

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

TESI DI LAUREA MAGISTRALE IN
INGEGNERIA ENERGETICA



OTTIMIZZAZIONE E ANALISI IN REGIME
DINAMICO DI UN CICLO ORC COGENERATIVO

Relatore: Prof. Anna Stoppato
Correlatore: Dott. Alberto Benato
Candidato: Alex Pezzuolo
1058780 – IE

ANNO ACCADEMICO 2014 – 2015

Dedico questo lavoro alla mia famiglia.

Unica vera sostenitrice dei miei sforzi.

Desidero ringraziare la professoressa Anna Stoppato per i preziosi insegnamenti, la disponibilità e l'appoggio ricevuto durante questo periodo di tesi.

Desidero inoltre ringraziare il Dott. Alberto Benato, per il suo aiuto fondamentale e le numerose ore a me dedicate.

Alex Pezzuolo

Indice

<i>Elenco delle Figure</i>	8
<i>Elenco delle Tabelle</i>	11
<i>Introduzione</i>	12
1. Cicli Rankine a Fluido Organico	15
1.2 Cicli ORC	19
1.3 Tipologie di cicli ORC	20
1.4 Applicazioni dei cicli ORC	24
1.4.1 Energia Geotermica	24
1.4.2 Energia dalle biomasse	26
1.4.3 Energia solare	26
1.4.4 Energia da gradienti termici oceanici	28
1.4.5 Calore di scarto da processi industriali	29
1.5 Espansori per cicli ORC	31

2. Fluidi Organici	35
2.1 <i>Caratteristiche di un fluido motore ideale</i>	35
2.2 <i>Principali tipologie di fluidi organici e relative proprietà</i>	36
2.3 <i>Limiti di lavoro</i>	43
2.4 <i>Linee guida per la scelta del fluido termovettore</i>	47
3. Optimization Tool	51
3.1 <i>Algoritmo genetico</i>	51
3.2 <i>Teoria della similitudine per fluidi organici</i>	55
3.3 <i>Codice di calcolo</i>	59
3.4 <i>Analisi dei risultati</i>	66
4. Dimensionamento degli Scambiatori	77
4.1 <i>Scambiatori a fascio tubiero</i>	77
4.2 <i>Stima del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico</i>	82
4.3 <i>Struttura del codice di design</i>	90
4.4 <i>Validazione del codice per il design degli scambiatori</i>	93
5. Analisi in Off Design	99
5.1 <i>Comportamento delle turbine ai carichi parziali</i>	100
5.2 <i>Comportamento delle pompe ai carichi parziali</i>	109
5.3 <i>Comportamento degli scambiatori ai carichi parziali</i>	115
5.4 <i>Strategie di controllo dell'impianto</i>	116
5.5 <i>Analisi dei risultati</i>	118

6. Analisi in Transitorio	125
6.1 Dymola®	125
6.2 Modello dell'impianto ORC	128
6.3 Validazione del modello	131
6.4 Conclusioni	133
Conclusioni	135
Bibliografia	138

Elenco delle figure

Figura 1: Ciclo di Carnot e schema d'impianto [6].	16
Figura 2: Ciclo di Rankine a vapore saturo e schema d'impianto [6].	17
Figura 3: Ciclo di Rankine rigenerativo con surriscaldamento [5].	18
Figura 4: Schema d'impianto e diagramma T-s di un ciclo a fluido organico subcritico [9].	20
Figura 5: Schema d'impianto e diagramma T-s di un ciclo ORC con recuperatore [9].	21
Figura 6: Schema d'impianto e diagramma T-s di un ciclo ORC con rigenerazione [9].	21
Figura 7: Schema d'impianto e diagramma T-s di un ciclo ORC con surriscaldamento [9].	22
Figura 8: Impianto ORC a biomassa di Lienz [10].	22
Figura 9: Schema d'impianto e diagrammi T-s e p-h di un ciclo ORC a due livelli di pressione alimentato a fonte geotermica [32].	23
Figura 10: Ciclo geotermico ORC a doppio fluido [32].	24
Figura 11: Schema d'impianto di un ciclo binario [15].	25
Figura 12: Schema di un impianto ORC solare testato a Lesotho [19].	27
Figura 13: Potenziali siti per lo sviluppo della tecnologia OTEC [21].	28
Figura 14: Schema d'impianto OTEC a ciclo chiuso [22].	28
Figura 15: Applicazione di recupero di calore su un veicolo a motore stradale [30].	31
Figura 16: Reciprocating piston expander [49].	32
Figura 17: Rotary vane expander [50].	32
Figura 18: Scroll expander [51].	32
Figura 19: Screw expander [52].	33
Figura 20: Gerotor expander [53].	33
Figura 21: Diagramma T – s per fluidi wet (a), isentropic (b) e dry (c) [35].	37
Figura 22: Effetto del calore latente sull'accoppiamento dei profili termici [37].	37
Figura 23: Irreversibilità nello scambio termico in ciclo subcritico e ipercritico [42].	38
Figura 24: Cambiamento di fase a pressione costante per una miscela a due componenti.	42
Figura 25: Limite pratico di pressione [48].	44
Figura 26: Diagramma delle sostituzioni Suva [®] [45].	46

Figura 27: Esempi di diversità tra individui a due componenti [55].	53
Figura 28: Modalità di creazione dei figli [55].	54
Figura 29: Diagramma di Balje per uno stadio di turbina [59].	56
Figura 30: Diagramma di Smith [57].	57
Figura 31: Mappe per stadio di turbina assiale della velocità specifica in funzione di SP e VFR (Fig. a) e rendimento isoentropico, per velocità specifiche ottime, in funzione di SP e VFR (Fig. b) [60].	59
Figura 32: Mappe per stadio di turbina radiale della velocità specifica in funzione di SP e VFR (Fig. a) e rendimento isoentropico, per velocità specifiche ottime, in funzione di SP e VFR (Fig. b) [60].	59
Figura 33: Diagramma T-s e relativo ciclo termodinamico di un generico caso analizzato.	63
Figura 34: Risultati ottimizzazione <i>Cyclopentane</i> .	68
Figura 35: Risultati ottimizzazione <i>Cyclohexane</i> .	69
Figura 36: Risultati ottimizzazione <i>Acetone</i> .	71
Figura 37: Risultati ottimizzazione <i>R-113</i> .	72
Figura 38: risultati ottimizzazione <i>Cyclopentane</i> .	75
Figura 39: Esempio di norme T.E.M.A. [68].	78
Figura 40: Esempio di scambiatore a fascio tubiero 1/1 [67].	79
Figura 41: Possibili configurazioni dei setti per passaggi multipli [67].	79
Figura 42: Tipologie di reticolo [67].	80
Figura 43: Varie tipologie di diaframmi [67].	82
Figura 44: Grandezze geometriche principali [72].	82
Figura 45: Distribuzione dei flussi lato mantello [72].	85
Figura 46: Schema di funzionamento del codice di dimensionamento degli scambiatori.	91
Figura 47: Catalogo tubi micro-alettati Wieland GEWA-K [81].	92
Figura 48: Cono di Stodola [82].	100
Figura 49: Sezione del Cono di Stodola con piano normale all'asse della pressione a monte [82].	101
Figura 50: Sezione del Cono di Stodola con piano normale all'asse della pressione a valle [82].	102
Figura 51: Legge di Stodola per turbina a contropressione e variazione della pressione critica al variare del numero di stadi [83].	105
Figura 52: Fattori correttivi per il rendimento isoentropico in condizioni di off design [77].	106

Figura 53: Rendimento dell'alternatore al variare del fattore di potenza ($\cos \varphi$) e della potenza apparente S [94].	106
Figura 54: Influenza delle NGV sul campo operativo [77].	108
Figura 55: Esempio di palettature statoriche a geometria variabile [84].	108
Figura 56: Pompa centrifuga [79].	109
Figura 57: Esempio di catalogo delle prestazioni di una pompa SIHI ad alta prevalenza [80].	110
Figura 58: (continuato) [80].	111
Figura 59: Sistema di regolazione con valvola di laminazione per pompa a basso numero specifico (a sinistra) e ad alto numero specifico (a destra) [79].	112
Figura 60: Modifica della caratteristica di funzionamento al variare dei giri [79].	112
Figura 61: Controllo a pressione lineare (a sinistra) e a pressione costante (a destra) [79].	113
Figura 62: Confronto motore asincrono classico con motore sincro a riluttanza [78].	114
Figura 63: Curve di efficienza del pacchetto SynRM (motore + drive) al variare del carico e della velocità di rotazione del motore [78].	114
Figura 64: Suddivisione dello scambiatore in elementi.	115
Figura 65: Esempio di come si modificano i profili di temperatura all'interno dell'evaporatore dalla condizione di design all'off design per l' <i>Acetone</i> nel caso di pressione di evaporazione variabile.	116
Figura 66: Simulazione impianto con <i>Acetone</i> in off design nel caso 1.	118
Figura 67: Simulazione impianto con <i>Acetone</i> in off design nel caso 2.	119
Figura 68: Simulazione impianto con <i>Acetone</i> in off design nel caso 3.	119
Figura 69: Simulazione impianto con <i>Cyclopentane</i> in off design nel caso 1.	120
Figura 70: Simulazione impianto con <i>Cyclopentane</i> in off design nel caso 2.	120
Figura 71: Simulazione impianto con <i>Cyclopentane</i> in off design nel caso 3.	121
Figura 72: Simulazione impianto con <i>Cyclohexane</i> in off design nel caso 1.	121
Figura 73: Simulazione impianto con <i>Cyclohexane</i> in off design nel caso 2.	122
Figura 74: Simulazione impianto con <i>Cyclohexane</i> in off design nel caso 3.	122
Figura 75: Simulazione impianto con <i>R-113</i> in off design nel caso 1.	123
Figura 76: Simulazione impianto con <i>R-113</i> in off design nel caso 2.	123
Figura 77: Simulazione impianto con <i>R-113</i> in off design nel caso 3.	124
Figura 78: Esempio di modellazione (in alto) e di simulazione (in basso)	127
Figura 79: Schema d'impianto ORC in ambiente Modelica®	128
Figura 80: Rappresentazione di uno scambiatore a fascio tubiero in ambiente Modelica®	129

Elenco delle tabelle

Tabella 1: Tipologie di sorgenti termiche di scarto [4].	30
Tabella 2: Principali tipologie di espansori volumetrici.	32
Tabella 3: Principali sostanze pure candidate per gli ORC [43].	41
Tabella 4: Limiti pratici di utilizzo dei comuni fluidi organici [48].	45
Tabella 5: Corrispondenza tra i punti del ciclo e i componenti d'impianto.	63
Tabella 6: Settaggio delle impostazioni del programma d'ottimizzazione.	65
Tabella 7: Risultati sintetici dell'ottimizzazione dei fluidi per portata unitaria di olio diatermico.	67
Tabella 8: Spessori minimi del mantello [68].	81
Tabella 9: Proprietà geometriche del fascio di tubi [72].	84
Tabella 10: Fattori di correzione per il calcolo del coefficiente di scambio termico lato mantello con il metodo di Bell-Delaware [72].	86
Tabella 11: Fattori di correzione per il calcolo delle perdite di carico lato mantello con il metodo di Bell-Delaware [72].	87
Tabella 12: Parametri principali scambiatori con <i>Acetone</i> .	94
Tabella 13: Parametri principali scambiatori con <i>Cyclopentane</i> .	95
Tabella 14: Parametri principali scambiatori con <i>Cyclohexane</i> .	96
Tabella 15: Parametri principali scambiatori con <i>R-133</i> .	97
Tabella 16: Risultati dell'off design del modello in Matlab [®] per il <i>Cyclopentane</i> .	131
Tabella 17: Risultati dell'off design del modello in Dymola [®] per il <i>Cyclopentane</i> .	132
Tabella 18: Scostamenti relativi tra i valori ottenuti in Matlab [®] e quelli ricavati in ambiente Dymola [®] .	132

Introduzione

La società odierna richiede enormi quantità di energia e questa deriva principalmente dalla combustione delle fonti fossili. Mentre non è ragionevole pensare di ridurre tali consumi senza alterare in maniera sostanziale l'economia e le abitudini dell'intero pianeta, sarebbe ragionevole cambiare le tipologie di sorgenti puntando verso quelle rinnovabili. Le motivazioni sono svariate: in primo luogo si ridurrebbe il problema del rilascio di sostanze inquinanti e climalteranti derivabili dalla combustione di sostanze a matrice carboniosa e in secondo luogo, essendo le fonti rinnovabili abbastanza equamente distribuite sulla Terra, verrebbe meno quella condizione di dipendenza economica verso i paesi detentori delle riserve.

Per quanto giuste e interessanti possano sembrare queste scelte, l'intero settore energetico "purtroppo" non è ancora pronto per cambiamenti così radicali. Nonostante, infatti, gli sforzi da parte di numerosi centri di ricerca e le politiche incentivanti di alcuni Paesi mondiali, la produzione di energia utile da fonti rinnovabili ha costi molto più elevati di quella derivante dalle rivali fossili a causa dei bassi rendimenti di produzione e dell'utilizzo di sorgenti termiche a bassa exergia. È proprio per tale motivo che la diffusione delle fonti rinnovabili dovrebbe essere accompagnata da un uso più razionale dell'energia da parte non dei soli produttori ma soprattutto dei consumatori.

Il risparmio energetico rappresenta senza dubbio il mezzo più rapido, efficace ed efficiente in termini di costo per ridurre le emissioni di gas ad effetto serra e per migliorare la qualità dell'aria, in particolare nelle regioni densamente popolate [4].

Nell'ottica del risparmio energetico si muove la cogenerazione. Quest'ultima è, allo stato attuale, una delle modalità di produzione dei vettori energetici per usi finali più efficiente anche se abbastanza sottovalutata e sconosciuta al pubblico. Con il termine cogenerazione

s'intende la produzione combinata di energia elettrica/meccanica e di energia termica (utile!) sfruttando in maniera ottimale l'energia primaria contenuta nel combustibile [1].

Per produrre la sola energia elettrica si utilizzano generalmente centrali termoelettriche che disperdono parte dell'energia nell'ambiente: questa è energia termica di scarso valore exergetico essendo a bassa temperatura. Per produrre la sola energia termica si usano, invece, tradizionalmente delle caldaie che convertono l'energia primaria contenuta nei combustibili, di elevato valore termodinamico, in energia termica di ridotto valore termodinamico.

Se un'utenza richiede contemporaneamente energia elettrica ed energia termica, anziché installare una caldaia e acquistare energia elettrica dalla rete, si può pensare di realizzare un ciclo termodinamico per produrre energia elettrica sfruttando i livelli termici più alti, cedendo il calore residuo a più bassa temperatura per soddisfare le esigenze termiche. A ciò consegue un minor consumo di combustibile e di conseguenza un minor impatto ambientale (non sempre scontato!).

In virtù di questa peculiarità, il Parlamento Europeo ha riconosciuto l'importanza della cogenerazione ai fini del raggiungimento degli obiettivi del Pacchetto Clima Energia 20-20-20 e ha incluso tra le proprie priorità la definizione di normative volte a favorirne la diffusione. In questo contesto, ad esempio, si inserisce il Decreto Legislativo 8 febbraio 2007, n.20 che recepisce la Direttiva Comunitaria 2004/8/CE in materia di promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia.

Tra le svariate tecnologie di cogenerazione riconosciute dall'ordinamento (DM 4 agosto 2011) la più versatile è senza ombra di dubbio il ciclo Rankine a fluido organico ORC in quanto può produrre energia elettrica, in modo soddisfacente, da una sorgente termica a media e bassa temperatura, rilasciando poi a valle calore utile a fini cogenerativi. Si sposa quindi perfettamente con sorgenti rinnovabili quali energia geotermica, solare, e biomassa ma soprattutto con il calore di scarto da processi industriali come avviene nell'industria del cemento, della produzione di acciaio, del vetro etc. Alcuni studi dimostrano, per esempio, che il 30-50% dell'input energetico nel settore industriale viene rigettato come calore di scarto nell'ambiente [2,3] e di questo circa il 90% è a temperatura minore di 320 °C [4].

Lo scopo della tesi è di creare un programma di ottimizzazione il più possibile versatile, che, date alcune specifiche d'input, quali la tipologia di sorgente calda e fredda a disposizione e alcuni parametri prestazionali dei componenti come rendimento isentropico della pompa o efficienza del recuperatore, ricerchi il ciclo e il fluido ottimo sulla base di una funzione

obiettivo stabilita a priori, ad esempio massima potenza specifica, massimo rendimento energetico o exergetico e massimo recupero.

Il design ottimo verrà quindi testato in condizioni di off design variando la strategia di gestione dei componenti. In questo modo si può evitare di incorrere nell'errore di giudicare la bontà della scelta soffermandosi su di un solo punto di funzionamento (il design point), condizione, tra l'altro, raramente perseguita durante l'esercizio del sistema.

In conclusione, il design dell'impianto con le migliori prestazioni viene impiegato per parametrizzare il modello dinamico del sistema sviluppato in linguaggio Modelica® al fine di:

- Convalidare il modello ai carichi parziali (che in realtà è un caso particolare del funzionamento in regime dinamico in cui l'impianto raggiunge la condizione di funzionamento in regime permanente per diverse condizioni di carico);
- Prevedere la risposta del sistema al variare delle condizioni al contorno;
- Assicurarsi che durante i transitori la temperatura del fluido organico vettore si mantenga sempre al di sotto del valore limite, onde evitare il depauperamento dello stesso.

Capitolo 1

Cicli Rankine a Fluido Organico

1.1 Cenni sui cicli Rankine

Un fluido che espande produce un lavoro esterno L^+ ; per una produzione continua di lavoro è necessario, però, riportare allo stato iniziale il fluido espanso. Occorre quindi che il fluido subisca una serie di trasformazioni, la cui rappresentazione dia luogo ad una linea chiusa, detta ciclo: l'area racchiusa da questa linea chiusa rappresenta, nel diagramma T-s, il lavoro utile di ciclo [5].

Il secondo principio della termodinamica indica come la possibilità di realizzare un ciclo diretto con produzione netta di lavoro esterno, richieda la disponibilità di almeno due sorgenti termiche: la prima, a temperatura mediamente superiore, dalla quale il fluido motore riceve il calore positivo di ciclo Q^+ ; la seconda, a temperatura inferiore, alla quale il fluido rigetta il calore negativo di ciclo Q^- . quest' ultima è generalmente detta serbatoio termico.

Com'è noto, il ciclo che, fra due temperature assegnate, realizza il più elevato rendimento nella trasformazione di calore in lavoro meccanico è il ciclo di Carnot. Tale ciclo è costituito da due isoterme e da due adiabatiche; il suo rendimento è tanto più elevato quanto più grande è la differenza fra le due temperature estreme.

Il ciclo di Carnot è, infatti, rappresentato da un rettangolo di vertici "0123".

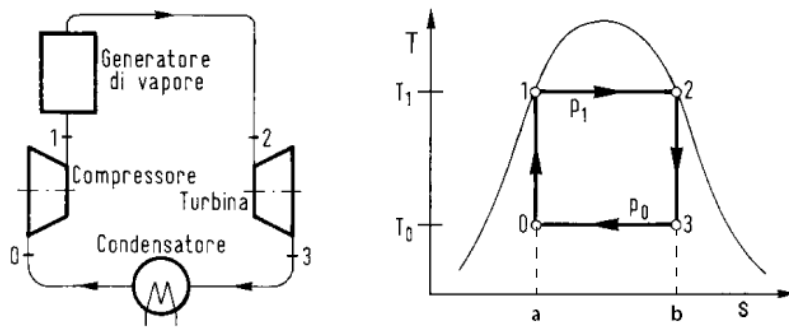


Figura 1: Ciclo di Carnot e schema d'impianto [6].

Il ciclo è composto dalle seguenti trasformazioni termodinamiche di riferimento:

- 1-2: nel generatore di vapore il fluido riceve calore a temperatura T_1 e a pressione p_1 costanti, vaporizzando completamente (titolo $x = 1$). $Q_{12} = Q^+ = h_2 - h_1$ [J/kg];
- 2-3: il fluido espande isoentropicamente in turbina dalla pressione p_1 a p_0 con contemporaneo abbassamento della temperatura. $L_{23} = L^+ = h_2 - h_3$ [J/kg];
- 3-0: il fluido cede calore all'interno del condensatore condensando parzialmente a temperatura T_0 e pressione p_0 costanti. Il punto 0 ha la stessa entropia del punto 1. $Q_{30} = Q^- = h_3 - h_0$ [J/kg];
- 0-1: il fluido è compresso isoentropicamente fino a pressione p_1 e temperatura T_1 . $L_{01} = L^- = h_0 - h_1$ [J/kg].

L'area "a12b" rappresenta la quantità di calore Q^+ fornita al fluido dalla sorgente a temperatura T_1 ; l'area "a03b" rappresenta la quantità di calore Q_{30} ceduta dal fluido alla sorgente a temperatura T_0 ; l'area "1230" rappresenta il lavoro utile ottenuto.

Il rendimento del ciclo è dunque:

$$\eta = \frac{Q^+ - Q^-}{Q^+} = \frac{\text{area}(0123)}{\text{area}(a03b)} = \frac{(T_1 - T_0)\Delta s}{T_1 \Delta s} = \frac{(T_1 - T_0)}{T_1} = 1 - \frac{T_0}{T_1}$$

Ovviamente il ciclo di Carnot è da considerarsi solamente come un ciclo ideale di riferimento in quanto non è possibile realizzare processi di compressione su vapori umidi e vi sarebbe inoltre difficoltà nel controllare una condensazione parziale. È appunto per tali ragioni che nella pratica si tende a:

- condensare completamente il fluido all'uscita dalla turbina nel condensatore;
- utilizzare una pompa come organo di compressione in quanto è trattato solo liquido monofase;
- suddividere la trasformazione isobara di riscaldamento nel generatore di vapore in due processi: preriscaldamento del fluido nell'economizzatore ed effettiva vaporizzazione nell'evaporatore.

Con queste modifiche il ciclo si allontana da quello ideale di Carnot in quanto la somministrazione di calore positivo non avviene a temperatura costante; godrà pertanto di un rendimento minore. Tale ciclo prende il nome di ciclo di Rankine [6].

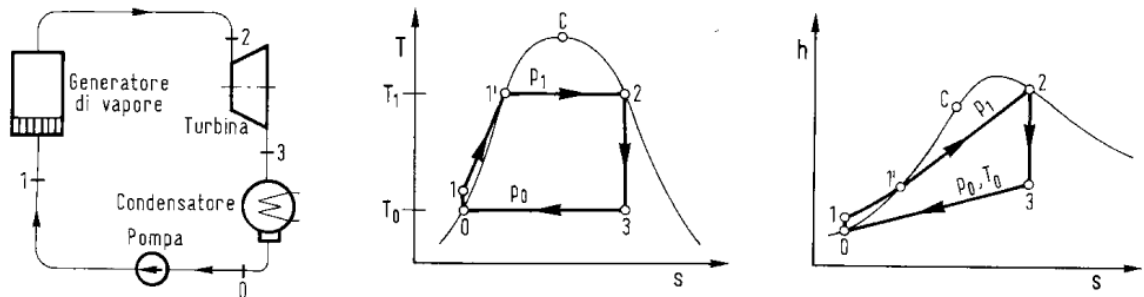


Figura 2: Ciclo di Rankine a vapore saturo e schema d'impianto [6].

$$\eta = \frac{Q^+ - Q^-}{Q^+} = 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{12}}$$

Dove \bar{T}_{12} è la temperatura media termodinamica ottenuta dal rapporto tra $h_2 - h_1$ e $s_2 - s_1$. Al fine di aumentare il rendimento del ciclo di Rankine per avvicinarsi il più possibile al ciclo ideale si possono prevedere diversi accorgimenti:

- surriscaldare il vapore saturo all'uscita dell'evaporatore (ciclo di Hirn). Ciò comporta anche il vantaggio di svincolarsi dalla temperatura critica caratteristica del fluido motore (per l'acqua vale 374 °C) e di ottenere titoli del vapore all'uscita dalla turbina più elevati garantendo una maggiore longevità delle palettature;
- risurriscaldare il vapore all'uscita dal corpo di turbina ad alta pressione fino alla temperatura massima di ciclo. Anche questa pratica favorisce alti titoli all'uscita dalla

turbina evitando così fenomeni erosivi negli ultimi stadi. Eventualmente possono essere previsti anche risurriscaldamenti multipli.

- Prevedere rigenerazioni interne o spillamento di vapore, nei quali l'acqua in ingresso alla caldaia viene preriscaldata mediante vapore spillato dalla turbina. Con la rigenerazione vi è il vantaggio di utilizzare il calore del vapore per innalzare la temperatura dell'acqua all'ingresso della caldaia, invece di sprecarlo a bassa temperatura nel condensatore, ed inoltre, quello di ridurre la portata volumetrica negli stadi a bassa pressione della turbina e del condensatore con ovvi benefici in termini di dimensioni. Nelle pratiche realizzazioni, poiché gli spillamenti comportano un onere d'impianto, si pone il problema di ottimizzare il loro numero e la superficie di scambio dei singoli riscaldatori. Infatti, i miglioramenti del rendimento del ciclo termico comportano l'adozione d'impianti sempre più complessi, i cui costi non sempre possono essere compensati o recuperati dal guadagno di rendimento [6].
- Adottare pressioni di evaporazione maggiori di quelle critiche (220 bar per l'acqua) e temperature massime di ciclo maggiori della temperatura austenitica dell'acciaio (545 °C). In questo modo però crescono notevolmente i costi d'impianto a causa dell'utilizzo di apposite leghe resistenti ad elevate temperature (> 560 °C).

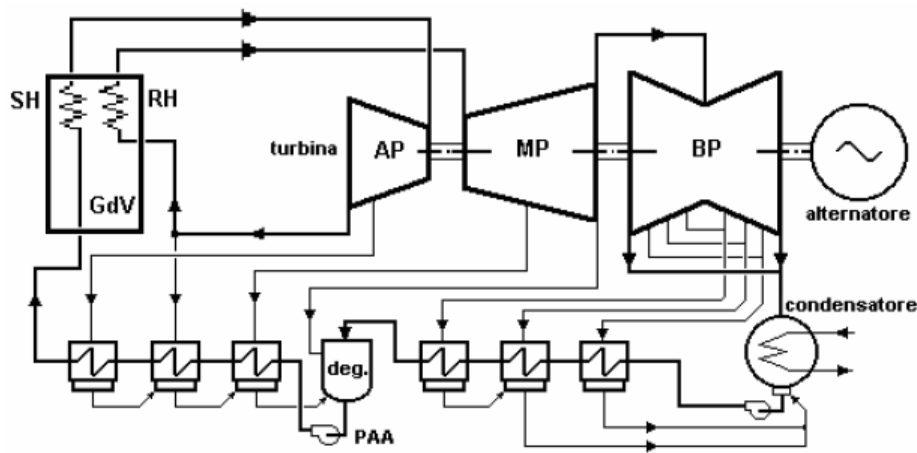


Figura 3: Ciclo di Rankine rigenerativo con risurriscaldamento [5].

1.2 Cicli ORC

I cicli ORC (Organic Rankine Cycle) sono cicli Rankine che utilizzano un particolare fluido organico come fluido di lavoro, al posto dell'acqua, quali gli idrocarburi leggeri e i clorofluorocarburi (freons). Questa tecnologia è adatta per trasformare energia termica a bassa temperatura in lavoro utile, rendendo così economicamente accessibili fonti di calore altrimenti inutilizzabili, quali: energia da biomassa, solare, geotermica, calore di scarto da processi industriali o recupero da motori primi.

Per temperature inferiori a 340 °C [7], infatti, un ciclo a vapore d'acqua risulta inefficiente a causa di:

- componenti di ciclo voluminosi dati gli elevati volumi specifici del vapore a bassa temperatura e pressione alla quale si deve far condensare il fluido;
- problemi di erosione delle palettature degli stadi di turbina a media-bassa pressione a causa dei bassi valori di titolo del vapore raggiunti durante l'espansione (< 0.86), dovuti appunto alle ridotte temperature massime di ciclo;
- bassi rendimenti isoentropici a causa dell'alto calore latente tipico dei fluidi a bassa massa molecolare (come quella dell'acqua), che impone basse portate di fluido ed elevati salti entalpici. Le turbine avrebbero quindi piccoli ugelli (grandi attriti) e camere di espansione grandi per via degli elevati volumi specifici del vapore.

Per poter quindi sfruttare anche sorgenti di calore a media-bassa temperatura, è necessario ricorrere a fluidi di lavoro che godano di specifiche proprietà, quali alta massa molecolare, basso punto di ebollizione e curve di saturazione che si adattino alle variazioni della temperatura delle sorgenti stesse. I fluidi termodinamicamente più interessanti e dotati di sufficiente stabilità termica hanno, solitamente, molecole molto complesse. Questi fluidi vengono definiti "organici", secondo la terminologia utilizzata in chimica, in quanto descrivono una classe di fluidi a base carboniosa, includendo idrocarburi e fluorocarburi ad alta massa molecolare quali freon e molti altri comuni refrigeranti, nonché molti prodotti ottenuti dalla raffinazione del greggio, quali i composti aromatici, le paraffine, i combustibili in genere, i solventi e i diluenti.

Altri fluidi che stanno trovando applicazione nei cicli ORC sono i silossani. Questi sono dei composti chimici che presentano una catena principale, lineare o ramificata, in cui si alternano atomi di silicio e di ossigeno con le catene laterali R (che può essere un atomo di idrogeno o un gruppo alchilico) legate agli atomi di silicio. Questi fluidi sono vantaggiosi se

usati per calori ad elevati livelli di temperatura (sopra i 300°C, come l'esametildisilossano [8]), quindi trovano applicazione nella cogenerazione da biomassa e recupero di calore ad alta entalpia piuttosto che per applicazioni geotermiche a bassa-media entalpia.

1.3 Tipologie di cicli ORC

Lo sviluppo che hanno avuto gli ORC negli ultimi anni non è legato alla possibilità di avere tecnologie ad alti rendimenti, ma alla possibilità di produrre lavoro utile da fonti di calore a temperature medio basse. I principali cicli termodinamici attualmente in commercio sono:

- subcritico: hanno numerose applicazioni pratiche e sono la soluzione migliore per il recupero di calore. Il vapore saturo viene prodotto ad un valore di pressione minore di quella critica del fluido di lavoro (*Fig. 4*) e di conseguenza, non essendo il vapore surriscaldato, la temperatura del vapore saturo è minore della temperatura critica. Si tratta del ciclo Rankine nella versione più semplice;

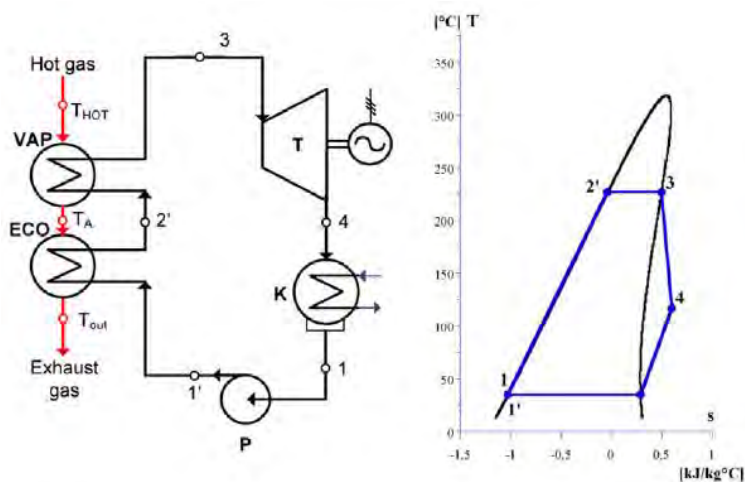


Figura 4: Schema d'impianto e diagramma T-s di un ciclo a fluido organico subcritico [9].

