _p	spessore piastra [mm]
T	temperatura [K] (o [°C] dove specificatamente espresso)
u	velocità [m/s]
U	coefficiente globale di scambio termico [W/(m ² K)]
x	titolo di vapore
w	larghezza piastra [m]
ΔT _{ml}	differenza di temperatura media logaritmica [K]

Numeri adimensionali

Bo	numero dell'ebollizione
Fr	numero di Froude
Ja	numero di Jakob
Nu	numero di Nusselt
Pr	numero di Prandtl
Re	numero di Reynolds
We	numero di Weber

Acronimi

ALT	Atmospheric LifeTime
CEPCI	Chemical Engineering Plant Cost Index
CFC	Clorofluorocarburi
EHE	External Heat Exchanger (scambiatore olio-fumi)
FCA	Flussi di cassa attualizzati
FOM	Factor Of Merit
ODP	Ozone Depletion Potential
O&M	Operation & Manteinance
ORC	Organic Rankine cycle
GWP	Global Warming Potential
HC	Idrocarburi
HCFC	Idroclorofluorocarburi
HFC	Idrofluorocarburi
IHE	Internal Heat Exchanger (rigeneratore interno, o recuperatore)
IP	Indice di profitto
PFC	Perfluorocarburi
PHE	Plate Heat Exchanger
SP	Size Parameter [m]
SRC	Steam Rankine Cycle
TR	Tempo di ritorno dell'investimento [anni]
VAN	Valore Attuale Netto [€]
VFR	Volume Flow Ratio
WHR	Waste Heat Recovery

Lettere greche

α	coefficiente di scambio termico [W/(m ² K)]
β	angolo della spina di pesce per piastra Chevron
ε	grado di vuoto
Φ	incremento superficie dovuto alle corrugazioni delle piastre
λ	conducibilità termica [W/(mK)]
η	efficienza
Λ	passo creste
ρ	massa volumica [kg/m ³]
σ	complessità molecolare o tensione superficiale [N/m]
μ	viscosità dinamica [Pa s]
τ	fattore di recupero
ω	Velocità angolare [rad/s]

Apici e pedici

o	condizioni di base riferimento
BM	Bare Module
c	fluido organico
cfb	convezione forzata bifase
cond	condensatore
crit	critica
des	desurriscaldatore
dis	disponibile
eb	ebollizione
el	elettrico
ex	exergetico
ev	evaporatore
f	relativo al materiale dello scambiatore
g	gravità
G	vapore saturo secco
GR	Grassroots (complessivo)
h, hot	fluido caldo
in	ingresso
is	isoentropico
iter	iterazione
j	relativo all'anno j
L	liquido saturo
LO	tutta la portata assunta a liquido saturo
m	quantità di moto
M	valore medio
max	massimo
min	minimo
nb	ebollizione nucleata
oil	olio
OM	omogeneo
out	uscita
p	parete
p, pump	pompa
parzial	parziale
pre	preriscaldatore
rec	recuperatore
rif	riferimento
s	albero (shaft)
sur	surriscaldatore
t	espansore
th	termico
TBM	Total Bare Module
TM	Total Module
tot	totale
w, water	acqua