- con recuperatore: viene introdotto uno scambiatore che recupera parte del calore sensibile del fluido in uscita dalla turbina e preriscalda il liquido in uscita dal condensatore (*Fig. 5*)

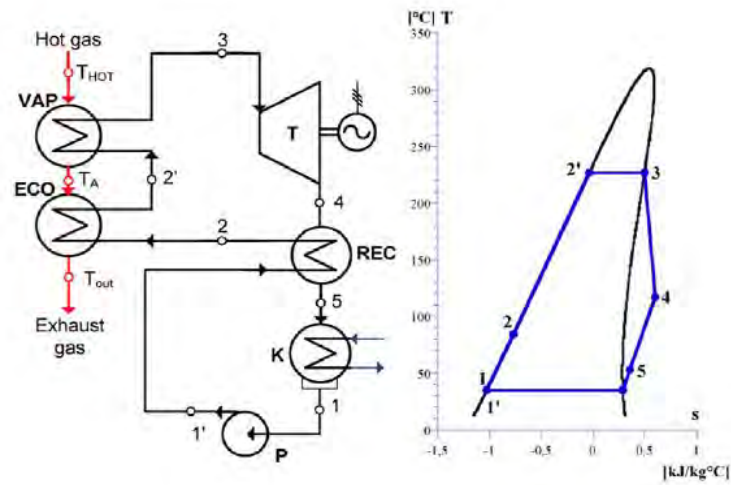


Figura 5: Schema d'impianto e diagramma T-s di un ciclo ORC con recuperatore [9].

- con spillamento: viene prelevata una piccola portata di vapore dalla turbina (si veda Fig. 6) per riscaldare leggermente il fluido prima di entrare nel vaporizzatore, in questo modo il rendimento aumenta a scapito del lavoro specifico;

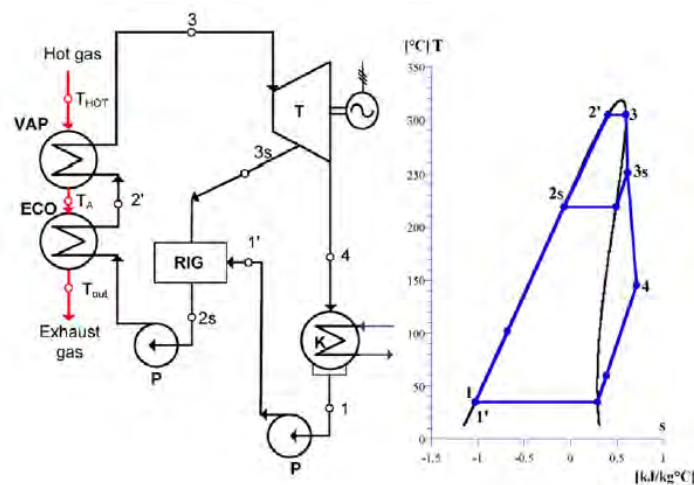


Figura 6: Schema d'impianto e diagramma T-s di un ciclo ORC con rigenerazione [9].

- con surriscaldamento: come schematizzato in Fig. 7, grazie ad un surriscaldamento si aumenta la temperatura massima del ciclo oltre il valore di saturazione del fluido a quella data pressione. Si tratta del ciclo di Hirn. E' da precisare che molte volte l'uso del surriscaldamento è sconsigliato perché si complica il ciclo (crescono i costi) senza aumentare significativamente le prestazioni;

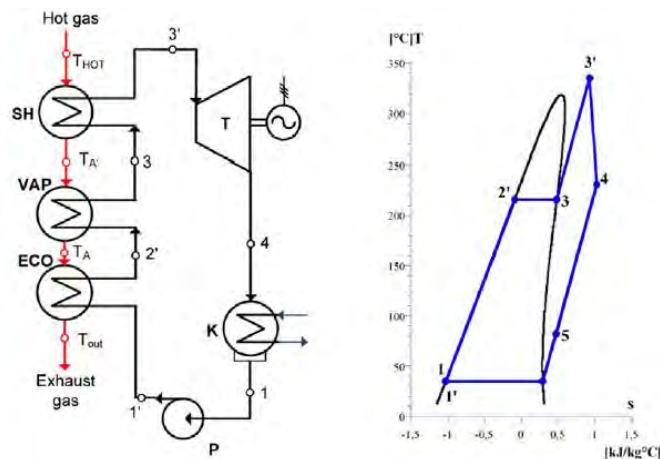


Figura 7: Schema d'impianto e diagramma T-s di un ciclo ORC con surriscaldamento [9].

È possibile ovviamente combinare tra loro diverse configurazioni ed adottare inoltre assetti supercritici, ossia lavorare all'interno del generatore di vapore a valori di pressioni maggiori di quella critica del fluido: in tal caso il fluido viene portato in condizioni di vapore surriscaldato senza subire una netta trasformazione di fase.

Per temperature della sorgente calda superiori ai 150°C la disposizione d'impianto prevede inoltre l'utilizzo di olio come vettore energetico (ciclo binario). In tali configurazioni, infatti, il calore positivo di ciclo viene trasmesso al fluido organico passando prima attraverso un fluido ad alto punto di ebollizione. Le motivazioni sono diverse: maggiore sicurezza dell'impianto in quanto il fluido termovettore è in grado di trasportare calore ad elevata temperatura e a pressione prossima a quella atmosferica riducendo rischi e costi di trasporto; mancanza di effetti negativi di degrado del fluido organico a causa dell'eccessiva temperatura raggiunta in caldaia (Fig. 8).

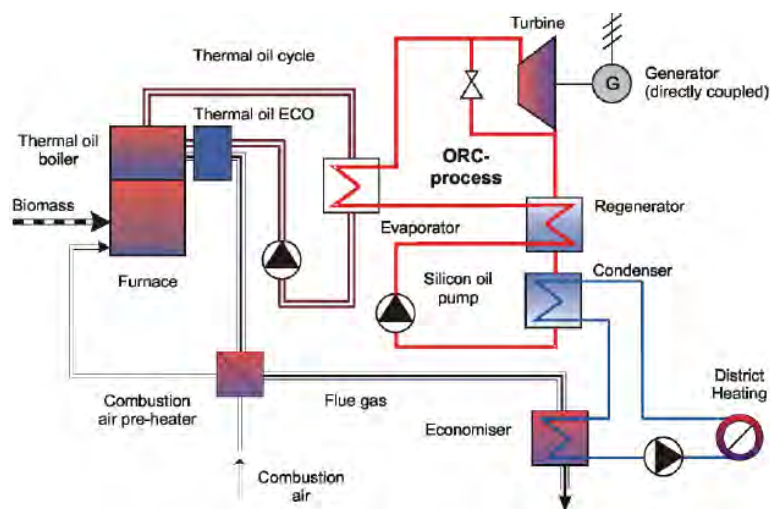


Figura 8: Impianto ORC a biomassa di Lienz [10].

Esistono poi alcune tipologie avanzate di ciclo ORC come il ciclo a due livelli di pressione e il ciclo a doppio fluido. Entrambe sfruttano il concetto di cascata energetica per consentire un miglior accoppiamento termico tra sorgente calda e fluido motore, beneficiando in termini di rendimento e di lavoro specifico [31], a scapito però della complessità circuitale e dei costi di sistema. Il controllo del ciclo, soprattutto ai carichi parziali, diventa critico.

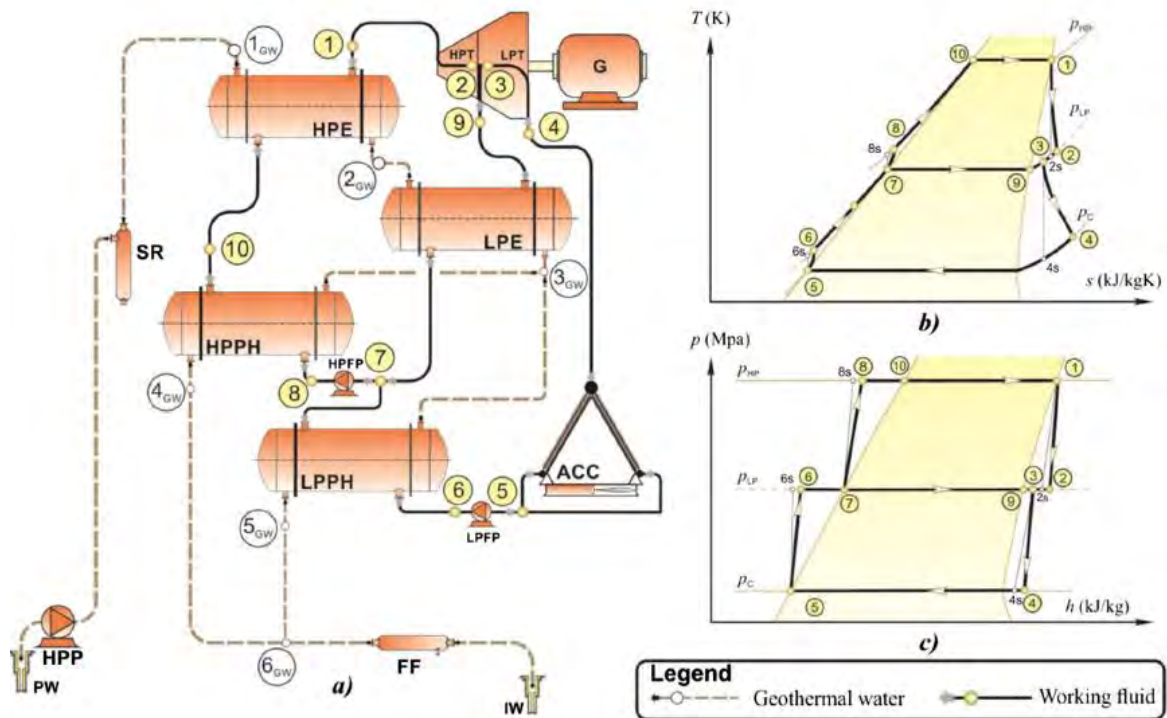


Figura 9: Schema d'impianto e diagrammi T-s e p-h di un ciclo ORC a due livelli di pressione alimentato a fonte geotermica [32].

In Fig. 9 è riportato un esempio di ciclo ORC a due livelli di pressione [32]. Tra i componenti principali si riconoscono due evaporatori HPE e LPE e due preriscaldatori HPPH e LPPH (di alta e di bassa pressione), un unico corpo turbina suddiviso in due stadi e un unico condensatore attraversato dall'intera portata di fluido, somma di quella del ciclo ad alta pressione e di quella a bassa pressione. La turbina, in tal caso, merita attenzioni particolari in quanto il corpo ad alta pressione è attraversato solamente dalla frazione di fluido proveniente dal ciclo ad alta pressione (punto 1 - 2) mentre il corpo a bassa pressione è attraversato dall'intera portata del ciclo ORC, ottenuta dal miscelamento delle due frazioni di portata (punto 3 - 4). Eventualmente si potrebbero prevedere anche due turbine separate.

In Fig. 10 è raffigurato invece un ciclo ORC a doppio fluido [32]. Di fatto, in questo caso, vengono eseguiti due cicli ORC distinti: quello ad alta temperatura cede il proprio calore di condensazione a quello a bassa temperatura permettendo l'evaporazione del fluido bassobollente in esso contenuto.

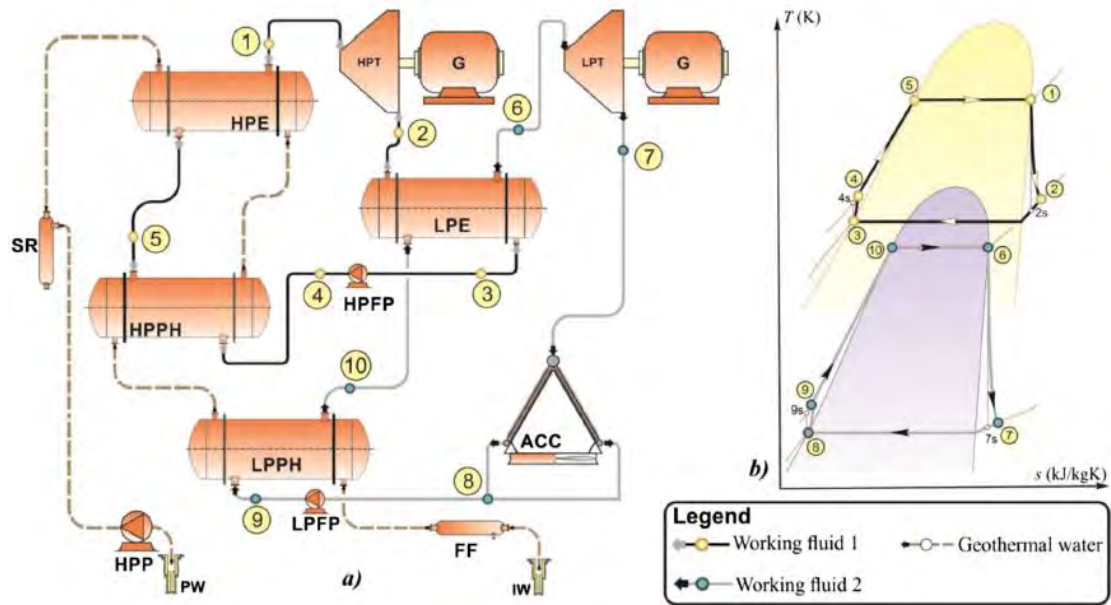


Figura 10: Ciclo geotermico ORC a doppio fluido [32].

1.4 Applicazioni dei cicli ORC

1.4.1 Energia Geotermica

L'energia geotermica è l'energia proveniente dal nucleo della Terra. Tale flusso varia da luogo a luogo lungo la superficie terrestre e nel tempo per una specifica località. L'output termico totale vale circa $4 \cdot 10^{13}$ W, valore esageratamente alto, ma, se consideriamo tale potenza distribuita sulla totale superficie terrestre si ottengono valori di densità di potenza medi irrilevanti e gradienti di temperatura medi di 3°C ogni 100 m. Fortunatamente esistono località (hot spot) contraddistinte da flussi geotermici e gradienti terrestri maggiori di quelli medi, adatte pertanto ad essere sfruttate per fini geotermici.

La prima applicazione di produzione di energia elettrica da fonte geotermica risale al 1913, in Italia, quando il principe Ginori Conti fece costruire un impianto da 250 kW nella zona del

Larderello (Toscana). Attualmente esistono 504 impianti geotermici distribuiti in 27 nazioni, per una potenza totale installata di 10 GW [11].

Le principali tipologie d'impianti geotermici sono quattro: a vapore secco (dry steam), sigle-flash, double-flash e binary-cycle. La scelta della tecnologia da adottare dipende principalmente dalle caratteristiche della sorgente termica [12,11]. Infatti, queste si differenziano sia in base alla temperatura (generalmente variabile tra 50 e 350 °C) che al titolo di vapore del flusso estratto dal terreno (solo vapore, solo liquido o miscele tra i due):

- dry-steam system: è utilizzato principalmente per sorgenti ad alta temperatura (> 220 °C) e vapore dominante [11]. In tal caso il flusso di vapore all'uscita dal pozzo viene inviato direttamente in turbina per l'espansione;
- flash systems: sono utilizzati per sorgenti ad alta temperatura liquido dominante o miste. Con tali tecnologie il flusso di liquido viene convertito in vapore grazie ad uno o più processi di flash (rilascio di un fluido ad alta pressione all'interno di una camera a bassa pressione) per poi essere espanso in turbina;
- binary system: è adottato per sorgenti liquido dominante a media e bassa temperatura (70 – 220 °C) [11]. In questo caso l'energia termica della sorgente è trasferita per mezzo di uno scambiatore di calore ad un fluido secondario organico e bassobollente che produce lavoro all'interno di un ciclo ORC raffreddato con torre evaporativa. Con tale tecnologia la sorgente termica non entra mai a contatto con la turbina garantendo maggior sicurezza e longevità d'impianto.

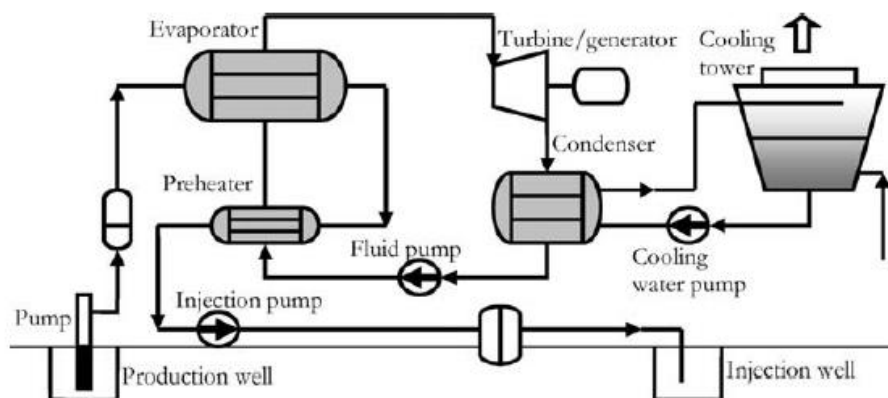


Figura 11: Schema d'impianto di un ciclo binario [15].

1.4.2 Energia dalle biomasse

L'energia proveniente dalle biomasse contribuisce circa il 10% della domanda mondiale di energia primaria [13]. Questa soddisfa prevalentemente richieste termiche ma non è da sottovalutare come sorgente di produzione di energia elettrica in impianti ORC binari o di energia elettrica e termica in impianti CHP (Cogenerative Heat and Power). L'uso, infatti, delle biomasse per produzione di energia elettrica sposa perfettamente il concetto di generazione distribuita secondo il quale sarebbero da preferire piccoli centri di generazione distribuiti equamente su tutto il territorio piuttosto che far fronte alla domanda elettrica con pochi e grossi impianti, risparmiando in questo modo sulle perdite per trasmissione dell'energia e incentivando l'uso del calore di scarto a fini cogenerativi. A differenza infatti delle fonti fossili, le basse energie specifiche contenute nella biomassa, la rendono economicamente vantaggiosa solo se utilizzata nelle immediate vicinanze dei luoghi di raccolta [14].

Un tipico esempio d'impianto alimentato a biomassa è quello di *Fig. 8*, formato da una caldaia di alimentazione e da un modulo ORC accoppiato alla precedente tramite un circuito ad olio diatermico. L'uso dell'olio come mezzo di trasferimento del calore comporta numerosi vantaggi; ad esempio, esercizio a basse pressioni all'interno della caldaia e con sola fase liquida, alte inerzie e basse sensibilità ai cambiamenti di carico improvvisi, maggiore sicurezza e semplicità di manutenzione ed inoltre si evita il depauperamento del fluido organico a causa delle alte temperature raggiunte dai fumi di combustione [15].

Tra i fluidi organici maggiormente utilizzati per tali applicazioni troviamo l'OMTS (Octamethyltrisiloxane), il Butylbenzene e l'Alkylbenzene [16].

Il calore di scarto dal condensatore è generalmente acqua calda a 80 – 120 °C, ideale per il teleriscaldamento e altri processi termici come essiccaggio del legno, produzione di pellets e produzione di freddo da macchine frigo ad assorbimento [15].

1.4.3 Energia solare

Per lo sfruttamento dell'energia solare si ricorre, generalmente, a diverse tipologie di collettori in base al livello di temperatura che si vuole raggiungere:

- basse temperature (output minori di 85 °C): si utilizzano in genere collettori piani (non riservati alla produzione di energia elettrica);

- medie temperature (temperature di 120 – 150 °C): si impiegano collettori a tubi evacuati (difficilmente riservati alla produzione di energia elettrica con tradizionali impianti a vapore d'acqua);
- alte temperature (output termici maggiori di 150 °C): si adottano collettori a specchi parabolici, a lenti di Fresnel o campi eliostatici.

Grazie all'introduzione dei cicli (binari) ORC diventa possibile sfruttare in modo economicamente conveniente l'energia solare anche a medie temperature, ossia in quelle regioni contraddistinte da valori di irraggiamento medi annui non particolarmente elevati. Questi cicli funzionano, infatti, secondo lo stesso principio degli impianti tradizionali solari termodinamici con la differenza che adottano un fluido organico al posto del vapore d'acqua.

Come elencato da Hassani e Price [17], i principali vantaggi sono:

- funzionamento conveniente a basse temperature (< 200 °C);
- modularità: combinando tra loro diversi moduli ORC possono essere raggiunte potenze superiori al MW;
- costi d'investimento e O&M ridotti: possono essere utilizzati materiali meno pregiati dei convenzionali impianti solari, condensatori ad aria al posto di quelli ad acqua corrente e controllo dell'impianto da remoto grazie alla semplicità operativa dei moduli ORC.

Ovviamente, maggiore sarà la temperatura con cui trasferisco il calore positivo di ciclo, maggiori saranno il rendimento termico e l'output elettrico. È dimostrabile che in tale applicazione i risultati più promettenti siano raggiunti adottando come fluidi di lavoro gli idrocarburi data la buona corrispondenza della temperatura critica con quella massima di ciclo (vedi *Cap. 2*) [18]. È opportuno precisare però che all'aumentare della temperatura di evaporazione aumentano anche in modo sensibile le perdite di calore sui collettori.

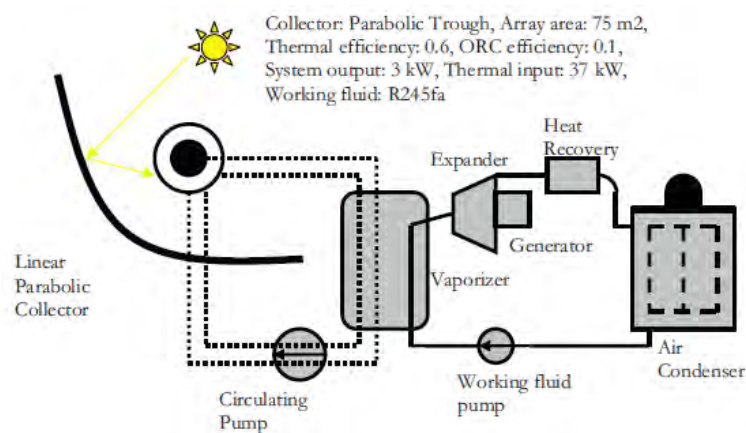


Figura 12: Schema di un impianto ORC solare testato a Lesotho [19].

1.4.4 Energia da gradienti termici oceanici

La conversione dell'energia da gradienti termici oceanici OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion) è un modo innovativo di sfruttare la radiazione solare immagazzinata nello strato superficiale degli oceani per la produzione di energia elettrica. Dalle misurazioni della temperatura oceanica in diverse località tropicali [20] si è visto, infatti, che nei primi 50 metri al di sotto del livello del mare la temperatura si aggira intorno ai 20 - 29 °C, mentre per profondità maggiori di 800 metri la temperatura varia tra 2 - 7 °C.

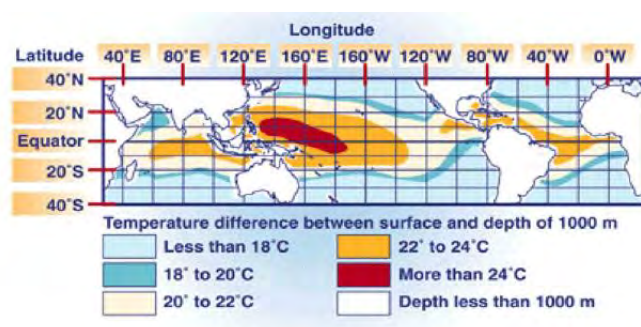


Figura 13: Potenziali siti per lo sviluppo della tecnologia OTEC [21].

Esiste pertanto un gradiente di temperature utilizzabile da un impianto ORC per produrre lavoro: il fluido di lavoro organico bassobollente (come R-134a o ammoniaca) viene riscaldato e vaporizzato in uno scambiatore di calore lambito da acqua calda superficiale; espande all'interno di una turbina producendo lavoro; è fatto condensare in uno scambiatore percorso da acqua fredda, prelevata con un opportuno sistema di pompaggio dai fondali oceanici per essere infine pompato nell'evaporatore chiudendo il ciclo.

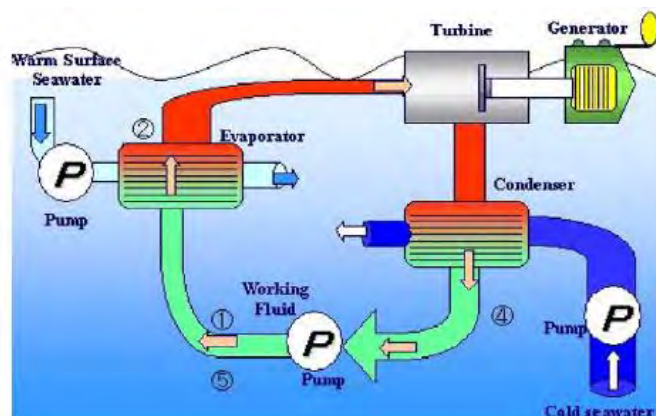


Figura 14: Schema d'impianto OTEC a ciclo chiuso [22].

Dati i limitati salti di temperatura tra le due sorgenti di calore, difficilmente si raggiungono rendimenti maggiori del 3 - 5%, pertanto impianti OTEC di grossa taglia sono altamente sconvenienti da un punto di vista economico. Attualmente sono presenti alcuni impianti di piccola taglia integrati in grossi complessi industriali in cui l'energia elettrica è utilizzata principalmente per la desalinizzazione dell'acqua di mare, estrazione del litio, acquacoltura, produzione di idrogeno etc. [22]

1.4.5 Calore di scarto da processi industriali

Per calore di scarto da processi industriali s'intende quella parte di calore proveniente da un processo di combustione, o qualsiasi altra reazione chimica, rigettato direttamente all'ambiente in quanto non utile. Il settore industriale produce enormi quantità di calore di scarto: attualmente circa il 20 - 50% dell'energia di input è persa [4]. I settori maggiormente energivori sono l'industria del cemento e dei materiali edilizi, la produzione della carta, l'industria chimica e petrolchimica, l'industria del metallo (ferro, acciaio, rame, alluminio, vetro etc.) [23], il settore dei trasporti e della produzione di energia elettrica.

Ad esempio, per il processo di produzione del cemento sono necessari 3 - 5 GJ/ton di cui circa l'80% [24] destinati alla produzione del clinker: è una miscela ottenuta dalla combustione di limatura di pietra, ossido di silicio, alluminio e ossido di ferro. Il reattore per la preparazione del clinker (detto kiln) rilascia dei gas di scarico alla temperatura di 300 - 350 °C se dotato di preriscaldatore a 4 stadi, 200 - 300 °C se invece il preriscaldatore ha 6 stadi. La miscela all'uscita del reattore è inoltre a temperatura elevata (1000 °C) e deve essere raffreddato fino a 120 °C per mezzo dell'aria ambiente, incrementandone la temperatura fino a 200 - 300 °C [25].

Per quanto riguarda invece il settore dei trasporti, mediamente il 60% dell'energia del carburante è persa per via delle inefficienze di ciclo: un moderno motore a combustione interna presenta rendimenti massimi del 40 - 50% se alimentato a diesel, 30 - 40% se a benzina [26]: l'energia persa viene mediamente rigettata all'ambiente tramite il radiatore (18 - 42% del totale) e tramite i gas di scarico (22 - 46% dell'input totale) [27].

Possiamo differenziare il calore di scarto in base ad alcuni parametri chiave come la temperatura del calore, lo stato della materia che costituisce il flusso di scarto (liquido, gassoso o solido), la portata complessiva, la composizione e la disponibilità/facilità ad essere

recuperato e trattato. Tra questi, la temperatura è il parametro più importante in quanto determina l'efficienza del processo di recupero e influisce sulla scelta del ciclo di recupero e sul design degli scambiatori [28]. Possiamo allora suddividere le sorgenti di calore in tre categorie come suggerito in [4]:

- alta temperatura: flussi a temperatura maggiore di 650 °C;
- media temperatura: per valori compresi tra 230 – 650 °C;
- bassa temperatura: flussi a temperatura minore di 230 °C.

Per quanto riguarda invece le tecnologie di recupero possiamo trovare: diverse tipologie di scambiatori (recuperatori, rigeneratori, preriscaldatori d'aria, economizzatori, heat pipes etc.), pompe di calore, macchine ad assorbimento, e convertitori calore-lavoro quali cicli Rankine, ORC, cicli di Kalina, cicli di Goswami e alcuni processi diretti ancora in fase di sviluppo (processi termoelettrici, termoionici e piezoelettrici) [29]. La scelta di una determinata tecnologia dipenderà ovviamente dalle finalità del cliente e dalla temperatura alla quale è a disposizione il calore di recupero.

Tabella 1: Tipologie di sorgenti termiche di scarto [4].

Categories	Heat sources	Temperature (°C)	Suggested recovery technology	
High temperature (>650°C)	Solid waste	650–1000	Air preheating	
	Fume incinerators	650–1450	Steam Rankine cycle	
	Nickel refining furnace	1370–1650	Steam generation (Heating)	
	Glass melting furnace	1000–1550	Heat exchanger (preheating)	
	Aluminum refining furnaces	650–760	Thermoelectric	
	Copper reverberatory furnace	900–1100	Thermal PV	
	Copper refining furnace	760–815		
	Zinc refining furnace	760–110		
	Cement kiln	620–730		
	Hydrogen plants	650–1000		
	Medium temperature (230–650°C)	Steam boiler exhaust	230–480	Steam Rankine cycle
		Gas turbine exhaust	370–540	Organic Rankine cycle
		Drying and baking ovens	230–600	Heat exchangers (pre-heating process)
Catalytic crackers		425–650	Air pre-heating	
Reciprocating engine exhausts		315–600	Thermoelectric	
Drying and baking ovens		230–600	Thermal PV	
Catalytic crackers		425–650		
Low temperature (<230°C)	Annealing furnace cooling systems	425–650		
	Process steam condensate	50–90	Space heating	
	Cooling water from:		Domestic water heating	
	Internal combustion engines	66–120	Heat pump	
	Hot processed liquids and solids	32–232	Organic Rankine Cycle	
	Annealing furnaces	66–230	Heat exchangers	
	Drying, baking and curing ovens	93–230	Absorption/adsorption cooling	
	Welding and injection molding machines	32–88	Kalina cycle	
	Bearings	32–88	Piezoelectric	
	Air compressors	27–50		

Generalmente, i cicli Rankine a vapore d'acqua vengono impiegati per recuperare flussi ad alta temperatura mentre per il range di temperature medio – basso si è costretti ad introdurre cicli ORC o di Kalina, così facendo si ottengono buoni ritorni economici, specialmente se si prediligono i primi vista la loro semplicità di layout.

In *Fig. 15* è riportato un esempio di integrazione di ciclo ORC all'interno di un veicolo a motore stradale in cui si preleva il calore positivo di ciclo dai gas di scarico all'uscita della turbina. Si potrebbe aumentare il recupero di calore sfruttando anche l'acqua di raffreddamento ed il calore proveniente dall'intercooler (elemento non riportato in *Fig. 15*) del motore a combustione interna.

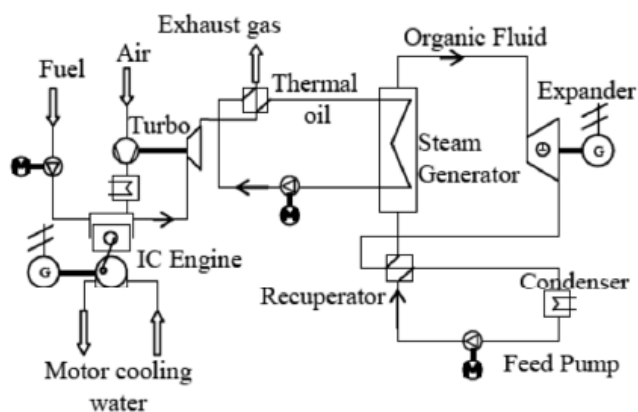


Figura 15: Applicazione di recupero di calore su un veicolo a motore stradale [30].

1.5 Espansori per cicli ORC

Nei cicli Rankine convenzionali di media-grossa potenza, quando si parla di espansore, si fa sempre riferimento ad una turbina assiale multistadio, mentre negli impianti ORC esistono diverse tipologie di turbina, la cui selezione vincola fortemente le performance del sistema. La scelta di una particolare tipologia di macchina dipende principalmente dalle condizioni operative e dalla taglia dell'impianto. Si possono trovare infatti turbomacchine (assiali e radiali) o espansori volumetrici ("positive displacement expanders") come turbine a vite ("screw"), a pistone ("reciprocating piston"), a palette ("rotary vane"), scroll e a rotore generato ("generated rotor" o "gerotor") [14,44].

Le macchine volumetriche, derivanti principalmente dalle analoghe pompe ma percorse in senso opposto, sono da preferire quando si hanno impianti di piccola taglia (1 – 200 kW), caratterizzati da piccole portate volumetriche e grandi rapporti di espansione [43]. Funzionano inoltre a bassi numeri di giri (generalmente a 1500 o 3000 rpm su rete elettrica a 50 Hz) [14] consentendone eventualmente l'accoppiamento diretto all'alternatore.

Tabella 2: Principali tipologie di espansori volumetrici.


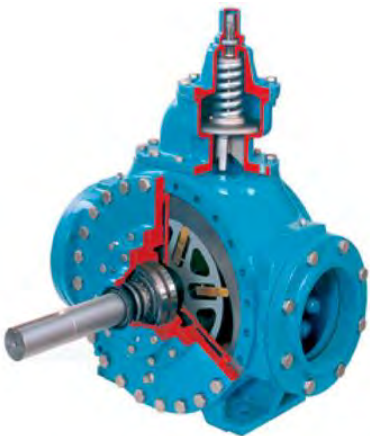



	Vantaggi	Svantaggi
 <p>Figura 16: Reciprocating piston expander [49].</p>	<p>Reciprocating Piston Expander [43]</p> <p>Tecnologia matura; alti rapporti di pressione; tollera fluidi bifase; buone efficienze.</p>	<p>Diverse parti in movimento; richiede valvole adeguatamente temporizzate; coppia prodotta impulsiva.</p>
 <p>Figura 17: Rotary vane expander [50].</p>	<p>Rotary Vane Expander [43,44]</p> <p>Tollera fluidi bifase; coppia stabile; struttura semplice e robusta; bassa rumorosità; bassi costi.</p>	<p>Necessita lubrificazione frequente; bassi rendimenti; alti attriti; funziona solo per basse potenze (massimo 10 kW).</p>
 <p>Figura 18: Scroll expander [51].</p>	<p>Scroll Expander [43]</p> <p>Buon comportamento in off-design; basso costo; tollera fluidi bifase; peso leggero.</p>	<p>Geometrie complicate e necessita di basse tolleranze di realizzazione; funziona solo per basse potenze (massimo 10 kW); necessita lubrificazione frequente.</p>

Tabella 2: (continuato).

	Vantaggi	Svantaggi
 <p>Figura 19: Screw expander [52].</p>	Screw Expander [43]	
	Buon comportamento in off-design; tollera fluidi bifase.	Difficoltà realizzative; necessita di lubrificazione.
 <p>Figura 20: Gerotor expander [53].</p>	Gerotor Expander [43,44]	
	Tollera fluidi bifase; struttura semplice e robusta; basse perdite per attrito; bassi costi.	Bassi rendimenti in off-design; letteratura praticamente assente.

Per quanto riguarda invece le turbomacchine, è possibile trovare sia la configurazione ad assetto assiale che ad assetto radiale. Mentre quelle assiali sono particolarmente adatte per sistemi ad alte portate volumetriche e bassi rapporti di pressione, quelle radiali sono destinate a impianti con basse portate ma alti rapporti di espansione [43].

Le turbine usate per i cicli ORC sono simili a quelle utilizzate nei cicli a vapore (nel caso di turbine assiali) e nei micro-turbogas (nel caso di turbine radiali) però esistono alcune differenze sostanziali a causa appunto della natura del fluido organico utilizzato. Ad esempio, la massa molecolare dei composti organici è assai più elevata di quella dell'aria o dell'acqua, pertanto la velocità con cui si trasmettono le perturbazioni di pressione (velocità del suono) sarà inferiore; di conseguenza è più facile raggiungere condizioni soniche all'uscita degli ugelli [43].

I fluidi organici sono caratterizzati inoltre da valori modesti di salto entalpico (tipicamente, 10 – 100 kJ/kg contro i 500 – 1500 kJ/kg dei cicli tradizionali a vapore d'acqua), il che rende possibile l'uso di macchine monostadio [33], o comunque con pochi stadi, con una velocità periferica modesta e, conseguentemente, bassi sforzi meccanici. Essendo però sostanze ad alta densità e basso volume specifico, le dimensioni della turbina saranno contenute, pertanto, anche se la velocità periferica è modesta, si è costretti ad adottare velocità di rotazione particolarmente elevate (8.000 – 70.000 rpm, anche se diversi autori [14] sconsigliano di superare i 50.000 rpm) per raggiungere le velocità periferiche consigliate.

A seconda poi del ciclo termodinamico, il rapporto di espansione volumetrico risulta generalmente elevato, soprattutto per quei cicli in cui vi è una grande differenza tra temperatura di evaporazione e di condensazione o con fluidi dotati di elevata complessità molecolare [43].

La contemporanea presenza nelle applicazioni ORC di salti entalpici modesti ed elevati rapporti di espansione volumetrici, fa sì che il rapporto di espansione volumetrico per stadio sia sensibilmente superiore a quelli che si realizzano nella pratica progettuale delle turbine a vapore d'acqua o a gas; di conseguenza:

- si realizzano numeri di Mach relativi all'ingresso del rotore particolarmente elevati (consigliabile < 0.85 [14]) e numeri di Mach relativi all'uscita degli ugelli di statore generalmente maggiori di 1 (consigliabile < 1.8 [14]); questo aspetto è ulteriormente accentuato dalle basse velocità del suono tipiche dei fluidi organici;
- si hanno variazioni importanti dell'altezza di pala tra l'ingresso e l'uscita del rotore;
- l'analisi prestazionale di tali turbine (stima del rendimento) non può astenersi dal considerare gli effetti della comprimibilità dei vapori organici [34].

Capitolo 2

Fluidi Organici

2.1 Caratteristiche di un fluido motore ideale

Un fluido motore ideale, necessario per la realizzazione di un impianto motore a vapore, dovrebbe possedere le seguenti qualità [6]:

- avere la temperatura critica ben più alta del limite tecnologico o della massima temperatura della sorgente calda, rendendo così inutile il surriscaldamento e permettendo di scambiare una rilevante quantità di calore positivo di ciclo alla massima temperatura ammissibile;
- avere un basso valore del calore specifico del liquido saturo, quindi una curva limite inferiore ripida sul diagramma T-s (quasi verticale);
- avere un elevato calore di vaporizzazione (latente) alla temperatura massima di ciclo in modo tale da scambiare tutto il calore positivo di ciclo isotermicamente;
- avere pressioni di saturazione al condensatore maggiori di quella atmosferica per evitare l'intrusione nei circuiti di gas incondensabili;
- avere un valore di pressione di evaporazione alla massima temperatura di ciclo abbastanza contenuto, evitando così dimensionamenti strutturali eccessivi dei componenti;
- avere la curva limite superiore nel piano T-s, ossia quella del vapore saturo secco, ad andamento verticale o addirittura a pendenza positiva, evitando così di espandere un

vapore surriscaldato ed evitando la presenza di condensa negli stadi terminali della turbina;

- avere volumi specifici del vapore bassi in modo da avere componenti compatti (turbina);
- presentare buone caratteristiche di scambio termico per godere di limitate aree di scambio;
- dovrebbe essere liquido a temperatura e pressione ambiente per facilitarne il maneggio e non solidificare alle minime temperature di ciclo;
- essere chimicamente stabile, inerte verso i comuni materiali utilizzati nei componenti d'impianto, non tossico, facilmente reperibile e a basso costo.

Ovviamente non è tecnologicamente possibile disporre di una sostanza che soddisfi contemporaneamente tutti questi requisiti. Per cicli a vapore di grosse potenze, il fluido motore universalmente utilizzato è l'acqua, che in sostanza soddisfa solo gli ultimi punti; per le piccole potenze, tuttavia, l'acqua è altamente non conveniente a causa del basso peso molecolare, elevati volumi specifici, eccessivi calori latenti e curve di saturazione del vapore saturo secco a pendenza negativa.

2.2 Principali tipologie di fluidi organici e relative proprietà

Col termine fluido organico si fa riferimento a tutti quei composti chimici del carbonio ad esclusione degli ossidi di carbonio, e dei sali derivati da questi. I composti organici sono, in genere, costituiti da una struttura di atomi di carbonio e idrogeno con, eventualmente, atomi di altri elementi chimici, quali azoto, zolfo, fosforo, silicio, fluoro e cloro. Tra i fluidi organici troviamo gli idrocarburi e perfluorocarburi, clorofluorocarburi, idrofluorocarburi, le paraffine, i silossani, gli eteri, gli alcool, le idrofluoroolefine etc [\[43\]](#).

È possibile classificare queste tipologie di fluidi sulla base di diverse proprietà termodinamiche, fisiche e chimiche. Per quanto riguarda le proprietà termodinamiche possiamo distinguere i fluidi in base a:

- curva di saturazione del vapore secco: in funzione della pendenza (dT/ds) della curva di saturazione del vapore sul diagramma T-s è possibile distinguere tra: fluidi "wet", hanno pendenza negativa e hanno un basso peso molecolare; fluidi "isentropic", hanno curve di saturazione quasi verticali, ossia con pendenza tendente all'infinito; fluidi "dry", hanno pendenze positive e sono caratterizzati da un peso molecolare maggiore. I fluidi "wet" non sono generalmente adatti per i sistemi ORC, perché diventano saturi una volta

realizzato un grande salto entalpico e richiedono un surriscaldamento del vapore prima dell'ingresso in turbina. I fluidi "dry" e i fluidi "isentropic" sono invece più adatti, perché al termine dell'espansione si ritrovano nuovamente nello stato fisico di vapore surriscaldato, evitando così la presenza di condensato liquido in turbina, fonte di danneggiamento. Se la pendenza della curva, però, è molto positiva il fluido esce dalla turbina con elevati gradi di surriscaldamento: in questo caso conviene introdurre un recuperatore che permette di recuperare l'energia termica del fluido all'uscita della turbina, riducendo il carico termico dissipato al condensatore;

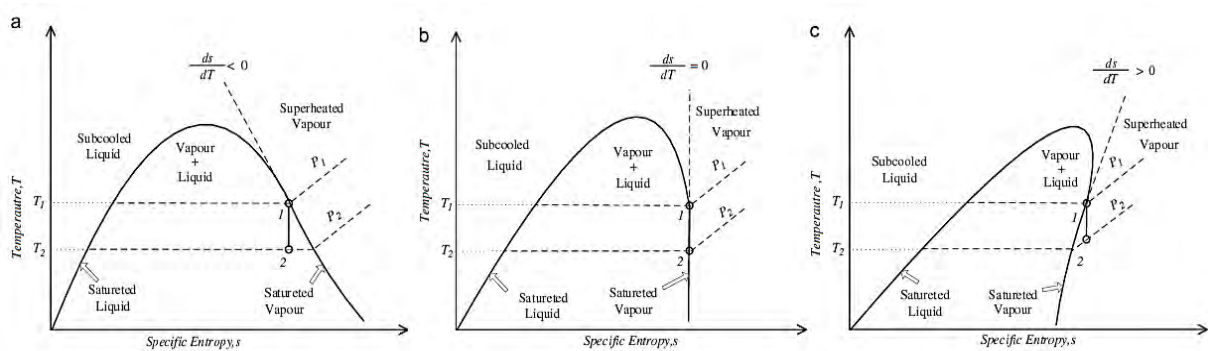


Figura 21: Diagramma T – s per fluidi wet (a), isentropic (b) e dry (c) [35].

- calore latente di vaporizzazione: è il calore necessario al passaggio di fase da liquido a vapore. Chen et al. [36] dimostrarono che i fluidi ad elevato calore latente producono grandi quantità di lavoro se accoppiati a sorgenti ad elevato calore specifico C_p (piccolo salto termico tra ingresso e uscita). Quando però si trattano sorgenti a basso C_p allora è consigliabile un fluido a basso calore latente (si ha un miglior accoppiamento di profili di temperature nell'evaporatore);

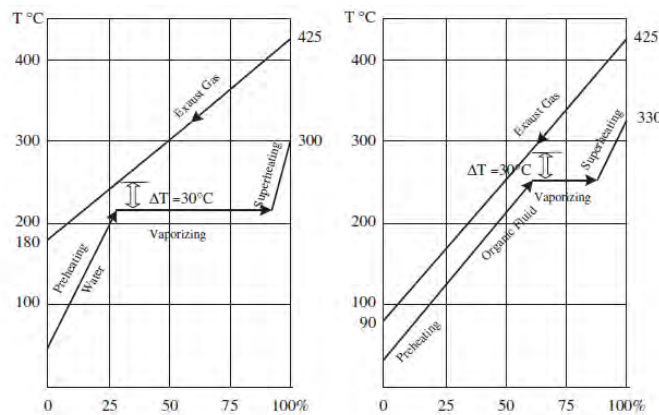


Figura 22: Effetto del calore latente sull'accoppiamento dei profili termici [37].

- calore specifico: il calore specifico di una sostanza è definito come la quantità di calore necessaria per innalzare (o diminuire) la temperatura di un'unità di massa di 1°C. Nel Sistema internazionale l'unità di misura del calore specifico è J/(kg K). Alcuni studi [36,38,39] ritengono che bassi valori del calore specifico comportino bassi lavori specifici di pompaggio, quindi indirettamente lavori netti di sistema maggiori. Tutto ciò è stato in seguito smentito da Borsukiewicz-Gozdur [40] secondo il quale non esiste una relazione diretta tra il lavoro specifico (o totale) della pompa e il calore specifico del fluido;
- temperatura critica: è la temperatura sopra la quale una sostanza non può esistere allo stato liquido. È tra i parametri più importanti, insieme alla pressione critica, per la selezione dei fluidi da accoppiare ad una relativa sorgente termica: come suggerito infatti da Xu e Yu [41], i fluidi con temperatura critica compresa nel range di $T_{hot,in} - 20\text{ K}$ (-30 K) e $T_{hot,in} + 100\text{ K}$ sono i candidati migliori in quanto consentono di ottenere le più alte efficienze dei cicli ORC sottoposti;
- pressione critica: dovrebbe essere relativamente bassa in modo da favorire cicli transcritici. Questi presentano, infatti, un miglior accoppiamento dei profili di temperatura nell'evaporatore tra fluido motore e sorgente termica, garantendo così basse irreversibilità nello scambio termico ed elevati rendimenti exergetici di ciclo. Sono tuttavia ancora limitati gli studi applicativi;

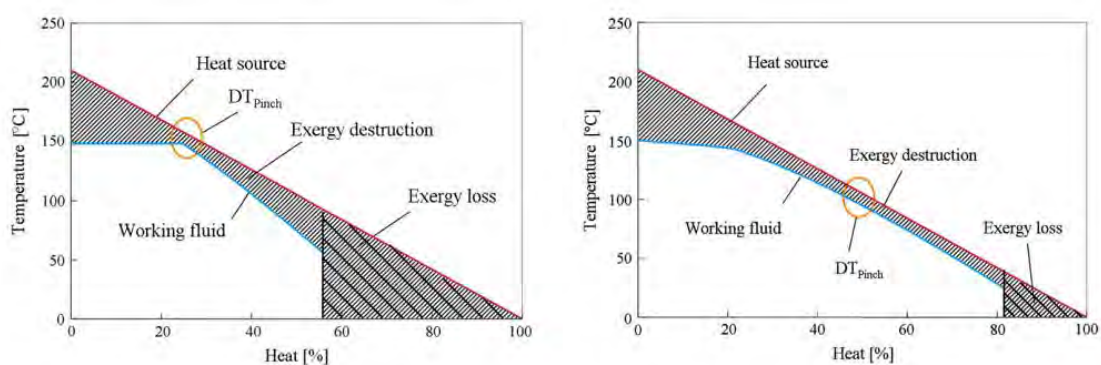


Figura 23: Irreversibilità nello scambio termico in ciclo subcritico e ipercritico [42].

- temperatura d'ebollizione: i fluidi di lavoro dovrebbero essere facili da maneggiare alle condizioni ambiente, pertanto tale temperatura dovrebbe essere superiore alle comuni temperature esterne. Non esistono ancora studi certi che relazionino tale parametro con i principali parametri prestazionali di ciclo [43];

- temperatura di congelamento: dovrebbe essere più bassa della minima temperatura del ciclo al fine di evitare intasamenti e danni meccanici ai componenti rotodinamici.

Per quanto riguarda le proprietà fisiche, sono importanti invece:

- densità: alti valori di densità comportano diversi benefici, ad esempio basse portate volumetriche quindi basse perdite di carico negli scambiatori e, di conseguenza, turbine di piccola taglia, risparmiando così sui costi del sistema [14,36];
- viscosità: basse viscosità, sia nella fase liquida che nella fase vapore, sono necessarie per limitare le perdite per attrito negli scambiatori di calore e nelle tubazioni [43];
- conducibilità termica: sono preferibili alti valori di conducibilità in modo da ottenere elevati coefficienti di scambio termico negli scambiatori di calore.

Infine, per quanto riguarda le caratteristiche chimiche troviamo:

- peso molecolare: nei paragrafi precedenti sono già state accennate alcune motivazioni per cui i fluidi a basso peso molecolare (come l'acqua) non sono adatti ad essere assunti come fluidi motori nei cicli ORC. All'aumentare del peso molecolare si riesce a contenere maggiormente il lavoro di espansione per unità di massa e consentire l'impiego di turbine assiali con basso numero di stadi e ridotte velocità di rotazione;
- complessità molecolare: per complessità molecolare si intende [8]:

$$\sigma = \frac{T_{CR}}{R} \left(\frac{dS}{dT} \right)_{SV, T_r = 0.7}$$

dove T_{CR} è la temperatura critica, R la costante dei gas, mentre dS/dT è l'inverso della pendenza della linea del vapore saturo, calcolata per un valore di temperatura ridotta (T/T_{CR}) di 0.7. Dalla definizione si può notare come essa sia direttamente relazionata alla tipologia di curva di saturazione del vapore saturo secco del fluido in esame (maggiore per fluidi secchi). Inoltre, per composti omologhi, all'aumentare del numero di atomi aumenta la complessità molecolare e ciò si traduce in più alte temperature critiche e fattori acentrici (parametro utilizzato per il calcolo del fattore di comprimibilità Z nei gas reali) [8]. Viceversa, la pressione critica tende a calare all'aumentare della complessità molecolare. A causa inoltre dell'elevato grado di surriscaldamento dei fluidi ad alta complessità all'uscita della turbina, si tende ad avere rendimenti isoentropici di turbina bassi e diventa fondamentale l'inserimento di un recuperatore [8];

- *ODP* (Ozone Depletion Potential): esprime la capacità di una sostanza di depauperare lo strato di ozono nella stratosfera e viene indicato secondo una scala numerica adimensionale riferita al valore unitario assunto per l'*R-11* ($ODP_{R11}=1$). Vale sempre 0 nel caso dei fluidi naturali;
- *GWP₁₀₀* (Global Warming Potential): esprime il contributo della sostanza in questione al riscaldamento globale durante un lasso di tempo pari a 100 anni dal suo rilascio in atmosfera. Viene indicato secondo una scala numerica adimensionale riferita al valore unitario assunto per l'anidride carbonica ($GWP_{CO2}=1$). I valori sono stati definiti dall'IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) nel 1994, ma sono in continuo aggiornamento;
- *TLV-TWA* (Threshold Limit Value-Time Weighted Average): il TLV esprime la dose soglia, per un determinato fluido, a cui un individuo può essere esposto senza subire conseguenze letali. Con il suffisso TWA si indica invece la concentrazione media alla quale un individuo può essere esposto durante un'usuale settimana lavorativa di otto ore giornaliere per cinque giorni senza subire conseguenze. Lo Standard ANSI/ASHRAE 34/1997 individua due classi di tossicità:
 - CLASSE A: refrigeranti con TLV-TWA > 400 ppm (BASSA tossicità);
 - CLASSE B: refrigeranti con TLV-TVA < 400 ppm (ALTA tossicità).
- infiammabilità: lo Standard ANSI/ASHRAE 34/1997 individua tre classi di infiammabilità:
 - GRUPPO 1: non infiammabili. Appartengono a tale gruppo tutte le sostanze refrigeranti che non presentano propagazione di fiamma alla temperatura di 21 °C e pressione atmosferica.
 - GRUPPO 2: debolmente infiammabili. Gruppo costituito da refrigeranti con un limite d'infiammabilità inferiore $LFL > 0,1 \text{ kg/m}^3$ alla temperatura di 21 °C e pressione atmosferica (o un limite inferiore di infiammabilità LFL minore del 3,5% in volume.) e caratterizzati da un potere calorifico inferiore < 19 MJ/kg. All'interno di questo gruppo ho la Sottoclasse 2 L, che include refrigeranti caratterizzati da velocità di fiamma massima minore di 10 cm/s.
 - GRUPPO 3: altamente infiammabili. Gruppo costituito da tutti i refrigeranti con un $LFL \leq 0,1 \text{ kg/m}^3$ alla temperatura di 21 °C e pressione atmosferica (o con LFL minore del 3,5% in volume) e caratterizzati da un potere calorifico inferiore $\geq 19 \text{ MJ/kg}$.

Tabella 3: Principali sostanze pure candidate per gli ORC [43].

Category and name	Alt. name	P_c (bar)	T_c (°C)
Hydrocarbons (HCs)			
Ethane	R-170	48.7	32
Propene	R-1270	45.3	91
Propane	R-290	41.8	96
Cyclopropane	HC-270	54.8	124
Propyne	–	56.3	129
Isobutane	R-600a	36.4	135
Isobutene	–	39.7	144
<i>N</i> -butane	R-600	37.9	152
Neopentane	–	31.6	160
Isopentane	R-601a	33.7	187
<i>N</i> -pentane	R-601	33.6	196
Isohexane	–	30.4	225
<i>N</i> -hexane	–	30.6	235
<i>N</i> -heptane	–	27.3	267
Cyclohexane	–	40.7	280
<i>N</i> -octane	–	25	296
<i>N</i> -nonane	–	22.7	321
<i>N</i> -decane	–	21.0	345
<i>N</i> -dodecane	–	17.9	382
Benzene	–	48.8	298
Toluene	–	41.3	319
<i>p</i> -Xylene	–	34.8	342
Ethylbenzene	–	36.1	344
<i>N</i> -propylbenzene	–	32	365
<i>N</i> -butylbenzene	–	28.9	388
Perfluorocarbons (PCFs)			
Carbon-tetrafluoride	R-14	36.8	–46
Hexafluoroethane	R-116	30.5	20
Octafluoropropane	R-218	26.8	73
Perfluoro- <i>N</i> -pentane	PF-5050	20.2	149
Decafluorobutane	R-3-1-10	23.2	113
Dodecafluoropentane	R-4-1-12	20.5	147
Chlorofluorocarbons (CFCs)			
Trichlorofluoromethane	R-11	43.7	197
Dichlorodifluoromethane	R-12	39.5	111
Trichlorotrifluoroethane	R-113	33.8	213
Dichlorotetrafluoroethane	R-114	32.4	145
Chloropentafluoroethane	R-115	30.8	79
Hydrofluorocarbons (HFCs)			
Trifluoromethane	R-23	48.3	26
Difluoromethane	R-32	57.4	78
Fluoromethane	R-41	59.0	44
Pentafluoroethane	R-125	36.3	66
1,1,1,2-Tetrafluoroethane	R-134a	40.6	101
1,1,1-Trifluoroethane	R-143a	37.6	73
1,1-Difluoroethane	R-152a	44.5	112
1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane	R-227ea	28.7	101
1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropane	R-236fa	31.9	124
1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	R-236ea	34.1	139
1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	R-245fa	36.1	153
1,1,2,2,3-Pentafluoropropane	R-245ca	38.9	174
Octafluorocyclobutane	RC-318	27.8	114
1,1,1,2,2,3,3,4-Octafluorobutane	R-338mccq	27.2	159
1,1,1,3,3-Pentafluorobutane	R-365mfc	32.7	187
Hydrofluoroolefins (HFOs)			
2,3,3,3-Tetrafluoropropene	HFO-1234yf	33.8	94.7
Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)			
Dichlorofluoromethane	R-21	51.8	178
Chlorodifluoromethane	R-22	49.9	96
1,1-Dichloro-2,2,2-trifluoroethane	R-123	36.6	183
2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	R-124	36.2	122
1,1-Dichloro-1-fluoroethane	R-141b	42.1	204
1-Chloro-1,1-difluoroethane	R-142b	40.6	137
Siloxanes			
Hexamethyldisiloxane	MM	19.1	245
Octamethyltrisiloxane	MDM	14.4	291
Decamethyltetrasiloxane	MD2M	12.2	326
Dodecamethylpentasiloxane	MD3M	9.3	354
Octamethylcyclotetrasiloxane	D4	13.1	312
Decamethylcyclopentasiloxane	D5	11.6	346
Dodecamethylcyclohexasiloxane	D6	9.5	371
Alcohols			
Methanol	–	81.0	240

Tabella 3: (continuato) [43].

Category and name	Alt. name	P_c (bar)	T_c ($^{\circ}\text{C}$)
Ethanol	–	40.6	241
Fluorinated ethers			
Pentafluorodimethylether	RE125	33.6	81
Bis-difluoromethyl-ether	RE134	42.3	147
2-Difluoromethoxy-1,1,1-trifluoroethane	RE245	34.2	170
Pentafluoromethoxyethane	RE245mc	28.9	134
Heptafluoropropyl-methyl-ether	RE347mcc	24.8	165
Ethers			
Dimethyl-ether	RE170	53.7	127
Diethyl-ether	R-610	36.4	193
Inorganics			
Ammonia	R-717	113.3	132
Water	R-718	220.6	374
Carbon dioxide	R-744	73.8	31

Sono ancora in fase di studio cicli ORC operanti con miscele di fluidi, come avviene ad esempio nel ciclo di Kalina in cui il fluido di lavoro è una miscela binaria di acqua e ammoniaca (generalmente 30 – 70%). Una caratteristica importante delle miscele è che la transizione di fase vapore-liquido, anche se isobara, avviene a temperatura variabile a causa di un certo “glide” di temperatura (nullo per miscele azeotropiche) che contraddistingue ogni miscela. Si ha quindi il vantaggio di avere le fasi di evaporazione e condensazione a temperatura non costante ossia di ridurre le differenze di temperatura tra fluido di lavoro e fluido primario nell’evaporatore, e tra fluido di lavoro e fluido di condensazione nel condensatore, riducendo così le irreversibilità nello scambio termico.

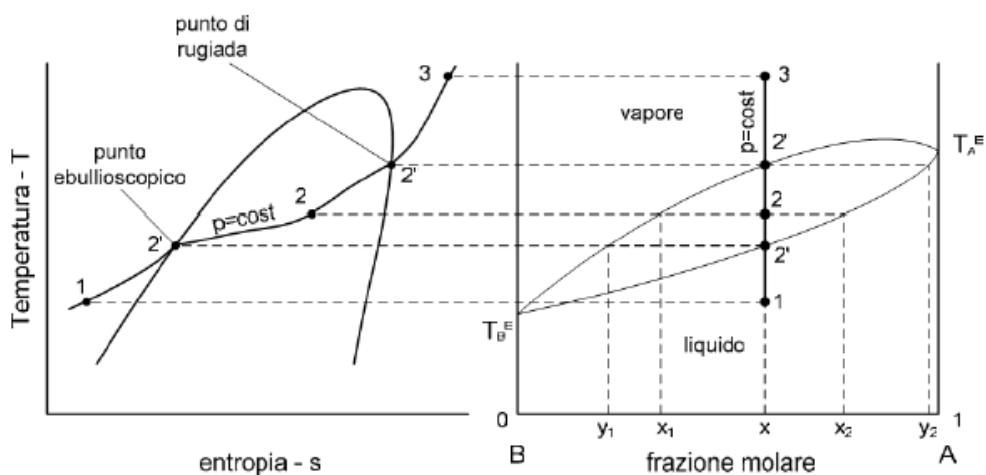


Figura 24: Cambiamento di fase a pressione costante per una miscela a due componenti.

Gli impianti Kalina hanno un rendimento superiore a quello dei comuni impianti a fluido organico ma, rispetto a quest'ultimi, presentano una maggiore complessità costruttiva e di funzionamento in quanto sono presenti, oltre ai comuni componenti di un ORC, anche un separatore e un assorbitore: la miscela di acqua-ammoniaca, infatti, all'uscita dell'evaporatore viene separata in due componenti. La componente ricca di vapori di ammoniaca verrà espansa in turbina mentre la componente ricca di vapore d'acqua viene laminata e inviata al recuperatore, dove cede il proprio calore alla miscela base per preriscaldarla. Le due componenti sono quindi miscelate nell'assorbitore all'uscita della turbina.

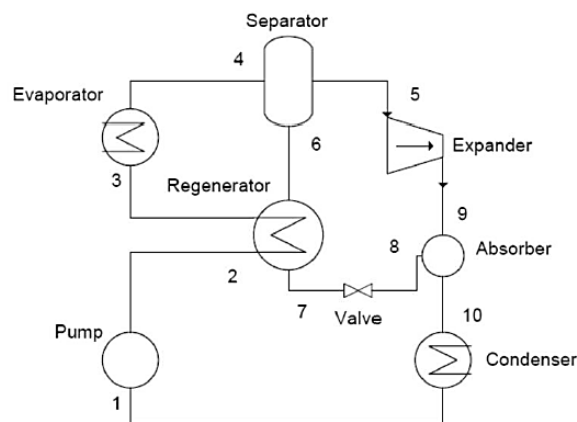


Figura 20 : Layout di base di un ciclo Kalina [44].

Causa scarsa letteratura scientifica a riguardo, in questo elaborato non si farà riferimento alla possibilità di utilizzare miscele di fluidi.

2.3 Limiti di lavoro

Quando si ricercano i composti da adottare come fluido motore bisogna tener presente alcune restrizioni:

- limitazioni sulla pressione: dalla teoria sui cicli Rankine si evince come il rendimento termico cresca al crescere della pressione di evaporazione e al calare della pressione di condensazione. Esistono tuttavia delle limitazioni che possono essere di natura giuridica o tecnica. Ad esempio, in Germania, lo “steam boiler code” (Dampfkesselverordnung) [46] limita la pressione massima all'interno delle caldaie a 20 bar. I limiti di natura

tecnica derivano invece dalla forma della campana di ciascun fluido: come si nota dalla Fig. 25, al fine di evitare la presenza di goccioline di fluido in qualsiasi punto dell'espansione, si dovrebbe adottare come pressione massima quella stabilita dal punto A;

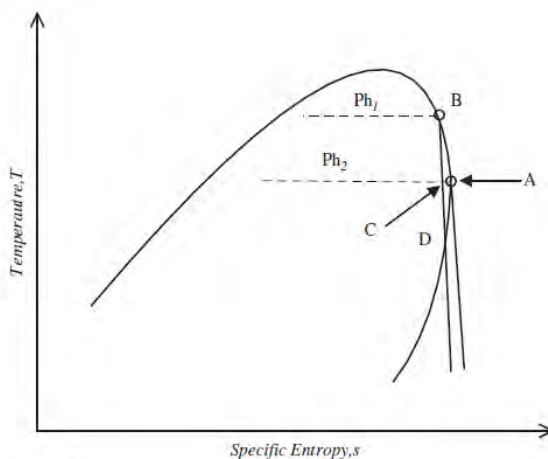


Figura 25: Limite pratico di pressione [48].

per quanto riguarda invece la pressione minima di lavoro questa sarà limitata dalla necessità di produrre acqua calda a fini cogenerativi oppure dalle eventuali torri evaporative collegate al condensatore. Si potrebbe fissare allora, in questo ultimo caso, una pressione minima di 5 kPa [43];

- limitazioni sulla temperatura massima di ciclo: la temperatura massima di esercizio incide su due parametri fondamentali: la stabilità termica e la stabilità termochimica. Per stabilità termica s'intende la resistenza a rottura dei legami chimici di un fluido in un ambiente inerte. Per stabilità termochimica s'intende, invece, la resistenza di un fluido al depauperamento quando è a contatto con i materiali e le sostanze che costituiscono il suo ambiente di lavoro. La temperatura di stabilità termica e termochimica sono, in generale, diverse. Ad esempio il *dicloro-difluorometano (R-12)* racchiuso in un tubo di quarzo inizia a decomporsi a circa 530°C; tradizionalmente invece il suo limite d'impiego è al di sotto dei 200°C. Un ulteriore aspetto del problema consiste nel valutare un livello massimo accettabile di decomposizione [47]. Per decomposizione s'intende l'alterazione della struttura molecolare di un composto che si manifesta con la variazione delle sue proprietà fisiche come viscosità, indice di rifrazione, variazione della pressione nel tempo (fissata la temperatura), etc..