BIBLIOGRAFIA

- [1] Autorità per l'energia elettrica, il gas e il sistema idrico. www.autorita.energia.it
- [2] Ayachi F, Ksayer EB, Zoughaib A, Neveu P. ORC optimization for medium grade heat recovery. *Energy* 2014; 68: 47-56.
- [3] Bao J, Zhao L. A review of working fluids and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2013; 24: 325-342.
- [4] Borsukiewicz-Gozdur A. Exergy analysis for maximizing power of organic Rankine cycle power plant driven by open type energy source. *Energy* 2014; 62: 73-81.
- [5] Carcasci C, Ferraro R, Miliotti E. Thermodynamic analysis of an organic Rankine cycle for waste heat recovery from gas turbine. *Energy* 2014; 65: 91-100.
- [6] Chacartegui R, Sanchez D, Muñoz JM, Sanchez T. Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants. *Applied Energy* 2009; 86: 2162-2170.
- [7] Chemical Engineering. www.chemengonline.com
- [8] Chen H, Goswami Y, Stefanakos EK. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010; 14: 3059-3067.
- [9] Chys M, Van de Broek M, Vanslambrouck B, De Paepe M. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. *Energy* 2012; 44: 623-632.
- [10] Clemente S, Micheli D, Reini M, Taccani R. Bottoming organic Rankine cycle for a small scale gas turbine: A comparison of different solutions. *Applied Energy* 2013; 106: 355-364.
- [11] CoolProp 5.1 Cool Source. www.coolprop.org
- [12] Dai Y, Wang J, Gao L. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management* 2009; 50: 576-582.
- [13] Dolz V, Novella R, Garcia A, Sanchez J. HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy. *Applied Thermal Engineering* 2012; 36: 269-278.
- [14] Engin T, Ari V. Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems - A case study. *Energy conversion and management* 2005; 46: 551-562.
- [15] García-Cascales JR, Vera-García F, Corberán-Salvador JM, González-Marcía J. Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers. *International Journal of Refrigeration* 2007; 30: 1029-1041.
- [16] Gelec Power. www.genset-gelec.com
- [17] Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International chemical engineering* 1976; Vol. 16, No. 2.
- [18] Guo C, Du X, Yang L, Yang Y. Organic Rankine cycle for power recovery of exhaust flue gas. *Applied Thermal Engineering* 2015; 75: 135-144.
- [19] He C, Liu C, Gao H, Xie H, Li Y, Wu S, Xu J. The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle. *Energy* 2012; 38: 136-143.
- [20] He C, Liu C; Zhou M, Xie H, Xu X, Wu S, Li Y. A new selection principle of working fluids for subcritical organic Rankine cycle coupling with different heat sources. *Energy* 2014; 68: 283-291.
- [21] Hewitt GF, Shires GL, Bott TR. *Process Heat Transfer*, 1994. CRC Press e Begell House, Boca Raton.
- [22] Incropera FP, DeWitt DP, Bergman TL, Lavine AS. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* 2010; John Wiley & Sons.

- [23] Invernizzi C, Iora P, Silva P. Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines. *Applied Thermal Engineering* 2007; 27: 100-110.
- [24] Jung HC, Krumdieck S, Vranjes T. Feasibility assessment of refinery waste heat-to-power conversion using an organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management* 2014; 77: 396-407.
- [25] Karellas S, Leontaritis AD, Panousis G, Bellos E, Kakaras E. Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery system in the cement industry. *Energy* 2013; 58: 147-156.
- [26] Kaska O. Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry. *Energy Conversion and Management* 2014; 77: 108-117.
- [27] Kölsch B, Radulovic J. Utilization of diesel engine waste heat by Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering* 2015; 78: 437-448.
- [28] Law R, Harvey A, Reay D. Opportunities for low-grade heat recovery in UK food process industry. *Applied Thermal Engineering* 2013; 53: 188-196.
- [29] Le VL, Kheiri A, Feidt M, Pelloux-Prayer S. Performance optimization of low-temperature power generation by supercritical ORCs using low GWP working fluids. *Energy* 2014; 67: 513-526.
- [30] Le VL, Kheiri A, Feidt M, Pelloux-Prayer S. Thermodynamic and economic optimization of waste heat to power plant driven by a subcritical ORC using pure or zeotropic working fluid. *Energy* 2014; xxx: 1-17.
- [31] Lemort V, Declaye S, Quoilin S. Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, February 2012; vol. 226 n. 1:26-136.
- [32] Li YR, Du MT, Wu CM, Wu SY, Liu C. Potential of organic Rankine cycle using zeotropic mixtures as working fluids for waste heat recovery. *Energy* 2014; 77: 509-519.
- [33] Liu Q, Duan Y, Yang Z. Effect of condensation temperature glide on the performance of organic Rankine cycles with zeotropic mixture working fluids. *Applied Energy* 2014; 115: 394-404.
- [34] Maraver D, Royo J, Lemort V, Quoilin S. Systematic optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles (ORCs) constrained by technical parameters in multiple applications. *Applied Energy* 2014; 117: 11-29.
- [35] Matlab 2013. www.mathworks.com
- [36] McKenna RC, Norman JB, Spatial modelling of industrial heat loads and recovery potential in the UK. *Energy Policy* 2010; 38: 5878-5891.
- [37] Miyara A. Condensation of hydrocarbons - A review. *International Journal of Refrigeration* 2008; 31: 621-632.
- [38] Palestra N, Vescovo A. Applicazioni di cicli ORC a recuperi termici da processi industriali. 2009. E.ON, Turboden Srl.
- [39] Quoilin S, Lemort V, Technological and economic survey on organic Rankine cycle systems. In: *Proceedings of the 5th European Conference on Economics and Management of Energy in Industry*, Algarve, Portugal, 2009.
- [40] Refprop 9.0 National Institute of Standards and Technology. www.nist.gov
- [41] Rohsenow WM, Hartnett JP, Cho IO, *Handbook of Heat Transfer*, 1998. Ed McGraw-Hill, New York.
- [42] Safarian S, Aramoun F. Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy Reports* 2015; 1: 1-7.
- [43] Serrano JR, Dolz V, Novella R, Garcia A. HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 2: Evaluation of alternative solutions. *Applied Thermal Engineering* 2012; 36: 279-287.