Pressione di lavoro e fase del composto hanno influenza sulla temperatura di decomposizione, infatti, la degradazione avviene normalmente a temperature inferiori per la fase liquida ed inoltre le elevate pressioni favoriscono la stabilità per i liquidi, al contrario nei vapori.

Tabella 4: Limiti pratici di utilizzo dei comuni fluidi organici [48].

Working fluid	Maximum P_{eva} (MPa)	Maximum T_{eva} (°C)	Minimum P_{con} (kPa)	Minimum T_{con} (°C)
Acetone	3.379	213	30.7	25
Benzene	4.067	274	12.7	25
Butane	3.013	138	234.7	25
Butene	2.808	125	297.2	25
C4F10	2.057	107	268.3	25
C5F12	1.803	141	84.7	25
Cis-butene	3.035	142	213.7	25
Cyclohexane	3.665	272	13	25
Decane	1.896	337	5.1	85
Dodecane	1.723	381	5.1	121
E134	2.747	125	212.8	25
Heptane	2.41	258	6.1	25
Hexane	2.68	226	20.2	25
Isobutane	2.89	121	350.5	25
Isobutene	2.877	125	305	25
Isohexane	2.682	216	28.2	25
Isopentane	2.887	177	91.8	25
Neopentane	2.788	152	171.4	25
Nonane	2.059	314	5	65
Octane	2.2	287	5	44
Pentane	2.865	186	68.3	25
R218	1.899	57	867.5	25
R-227ea	2.352	91	455.2	25
R-236ea	2.955	132	205.9	25
R-236fa	2.288	108	272.4	25
R-245ca	2.951	158	100.8	25
R-245fa	2.817	140	149.4	25
R-365mfc	2.712	177	53.4	25
R-C318	2.314	106	312.5	25
Toluene	3.576	307	5.1	31
Trans-butene	2.906	136	234.1	25
R-413A	1.839	59	720.2	25
R-423A	2.966	90	598	25
R-426A	1.562	55	687.8	25

- limitazioni per la compatibilità ambientale e la sicurezza: a causa di problemi di eco-compatibilità, alcune sostanze sono state proibite nel 1996 a seguito del protocollo di Kyoto come l'*R-11*, *R-12*, *R-113* etc. mentre altri composti saranno banditi a partire dal 2020 o 2030 come l'*R-22*, *R-141b*, *R-123* o l'*R-142b* [43]. Per maggiori informazioni sulle politiche dei fluidi refrigeranti si consiglia di vedere direttamente i siti dei produttori, ad esempio la Du Pont® di cui si riporta il diagramma Suva® delle sostituzioni.



Suva
refrigerants



General Replacement Guide: CFC to an HCFC; CFC or HCFC to an HFC

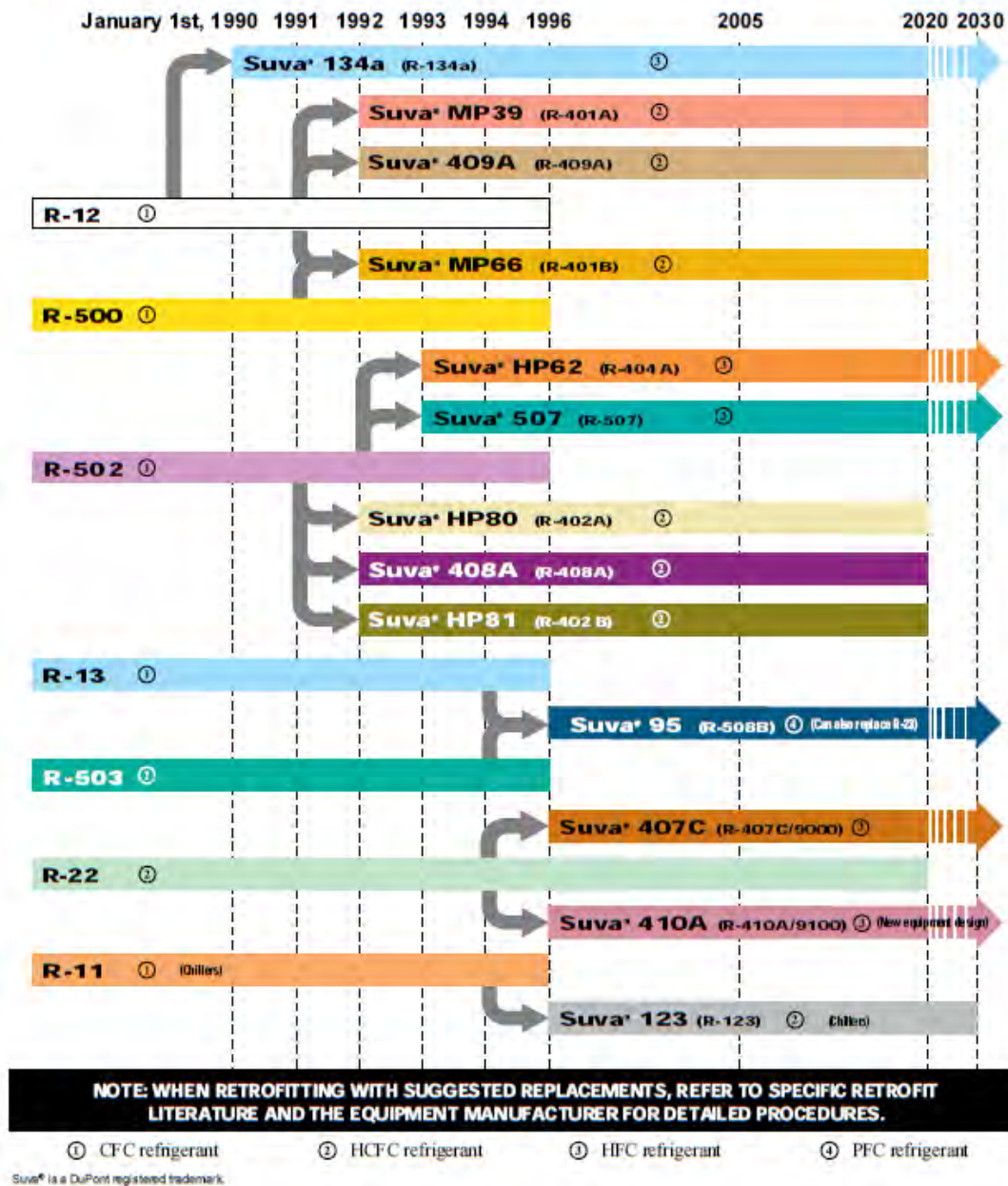


Figura 26: Diagramma delle sostituzioni Suva® [45].

2.4 Linee guida per la scelta del fluido termovettore

Sulla base della struttura molecolare e tipologia di atomi presenti, i fluidi di lavoro possono essere classificati in sette classi [43]:

1. Idrocarburi: a loro volta suddivisibili: in lineari (C_nH_{2n+2}), ramificati (C_nH_{2n+2} e contraddistinti da prefisso *-iso*) e ciclici (C_nH_{2n} e contraddistinti da prefisso *-ciclo*). Hanno generalmente buone proprietà termodinamiche, ma soffrono di problemi di infiammabilità.
2. Perfluorocarburi: sono estremamente inerti e stabili e godono di elevata complessità molecolare. Hanno però proprietà termodinamiche non sempre favorevoli;
3. Silossani: sono in genere utilizzati in miscele e godono di bassa tossicità e infiammabilità. Hanno però temperature critiche elevate e basse pressioni critiche.
4. Idrocarburi a catena lineare parzialmente fluoro-sostituiti: sono interessanti perché hanno ODP praticamente nullo.
5. Eteri: soffrono di problemi d'infiammabilità e di elevata tossicità. Non sempre inoltre sono adatti termodinamicamente.
6. Alcool: hanno problemi d'infiammabilità, solubilità in acqua e sono termodinamicamente indesiderabili.
7. Inorganici: sono abbondanti in natura e a basso costo. Hanno inoltre impatto ambientale nullo, anche se soffrono di alcuni problemi tecnico/operativi.

Scegliere il fluido motore migliore non è sempre un'operazione facile dato che le linee guida presenti in letteratura (discusse nei paragrafi precedenti) non sono sempre chiare e perlopiù a volte contrastanti. Essendo inoltre le variabili di input nel processo di dimensionamento svariate, è raro ricadere nei casi studio pubblicati in letteratura di cui si conoscano già le condizioni operative migliori. Ad esempio, se si ha a disposizione un calore da un gas di scarto a 300 °C, è ben diverso dimensionare un ciclo di sola potenza piuttosto che un ciclo cogenerativo, oppure, dimensionare un ciclo CHP che fornisca all'utenza calore a 120 °C rispetto che acqua calda a 80 °C, oppure ancora, progettare un'unità ORC di potenza raffreddata ad aria piuttosto che ad acqua corrente, senza considerare poi che ciascun impianto possa presentare diversi componenti e configurazioni.

Il modo più intelligente di risolvere il problema relativo alla scelta del fluido migliore è quello di ricreare le condizioni operative in un opportuno codice di calcolo ed eseguire uno

screen di un set di fluidi, scelti in base ad alcune proprietà quali compatibilità con la temperatura critica (vedi *paragrafo 2.2*), bassa tossicità, buona reperibilità, basso costo, caratteristiche d'infiammabilità controllabili, buona stabilità alle alte temperature, compatibilità con i materiali utilizzati. Tale operazione è detta "fluid selection". Sarà quindi il codice a fornire la soluzione migliore sulla base di alcuni parametri di ottimizzazione [1,9]:

1. Efficienza termica del ciclo ORC:

$$\eta_{th} = \frac{P_{el}}{P_{th_{ORC,in}}}$$

2. Potenza specifica:

$$P_{el,spec} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{ORC}}$$

3. Efficienza di recupero:

$$\eta_{REC} = \frac{P_{el}}{P_{th_{AV}}}$$

4. Indice di superficie degli scambiatori:

$$UA = \frac{1}{\dot{m}_{HOT}} \sum_{HE} \frac{\dot{Q}_{HE}}{\Delta T_{ml}}$$

5. Rendimento exergetico:

$$\eta_{EX} = \frac{P_{el}}{\dot{E}_{ORC,in} - \dot{E}_{ORC,out}}$$

Nel caso di impianto CHP si aggiungono:

6. Rendimento exergetico:

$$\eta_{EX} = \frac{P_{el} + (\dot{E}_{H_2O,out} - \dot{E}_{H_2O,in})}{\dot{E}_{ORC,in} - \dot{E}_{ORC,out}}$$

7. Rendimento globale:

$$\eta = \frac{P_{el} + P_{th,H_2O}}{P_{th,AV}} = CHP_E\eta + CHP_H\eta$$

8. Primary Energy Saving:

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{CHP_H\eta}{Ref_H\eta} + \frac{CHP_E\eta}{Ref_E\eta}}$$

Dove P_{el} è la potenza elettrica prodotta dal sistema ORC, P_{th,H_2O} la potenza termica ceduta all'acqua, $P_{th,ORC,in}$ la potenza termica entrante nel ciclo, $P_{th,AV}$ la potenza termica disponibile dalla sorgente termica (con raffreddamento fino a temperatura ambiente, pari a 20 °C), $\dot{E}_{ORC,in} - \dot{E}_{ORC,out}$ è il flusso di exergia entrante nel sistema, \dot{Q}_{HE} la potenza termica scambiata da ciascun scambiatore presente nel ciclo e ΔT_{ml} la temperatura media logaritmica. $Ref_H\eta$ e $Ref_E\eta$ sono, invece, i rendimenti di riferimento per la produzione separata di calore e di energia elettrica, definiti rispettivamente negli allegati IV e V del D.M. 4 Agosto 2011, mentre $CHP_H\eta$ e $CHP_E\eta$ sono il rendimento termico ed elettrico della produzione mediante cogenerazione in caso di massimo recupero termico da parte dell'utenza cogenerativa (si è costretti a imporre la condizione di massimo recupero dato che non sono presenti specifiche sui consumi effettivi termici ed elettrici dell'utenza).

Non è possibile inserire parametri di scelta su base economica (costi totali, LCOE, VAN, IP, etc.) in quanto, per come è stato impostato il codice di ottimizzazione, non sono note a priori le dimensioni effettive degli scambiatori di calore. Volendo, si potrebbero ricercare funzioni approssimate di costo che forniscano una stima del prezzo di vendita di tali dispositivi sulla base dell'indice di superficie UA ; tale possibilità verrà contemplata in lavori futuri.

Stabilire a priori quale sia il parametro di scelta migliore non ha alcun senso poiché un progettista deve soddisfare in primo luogo le richieste del cliente. Sarà quest'ultimo, infatti, a stabilire le priorità e viceversa le caratteristiche da lasciare in secondo piano.

È bene precisare inoltre che, nonostante le operazioni di screening possano coprire un ampio range di fluidi, negli impianti ORC commerciali sono attualmente impiegati pochissimi fluidi [14]:

- *HFC-134a*: impianti ORC geotermici o con calore di scarto a bassissima temperatura;
- *HFC-245fa*: impianti ORC alimentati da calore di scarto a bassa temperatura;
- *N-pentanane*: impianti solari in Nevada;
- *Solkatherm*: impianti a calore di scarto a media temperatura;
- *Toluene*: impianti a calore di scarto ad alta temperatura;
- *MDM*: impianti CHP.

Capitolo 3

Optimization tool

3.1 Algoritmo genetico

Un algoritmo genetico è un algoritmo euristico ispirato al principio della selezione naturale ed evoluzione biologica, enunciato nel 1859 da Charles Darwin ed utilizzato per risolvere problemi di ottimizzazione vincolati e non vincolati. Con “euristico” s’intende un algoritmo che usa le informazioni generate in step precedenti per decidere in che modo agire negli step successivi [54].

L’aggettivo “genetico” deriva dal fatto che il modello evolutivo darwiniano trova spiegazione nell’omonima branca della biologia e dal fatto che gli algoritmi genetici attuino dei meccanismi concettualmente simili a quelli dei processi biochimici scoperti da questa scienza.

Generalmente tali algoritmi sono applicati a quei problemi di ottimizzazione che non si prestano ad essere risolti coi metodi geometrici standard a causa della presenza di funzioni obiettivo discontinue, non differenziabili, stocastiche o altamente non lineari. Data, però, la natura aleatoria di tale algoritmo, non vi è modo di sapere a priori se sarà effettivamente in grado di trovare una soluzione accettabile al problema considerato [55].

La nascita degli algoritmi genetici trova origine nelle prime teorizzazioni di Ingo Rechenberg che, per la prima volta nel 1960, cominciò a parlare di strategie evoluzionistiche all'interno dell'informatica.

La prima vera creazione di un algoritmo genetico è tuttavia storicamente attribuita a John Henry Holland che, nel 1975, nel libro "Adaptation in Natural and Artificial Systems" pubblicò una serie di teorie e di tecniche tuttora di fondamentale importanza per lo studio e lo sviluppo della materia. Agli studi di Holland si deve, infatti, sia il teorema che assicura la convergenza degli algoritmi genetici verso soluzioni ottimali, sia il cosiddetto teorema degli schemi, conosciuto anche come "teorema fondamentale degli algoritmi genetici" [56].

Prima di spiegare il funzionamento di un algoritmo genetico, è necessario chiarire alcuni termini specifici [55]:

- Funzione fitness: è la funzione che si desidera ottimizzare. Se si utilizzano algoritmi di ottimizzazione standard, prende invece il nome di funzione obiettivo (impropriamente tale termine viene utilizzato anche nel caso di algoritmi genetici). In generale, un codice di ottimizzazione genetico ricerca il minimo valore della funzione fitness: se si desidera ricercare il massimo bisognerà trattare l'opposto della funzione (moltiplicandola per -1).
- Individui: qualsiasi punto appartenente al dominio in cui può essere valutata la funzione fitness. Ad esempio, data la funzione:

$$f(x_1, x_2, x_3) = (2x_1 + 1)^2 + (3x_2 + 4)^2 + (x_3 - 2)^2$$

il vettore (2,-3,1), la cui lunghezza dipende dal numero di variabili da ottimizzare del problema, è un individuo. Si definisce "valore dell'individuo" il valore che assume la funzione fitness calcolata per quel punto: $f(2,-3,1) = 51$. Un individuo può essere considerato anche come un genoma e in tal caso, ciascun elemento del vettore, è detto gene.

- Popolazioni e Generazioni: si definisce popolazione l'insieme ("array") degli individui. Per esempio, se la popolazione è composta da 100 individui, ciascuno dei quali è un vettore a tre componenti (ossia il numero di variabili di ottimizzazione della funzione obiettivo è 3), significa che la popolazione è descritta da una matrice 100x3. Può capitare che uno stesso individuo sia presente in più righe dell'array. Ad ogni iterazione, l'algoritmo genetico esegue una serie di manipolazioni sulla popolazione corrente per produrne una nuova: ogni popolazione successiva è detta generazione.

- Diversità: per diversità s'intende la distanza media che esiste tra gli individui all'interno di una popolazione. Vi è alta diversità se la distanza media è grande, viceversa se è piccola. La diversità nelle popolazioni iniziali è fondamentale poiché permette al codice di testare la funzione fitness in un'ampia regione dello spazio. Di generazione in generazione, la diversità andrà invece via via calando in quanto il codice sta convergendo verso la soluzione ottima.

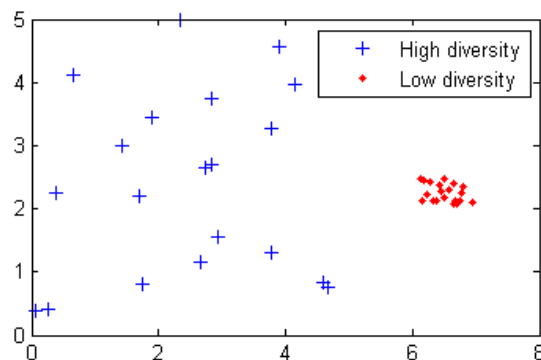


Figura 27: Esempi di diversità tra individui a due componenti [55].

- Genitori e Figli: per creare nuove generazioni, l'algoritmo seleziona alcuni individui (genitori) dalla popolazione corrente e li combina per ricreare nuovi individui (figli). Generalmente l'algoritmo tenderà a selezionare i genitori che inducono i migliori valori nella funzione fitness.

Venuti a conoscenza delle principali terminologie, si può procedere alla spiegazione del modo di operare dell'algoritmo genetico [55]:

1. il codice crea una popolazione iniziale casuale componendo gli individui con i possibili valori presenti all'interno del dominio;
2. analizza ciascun individuo della popolazione testando il valore che la funzione fitness assume in ciascun punto della popolazione;
3. sulla base del valore che gli individui fanno assumere alla funzione fitness, l'algoritmo seleziona alcuni membri della popolazione attuale (genitori) per crearne una nuova (seconda generazione): gli individui che manifestano i più bassi valori della funzione fitness vengono scelti come "élite" e passeranno tali e quali alla nuova generazione (figli uguali ai genitori). Generalmente passano inalterati il 10%

dei totali individui presenti; la restante parte è prodotta invece tramite cambiamenti casuali del genoma di un singolo genitore (mutazioni) oppure dalla combinazione dei geni di due genitori diversi (crossover); in questi due ultimi casi, i figli saranno diversi dai genitori;

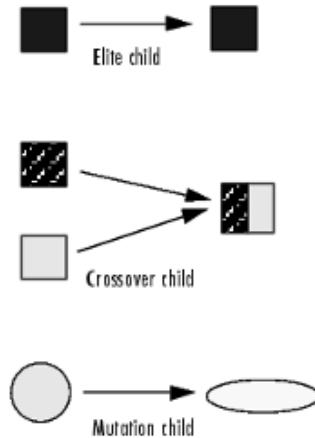


Figura 28: Modalità di creazione dei figli [55].

4. rimpiazzata completamente la vecchia popolazione, l'algoritmo procede testando nuovamente ciascun individuo (punto 2) e ricrea una nuova generazione in base alle modalità descritte al punto 3;
5. la procedura giungerà al termine quando si perviene al criterio di stop: massimo numero d'iterazioni, limite temporale, limite imposto sulla funzione fitness (il valore della funzione fitness calcolato per il miglior individuo è minore o uguale al limite), stallo generazionale (il cambiamento medio del valore della fitness function è minore di una certa tolleranza), etc. Nel restante lavoro si è scelto come "stopping criteria" il massimo numero d'iterazioni: all'aumentare di tale valore aumenterà la risoluzione e l'affidabilità dei risultati a scapito, però, del tempo computazionale.

Nel caso in cui si abbia più di un obiettivo da ottimizzare, è possibile utilizzare un algoritmo genetico multi-obiettivo. Sostanzialmente l'algoritmo funziona in maniera analoga al mono-obiettivo ma in questo caso esistono due o più funzioni fitness da valutare.

Non sarà possibile trovare pertanto un'unica soluzione ottima, ma si avrà un certo numero di soluzioni che ottimizzano entrambi gli obiettivi contemporaneamente: l'insieme delle soluzioni ottime costituisce il fronte di Pareto (Pareto Front).

3.2 Teoria della similitudine per fluidi organici

Uno degli obiettivi dell'analisi dimensionale applicata alle turbomacchine è di predire le prestazioni di una macchina sulla base di prove condotte su un modello in scala ed in particolare trasferire i risultati di un processo di ottimizzazione condotto su una macchina ad un'altra [57]. Questo è possibile se tra le due macchine vi è similitudine funzionale, ovvero deve valere:

1. similitudine geometrica: i rapporti tra le dimensioni caratteristiche delle macchine sono gli stessi (ad esempio stesso rapporto tra l'altezza di pala e il diametro del rotore, tra gli angoli solidi di statore e di rotore, tra il passo palare e il diametro di rotore, etc.) includendo anche nei rapporti i giochi radiali, la rugosità superficiale e gli spessori delle pale al bordo di uscita (importante soprattutto per macchine di piccole dimensioni in cui potrebbero prevalere effetti di scala);
2. similitudine cinematica: i rapporti tra le velocità sono gli stessi in ogni punto, ovvero i triangoli delle velocità che rappresentano le condizioni del fluido sono simili;
3. similitudine dinamica: i rapporti tra le diverse forze viscosive e d'inerzia sono gli stessi in qualsiasi punto della macchina.

Vale allora che per macchine geometricamente simili, punti di funzionamento corrispondenti (ossia in similitudine funzionale) sono caratterizzati dagli stessi valori numerici di tutte le variabili adimensionali, indipendenti e dipendenti [58]. In altre parole, se due macchine lavorano con gli stessi valori dei gruppi adimensionali allora avranno anche il medesimo rendimento. Quest'ultimo può essere espresso in due modi equivalenti:

$$\eta = f(\varphi, Re, Ma, \gamma)$$
$$\eta = f(n_s, d_s, Re, Ma, \gamma)$$

dove:

$$\varphi = \frac{\dot{m}}{\rho \omega d^3}$$
$$Re = \frac{\rho \omega d^2}{\mu}$$
$$Ma = \frac{\omega d}{a}$$

$$n_s = \omega \frac{\dot{V}_{out}^{0.5}}{\Delta h_{0s}^{0.75}}$$

$$d_s = d \frac{\Delta h_{0s}^{0.25}}{\dot{V}_{out}^{0.5}}$$

Con φ cifra caratteristica di flusso, \dot{m} portata massica [kg/s], ω velocità angolare [rad/s], Re numero di Reynolds, Ma numero di Mach o di de Laval, \dot{V}_{out} portata volumica allo scarico della turbine [m³/s], a velocità del suono caratteristica del fluido, Δh_{0s} salto di entalpia isoentropico [kJ/kg], d diametro della girante [m], n_s velocità specifica e d_s diametro specifico.

Quando si opera con fluidi in moto turbolento completamente sviluppato, il numero di Reynolds e il valore del rapporto dei calori specifici possono essere trascurati. Analogo discorso se il fluido è incomprimibile e il numero di Mach è minore di 0.5 [61]. Il rendimento potrà allora essere espresso in funzione di soli due parametri, n_s e d_s , e diagrammato per fissati valori di Re , Ma e γ (diagrammi di Balje) [64]. Questi, altro non sono che l'estensione dei diagrammi di Cordier [62] nei quali una curva (detta appunto linea di Cordier) relaziona le coppie di n_s e d_s che portano alle massime efficienze.

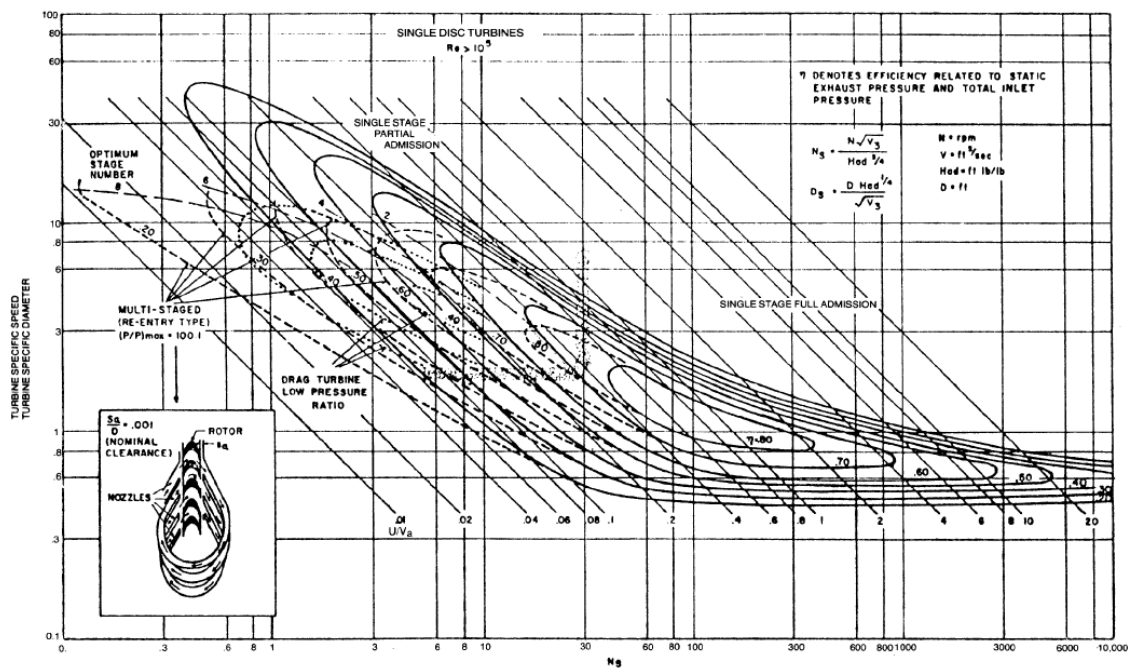


Figura 29: Diagramma di Balje per uno stadio di turbina [59].

La scelta dei valori di velocità specifica e di diametro specifico che non appartengono alla linea di Cordier, conduce a dimensionamenti non ottimali della macchina.

Tali diagrammi sono particolarmente utili per calcolare il diametro della turbina ma non forniscono informazioni aggiuntive sulla restante geometria [34]. È per tale motivo che oltre alla velocità specifica e al diametro specifico, vengono utilizzati per completezza anche altri due parametri, detti “duty parameters”, ossia il coefficiente di flusso ϕ e il coefficiente di carico Ψ :

$$\phi = \frac{c_m}{u}$$

$$\Psi = \frac{\Delta h_0}{u^2} = \eta_{tt} \psi$$

dove c_m è la velocità proiettata sul piano meridiano [m/s], u è la velocità periferica [m/s], ψ è la cifra di pressione, Δh_0 è il salto entalpico totale tra ingresso e uscita dello stadio [kJ/kg] e η_{tt} è il rendimento isoentropico, detto anche total-to-total, o semplicemente η .

Sempre nelle ipotesi di moto turbolento pienamente sviluppato e di numero di Mach minore di 0.5, è possibile rappresentare il rendimento anche in funzione del coefficiente di carico Ψ e di flusso ϕ (diagramma di Smith).

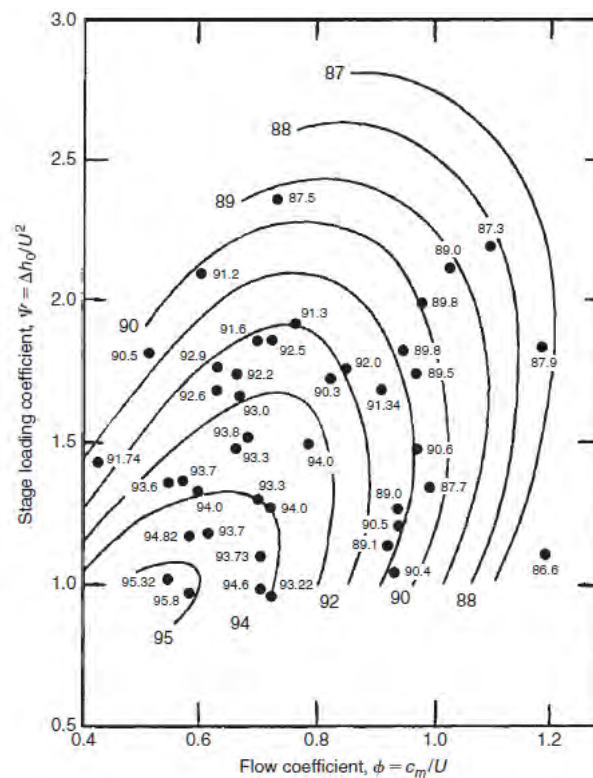


Figura 30: Diagramma di Smith [57].

Le considerazioni fin qui riportate valgono però se le macchine sono realizzate in perfetta similitudine geometrica e se si è lontani dagli effetti di comprimibilità, in altre parole, è lecito impiegare i diagrammi di Balje e di Smith solo quando si trattano flussi quasi incomprimibili e macchine di taglia elevata, dove con “taglia elevata” s’intende avere a disposizione macchine di dimensioni tali per cui si è esenti dagli effetti di scala.

Quando si opera invece con un fluido organico, come già accennato nel *paragrafo 1.5*, si hanno generalmente [34]:

- effetti di comprimibilità del fluido non trascurabili (rapporti di espansione volumetrici elevati e valori tipici del numero di Mach maggiori di 0.5) dovuti a valori relativamente bassi di γ e relativamente alti della massa molecolare;
- turbine di piccole dimensioni dove prevalgono gli effetti scala;
- gradi di reazione R degli stadi diversi dal consueto 0.5.

Diventa in tal caso necessario adottare nuovi parametri di confronto dato che le coppie $\Psi - \phi$ e $n_s - d_s$ non sono più sufficienti, da sole, per garantire la similitudine. Come suggerisce Macchi [63], i risultati ottenuti dall’ottimizzazione di una particolare turbina operante con fluido organico possono essere lecitamente trasferiti ad un’altra macchina avente la stessa velocità specifica e lo stesso diametro specifico (oppure stesso coefficiente di flusso e di carico) solo se hanno anche lo stesso valore del rapporto volumetrico di espansione VFR e lo stesso valore del size parameter SP .

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

$$SP = \frac{\dot{V}_{out}^{0.5}}{\Delta h_{0s}^{0.25}}$$

L’adozione di questi ultimi due parametri è puramente di carattere pratico: il rapporto volumetrico di espansione VFR rappresenta, infatti, gli effetti dovuti alla comprimibilità, bypassando il numero di Mach e il rapporto tra i calori specifici; il size parameter SP , invece, garantisce il raggiungimento della similitudine geometrica in quanto è proporzionale alle dimensioni effettive della macchina e può essere interpretato come un indicatore degli effetti di scala (difficilmente conteggiabili con il solo diametro specifico) [34]. A questo punto è possibile introdurre nuove mappe per la classificazione delle turbine nelle quali il

rendimento isoentropico è riportato in funzione di VFR e di SP, per valori di velocità specifica ottimali. Nei diagrammi di Fig. 31 e 32, la velocità specifica è calcolata per valori di ω espressi in [rpm] e non in [rad/s] come prevedrebbe il SI. In questo lavoro verrà puntata l'attenzione sulle turbine assiali monostadio in quanto più adatte al range di potenza elettrica prossimo e superiore al MW.

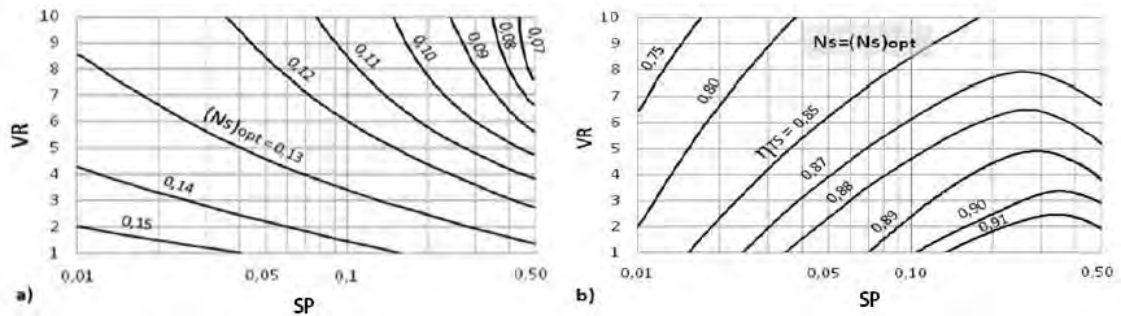


Figura 31: Mappe per stadio di turbina assiale della velocità specifica in funzione di SP e VFR (Fig. a) e rendimento isoentropico, per velocità specifiche ottime, in funzione di SP e VFR (Fig. b) [60].

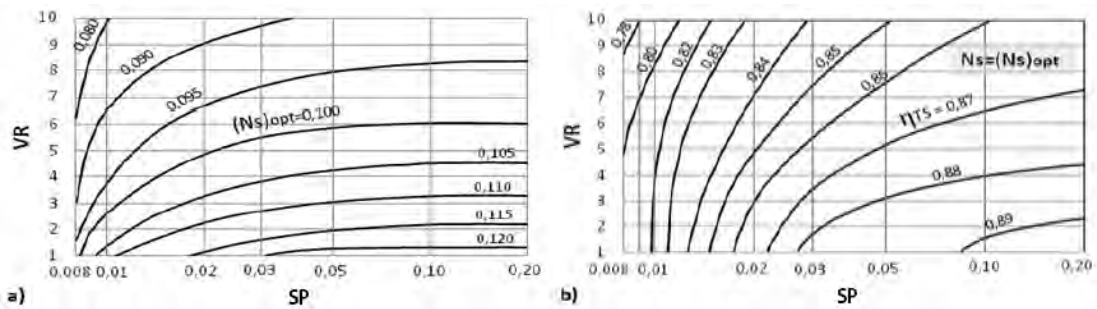


Figura 32: Mappe per stadio di turbina radiale della velocità specifica in funzione di SP e VFR (Fig. a) e rendimento isoentropico, per velocità specifiche ottime, in funzione di SP e VFR (Fig. b) [60].

3.3 Codice di calcolo

Fatta questa premessa sulla teoria della similitudine, breve ma doverosa, è possibile passare alla spiegazione dettagliata del codice di ottimizzazione, realizzato in ambiente Matlab®.

Iniziamo quindi dalla definizione del problema, ossia dallo scopo del presente lavoro: “Data una sorgente termica definita in termini di temperatura e pressione, progettare il miglior

ciclo ORC per la produzione di energia elettrica ed eventualmente di calore, nel caso in cui il ciclo sia cogenerativo”.

Ovviamente il termine “*migliore*” è del tutto generale e la sua interpretazione è tutt’altro che univoca: ciò che può essere migliore per un individuo potrebbe non esserlo per qualcun altro. Supponiamo quindi per un momento di essere nei panni di un ipotetico cliente interessato all’acquisto di una soluzione ORC per poter sfruttare economicamente un calore che altrimenti andrebbe rigettato all’ambiente: tra le richieste principali vi sarà sicuramente quella di avere un dispositivo compatto, poco costoso, remunerativo, semplice da gestire e dinamicamente prestante.

Soddisfare tutte queste richieste è praticamente impossibile dato che, alcune di esse, sono tra loro incompatibili. Data quindi la generalità del problema si è pensato, fin da subito, di realizzare un programma il più possibile versatile che, date alcune variabili d’input, sia in grado di ricercare la miglior soluzione tra un ampio set di possibili alternative sulla base di alcuni criteri di scelta (vedi *paragrafo 2.4*). In questo caso, il principale criterio di scelta utilizzato è quello della ricerca della massima potenza elettrica.

Si definiscono allora le variabili di input del problema:

- temperatura e pressione della sorgente calda: come già accennato nei paragrafi precedenti, per valori di temperatura della sorgente termica > 150 °C è consigliabile l’adozione di un fluido vettore intermedio (olio diatermico). In questo lavoro si assume una temperatura dell’olio diatermico pari a 300 °C e una pressione di 5 bar, tralasciando la tipologia e le caratteristiche termiche della sorgente a monte;
- portata della sorgente calda: mancando specifiche reali su questo parametro, si è pensato di lavorare con valori unitari di portata del fluido vettore (olio);
- temperatura di condensazione: nel caso in cui il ciclo sia cogenerativo la scelta ricadrà su un range di temperature compreso tra 100 – 120 °C. Se il ciclo è destinato invece alla sola produzione di energia elettrica, sarà scelto un valore di 35 – 50 °C. Valori più bassi di quest’ultima produrrebbero rendimenti maggiori ma sarebbero richieste superfici di scambio troppo estese (nella maggior parte dei casi il condensatore è raffreddato ad aria o è una torre evaporativa). Fissata la temperatura di condensazione si stabilisce automaticamente anche la pressione al condensatore che varierà a seconda del fluido organico utilizzato. In questo lavoro la temperatura è fissata a 120 °C perché si ipotizza l’impianto cogenerativo;

- temperatura e pressione dell'acqua all'ingresso e all'uscita del condensatore: si è fissata la temperatura dell'acqua all'ingresso pari a 90 °C e con pressione pari a 5 bar. All'uscita è richiesta invece una temperatura di 110 °C per soddisfare l'utenza termica;
- efficienza del recuperatore: si fissa tale valore pari a 0.8. Eventualmente è possibile anche non considerare tale dispositivo impostando un valore di efficienza di recupero pari a zero;
- rendimento della pompa: si assume un rendimento isoentropico della pompa pari a 0.8, un rendimento meccanico di 0.95 e un rendimento elettrico del motore primo di 0.9;
- rendimento della turbina: in questo caso non si assume a priori alcun rendimento isoentropico in quanto tale valore è una variabile dipendente e non indipendente (vedi *paragrafo 3.2*). Si considera, invece, un rendimento meccanico di 0.90 e un rendimento elettrico dell'alternatore di 0.95;
- pinch point all'evaporatore: si definisce "pinch point" la più piccola differenza di temperatura tra i profili termici di due fluidi all'interno di uno scambiatore. Al diminuire di tale differenza aumenta la bontà dello scambio (calano le irreversibilità) ma cresce inevitabilmente l'area di scambio. Data la presenza di un liquido e di un bifase all'interno dell'evaporatore, si fissa come valore minimo del pinch point 15 °C.

Le restanti variabili (portata del fluido ORC, punti termodinamici di lavoro, potenza generata, portata dell'acqua al condensatore, approach point all'evaporatore, etc.) sono tutte dipendenti, ossia vengono determinate all'interno del tool di ottimizzazione in base agli input appena definiti e ai valori che assumono le tre variabili da ottimizzare:

- temperatura di uscita dell'olio diatermico dall'evaporatore;
- pressione di evaporazione del fluido organico;
- temperatura di uscita dall'evaporatore del fluido organico.

Ovviamente, non tutte le combinazioni di queste tre ultime variabili sono fisicamente accettabili in quanto verrebbero imposti alcuni valori tecnicamente non realizzabili, contrastanti tra loro o che portano a situazioni non rispettose dei basilari principi della termodinamica. È necessario imporre quindi dei vincoli e dei controlli: i primi agiscono a priori, ossia limitano i valori assunti dalle tre variabili d'ottimizzazione (ossia limita la selezione degli individui in ciascuna generazione), i secondi, invece, agiscono a posteriori,

ovvero eliminano le terne di valori che non soddisfano i vincoli solo dopo che il programma abbia già testato tutti gli individui all'interno della popolazione.

Vincoli:

- limite superiore e inferiore della temperatura di uscita del fluido caldo dall'evaporatore, settato tra 130 °C e 290 °C, ossia 10 °C in più della temperatura di condensazione e in meno della temperatura iniziale della sorgente termica;
- limite superiore ed inferiore della pressione di evaporazione, imposto tra la pressione di condensazione del fluido in esame e 30 bar. È stato scelto come valore massimo 30 bar in quanto per valori superiori risulta complicato trovare pompe da catalogo che soddisfino le esigenze richieste (limite tecnico). Si può notare come la scelta della pressione massima non escluda a priori la possibilità di operare in regime ipercritico;
- limite superiore e inferiore della temperatura di uscita dall'evaporatore del fluido organico, impostato tra 120 °C e 300 °C.

Controlli:

- controllo dei profili termici dei fluidi nell'evaporatore: si suddivide lo scambio termico in 20 tratti, equidistanti in base al salto entalpico totale, e si verifica che la temperatura del fluido caldo sia sempre maggiore di almeno 15 °C (valore minimo del pinch point) rispetto alla temperatura del fluido organico;
- controllo del titolo di vapore del fluido in uscita dall'evaporatore: nel caso in cui il ciclo sia subcritico si verifica che la temperatura del fluido motore all'uscita dell'evaporatore sia maggiore o uguale alla temperatura di saturazione (evaporazione), mentre, nel caso in cui il ciclo sia ipercritico conviene imporre che la temperatura del fluido motore all'uscita dell'evaporatore sia maggiore o uguale alla temperatura critica. In caso contrario si potrebbero riscontrare goccioline di fluido condensato in turbina durante l'espansione;
- controllo del titolo di vapore del fluido organico uscente dal recuperatore: questo scambiatore non è dimensionato per trattare del vapore al lato freddo, pertanto, si deve imporre che la temperatura di uscita da tale dispositivo (punto 9 di *Fig. 33*) sia minore della temperatura di saturazione (evaporazione). Questo controllo non è eseguito se l'impianto è in condizioni ipercritiche.

Per completezza, si riportano infine le principali equazioni contenute all'interno della funzione fitness, sviluppata al fine di calcolare la potenza elettrica (in questa fase di analisi si trascurano le perdite di carico negli scambiatori di calore). Le caratteristiche termodinamiche dei fluidi considerati sono calcolate in accordo ai modelli implementati nel software commerciale Refprop 9[®] [65].

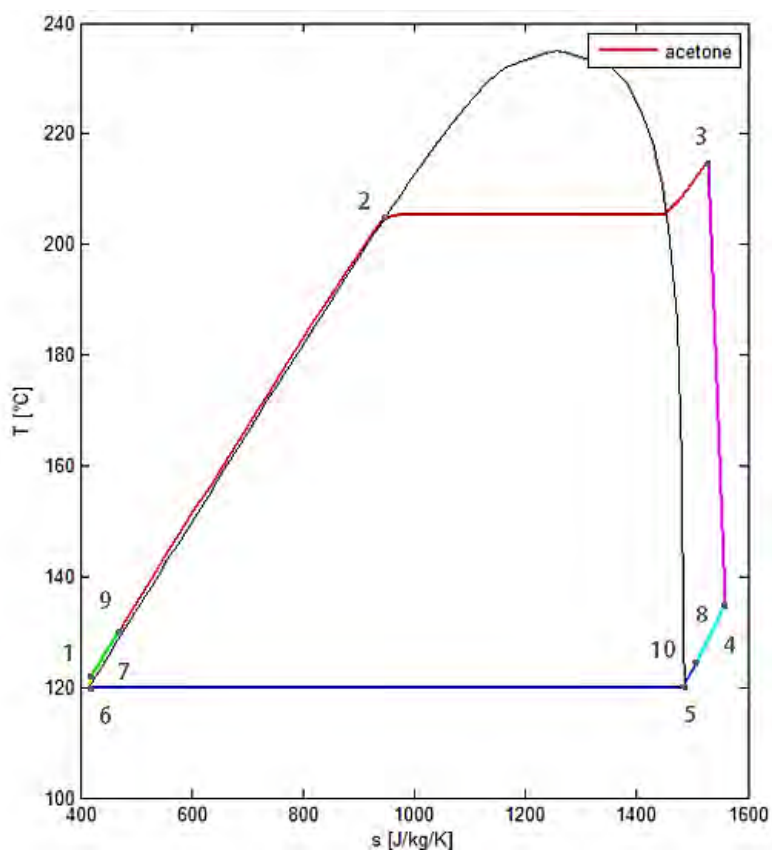


Figura 33: Diagramma T-s e relativo ciclo termodinamico di un generico caso analizzato.

Tabella 5: Corrispondenza tra i punti del ciclo e i componenti d'impianto.

1	Uscita pompa e ingresso recuperatore lato freddo
2	Inizio evaporazione (non calcolato se il ciclo è ipercritico)
3	Uscita evaporatore e ingresso turbina
4	Uscita turbina e ingresso evaporatore lato caldo
5	Inizio condensazione
6	Fine condensazione e ingresso pompa
7	Uscita pompa isoentropica (detto anche 1_is)
8	Uscita turbina isoentropica (detto anche 4_is)
9	Uscita recuperatore lato freddo e ingresso evaporatore (detto anche 1_rec)
10	Uscita recuperatore lato caldo e ingresso condensatore (detto anche 5_rec)

$$\begin{aligned}
h_6 &= f(p_{cond}, x = 0) \\
s_6 &= f(h_6, p_{cond}) \\
h_3 &= f(T_3, p_{ev}) \\
s_3 &= f(h_3, p_{ev}) \\
h_{1is} &= f(p_{ev}, s_6) \\
h_{4is} &= f(p_{cond}, s_3) \\
h_1 &= h_6 + \frac{h_{1is} - h_6}{\eta_{isp}} \\
T_1 &= f(h_1, p_{ev}) \\
\eta_{ist} &= f(SP, VFR) \\
T_4 &= f(h_4, p_{cond}) \\
T_{5rec} &= T_4 - E (T_4 - T_1) \\
h_{5rec} &= f(T_{5rec}, p_{cond}) \\
h_{1rec} &= h_4 - h_{5rec} + h_1 \\
m_{ORC} &= m_{OIL} \frac{h_{in\,oil} - h_{out\,oil}}{h_3 - h_{1rec}} \\
P_t &= m_{ORC} (h_3 - h_4) \eta_{mecc} \eta_{el} \\
P_p &= m_{ORC} \frac{(h_1 - h_6)}{\eta_{mecc} \eta_{el}}
\end{aligned}$$

$$-P_{el} = -(P_t - P_p) \rightarrow \text{il programma ricerca il minimo}$$

Come già specificato, il valore del rendimento isoentropico della turbina è funzione di SP e del VFR . Il “size parameter” dipende però dalla portata volumetrica del fluido organico all’uscita della turbina quindi indirettamente dalla portata di fluido organico e di olio, assunta unitaria a priori. In questo caso però non è corretto ragionare per valori unitari di portata poiché si otterrebbero valori del SP troppo esigui, di conseguenza rendimenti di macchina penalizzanti e che si discostano troppo dai valori reali. Per aggirare tale ostacolo si deve stabilire una taglia del sistema: dopo un’approfondita fase di analisi di quanto

disponibile in letteratura e in commercio, s'ipotizza una potenza elettrica di 950 kW_{el} come valore di design (del tutto analoga sarebbe stata la scelta di fissare una portata di olio pari a quella realmente disponibile, lasciando al codice il compito di determinare la taglia dell'impianto). In questo modo, l'equazione adottata per valutare *SP* può essere modificata in:

$$SP = \frac{\dot{V}_{out}^{0.5}}{\Delta h_{0s}^{0.25}} \frac{P_{el,design}}{P_{el,spec}} = \frac{\dot{V}_{out}^{0.5}}{\Delta h_{0s}^{0.25}} \frac{950 [kW]}{P_{el,spec} [kW]}$$

La potenza elettrica $P_{el,spec}$ per portata di olio unitaria non è però disponibile dato che risulta funzione a sua volta di V_{out} , pertanto il procedimento di calcolo è iterativo (si assume un numero d'iterazioni massimo pari a 20; eventualmente il processo termina prima se il valore della P_{el} differisce di quantità minori dello 0.1% rispetto all'iterazione precedente). Essendo note le variabili indipendenti e dipendenti, quelle di ottimizzazione, i vincoli e i controlli imposti, si procede quindi all'analisi del codice di calcolo e delle principali operazioni compiute da quest'ultimo.

Tabella 6: Settaggio delle impostazioni del programma d'ottimizzazione.

Variabili da ottimizzare	3 → T_{out_oil} , p_{ev} , TIT
Obiettivo	Massima P_{el}
Population size	150
Generazioni	200

- i. Il codice genera una popolazione iniziale casuale componendo gli individui con i possibili valori presenti all'interno del dominio (limitato superiormente e inferiormente dai vincoli precedentemente descritti). La popolazione sarà rappresentata da una matrice 3x150, dove 3 sono le variabili da ottimizzare e 150 è il numero di individui che compongono la popolazione. Tale valore è il risultato di un giusto compromesso tra velocità d'esecuzione e precisione di calcolo: per popolazioni di taglie maggiori, si ottengono incrementi della variabile obiettivo minori dell'1% (non giustificabili dato il maggiore sforzo computazionale).
- ii. Il programma analizza ciascun individuo della popolazione testando il valore che la funzione fitness assume per ciascun punto della popolazione. L'algoritmo calcola pertanto, per ogni vettore (T_{out_oil} , p_{ev} , TIT), il relativo valore di P_{el} prodotta.
- iii. A posteriori, gli individui che non soddisfano i vincoli sopracitati vengono esclusi dalle possibili soluzioni;

- iv. Il codice seleziona gli individui che fanno assumere alla funzione fitness il minimo valore (quindi il più alto valore di P_{el}) e li usa per generare una nuova popolazione secondo le modalità di élite, mutazioni e crossover (spiegate nel *paragrafo 3.1*);
- v. In maniera iterativa l'algoritmo ripercorre il punto iii, iv, e v fino al raggiungimento del massimo numero di generazioni (posto pari a 200): anche in questo caso, all'aumentare di tale valore aumenterà la risoluzione e l'affidabilità dei risultati a scapito, però, del tempo di simulazione. Si otterrà alla fine una terna di valori tali da soddisfare il criterio di massima potenza nelle ipotesi di lavoro considerate.

3.4 *Analisi dei risultati*

Determinata la terna delle variabili d'ottimizzazione che produce la massima potenza elettrica è possibile arricchire le informazioni raccolte calcolando anche il rendimento termico, di recupero ed exergetico, le caratteristiche principali di funzionamento della turbina e tutte le rimanenti variabili dipendenti non trattate nella fitness function. L'analisi economica invece non può essere inserita in fase di ottimizzazione in quanto, a questo livello, non sono disponibili le totali superfici di scambio degli scambiatori di calore.

I fluidi analizzati sono 22 e sono stati scelti principalmente in base al criterio della temperatura critica (vedi *paragrafo 2.2*):

<i>Cyclohexane</i>	<i>Toluene</i>
<i>Cyclopentane</i>	<i>Isobutene</i>
<i>N-octane</i>	<i>Acetone</i>
<i>N-nonane</i>	<i>Neopentane</i>
<i>N-decane</i>	<i>D4</i>
<i>p-Xylene</i>	<i>D5</i>
<i>Ethylbenzene</i>	<i>D6</i>
<i>MDM</i>	<i>R-245fa</i>
<i>MD2M</i>	<i>R-123</i>
<i>MD3M</i>	<i>R-113</i>
<i>MD4M</i>	<i>R-141b</i>

Di questi, però, il *p-Xylene* e l'*Ethylbenze* sono stati scartati a priori in quanto non presenti nei database Refprop[®]; successivamente sono stati scartati anche il *N-octane*, il *N-nonane*, il *N-decane*, il *D4*, il *D5*, il *D6*, l'*MDM*, l'*MD2M*, l'*MD3M* e l'*MD4M* in merito al fatto che presentano una pressione di condensazione a 120 °C minore della pressione atmosferica e

richiederebbero pertanto un dimensionamento particolare della pompa e del condensatore e componenti di ciclo aggiuntivi, come degasatori ed eiettori, facendo lievitare il prezzo del sistema.

L'*Isobutene*, invece, è stato scartato perché alla temperatura di condensazione di 120 °C presenta una pressione di 26.38 bar, di conseguenza risulta impensabile costruire un ciclo soddisfacente avendo imposto una pressione massima di evaporazione di 30 bar.

I restanti nove composti sono tutti possibili fluidi motore e di seguito vengono riportati in dettaglio i risultati del processo di ottimizzazione. In *Tab. 7* si riporta un confronto tra le diverse alternative.

Tabella 7: Risultati sintetici dell'ottimizzazione dei fluidi per portata unitaria di olio diatermico.

<i>Fluido</i>	<i>P_el [kW]</i>	<i>eta_ciclo</i>	<i>eta_glob</i>	<i>eta_ex</i>	<i>Vel_angolare [rpm]</i>	<i>D_rms [m]</i>
<i>Cyclopentane</i>	35.21	0.1049	0.5727	0.5372	26581	0.159
<i>Cyclohexane</i>	35.90	0.1346	0.4536	0.4599	23267	0.191
<i>Toluene</i>	25.94	0.0862	0.5169	0.4597	9965	0.375
<i>Acetone</i>	35.76	0.1037	0.5891	0.5507	31399	0.149
<i>Neopentane</i>	18.09	0.0598	0.5189	0.4273	14653	0.199
<i>R-245fa</i>	13.88	0.0425	0.5628	0.4389	6470	0.269
<i>R-123</i>	24.73	0.0793	0.5341	0.4662	12332	0.198
<i>R-113</i>	33.25	0.1038	0.5461	0.5108	12532	0.204
<i>R-141b</i>	28.56	0.0874	0.5592	0.4993	16705	0.178

Dai risultati ottenuti si evince che il fluido migliore è il *Cyclohexane*, però, continuare l'analisi prendendo in considerazione un solo fluido è abbastanza riduttivo, pertanto, si è deciso di considerare i quattro migliori fluidi (*Cyclohexane*, *Cyclopentane*, *Acetone* e *R-113*) e di procedere con l'analisi in parallelo. In questo modo è possibile giudicare i fluidi non solo in base ai parametri prestazionali ricavati nella condizione di design, ma diventa possibile estendere le considerazioni anche in base al comportamento del sistema ai carichi parziali e in regime transitorio.

Il valore piuttosto contenuto del rendimento globale dei cicli implementati è dovuto al fatto che, nella definizione data a tale parametro (vedi *paragrafo 2.4*), si assume come potenza termica di riferimento quella disponibile della sorgente calda, ossia quella derivante dal completo raffreddamento della portata circolante di olio (fino a temperatura ambiente).

▪ Cyclopentane

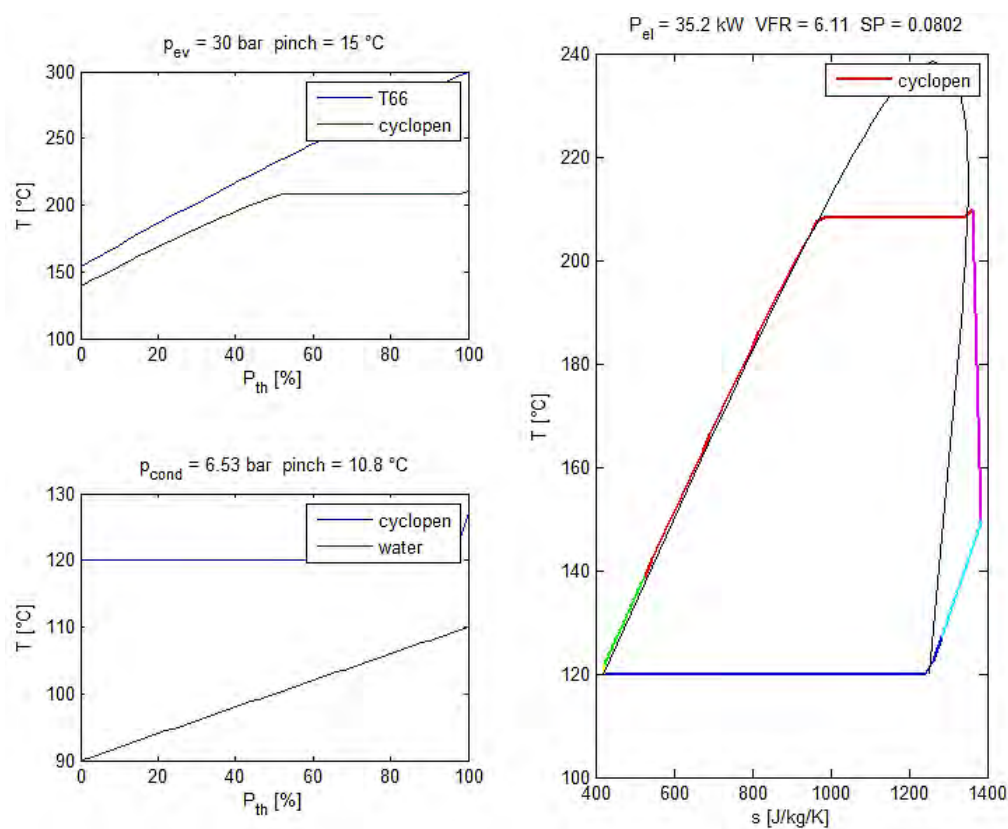


Figura 34: Risultati ottimizzazione *Cyclopentane*.

<i>punto TD</i>	T [°C]	s [J/(kgK)]	p [bar]	h [kJ/kg]	
1	121.66	422.781	30	155.853	
2	208.23	970.393	30	396.539	
3	209.96	1361.082	30	584.62	
4	149.47	1385.182	6.53	532.491	
5	120	1251.802	6.53	478.094	
6	120	420.446	6.53	151.247	
7	121.27	420.446	30	154.932	(1_is)
8	144.1	1361.082	6.53	522.371	(4_is)
9	138.83	525.219	30	197.178	(1_rec)
10	127.22	1284.75	6.53	491.167	(5_rec)

Risultato ottimizzazione:

$$P_{el} = 35.21 \text{ [kW]}$$

Rendimenti:

$$\eta_{glob} = 0.5727$$

$$\eta_{ciclo} = 0.1049$$

$$\eta_{ex} = 0.5372$$

Portate:

$$m_{oil} = 1.00 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{ORC} = 0.8662 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{water} = 3.4928 \text{ [kg/s]}$$

Temperature:

$$T_{in_oil} = 300.00 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{out_oil} = 153.83 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{in_h2o} = 90.00 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{out_h2o} = 110.00 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Parametri turbina:

$$vel_{periferica} = 220.98 \text{ [m/s]}$$

$$vel_{angolare} = 26581.87 \text{ [rpm]}$$

$$d_{rms} = 0.159 \text{ [m]}$$

▪ Cyclohexane

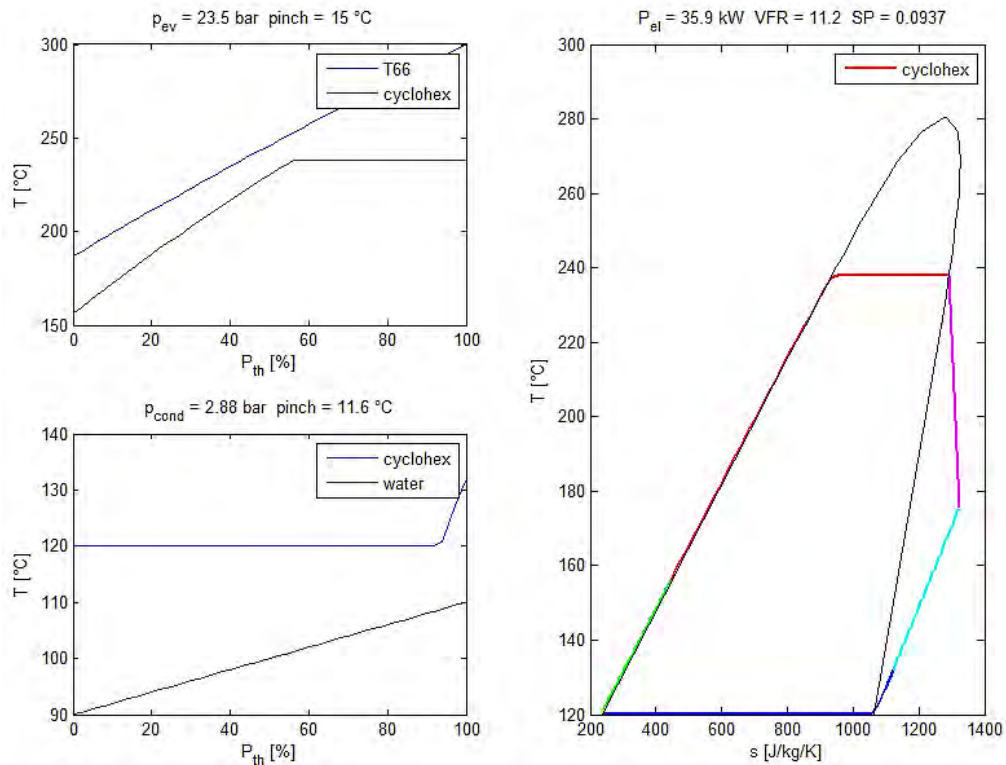


Figura 35: Risultati ottimizzazione *Cyclohexane*.