- [44] Shah MM. Chart correlation for saturate boiling heat transfer: equations and further study. *ASHRAE Transactions* 1982; 88(1): 185-196.
- [45] Shah RK, Sekulic DP. *Fundamentals of Heat Exchangers Design*, 2003. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey.
- [46] Song J, Li Y, Gu C, Zhang L. Thermodynamic analysis and performance optimization of an ORC system for multi-strand waste heat sources in petroleum refining industry. *Energy* 2014; 71: 673-680.
- [47] Song S, Zhang H, Lou Z, Yang F, Yang K, Wang H, Bei C, Chang Y, Yao B. Performance analysis of exhaust waste heat recovery system for stationary CNG engine based on organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering* 2015; 76: 301-309.
- [48] Stijepovic MZ, Linke P. Optimal waste heat recovery and reuse in industrial zones. *Energy* 2011; 36:4019-4031.
- [49] Taal M, Bulatov I, Klemes J, Stehlik P. Cost estimation and energy price forecasts for economic evaluation of retrofit projects. *Applied Thermal Engineering* 2003; 23:1819-1835.
- [50] Tchanche BF, Petrissans M, Papadakis B. Heat resources and organic Rankine cycles machines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2014; 39: 1185-1199.
- [51] Thonon B, Bontemps A. Condensation of pure and mixture of hydrocarbons in a compact heat exchanger: experiments and modelling. *Heat Transfer Engineering* 2002; 23: 3-17.
- [52] Turton R, Bailie RC, Whiting WB, Shaeiwitz JA. *Analysis, Synthesis and Design of Chemical Processes*. 3rd Edition, 2009. Prentice Hall.
- [53] Utlu Z. Investigation of the potential for heat recovery at low, medium, and high stages in the Turkish industrial sector (TIS): An application. *Energy* 2015;1 12.-
- [54] Uusitalo A, Honkatukia J, Turunen-Saresti T, Larjola J. A thermodynamic nalysis of waste heat recovery from reciprocating engine power plants by means of Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering* 2014; 70: 33-41.
- [55] Vaja I, Gambarotta A. Internal combustion engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy* 2010; 35: 1084-1093.
- [56] Yu H, Feng X, Wang Y. A new pinch based method for simultaneous selection of working fluid and operating conditions in an ORC (Organic Rankine Cycle) recovering waste heat. *Energy* 2015; xxx: 1-11.
- [57] Zhang L, Wu L, Zhang X, Ju L. Comparison and optimization of mid-low temperature cogeneration systems for flue gas in iron and steel plants. *Journal of iron and steel research, International* 2013; 20: 33-40.