<i>punto TD</i>	<i>T [°C]</i>	<i>s [J/(kgK)]</i>	<i>p [bar]</i>	<i>h [kJ/kg]</i>	
1	121.14	238.003	23.47	92.221	
2	237.84	935.051	23.47	408.082	
3	237.84	1291.884	23.47	590.419	
4	175.4	1322.179	2.88	522.537	
5	120	1065.024	2.88	414.334	
6	120	236.082	2.88	88.435	
7	120.82	236.082	23.47	91.464	(1_is)
8	168.83	1291.884	2.88	509.047	(4_is)
9	156.37	446.358	23.47	178.037	(1_rec)
10	131.99	1121.111	2.88	436.72	(5_rec)

Risultato ottimizzazione:

$P_{el} = 35.90$ [kW]

Rendimenti:

$\eta_{glob} = 0.4536$

$\eta_{ciclo} = 0.1346$

$\eta_{ex} = 0.4599$

Portate:

$m_{oil} = 1.00$ [kg/s]

$m_{ORC} = 0.6466$ [kg/s]

$m_{water} = 2.6714$ [kg/s]

Temperature:

$T_{in_oil} = 300.00$ [°C]

$T_{out_oil} = 186.88$ [°C]

$T_{in_h2o} = 90.00$ [°C]

$T_{out_h2o} = 110.00$ [°C]

Parametri turbina:

$vel_{periferica} = 232.11$ [m/s]

$vel_{angolare} = 23267.97$ [rpm]

$d_{rms} = 0.191$ [m]

▪ **Acetone**

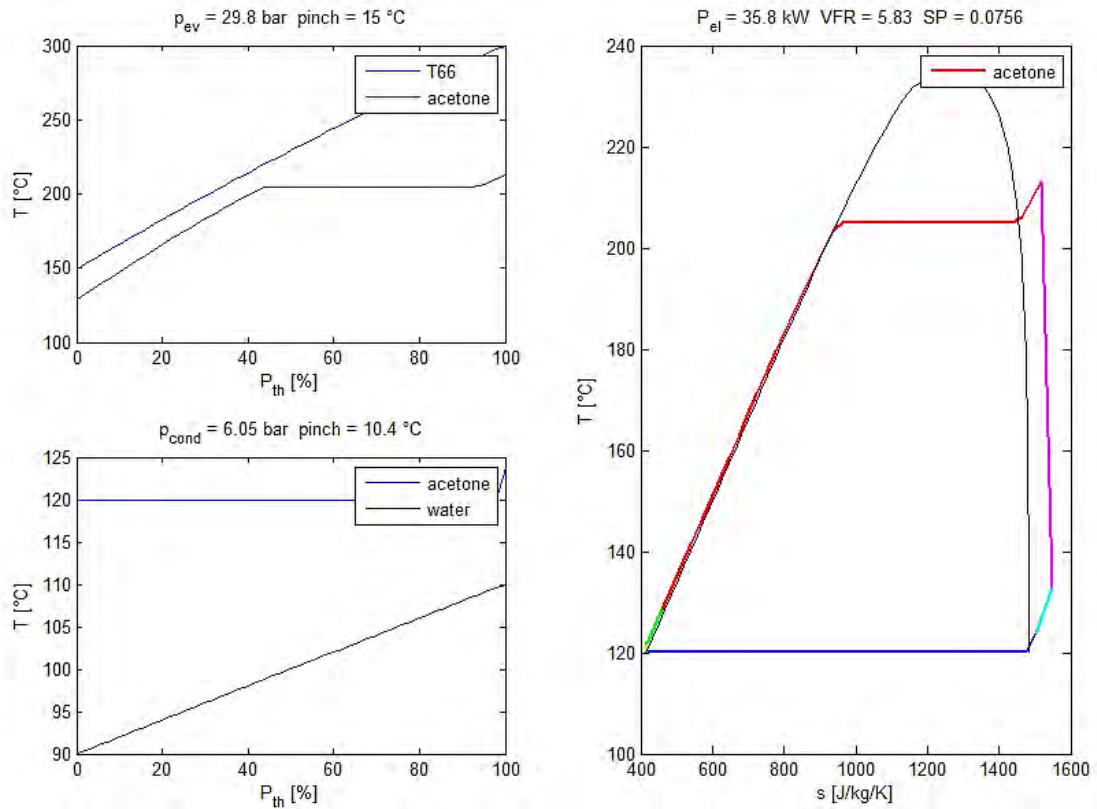


Figura 36: Risultati ottimizzazione *Acetone*.

<i>punto TD</i>	T [°C]	s [J/(kgK)]	p [bar]	h [kJ/kg]	
1	121.59	416.452	29.82	154.603	
2	204.95	948.037	29.82	387.033	
3	213.17	1516.933	29.82	659.269	
4	132.57	1547.691	6.05	596.178	
5	120	1484.962	6.05	571.126	
6	120	414.197	6.05	150.155	
7	121.23	414.197	29.82	153.713	(1_is)
8	126.3	1516.933	6.05	583.795	(4_is)
9	128.61	460.147	29.82	172.005	(1_rec)
10	123.79	1504.328	6.05	578.776	(5_rec)

Risultato ottimizzazione:

$$P_{el} = 35.76 \text{ [kW]}$$

Rendimenti:

$$\eta_{glob} = 0.5891$$

$$\eta_{ciclo} = 0.1037$$

$$\eta_{ex} = 0.5507$$

Portate:

$$m_{oil} = 1.00 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{ORC} = 0.7078 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{water} = 3.5988 \text{ [kg/s]}$$

Temperature:

$$T_{in_oil} = 300.00 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{out_oil} = 149.23 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{in_h2o} = 90.00 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{out_h2o} = 110.00 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Parametri turbina:

$$vel_{periferica} = 245.21 \text{ [m/s]}$$

$$vel_{angolare} = 31399.17 \text{ [rpm]}$$

$$d_{rms} = 0.149 \text{ [m]}$$

▪ R-113

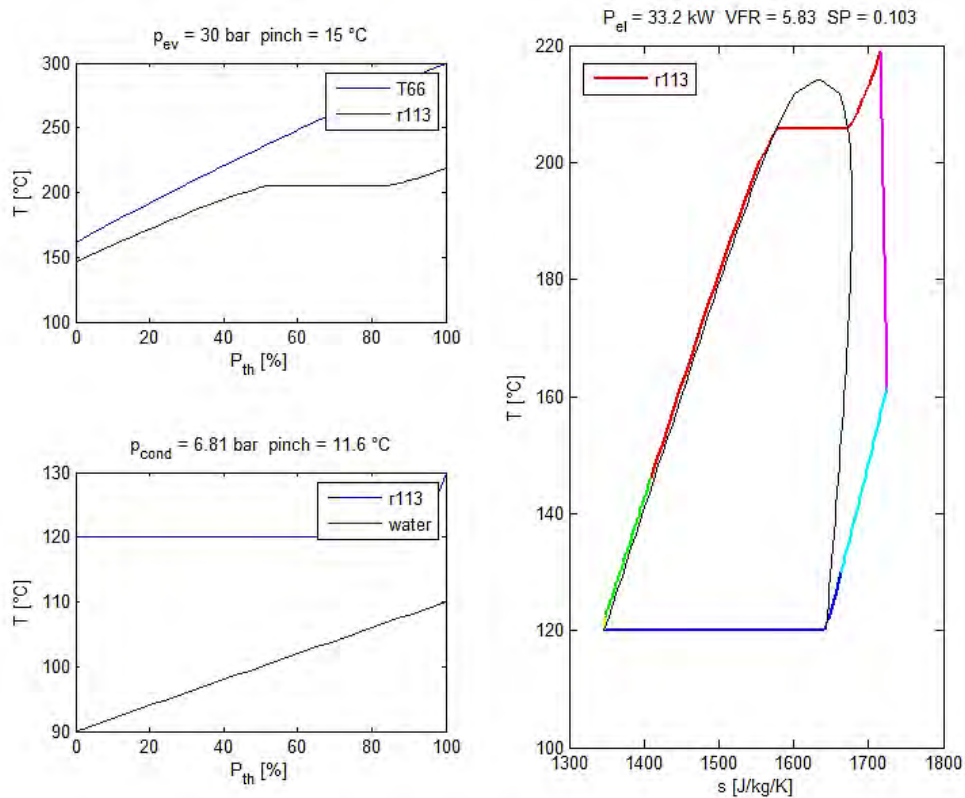


Figura 37: Risultati ottimizzazione R-113.

<i>punto TD</i>	<i>T [°C]</i>	<i>s [J/(kgK)]</i>	<i>p [bar]</i>	<i>h [kJ/kg]</i>	
1	122.05	1347.552	30	317.308	
2	205.73	1576.923	30	418.033	
3	218.95	1715.928	30	484.854	
4	161.31	1724.124	6.81	465.233	
5	120	1643.034	6.81	431.71	
6	120	1346.436	6.81	315.103	
7	121.62	1346.436	30	316.867	(1_is)
8	156.92	1715.928	6.81	461.691	(4_is)
9	146.31	1409.962	30	342.727	(1_rec)
10	129.9	1663.39	6.81	439.814	(5_rec)

Risultato ottimizzazione:

$P_{el} = 33.25 \text{ [kW]}$

Rendimenti:

$\eta_{glob} = 0.5461$

$\eta_{ciclo} = 0.1038$

$\eta_{ex} = 0.5108$

Portate:

$m_{oil} = 1.00 \text{ [kg/s]}$

$m_{ORC} = 2.2539 \text{ [kg/s]}$

$m_{water} = 3.3343 \text{ [kg/s]}$

Temperature:

$T_{in_oil} = 300.00 \text{ [°C]}$

$T_{out_oil} = 161.31 \text{ [°C]}$

$T_{in_h2o} = 90.00 \text{ [°C]}$

$T_{out_h2o} = 110.00 \text{ [°C]}$

Parametri turbina:

$vel_{periferica} = 134.14 \text{ [m/s]}$

$vel_{angolare} = 12532.05 \text{ [rpm]}$

$d_{rms} = 0.204 \text{ [m]}$

Prima di analizzare lo scambio termico è bene fare alcune precisazioni sulle scelte effettuate. Come prima cosa, l'adozione di un ciclo senza spillamenti in turbina, con successive rigenerazioni, è una scelta imposta dal fatto che la turbina è una macchina assiale monostadio; configurazione che conferisce semplicità e bassi i costi all'impianto.

Per quanto riguarda invece il grado di surriscaldamento, come già accennato in precedenza, è il codice che decide se e quanto surriscaldare in base alla ricerca del valore ottimo (contrariamente a quanto sostengono alcuni autori, non è sempre scontato che un ciclo ORC senza surriscaldamento sia migliore di uno avente surriscaldamento [77]). Ad esempio, nel caso del *Cyclopentane* e *Cyclohexane* non conviene surriscaldare il vapore organico, viceversa nel caso dell'*Acetone* e dell'*R-113*.

Vi è poi la possibilità di implementare cicli supercritici: il codice tratta anche questa eventualità ma, dati i vincoli imposti (pressione massima di 30 bar, $TIT \geq T_C$ se ipercritico etc.), la tipologia di sorgente termica considerata e i fluidi di lavoro utilizzati, non sono fisicamente realizzabili cicli supercritici.

La scelta, infine, dell'utilizzo del recuperatore è fatta con lo scopo principale di aumentare il rendimento termico ed exergetico del ciclo. Questo dispositivo, infatti, permette di sfruttare un calore che altrimenti andrebbe perso al condensatore, per preriscaldare il fluido organico all'ingresso dell'evaporatore, e di conseguenza, a parità di P_{el} prodotta, si rende necessario un minor input termico e migliora anche l'accoppiamento tra i profili termici nel condensatore e nell'evaporatore. Ad esempio, si può osservare come, nel caso del *Cyclopentane*, l'assenza del recuperatore non comporti variazioni significative della potenza elettrica massima ottenibile, viceversa, comporti cambiamenti significativi nel rendimento termico ed exergetico.

punto TD	$T [^{\circ}C]$	$s [J/kg/K]$	$p [bar]$	$h [kJ/kg]$	
1	121.66	422.781	30	155.853	
2	208.23	970.393	30	396.539	
3	215.52	1397.216	30	602.175	
4	157.64	1421.76	6.53	548.099	
5	120	1251.802	6.53	478.094	
6	120	420.446	6.53	151.247	
7	121.27	420.446	30	154.932	(1_is)
8	152.15	1397.216	6.53	537.593	(4_is)

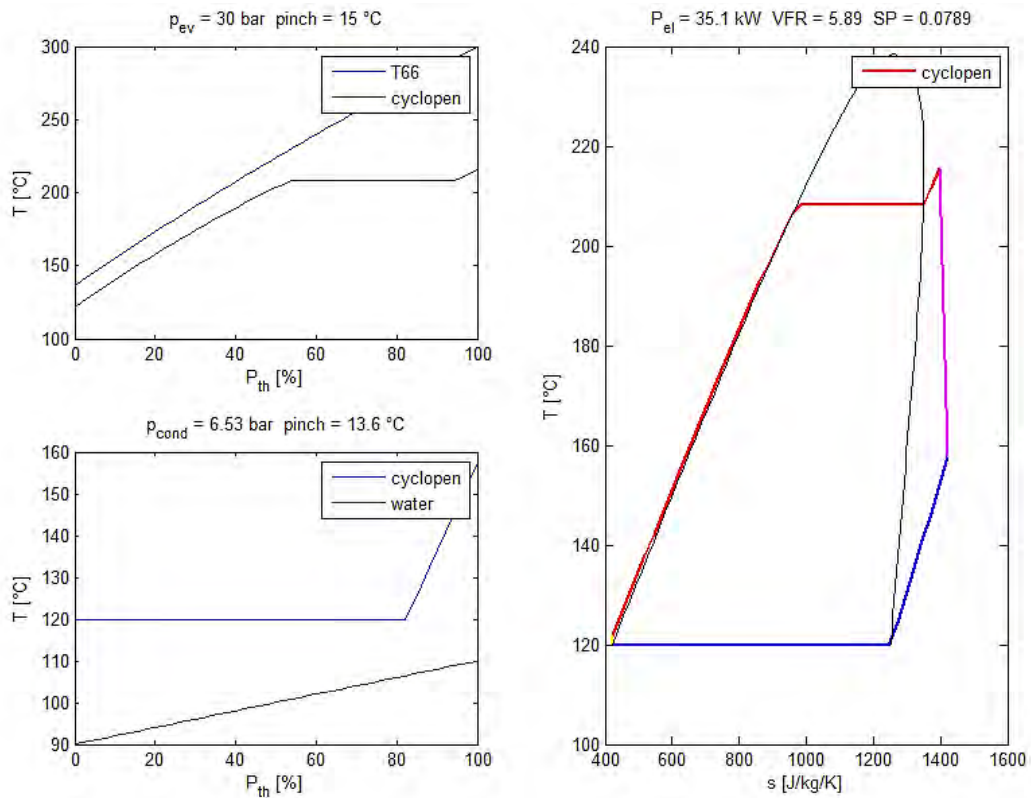


Figura 38: risultati ottimizzazione Cyclopentane.

Risultato ottimizzazione:

$$P_{el} = 35.11 \text{ [kW]}$$

Rendimenti:

$$\eta_{glob} = 0.632$$

$$\eta_{ciclo} = 0.0949$$

$$\eta_{ex} = 0.5769$$

Portate:

$$m_{oil} = 1.00 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{ORC} = 0.8285 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{water} = 3.9003 \text{ [kg/s]}$$

Temperature:

$$T_{in_oil} = 300.00 \text{ [°C]}$$

$$T_{out_oil} = 136.71 \text{ [°C]}$$

$$T_{in_h2o} = 90.00 \text{ [°C]}$$

$$T_{out_h2o} = 110.00 \text{ [°C]}$$

Parametri turbina:

$$vel_{periferica} = 226.14 \text{ [m/s]}$$

$$vel_{angolare} = 27715.75 \text{ [rpm]}$$

$$d_{rms} = 0.156 \text{ [m]}$$

La funzione del recuperatore, tuttavia, potrebbe diventare del tutto superflua nei casi in cui la sorgente termica a monte è un calore di recupero: tale calore infatti, se non fosse utilizzato dal ciclo ORC, andrebbe rigettato all'ambiente. La sua assenza quindi, oltre a semplificare e ridurre i costi del sistema, aumenterebbe il rendimento globale del sistema (come visibile dai risultati appena mostrati) in quanto permetterebbe di recuperare più calore per fini cogenerativi al condensatore e verrebbe sfruttato maggiormente l'input termico. Mancando richieste specifiche nella definizione del problema, si è preferito comunque mantenere il recuperatore in modo da lavorare con rendimenti maggiori.

Capitolo 4

Dimensionamento degli Scambiatori

4.1 Scambiatori a fascio tubiero

Uno scambiatore a fascio tubiero è uno scambiatore di calore a superficie, costituito da un fascio di tubi collocato all'interno di un recipiente di forma cilindrica (chiamato mantello). Tale dispositivo è attraversato da due correnti fluide: una scorre "lato tubi" (cioè nell'interno dei tubi) mentre l'altra scorre "lato mantello" (cioè nello spazio delimitato tra la superficie interna del mantello e le superfici esterne dei tubi) [72].

Rispetto agli scambiatori di calore è di gran lunga il modello più diffuso [70] in quanto permette lo scambio di grandi quantità di calore, avendo superfici di scambio che possono arrivare a centinaia di migliaia di metri quadrati e lavorando su range di pressioni dal vuoto spinto fino a 1000 bar. Può essere utilizzato inoltre per il riscaldamento/raffreddamento di un fluido monofase (liquido o vapore) o per la vaporizzazione e condensazione.

Gli scambiatori a fascio tubiero, essendo i più utilizzati, sono anche quelli meglio definiti dal punto di vista di unificazione e di normativa. In genere, la progettazione degli scambiatori a fascio tubiero avviene in accordo con le indicazioni dell'associazione statunitense T.E.M.A. (Tubular Exchanger Manufacturers' Association) [66].

Tali norme distinguono negli scambiatori tre parti (testa anteriore, mantello e testa posteriore [72]) e per ciascuna di queste vengono indicati differenti geometrie costruttive. Le norme forniscono inoltre le linee guida per il dimensionamento dei componenti, riportando ad esempio le dimensioni consigliate dei tubi e del mantello, le tolleranze tra le diverse parti, le distanze tra i diaframmi massime, e così via.

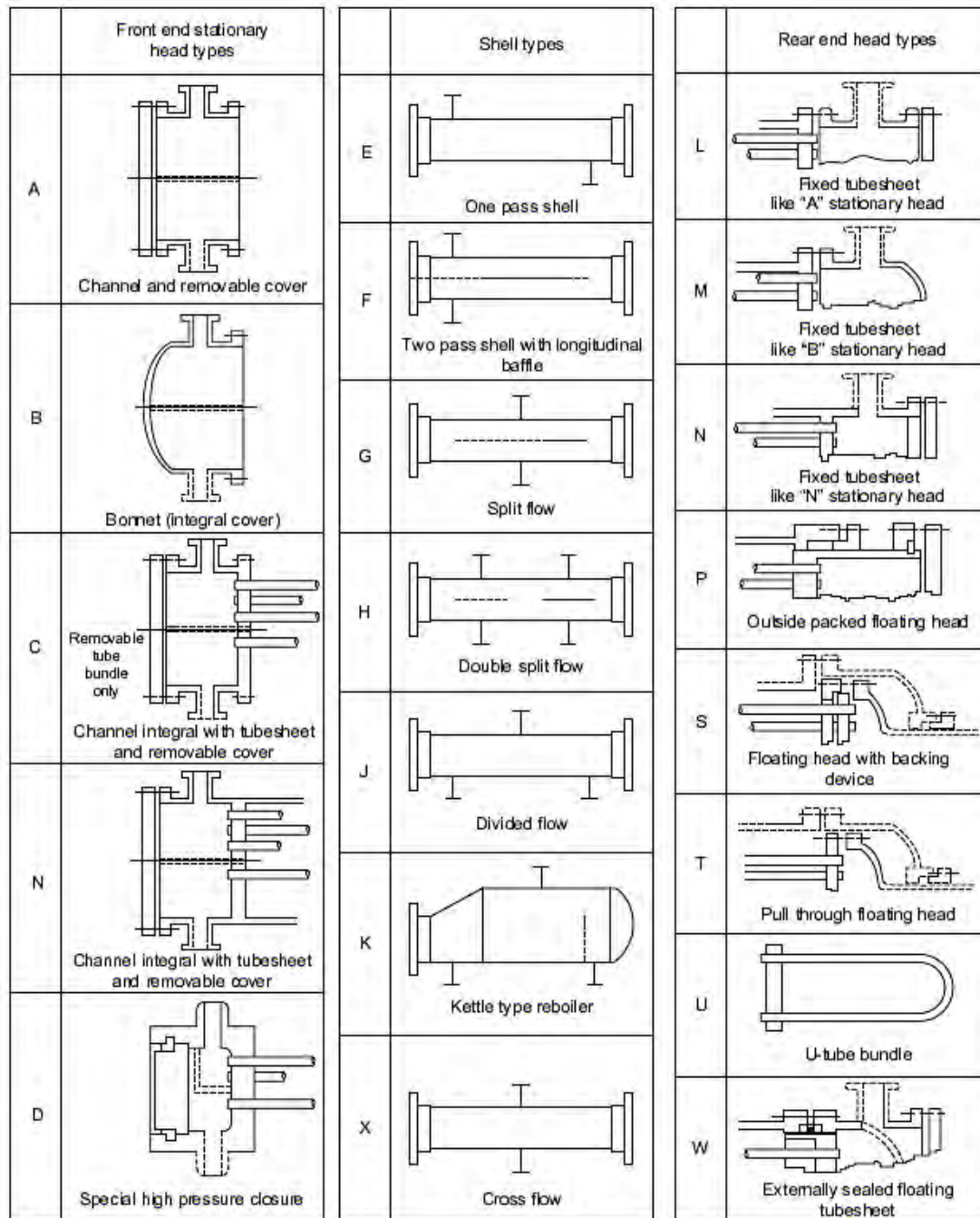


Figura 39: Esempio di norme T.E.M.A. [68].

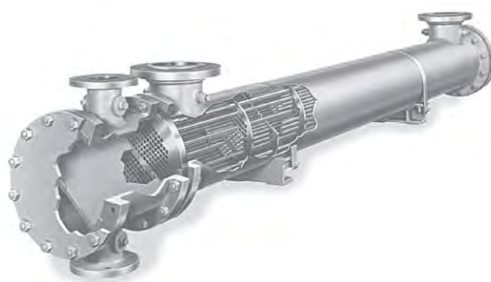


Figura 40: Esempio di scambiatore a fascio tubiero 1/1 [67].

Le parti principali di uno scambiatore a fascio tubiero sono:

- Testate di estremità (testata posteriore e testata anteriore): delimitano il volume costituito dalla parte interna dei tubi (lato tubi). Le norme T.E.M.A prevedono testate fisse e testate flottanti. Le teste anteriori sono sempre fisse, mentre le teste posteriori possono essere fisse o flottanti [72]. Le teste fisse hanno il vantaggio di essere più economiche rispetto alle altre [72], tuttavia la manutenzione degli scambiatori a teste flottanti risulta più agevole dato che è possibile sfilare il fascio di tubi dal mantello smontando la testa. Le testate consentono inoltre, grazie ad opportuni setti, una parzializzazione della sezione del fascio, di conseguenza, è possibile aumentare il numero di passaggi lato tubi e ottimizzare la velocità del deflusso interno. Se lo scambiatore tratta un fluido bifase lato tubi non è conveniente adottare passaggi multipli in quanto tra un passaggio e l'altro si ha separazione del liquido dal vapore (crea instabilità nel flusso).

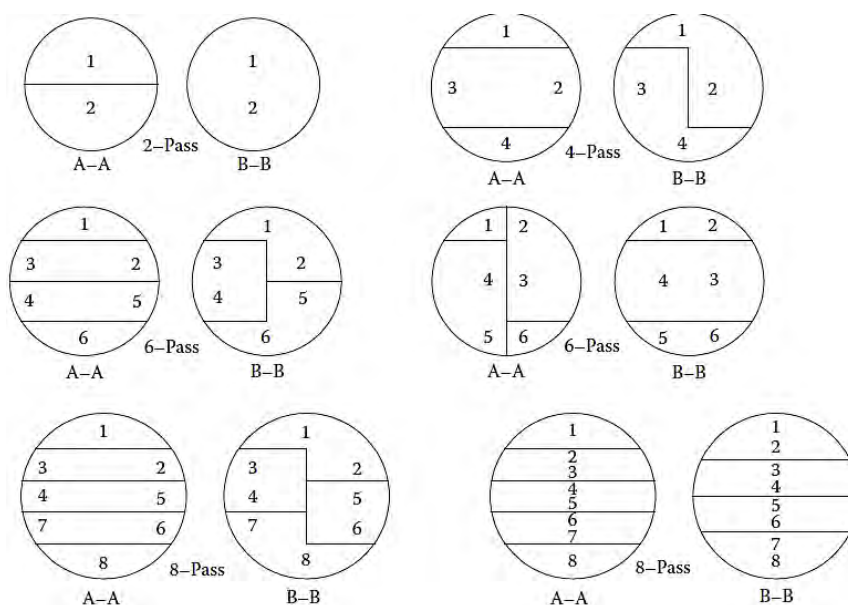


Figura 41: Possibili configurazioni dei setti per passaggi multipli [67].

- Tubi: sono fissati ad una lamiera forata di elevato spessore detta piastra tubiera, interposta tra testata e mantello e chiusa da opportune flange imbullonate; l'accoppiamento tra tubi e piastra tubiera può avvenire tramite mandrinatura (espansione meccanica dell'imboccatura del tubo con uno strumento detto mandrino, che deforma il tubo serrandolo alla piastra [70]), tramite saldatura (il foro dove alloggia il tubo viene svasato nel lato esterno e successivamente il tubo viene saldato alla piastra), oppure tramite filettatura.

Il diametro dei tubi può variare da 6 a 50 mm e la superficie di questi può essere liscia o alettata, internamente o esternamente (400 – 1600 alette per metro) [72]. I tubi alettati hanno il vantaggio di diminuire le dimensioni totali dello scambiatore a scapito però dell'aumento del costo (sconsigliati se si hanno fluidi imbrattanti).

I tubi del fascio tubiero sono disposti secondo un reticolo a maglia triangolare ($\theta = 30^\circ$), triangolare ruotata ($\theta = 60^\circ$), quadrata ($\theta = 90^\circ$) o quadrata ruotata ($\theta = 45^\circ$). I reticoli triangolari sono più compatti e forniscono alti coefficienti di scambio lato fasciame ma anche alte perdite di carico.

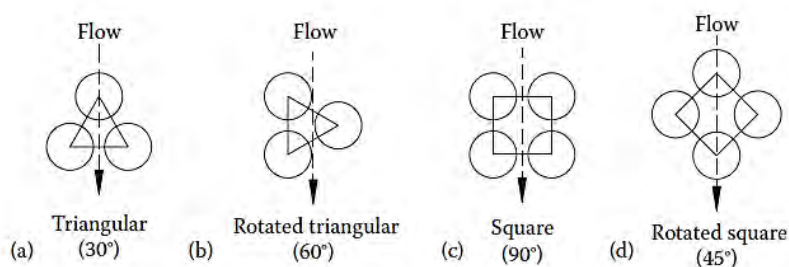


Figura 42: Tipologie di reticolo [67].

I tubi dello scambiatore non devono necessariamente essere rettilinei, è anzi pratica comune l'uso di tubi curvati ad U (tipo TEMA U), a raggi variabili, uniti mediante la piastra tubiera. Questi particolari modelli di scambiatore a fascio tubiero sono denominati "a chioma" [69]. Il vantaggio degli scambiatori con tubi ad U risiede nell'estraibilità del fascio tubiero, che può essere facilmente separato dal mantello per ispezione e pulizia. Hanno tuttavia una minore stabilità meccanica e il fascio tende ad essere sottoposto a maggiori sollecitazioni (vibrazioni). Sono sconsigliati per fluidi corrosivi o imbrattanti, in quanto, in corrispondenza del ripiegamento ad U si possono riscontrare fenomeni di erosione localizzata dei tubi e la formazione di incrostazioni (fouling). Il fascio di tubi ad U è utilizzato anche come elemento riscaldante all'interno di apparecchiature più grandi, ad esempio nei ribollitori tipo Kettle.

- Involucro esterno (o mantello): delimita il volume esterno ai tubi (lato mantello) ed è ricavato generalmente da un tubo di grosso diametro. Gli spessori minimi consentiti dalle norme T.E.M.A. sono riassunti in *Tab. 8*:

Tabella 8: Spessori minimi del mantello [68].

Nominal Shell Dia., mm	Carbon Steel		Alloy Steel
	Pipe	Plate	
150	7.1	—	3.2
200–300	9.3	—	3.2
330–580	9.5	7.9	3.2
610–740	—	7.9	4.8
760–990	—	9.5	6.4
1010–1520	—	11.1	6.4
1550–2030	—	12.7	7.9
2050–2540	—	12.7	9.5

Anche all'interno del lato fasciame possono essere previsti più passaggi (raramente più di due), introducendo opportuni setti longitudinali. Per convenzione, uno scambiatore che prevede passaggi multipli lato mantello o lato tubi viene indicato con due numeri separati da “/” o “:”, ad esempio “1/2”, dove il primo numero si riferisce al numero di passaggi lato mantello mentre il secondo al numero di passaggi lato tubi.

- Diaframmi: sono dei dischi di lamiera che hanno lo scopo di controllare il regime idraulico all'interno del mantello stesso, aumentando le turbolenze e di conseguenza il coefficiente di scambio termico (ma anche le perdite di carico) [69] e di sostenere i tubi del fascio, limitandone le vibrazioni distruttive e rumorose (possono superare i 160 dB [72]) causate dal fluido che scorre all'esterno dei tubi. Il tipo più comune di diaframma è quello a segmento (*Fig. 43 a*), con un taglio che va dal 15 al 35% del diametro interno del mantello. Esistono però anche i diaframmi a segmento e striscia (*Fig. 43 b*) oppure quelli a cerchio ed anello (*Fig. 43 c*). I diaframmi possono essere disposti in modo da realizzare nel fasciame un moto del fluido alternato su piano verticale, orizzontale o inclinato di 45°. Eventualmente è possibile utilizzare particolari diaframmi che inducono un moto a spirale (*Fig. 43 d*) [67]. La spaziatura tra i diaframmi, mantenuta tra 0.2 e 1 volta il diametro del fasciame, è garantita da tronchetti di tubo distanziatori stretti da tondini tiranti (tie rods).

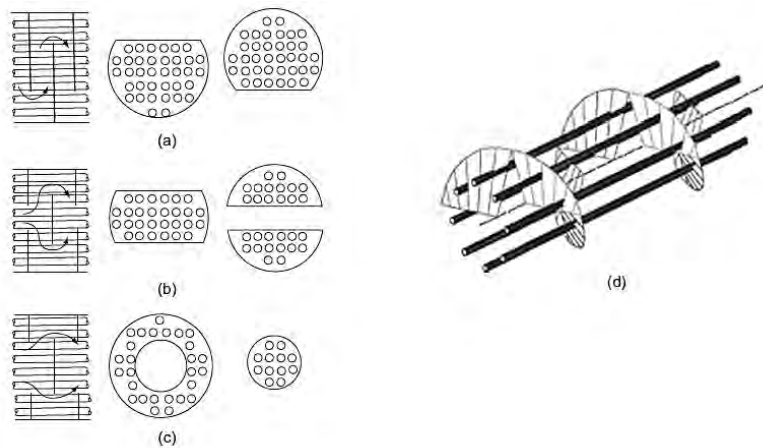


Figura 43: Varie tipologie di diaframmi [67].

Se la distanza tra fascio di tubi e fasciame è superiore a 15 mm, vengono installati tra diaframma e diaframma ogni 6 – 8 righe di tubi le “sealing strips”, strisce metalliche con la funzione di bloccare la portata di bypass [72].

4.2 Stima del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico

Prima di descrivere le principali correlazioni adottate per il calcolo del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico lungo lo scambiatore, è opportuno approfondire le conoscenze sulle caratteristiche geometriche di base di uno scambiatore a fascio tubiero. Per fare ciò ci si sofferma sulla configurazione T.E.M.A. E, essendo la più diffusa nell'industria di processo, petrolchimica e di potenza [72].

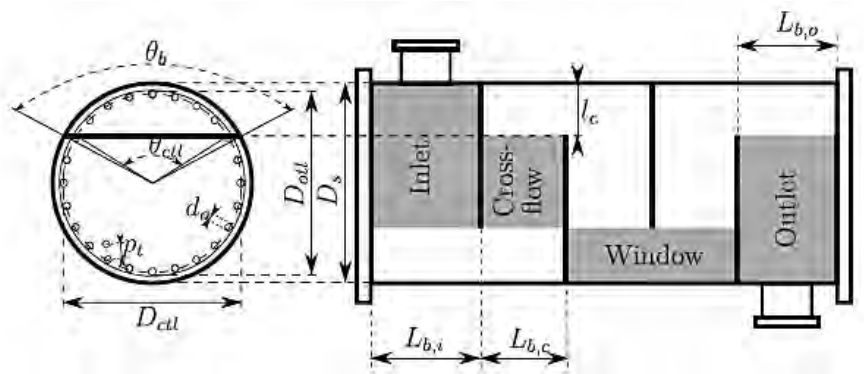


Figura 44: Grandezze geometriche principali [72].

Come riportato in *Fig. 44*, le grandezze geometriche principali sono il diametro esterno D_s , il diametro esterno dei tubi d_o , il passo tra i tubi p_b , la lunghezza di taglio del diaframma l_c e gli spazi tra diaframmi all'ingresso $L_{b,i}$, all'uscita $L_{b,o}$ e nella regione centrale $L_{b,c}$. I diaframmi suddividono inoltre il mantello idealmente in quattro aree: la regione d'ingresso, la regione d'uscita, la zona a flusso parallelo (window section) e la zona a flusso incrociato (crossflow section).

- Window Section [72]

$$\delta_{bb} = 0.017D_s + 0.0265 [m]$$

Tolleranza tra fascio tubiero e mantello

$$\theta_b = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2l_c}{D_s} \right)$$

Angolo di apertura del taglio del diaframma rispetto al centro del mantello

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left(\frac{D_s - 2l_c}{D_{ctl}} \right)$$

Angolo di apertura dell'intersezione taglio del diaframma con circonferenza passante per i tubi esterni, rispetto al centro

$$D_{otl} = D_s - \delta_{bb}$$

Diametro della circonferenza tangente la fila più esterna di tubi

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_o$$

Diametro della circonferenza passante per il centro della fila più esterna di tubi

$$N_t = \frac{\pi D_{ctl}^2}{4 C_t p_t^2}$$

Numero di tubi nel caso di singolo passaggio (C_t è una costante)

$$A_{fr,w} = \frac{D_s^2}{4} \left[\frac{\theta_b}{2} - \left(1 - \frac{2l_c}{D_s} \right) \sin \frac{\theta_b}{2} \right]$$

Area della window section lorda

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi}$$

Frazione del numero di tubi rispetto al totale nella window section

$$A_{fr,t} = \frac{\pi}{4} d_o^2 F_w N_t$$

Area occupata dai tubi nella window section

$$A_{o,w} = A_{fr,w} - A_{fr,t}$$

Area netta in una window section

$$D_{h,w} = \frac{A_{o,w}}{\frac{\pi}{4} d_o^2 F_w N_t + \frac{D_s \theta_b}{2}}$$

Diametro idraulico della window section

$$N_{r,cw} = \frac{0.8}{X_l} [l_c - 0.5(D_s - D_{ctl})]$$

Numero delle effettive righe di tubi nella window section

▪ Crossflow Section [72]

$$F_c = 1 - 2F_w$$

Numero di tubi nella crossflow section

$$N_{r,cc} = \frac{D_s - 2l_c}{X_l}$$

Numero di righe di tubi attraversati in una crossflow section

$$A_{o,cr} = \left[D_s - D_{otl} + \frac{D_{ctl}}{X_t} (X_t - d_o) \right] L_{b,c}$$

Crossflow area nella linea di mezzeria del mantello (per layout dei tubi a 30°, 90° e 45°, 60° con passo tra i tubi elevato)

$$A_{o,cr} = \left[D_s - D_{otl} + 2 \frac{D_{ctl}}{X_t} (p_t - d_o) \right] L_{b,c}$$

Crossflow area nella linea di mezzeria del mantello (per layout dei tubi a 45°, 60° con passo tra i tubi piccolo)

dove X_t e X_l sono le proiezioni trasversali e longitudinali del passo tra i tubi, valutabili con le relazioni riportate in *Tab. 9* in funzione al tipo di layout dei tubi.

Tabella 9: Proprietà geometriche del fascio di tubi [72].

	Staggered array			Inline array
	30°	45°	60°	90°
Transverse tube pitch X_t	p_t	$\sqrt{2}p_t$	$\sqrt{3}p_t$	p_t
Longitudinal tube pitch X_l	$\frac{\sqrt{3}}{2}p_t$	$\frac{p_t}{\sqrt{2}}$	$\frac{p_t}{2}$	p_t
Tube count constant C_t	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	1	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	1

Per un'analisi dettagliata del regime di moto all'interno del mantello si consiglia di prendere in considerazione anche quelle frazioni di portata lato mantello che non seguono il percorso ideale tra i diaframmi (flusso B di *Fig. 45*) ma percorsi alternativi, ad esempio passando nello spazio vuoto dove i tubi sono attraversano il diaframma (flusso A di *Fig. 45*), tra il fascio di tubi e il mantello (flusso C di *Fig. 45*), tra i diaframmi e il mantello (flusso E di

Fig. 45). Tali portate, definite di trafilemento (“leakage”) o di bypass, sono fonti di perdita in quanto non attraversano i tubi del fascio e, di conseguenza, non scambiano calore con il fluido lato tubi.

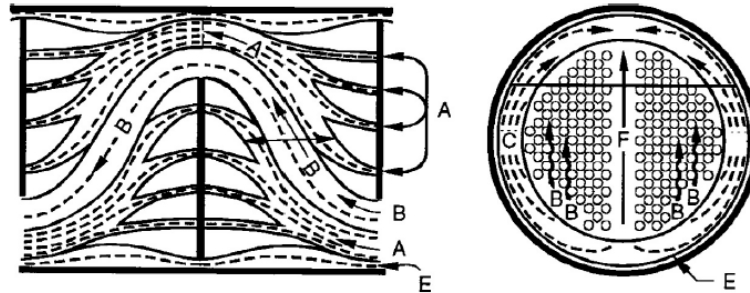


Figura 45: Distribuzione dei flussi lato mantello [72].

Per la valutazione di tali portate si possono adottare le seguenti relazioni [72]:

$$F_{bp} = \frac{(D_s - D_{otl})L_{b,c}}{A_{o,cr}}$$

Frazione di area destinata alle portate di bypass
(flusso C nella Fig. 45)

$$A_{o,tb} = \frac{\pi}{4} [(d_o + \delta_{tb})^2 - d_o^2] N_t (1 - F_w)$$

Area totale di perdita tra tubi e fori nel
diaframma per un singolo diaframma

$$A_{o,sb} = \pi D_s \frac{\delta_{sb}}{2} \left(1 - \frac{\theta_b}{2\pi}\right)$$

Area di perdita tra fascio di tubi e mantello

$$\delta_{tb} = 0.4 \times 10^{-3} \text{ (m)}$$

Gioco tra tubi e fori nel diaframma

$$\delta_{sb} = 3.1 \times 10^{-3} + 0.004 D_s \text{ (m)}$$

Gioco tra mantello e diaframma

Una volta definite tutte le variabili geometriche è possibile analizzare le correlazioni per lo scambio termico e per il calcolo delle perdite di carico. Per far ciò conviene suddividere lo scambiatore in due parti e trattare separatamente la portata lato tubi da quella lato mantello.

❖ Lato mantello

Per quanto riguarda il lato mantello si è preferito adottare il metodo di Bell-Delaware [67,72] per il calcolo del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico. Tale metodo richiede tempi computazionali maggiori rispetto gli altri metodi, ad esempio quello di Kern,

ma è tra i migliori disponibili in letteratura. Con opportune modifiche, può essere applicato inoltre a scambiatori di tipo F, scambiatori di tipo E con assenza di tubi nella window section e a scambiatori di tipo E che utilizzano tubi alettati e micro-alettati (per Re grandi si può considerare il tubo micro-alettato come un tubo liscio) [72].

Con tale metodo, il coefficiente di scambio lato mantello h_s viene determinato a partire dal coefficiente di scambio ideale $h_{s,id}$ e corretto poi da una serie di fattori in modo da tener conto della geometria vera e delle portate di leakage e di bypass.

$$h_s = h_{id} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r$$

dove J_c è il fattore di correzione per la configurazione dei diaframmi (distanze inter-diaframma e lunghezze di taglio), J_l è il fattore per considerare le portate di leakage (flussi A ed E in Fig. 45), J_b conteggia le portate di bypass (flussi C e F in Fig. 45), J_s è il fattore di correzione per le spaziature iniziali e finali dei diaframmi, solitamente maggiori di quelle centrali, J_r considera invece eventuali gradienti di temperatura avversi generati nel caso di flussi laminari. La combinazione di questi cinque fattori può ridurre h_{id} anche del 50% [72].

Tabella 10: Fattori di correzione per il calcolo del coefficiente di scambio termico lato mantello con il metodo di Bell-Delaware [72].

Correction Factors C 's	Formulas for parameters for Correction Factors
$J_c = 0.55 + 0.72F_c$	
$J_\ell = 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)]e^{-2.2r_{lm}}$	$r_s = \frac{A_{o,sb}}{A_{o,sb} + A_{o,tb}}; \quad r_{lm} = \frac{A_{o,sb} + A_{o,tb}}{A_{o,cr}}$
$J_b = \begin{cases} 1 & \text{for } N_{ss}^+ \geq 1/2 \\ e^{-C r_b [1 - (2N_{ss}^+)^{1/3}]} & \text{for } N_{ss}^+ \leq 1/2 \end{cases}$	$r_b = \frac{A_{o,bp}}{A_{o,cr}}; \quad N_{ss}^+ = \frac{N_{ss}}{N_{r,cc}};$
	$C = \begin{cases} 1.35 & \text{for } Re_s \leq 100 \\ 1.25 & \text{for } Re_s > 100 \end{cases}$
$J_s = \frac{N_b - 1 + (L_i^+)^{(1-n)} + (L_o^+)^{(1-n)}}{N_b - 1 + L_i^+ + L_o^+}$	$L_i^+ = \frac{L_{b,i}}{L_{bc}}; \quad L_o^+ = \frac{L_{b,o}}{L_{bc}}$
	$n = \begin{cases} 0.6 & \text{for turbulent flow} \\ \frac{1}{3} & \text{for laminar flow} \end{cases}$
$J_r = \begin{cases} 1 & \text{for } Re_s \geq 100 \\ (10/N_{r,c})^{0.18} & \text{for } Re_s \leq 20 \end{cases}$	For $20 < Re_s < 100$, linearly interpolate J_r from two formulas

Il coefficiente di scambio ideale $h_{s,id}$, valido per fluidi monofase (acqua nel condensatore, olio nell'evaporatore e vapore surriscaldato nel recuperatore), può essere calcolato seguendo la procedura descritta da Martin in [72] per un fascio di tubi allineati (layout a 90°) o disallineati (layout a 30°, 45° e 60°):

$$h_{id,s} = f(\lambda, D_h, Lq)$$

dove Lq è il numero di L ev eque, funzione a sua volta del numero di Prandtl Pr , del numero di Hagen Hg e della geometria interna dello scambiatore.

Un discorso analogo vale anche per le perdite di carico per attrito Δp_s , suddivisibili per semplicit  nelle tre zone: sezione di ingresso-uscita Δp_{i-o} , sezione di crossflow Δp_{cr} e sezione window Δp_w .

$$\Delta p_s = \Delta p_{cr} + \Delta p_w + \Delta p_{i-o}$$

Il metodo di Bell-Delaware prevede che ciascuna di esse sia ottenibile dal prodotto di una perdita di pressione calcolata nel caso ideale e di determinati fattori correttivi, quali ζ_l , utilizzato per valutare le portate di leakage A ed E, ζ_b , necessario per conteggiare le portate di bypass A ed F, e ζ_s usato per valutare le spaziature iniziali e finali dei diaframmi, solitamente maggiori di quelle centrali. Vale quindi:

$$\Delta p_s = (N_b - 1) \Delta p_{cr,id} \zeta_l \zeta_b + N_b \Delta p_{w,id} \zeta_l + 2 \Delta p_{cr,id} \zeta_s \zeta_b \left(1 + \frac{N_{r,cw}}{N_{r,cc}} \right)$$

dove i valori dei fattori correttivi si calcolano con le equazioni riportate in Tab. 11:

Tabella 11: Fattori di correzione per il calcolo delle perdite di carico lato mantello con il metodo di Bell-Delaware [72].

Correction Factors, ζ 's	Formula for Parameters for Correction Factors
$\zeta_b = \begin{cases} \exp\{-D r_b [1 - (2N_{ss}^+)^{1/3}]\} & \text{for } N_{ss}^+ < \frac{1}{2} \\ 1 & \text{for } N_{ss}^+ \geq \frac{1}{2} \end{cases}$	$D = \begin{cases} 4.5 & \text{for } Re_s \leq 100 \\ 3.7 & \text{for } Re_s > 100 \end{cases}$
$\zeta_l = \exp[-1.33(1 + r_s)r_{lm}^p]$	$p = [-0.15(1 + r_s) + 0.8]$
$\zeta_s = \left(\frac{L_{b,c}}{L_{b,o}} \right)^{2-n'} + \left(\frac{L_{b,c}}{L_{b,i}} \right)^{2-n'}$	$n' = \begin{cases} 1.0 & \text{for laminar flow} \\ 0.2 & \text{for turbulent flow} \end{cases}$

Le perdite di carico ideali, valide per fluido monofase, vengono stimate tramite le seguenti equazioni:

$$\Delta p_{cr,id} = \frac{\mu^2 N_{r,cc}}{\rho d_o^2} Hg$$

$$\Delta p_{w,id} = \frac{(2 + 0.6 N_{r,cw}) G_w^2}{2\rho}$$

dove Hg è il numero di Hagen mentre G_w è il valore della portata specifica nella window section:

$$G_w = \frac{\dot{m}}{\sqrt{A_{o,cr} \cdot A_{o,w}}}$$

Ai valori di perdite per attrito andranno aggiunte poi le perdite localizzate, ad esempio quelle di imbocco e di sbocco, assunte pari ad una volta il carico cinetico.

Dato che è stato scelto di far circolare fluidi monofase lato mantello (acqua nel condensatore, olio nell'evaporatore e vapore surriscaldato nel recuperatore) non verrà approfondito il metodo di Bell – Delaware per fluidi bifase.

❖ Lato tubi

In tal caso la valutazione del coefficiente di scambio termico è più complicata, in quanto, si devono utilizzare metodi diversi a seconda del regime di deflusso e della fase del fluido organico. Nel caso quindi di fluido monofase (liquido o vapore) si ottengono risultati affidabili se si utilizza la correlazione di Gnielinski [73]:

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} = \frac{\frac{\xi}{8}(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{\xi}{8}\right)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \left\{ 1 + \left(\frac{D_h}{L}\right)^{2/3} \right\}$$

$$\xi = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2}$$

Questa equazione è valida per $2300 < Re < 5 \cdot 10^6$ e $0.5 < Pr < 10^6$. Nel caso di fluido bifase si utilizzano invece le correlazioni di Shah per fluido in evaporazione [74] (valida per moto parzialmente stratificato in tubo orizzontale e per moto anulare e a bolle in tubo verticale e orizzontale) e le correlazioni di Cavallini et al [75] per fluido in condensazione (valida per qualsiasi regime di moto in tubo orizzontale).

Per quanto riguarda invece le perdite di carico per attrito, nel caso di fluido monofase si considera l'equazione di McAdams e Seltzer [72]:

$$f = 0.0035 + 0.264/Re^{0.42}$$

valida per tubi commerciali (si possono trascurare le perdite di pressione per variazione di quantità di moto) mentre, nel caso di fluido bifase, si è costretti ad introdurre i moltiplicatori bifase di attrito ϕ^2 (ϕ_L^2 , ϕ_{LO}^2 , ϕ_G^2 , ϕ_{GO}^2) che relazionano le perdite per attrito nel moto bifase a quelle che si presenterebbero se la fase liquida o gassosa fluisse da sola nel condotto (LO e GO). Per determinare il valore di tali moltiplicatori esistono diverse equazioni: nel presente lavoro si adotta la correlazione di Friedel [73].

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \phi_{LO}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,LO}$$

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

$$\phi_{LO}^2 = E + 3.23 F \cdot H \cdot Fr^{-0.045} We^{-0.035}$$

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

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

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

$$Fr = G^2 / (g D_h \rho_{OM}^2)$$

$$We = G^2 D_h / (\rho_{OM} \sigma)$$

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

Dove Fr è il numero di Froude, We è il numero di Weber e x è il titolo puntuale di vapore. Nel caso di fluido bifase non è possibile trascurare inoltre le perdite di pressione per variazione di quantità di moto, date da:

$$-\Delta p_a = G^2 \int_0^L \frac{d \left[\frac{x^2}{\rho_G \varepsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho_L (1-\varepsilon)} \right]}{dz} dz = G^2 \left\{ \left[\frac{x_{us}^2}{\rho_G \varepsilon_{us}} + \frac{(1-x_{us})^2}{\rho_L (1-\varepsilon_{us})} \right] - \left[\frac{x_{in}^2}{\rho_G \varepsilon_{in}} + \frac{(1-x_{in})^2}{\rho_L (1-\varepsilon_{in})} \right] \right\}$$

dove il grado di vuoto ε è stimabile con la correlazione di Lockhart – Martinelli [73]:

$$\varepsilon = (\phi_{Ltt} - 1) / \phi_{Ltt}$$

$$\phi_{Ltt}^2 = 1 + \frac{20}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2}$$

4.3 *Struttura del codice di design*

Per ciascuno dei quattro fluidi scelti si devono dimensionare tre scambiatori di calore:

- Evaporatore: presenta come fluido lato mantello l'olio diatermico (monofase liquido) e come fluido lato tubi il fluido organico (bifase e monofase: preriscaldamento, evaporazione e, se presente, surriscaldamento);
- Recuperatore: presenta come fluido lato mantello il vapore organico (monofase) e come fluido lato tubi lo stesso fluido organico in fase liquida (monofase);
- Condensatore: presenta come fluido lato mantello l'acqua usata a fini cogenerativi (monofase liquido) e come fluido lato tubi il fluido organico (bifase e monofase: de-surriscaldamento e condensazione). Si precisa che tale configurazione è piuttosto rara da trovare nei comuni impianti [68] in quanto il fluido che condensa evolve generalmente all'esterno dei tubi: la motivazione di tale scelta è di carattere computazionale (difficoltà a reperire le correlazioni del metodo di Bell – Delaware per un fluido che condensa).

Da un punto di vista concettuale, il codice di calcolo per il dimensionamento degli scambiatori è lo stesso per tutti e può essere schematizzato come segue:

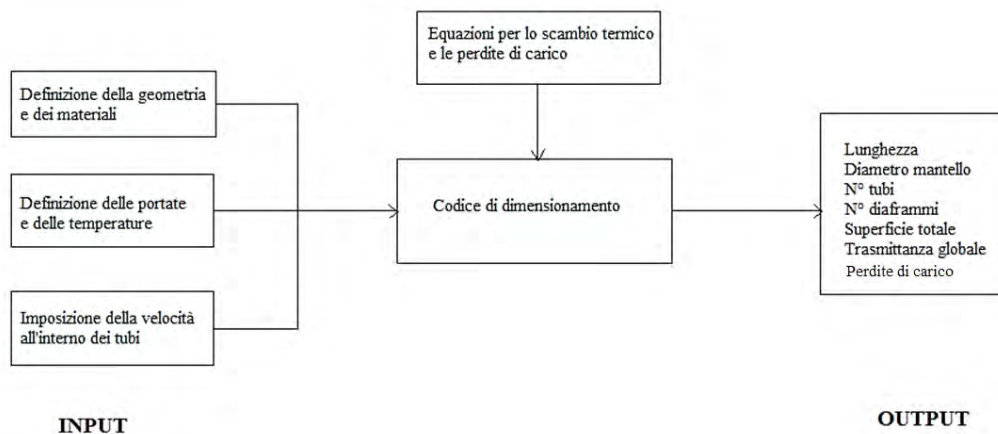


Figura 46: Schema di funzionamento del codice di dimensionamento degli scambiatori.

Gli input del codice sono ovviamente le temperature e le portate dei fluidi determinate con il codice di ottimizzazione, i materiali scelti per realizzare il mantello (acciaio), i tubi (lega Admiralty) e i diaframmi (acciaio), il layout dei tubi e la velocità all'interno degli stessi, scelta in base ai valori consigliati in [68]:

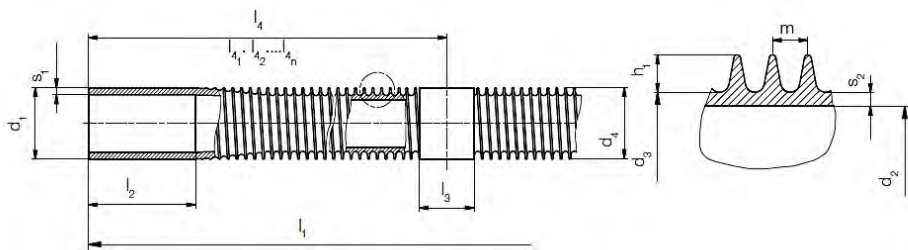
- Liquidi: 1 – 2.5 m/s, eventualmente fino a 4 m/s per fluidi imbrattanti;
- Vapori: in questo caso la velocità dipende dalla pressione operativa e dalla densità del fluido (velocità minori per composti ad alto peso molecolare).

Vuoto spinto:	50 – 70 m/s
Pressioni ambiente:	10 – 30 m/s
Alte pressioni:	5 – 10 m/s

La velocità all'interno del mantello, invece, non viene fissata a priori ma sarà verificata solo alla fine del dimensionamento in base al valore delle perdite di carico lato mantello (massimo 0.5 bar).

Vista inoltre la successiva simulazione dell'impianto in regime dinamico per mezzo del software Dymola[®] (vedi *Cap. 6*) è preferibile progettare gli scambiatori ad un solo passaggio sia lato tubi che mantello; di conseguenza, per rendere gli scambiatori il più possibile compatti, si è scelto di adottare tubi micro-alettati esternamente.

Gli output del codice sono, invece, la lunghezza totale dello scambiatore, il diametro del mantello e dei diaframmi, il numero dei tubi, il numero di diaframmi e le relative distanze, la superficie totale di scambio e le perdite di carico.



Symbols

A_a	Outside surface	l_3	Length of plain land
A_i	Inside surface	l_4	Distance between land centre and tube end
A_a/A_i	Surface area ratio (outside to inside surface area within finned section)	$l_{4_1}, l_{4_2}, \dots, l_{4_n}$	Distance between centre of lands and one and the same tube end
d_1	Outside diameter of plain section	m	Fin pitch
d_2	Inside diameter of finned section ($d_3 - 2 \times s_2$)	s_1	Wall thickness of plain end and plain lands
d_3	Root diameter	s_2	Root wall thickness
d_4	Diameter over fins ($\leq d_1$)		
h_1	Fin height outside		
l_1	Overall tube length		
l_2	Length of plain end		

Tube No.	Material					Plain section		Finned section				
						d_1		s_1	d_3	s_2	A_1	A_1/A_i
						(inch)	(mm)					
GEWA-K 26 fns/inch Fin pitch $m = 1.00$ mm Fin height $h = 1.50$ mm Mean fin thickness $\bar{s}_n \approx 0.30$ mm Production length max. 18 m												
K-2615.09080-00	•	•				1/2	12.70	1.20	9.50	0.80	0.129	5.20
K-2615.09090-00	•	•				1/2	12.70	1.30	9.50	0.90	0.129	5.33
K-2615.09100-00	•	•	•	•	•	1/2	12.70	1.40	9.50	1.00	0.129	5.47
K-2615.09125-00	•	•	•	•	•	1/2	12.70	1.65	9.50	1.25	0.129	5.87
K-2615.09150-00	•	•	•	•	•	1/2	12.70	1.90	9.50	1.50	0.129	6.32
K-2615.12070-00	•					5/8	15.88	1.10	12.70	0.70	0.167	4.70
K-2615.12080-00	•	•				5/8	15.88	1.20	12.70	0.80	0.167	4.79
K-2615.12090-00	•	•				5/8	15.88	1.30	12.70	0.90	0.167	4.88
K-2615.12100-00	•	•	•	•	•	5/8	15.88	1.40	12.70	1.00	0.167	4.97
K-2615.12110-00	•	•	•	•	•	5/8	15.88	1.50	12.70	1.10	0.167	5.06
K-2615.12120-00	•	•	•	•	•	5/8	15.88	1.60	12.70	1.20	0.163	5.04
K-2615.12170-00	•	•	•	•	•	5/8	15.88	2.10	12.70	1.70	0.163	5.58
K-2615.15070-00	•					3/4	19.05	1.20	15.80	0.70	0.204	4.51
K-2615.15080-00	•					3/4	19.05	1.35	15.80	0.80	0.204	4.57
K-2615.15090-00	•	•				3/4	19.05	1.45	15.80	0.90	0.204	4.64
K-2615.15100-00	•	•	•			3/4	19.05	1.50	15.80	1.00	0.204	4.71
K-2615.15150-00	•	•	•	•	•	3/4	19.05	2.00	15.80	1.50	0.199	4.95
K-2615.15235-00	•	•	•	•	•	3/4	19.05	2.85	15.80	2.35	0.199	5.71
K-2615.19100-00	•	•				7/8	22.22	1.50	19.00	1.00	0.242	4.53
K-2615.19125-00	•	•	•	•		7/8	22.22	1.75	19.00	1.25	0.242	4.67
K-2615.19165-00	•	•	•	•	•	7/8	22.22	2.15	19.00	1.65	0.242	4.91
K-2615.19180-00	•	•	•	•	•	7/8	22.22	2.30	19.00	1.80	0.236	4.88
K-2615.19250-00	•	•	•	•	•	7/8	22.22	3.00	19.00	2.50	0.236	5.37
K-2615.22125-00	•	•				1	25.40	1.75	22.20	1.25	0.281	4.54
K-2615.22165-00	•	•	•	•	•	1	25.40	2.15	22.20	1.65	0.281	4.73
K-2615.22210-00	•	•	•	•	•	1	25.40	2.60	22.20	2.10	0.274	4.85
K-2615.22250-00	•	•	•	•	•	1	25.40	3.00	22.20	2.50	0.274	5.07

Figura 47: Catalogo tubi micro-alettati Wieland GEWA-K [81].

Il corpo centrale del codice sviluppato per il dimensionamento dei dispositivi di scambio può essere così riassunto:

1. Si assume una lunghezza di primo tentativo in base ai valori del coefficiente di scambio termico globale consigliati in [67]. Si effettua allora un'analisi della geometria dell'intero scambiatore, determinando tutte le grandezze citate nel paragrafo precedente (per far ciò è fondamentale conoscere le dimensioni principali dello scambiatore → ecco perché inizialmente assumo il valore della lunghezza del mantello e dei tubi).
2. Si stima il coefficiente di scambio termico lato mantello e le perdite di carico con il metodo di Bell-Delaware. Il coefficiente di scambio è valutato in riferimento alle proprietà termodinamiche medie tra ingresso e uscita del fluido ed è assunto costante lungo tutto lo scambiatore.
3. Per quanto riguarda il fluido lato tubi, lavorando in alcuni tratti con un fluido bifase (eccetto nel recuperatore), si è costretti a suddividere la totale lunghezza dello scambiatore in più parti in modo da separare le zone in cui vi è fluido bifase da quelle in cui vi è un monofase. Nei tratti percorsi dal fluido monofase (liquido o vapore) è possibile considerare un solo coefficiente di scambio medio tra ingresso e uscita del tratto in questione ed effettuare un'analisi semplificata delle perdite di carico. Ne tratto bifase, si deve invece ulteriormente suddividere il tratto in N sub-tratti dato che il coefficiente di scambio e le perdite di pressione sono fortemente dipendenti dal regime di moto e dalla percentuale di vapore contenuta nel flusso.
4. Noti i coefficienti di scambio e le perdite di carico sui singoli tratti, è possibile determinare le lunghezze parziali dei singoli tratti, quindi la lunghezza totale dello scambiatore (per il calcolo delle resistenze termiche di fouling sono state considerate le tabelle citate in [67]).
5. Si ripete il procedimento a partire dal punto 1, utilizzando la lunghezza determinata al punto 4 e iterando finché si giunge a convergenza.

4.4 Validazione del codice per il design degli scambiatori

Aspen Exchanger Design and Rating® è uno dei migliori software commerciali per il dimensionamento, la verifica e la simulazione degli scambiatori di calore. E' disponibile

all'interno del pacchetto AspenONE Engineering [76] e viene scelto come software per la validazione del codice sviluppato nel presente lavoro per via della sua affidabilità e semplicità d'uso. Il confronto tra i risultati (lunghezza totale di scambio e perdite di carico) avviene a parità di temperature d'ingresso e uscita dei fluidi vettori, di numero di tubi, di diaframmi e delle principali geometrie utilizzate.

❖ Acetone

	<i>condensatore</i>	<i>evaporatore</i>	<i>recuperatore</i>
<i>portata fluido lato tubi [kg/s]</i>	18.8	18.8	18.8
<i>portata fluido lato mantello [kg/s]</i>	95.61	26.57	18.8
<i>potenza termica scambiata [kW]</i>	8101	9162.85	326.91
<i>superficie di scambio [m²]</i>	1415.9	2497.5	919.9
<i>trasmittanza [W/(K m²)]</i>	274.3	79.7	118.7
<i>tubo Wieland utilizzato</i>	K-2615.15235-00	K-2615.12170-00	K-2615.12170-00
<i>lunghezza tubi [m]</i>	7.46	13.44	7.01
<i>lunghezza tubi Aspen EDR [m]</i>	7.2	13.5	7
<i>errore relativo sulla lunghezza</i>	-3.61%	0.44%	-0.14%
<i>diametro interno mantello [m]</i>	1.068	1.34	0.969
<i>numero di diaframmi</i>	16	99	8
<i>numero di tubi</i>	971	1435	838
<i>spazio tra diaframmi centrali [m]</i>	0.42	0.127	0.768
<i>spazio tra diaframmi laterali [m]</i>	0.522	0.159	0.822
<i>disposizione tubi</i>	45°	60°	60°
<i>passo tra i tubi [mm]</i>	28.58	29.83	28.58
<i>perdite di carico lato tubi [bar]</i>	0.1517	0.0469	0.0306
<i>perdite di carico con Aspen EDR [bar]</i>	0.1652	0.0509	0.03176
<i>errore relativo sulle perdite</i>	8.17%	7.86%	3.65%
<i>perdite di carico lato mantello [bar]</i>	0.2406	0.3283	0.2349
<i>perdite di carico con Aspen EDR [bar]</i>	0.208	0.3194	0.249
<i>errore relativo sulle perdite</i>	-15.67%	-2.79%	5.66%
<i>costo stimato con Aspen EDR [\$]</i>	334 000	637 900	209 400

Tabella 12: Parametri principali scambiatori con *Acetone*.

❖ Cyclopentane

	<i>condensatore</i>	<i>evaporatore</i>	<i>recuperatore</i>
<i>portata fluido lato tubi [kg/s]</i>	23.37	23.37	23.37
<i>portata fluido lato mantello [kg/s]</i>	94.24	26.98	23.377
<i>potenza termica scambiata [kW]</i>	8004	9055	965.78
<i>superficie di scambio [m²]</i>	1494.8	2613.8	975
<i>trasmittanza [W/(K m²)]</i>	232.6	82.7	126.5
<i>tubo Wieland utilizzato</i>	K-2615.15235-00	K-2615.12170-00	K-2615.12170-00
<i>lunghezza tubi [m]</i>	7.03	11.83	7.18
<i>lunghezza tubi Aspen EDR [m]</i>	6.95	11.95	7.21
<i>errore relativo sulla lunghezza</i>	-1.15%	1.00%	0.42%
<i>diametro interno mantello [m]</i>	1.127	1.443	0.9
<i>numero di diaframmi</i>	14	90	7
<i>numero di tubi</i>	1086	1673	855
<i>spazio tra diaframmi centrali [m]</i>	0.444	0.123	0.848
<i>spazio tra diaframmi laterali [m]</i>	0.583	0.138	1.045
<i>disposizione tubi</i>	45°	60°	60°
<i>passo tra i tubi [mm]</i>	28.58	29.83	26.2
<i>perdite di carico lato tubi [bar]</i>	0.1451	0.0365	0.05
<i>perdite di carico con Aspen EDR [bar]</i>	0.192	0.055	0.04899
<i>errore relativo sulle perdite</i>	24.43%	33.64%	-2.06%
<i>perdite di carico lato mantello [bar]</i>	0.1865	0.295	0.3474
<i>perdite di carico con Aspen EDR [bar]</i>	0.1453	0.25345	0.3182
<i>errore relativo sulle perdite</i>	-28.36%	-16.39%	-9.18%
<i>costo stimato con Aspen EDR [\$]</i>	362 400	661 600	211 100

Tabella 13: Parametri principali scambiatori con *Cyclopentane*.

❖ Cyclohexane

	<i>condensatore</i>	<i>evaporatore</i>	<i>recuperatore</i>
<i>portata fluido lato tubi [kg/s]</i>	17.11	17.11	17.11
<i>portata fluido lato mantello [kg/s]</i>	70.69	26.46	17.11
<i>potenza termica scambiata [kW]</i>	6053.8	7086.2	1468
<i>superficie di scambio [m²]</i>	1329.3	2352.2	974.1
<i>trasmittanza [W/(K m²)]</i>	176.6	67.7	103.5
<i>tubo Wieland utilizzato</i>	<i>K-2615.15235-00</i>	<i>K-2615.12170-00</i>	<i>K-2615.12170-00</i>
<i>lunghezza tubi [m]</i>	6.08	10.85	8.7
<i>lunghezza tubi Aspen EDR [m]</i>	6.3	10.7	8.65
<i>errore relativo sulla lunghezza</i>	3.81%	-1.40%	-0.58%
<i>diametro interno mantello [m]</i>	1.085	1.399	0.819
<i>numero di diaframmi</i>	13	85	7
<i>numero di tubi</i>	1002	1568	702
<i>spazio tra diaframmi centrali [m]</i>	0.427	0.119	1.057
<i>spazio tra diaframmi laterali [m]</i>	0.474	0.142	1.189
<i>disposizione tubi</i>	45°	60°	60°
<i>passo tra i tubi [mm]</i>	28.58	29.83	26.2
<i>perdite di carico lato tubi [bar]</i>	0.13	0.0364	0.052
<i>perdite di carico con Aspen EDR [bar]</i>	0.208	0.0636	0.068
<i>errore relativo sulle perdite</i>	37.5%	42.77%	23.53%
<i>perdite di carico lato mantello [bar]</i>	0.143	0.288	0.3134
<i>perdite di carico con Aspen EDR [bar]</i>	0.1103	0.2611	0.3891
<i>errore relativo sulle perdite</i>	-30%	-10.30%	19.46%
<i>costo stimato con Aspen EDR [\$]</i>	328 200	565 900	201 300

Tabella 14: Parametri principali scambiatori con Cyclohexane.

❖ R-113

	<i>condensatore</i>	<i>evaporatore</i>	<i>recuperatore</i>
<i>portata fluido lato tubi [kg/s]</i>	64.4	64.4	64.4
<i>portata fluido lato mantello [kg/s]</i>	95.27	28.57	64.4
<i>potenza termica scambiata [kW]</i>	8175.4	9153.47	1637
<i>superficie di scambio [m²]</i>	1866.3	2234.2	1522.1
<i>trasmittanza [W/(K m²)]</i>	178	104.6	97.4
<i>tubo Wieland utilizzato</i>	K-2615.15235-00	K-2615.12170-00	K-2615.12170-00
<i>lunghezza tubi [m]</i>	7.59	10.56	8.23
<i>lunghezza tubi Aspen EDR [m]</i>	7.5	11	8.5
<i>errore relativo sulla lunghezza</i>	-1.20%	4.00%	3.18%
<i>diametro interno mantello [m]</i>	1.215	1.439	1.138
<i>numero di diaframmi</i>	14	72	6
<i>numero di tubi</i>	1270	1663	1169
<i>spazio tra diaframmi centrali [m]</i>	0.479	0.137	1.131
<i>spazio tra diaframmi laterali [m]</i>	0.632	0.168	1.289
<i>disposizione tubi</i>	45°	60°	60°
<i>passo tra i tubi [mm]</i>	28.58	29.83	28.58
<i>perdite di carico lato tubi [bar]</i>	0.308	0.1122	0.0811
<i>perdite di carico con Aspen EDR [bar]</i>	0.347	0.11228	0.0915
<i>errore relativo sulle perdite</i>	11.24%	0.07%	11.37%
<i>perdite di carico lato mantello [bar]</i>	0.1608	0.2425	0.3134
<i>perdite di carico con Aspen EDR [bar]</i>	0.12681	0.23497	0.2855
<i>errore relativo sulle perdite</i>	-26.80%	-3.20%	-9.77%
<i>costo stimato con Aspen EDR [\$]</i>	449 900	618 500	333 900

Tabella 15: Parametri principali scambiatori con R-133.

L'errore relativo sulla lunghezza viene calcolato nel seguente modo:

$$errore = \frac{L_{codice} - L_{AspenEDR}}{L_{AspenEDR}} 100$$

Analogamente, l'errore relativo sulle perdite di carico:

$$errore = \frac{\Delta p_{codice} - \Delta p_{AspenEDR}}{\Delta p_{AspenEDR}} 100$$

Dal confronto dei risultati del codice di dimensionamento con quelli della simulazione mediante Aspen EDR[®] si evince che il programma ideato è abbastanza accurato per quanto riguarda la stima della lunghezza totale dello scambiatore di calore, presentando un discostamento relativo massimo dei risultati di appena il 4% (nel caso dell'evaporatore per l'*R-113*), mentre, non è molto preciso nella stima delle perdite di carico, presentando in molti casi errori relativi maggiori del 20%. Tali valori tuttavia, se confrontati con le pressioni di evaporazione o di condensazione, assumono un'importanza del tutto irrisoria, in quanto sono uno o due ordini di grandezza minori.

Un altro aspetto su cui è opportuno soffermarsi è la dimensione degli scambiatori. Questa, infatti, potrebbe apparire in alcuni casi eccessiva, ad esempio, l'evaporatore per l'Acetone risulta di 13.44 metri. Valori di questo tipo sono da attribuire al fatto che si è adottato un unico dispositivo per le operazioni di preriscaldamento, evaporazione, ed eventualmente surriscaldamento (oppure di de-surriscaldamento e condensazione nel caso dei condensatori) e che si è preferito utilizzare una configurazione di scambiatore 1/1 (un solo passaggio lato mantello e lato tubi) per semplificare la successiva creazione del modello degli scambiatori di calore in Dymola[®].

Un ultimo aspetto su cui porre l'attenzione è il valore piuttosto contenuto del coefficiente di scambio termico globale, soprattutto nel caso dell'evaporatore. Questo fatto può essere spiegato per mezzo di due motivazioni. La prima è che tale valore viene espresso con riferimento alla superficie esterna dei tubi (micro-alettata con rapporto $A_e/A_i = 5.51$). La seconda, invece, è che, nei dispositivi operanti con fluido bifase, la velocità della fase gassosa è stata limitata a 10 m/s al fine di contenere le perdite di carico; conseguentemente, nei tratti interessati da sola fase liquida, la velocità diventa minore a 1 m/s, provocando così bassi valori dei coefficienti di scambio termico del liquido, quindi quello globale.

Capitolo 5

Analisi in Off Design

La trattazione finora riportata ha riguardato le prestazioni dell'impianto a carico nominale ovvero nelle condizioni di progetto. In realtà, però, un impianto si trova molto spesso ad operare in condizioni di fuori progetto (off-design) a causa di:

- necessità di regolare la potenza erogata in funzione di quella richiesta dall'utenza dell'impianto (carico parziale);
- variazione delle condizioni operative (condizioni ambiente, temperatura e portata del fluido di raffreddamento, etc.).

In tali momenti le prestazioni dell'impianto possono discostarsi sensibilmente da quelle nominali per cui risulta di fondamentale importanza conoscere a priori le prestazioni in condizioni di off-design. Per far ciò, è importante avere ben chiaro il comportamento dei principali componenti d'impianto, come turbina, scambiatori e pompe, al variare delle condizioni operative.

In linea generale, la potenza (elettrica) può essere espressa come [\[82\]](#):

$$P_{el} = \dot{m} \Delta h \eta_{th}$$

dove \dot{m} è la portata di fluido organico circolante, Δh è il lavoro specifico dato dalla differenza della potenza specifica prodotta dalla turbina meno quella assorbita dalla pompa e η_{th} è il rendimento termico del ciclo.

La potenza dell'impianto potrebbe essere variata agendo su ognuno dei fattori elencati ma, al fine di limitare il più possibile il decadimento del rendimento globale, converrebbe modulare la portata massica mantenendo inalterato il ciclo (stesso Δh) e quindi il rendimento termodinamico dell'impianto. Ciò è tuttavia irrealizzabile in quanto, modulando la portata di fluido, si hanno comunque ripercussioni sui parametri prestazionali di pompa e turbina; di conseguenza si modifica il ciclo e si ha inevitabilmente un effetto negativo sul rendimento termodinamico.

5.1 Comportamento delle turbine ai carichi parziali

Dato che il comportamento di uno stadio di turbina (o raggruppamenti di essi) è approssimabile a quello di un ugello [82,83], conviene valutare il comportamento ai carichi parziali delle turbine analizzando inizialmente il comportamento di un singolo ugello (caso di turbina monostadio), estendendo poi al caso di turbine multistadio.

La correlazione tra portata e condizioni a monte e a valle di un ugello semplicemente convergente è mostrata in Fig. 48 (vale per $T_0 = cost$).

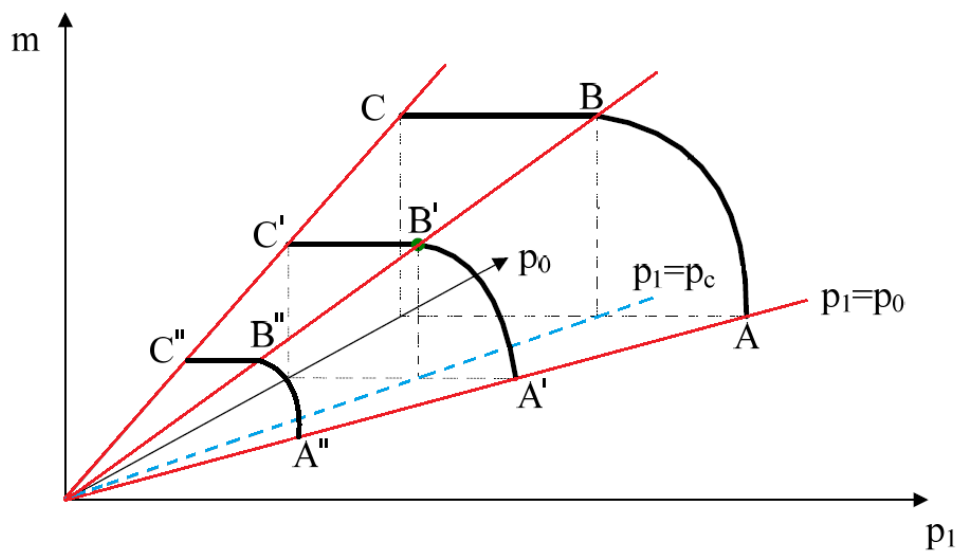


Figura 48: Cono di Stodola [82].

In ascissa compare la pressione della sezione di uscita dell'ugello p_1 e la pressione totale di monte p_0 mentre in ordinata è presente la portata elaborata \dot{m} . Con il termine p_c si indica invece la pressione critica cioè la pressione che si stabilisce nella sezione dell'ugello dove la velocità raggiunge quella del suono ($Ma=1$): sezione di uscita per un ugello convergente o sezione di gola in un ugello convergente-divergente.

Il grafico può essere interpretato in due modi [82]: nel primo caso, fissate le condizioni a monte (p_0, T_0), viene mostrata la dipendenza della portata al variare della pressione a valle. Si supponga allora di avere una p_1 maggiore della p_c . Al diminuire della p_1 la portata nell'ugello aumenta finché la p_1 raggiunge il valore della p_c : in tal caso la velocità in uscita non può più aumentare (blocco sonico o choking), quindi, da questo punto in poi la portata si mantiene costante (tratto piatto), pur in presenza di ulteriori cali di p_1 . Tale comportamento è rappresentabile dalla sezione del cono di Fig. 48 con un piano ortogonale all'asse della p_0 e passante per il valore di p_0 fissato.

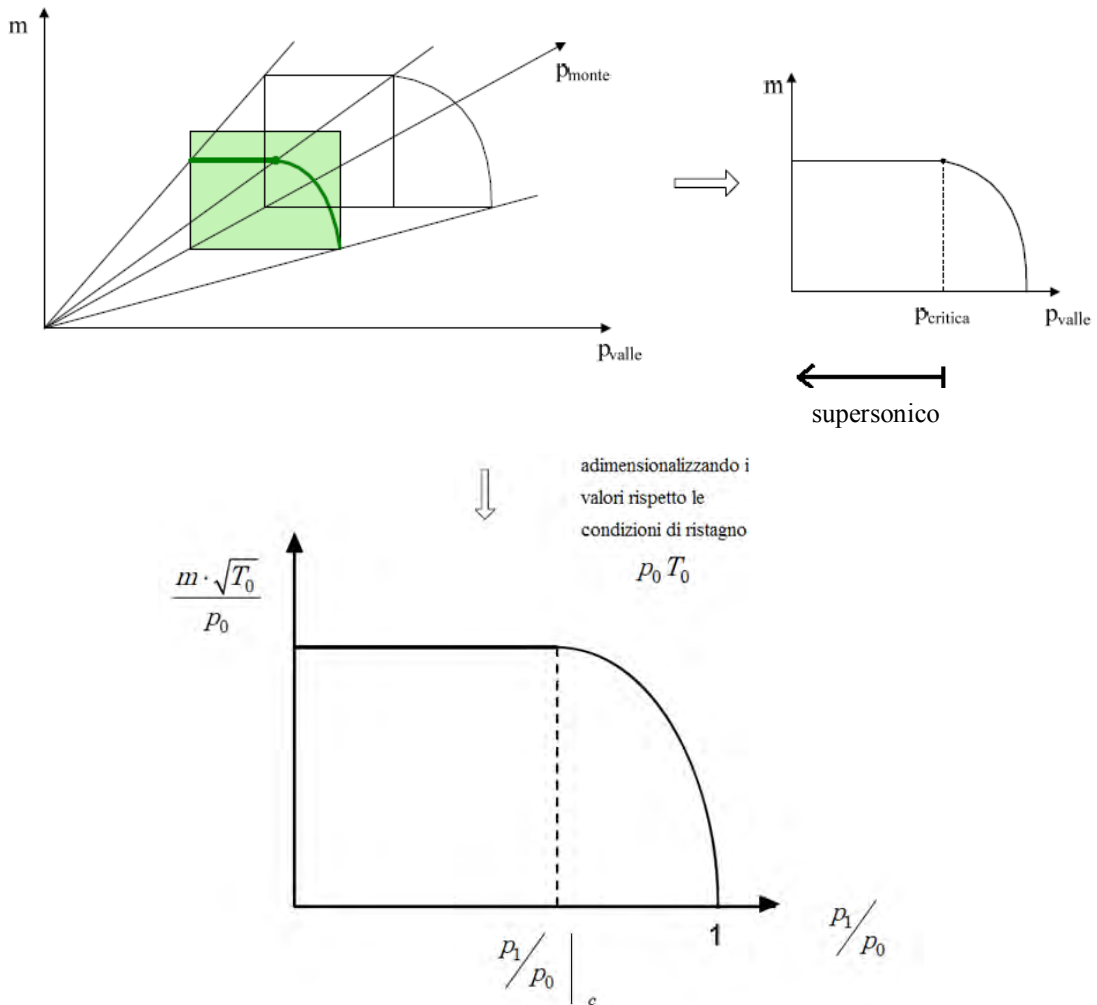


Figura 49: Sezione del Cono di Stodola con piano normale all'asse della pressione a monte [82].

In ordinata del diagramma adimensionalizzato è riportata la portata corretta, esprimibile anche nella forma:

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\sqrt{\frac{p_0}{v_0}}}$$

Il secondo modo di interpretare il cono di Stodola è invece quello di fissare le condizioni a valle dell'ugello, mostrando la dipendenza della portata al variare della pressione a monte.

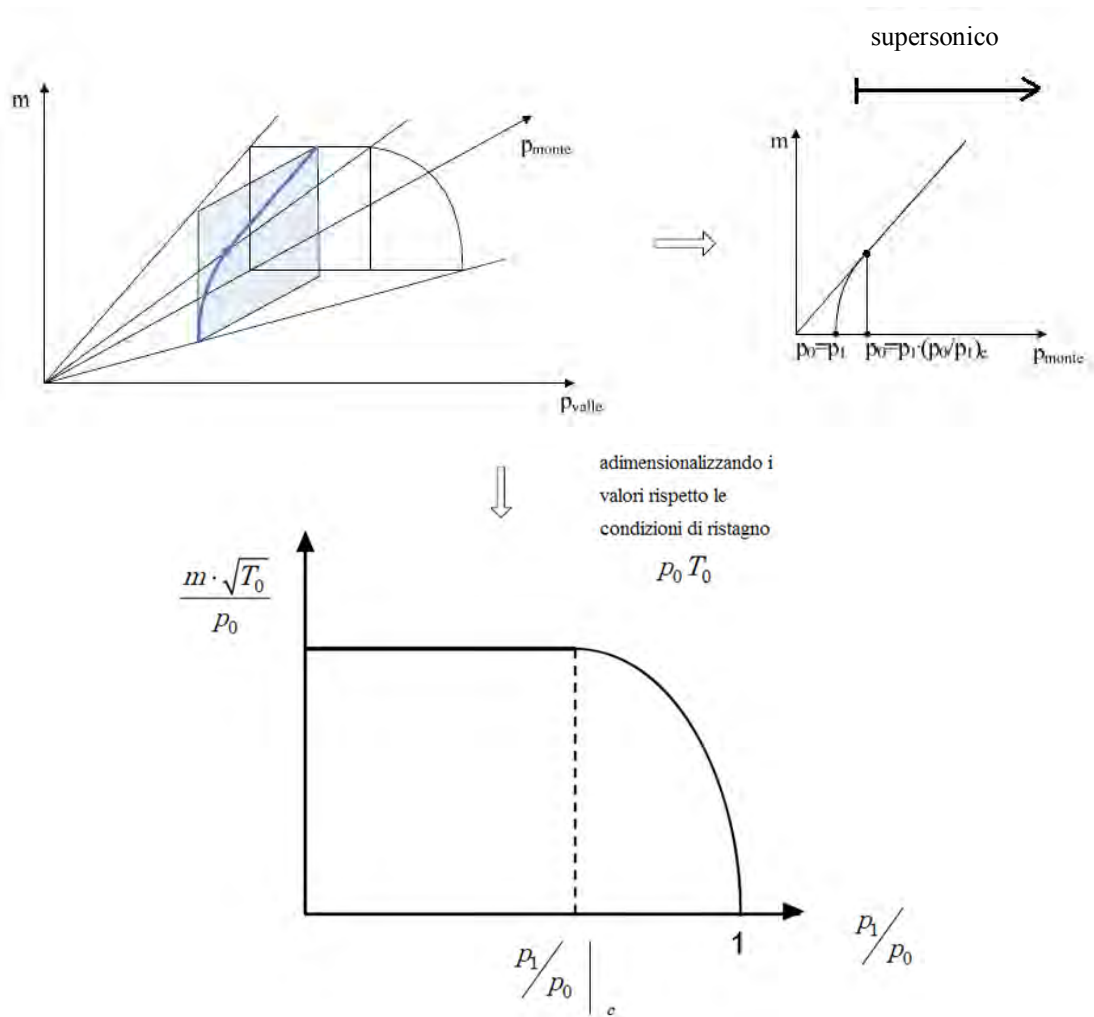


Figura 50: Sezione del Cono di Stodola con piano normale all'asse della pressione a valle [82].

Fissata una certa p_1 a valle, per valori di pressione p_0 bassi (tali per cui $p_0/p_1 < (p_0/p_1)_c$ ovvero $p_0 < p_c = p_1 (p_0/p_1)_c$) la condizione di lavoro è in regime subsonico mentre per valori elevati di p_0 (tali per cui $p_0/p_1 > (p_0/p_1)_c$) la condizione di esercizio è in condizioni

supersoniche: in questo caso però, anche se continua a valere il concetto di $\phi = cost$, non è vero che la portata rimane costante ma sarà proporzionale alla pressione a monte. Questo secondo caso è quello che meglio descrive le turbine d'impianti ORC cogenerativi, infatti, durante l'off design, opportune logiche di controllo dovranno agire in modo da mantenere costante la pressione a valle della turbina, ossia la pressione (e la temperatura) di condensazione. Se quest'ultima variasse, si potrebbero avere problemi nel garantire temperature adeguate alle utenze termiche connesse a valle del condensatore.

Riassumendo: per condizioni subsoniche, la portata è proporzionale sia alla p_0 sia alla p_1 , mentre, raggiunte le condizioni critiche nella sezione di uscita, la portata corretta è costante ($\phi = cost$). In tali situazione, il valore della portata \dot{m} dipende solo dalle condizioni di monte: se si opera a p_0 costante, il valore della portata resterà costante (a meno di variare il valore di T_0 anche se generalmente tale valore viene mantenuto costante dalle logiche di regolazione dell'impianto) mentre se si lavora a p_1 costante, il valore della portata risulta proporzionale a p_0 .

Da un punto di vista matematico, le due regioni del diagramma (subsonica e supersonica) possono essere descritte dalle seguenti relazioni:

- Supersonica:

$$\phi = \frac{\dot{m} \sqrt{T_0}}{p_0} = cost = \phi_c$$

- Subsonica:

$$\frac{\phi^2}{\phi_c^2} + \frac{\left(\frac{p_1}{p_0} - \frac{p_1}{p_{0c}}\right)^2}{\left(1 - \frac{p_1}{p_{0c}}\right)^2} = 1 \quad \xrightarrow{\text{yields}} \quad \frac{\phi}{\phi_{des}} = \frac{\sqrt{1 - \frac{\left(\frac{p_1}{p_0} - \frac{p_1}{p_{0c}}\right)^2}{\left(1 - \frac{p_1}{p_{0c}}\right)^2}}}{\sqrt{1 - \frac{\left(\frac{p_1}{p_{0des}} - \frac{p_1}{p_{0c}}\right)^2}{\left(1 - \frac{p_1}{p_{0c}}\right)^2}}}$$

Da cui si ottiene:

$$p_0 = \sqrt{\dot{m}^2 T_0 Y_C + p_1^2}$$

Dove:

$$Y_c = \frac{p_c^2 - p_{1,des}^2}{p_c^2 \phi_c^2}$$

$$\left. \frac{p_1}{p_0} \right|_c = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \cong \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

La legge descritta per il caso subsonico è anche detta “Legge dell’Ellisse” poiché rappresenta matematicamente un quarto di ellisse nel piano cartesiano [82]. Con $(p_1/p_0)_c$ si intende invece il rapporto critico delle pressioni, funzione dell’esponente n di una trasformazione politropica (espansione adiabatica) o del rapporto dei calori specifici k nel caso di efflusso isoentropico. Se il fluido considerato è l’aria (inteso come gas perfetto) il rapporto critico delle pressioni vale circa 0.5 ovvero il flusso d’aria raggiunge le condizioni soniche se $p_1 = 0.5 p_0$ ovvero $p_0 = 2 p_1$. Per i fluidi organici tale valore è leggermente più basso.

Analoghe considerazioni possono essere fatte per un ugello convergente-divergente (o di De Laval) anche se, in questo caso, si deve considerare anche il rapporto tra l’area di gola e l’area di uscita [82].

Si estenda ora la trattazione al caso di turbina multistadio (ad elevato numero di stadi). Essendo il salto di pressione totale suddiviso in molti stadi, difficilmente si raggiungono valori del rapporto p_1/p_0 pari a quello critico all’interno di ciascuno stadio (tende sempre più a zero al crescere del numero di stadi), di conseguenza si lavorerà quasi sempre in condizioni subsoniche e la Legge dell’Ellisse può essere semplificata nel seguente modo:

$$\left(\frac{\phi}{\phi_D} \right)^2 + \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^2 = 1 \quad \xrightarrow{\text{yields}} \quad \frac{\phi}{\phi_D} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)_{des}^2}}$$

Da cui si ottiene:

$$p_0 = \sqrt{\dot{m}^2 T_0 Y_{des} + p_1^2}$$

Dove:

$$Y_{des} = \frac{p_{0,des}^2 - p_{1,des}^2}{p_{0,des}^2 \phi_{des}^2}$$

In Fig. 51 si evidenzia come la pressione su ciascuno stadio segua la legge di Stodola al variare della portata elaborata per una turbina a contro-pressione e come vengano raggiunte le condizioni supersoniche a pressioni via via maggiori al crescere del numero di stadi.

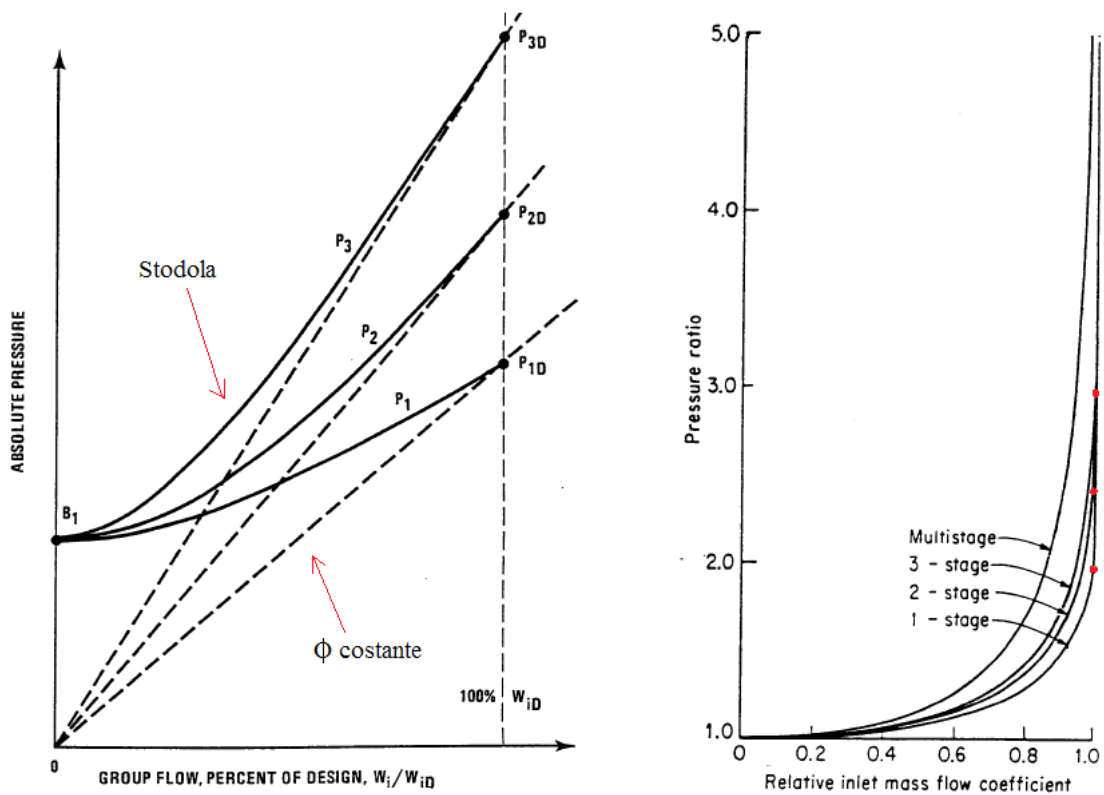


Figura 51: Legge di Stodola per turbina a controcompressione e variazione della pressione critica al variare del numero di stadi [83].

Al variare della portata elaborata, rispetto al caso di design, si hanno anche delle variazioni del rendimento isoentropico dello stadio, dovute principalmente al fatto che la particella fluida tende a modificare la propria traiettoria, imboccando il condotto rotorico con angoli sfavorevoli rispetto quelli di progetto.

Come suggerito da Manente et al. [77] l'efficienza isoentropica di stadio può essere calcolata a partire dal valore di rendimento in condizioni di design, moltiplicandolo poi per opportuni fattori correttivi che tengono conto della variazione del salto entalpico agente sullo stadio (*CF1* in Fig. 52 a) e della variazione della portata elaborata rispetto la condizione di design (*CF2* in Fig. 52 b).

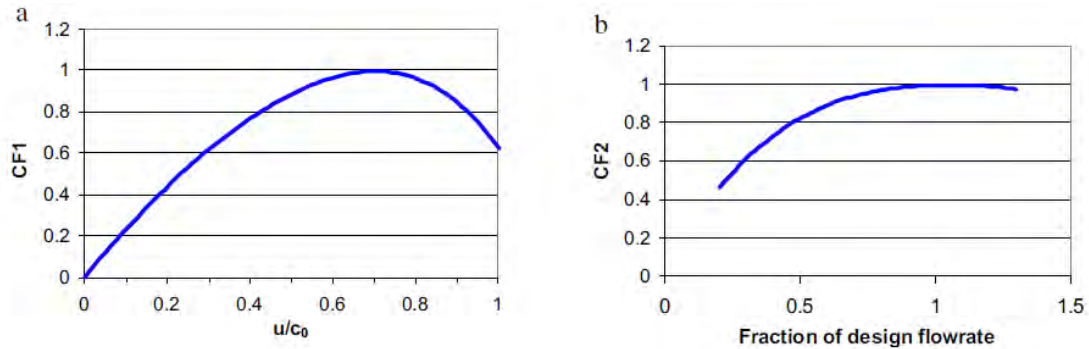


Figura 52: Fattori correttivi per il rendimento isoentropico in condizioni di off design [77].

Dove u/c_0 è il rapporto tra la velocità periferica del rotore u e la “spouting velocity” c_0 , ottenuta da:

$$c_0 = \sqrt{2 \Delta h_{is, stadio}}$$

Al variare della portata elaborata varia anche il rendimento elettrico dell'alternatore connesso all'albero della turbina. Ad esempio, nel caso di componente reale (AMG 0400 generatore a 4 poli da 1100 kVA della ABB® [94]), la curva del rendimento in funzione della potenza apparente S è del tipo:

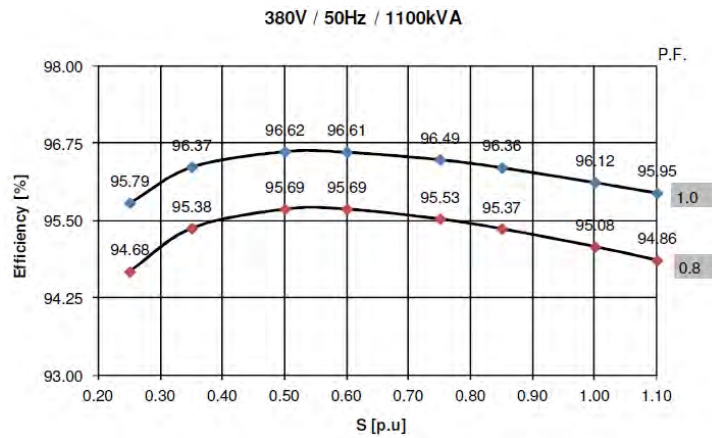


Figura 53: Rendimento dell'alternatore al variare del fattore di potenza ($\cos \varphi$) e della potenza apparente S [94].

Le tipologie di sistemi di controllo che consentono una variazione della portata elaborata in turbina e, di conseguenza, della potenza elettrica prodotta sono:

1. Valvola di laminazione: detta anche valvola di strozzamento, è una valvola regolabile inserita nel condotto di adduzione del vapore a monte della turbina che determina, con la sua parziale chiusura, una perdita di carico localizzata e regolabile così da diminuire la pressione del vapore in ingresso alla turbina a un valore p_0' diverso da quello di progetto, mantenendone però costante l'entalpia (laminazione isoentalpica attraverso la valvola).

Dal momento che le caratteristiche termodinamiche del vapore prodotto (p_{SH} , T_{SH}) sono mantenute costanti dal sistema di regolazione del generatore di vapore e che nella valvola avviene una laminazione isoentalpica, le condizioni di ammissione in turbina risultano:

$$\begin{aligned}p' &= p_{SH} - \Delta p_{valvola} \\h' &= h_{SH} \\T' &= T(p', h')\end{aligned}$$

Supponendo valida l'ipotesi di blocco sonico (quasi sempre vera se la turbina è monostadio e opera con un fluido organico), la portata diminuisce proporzionalmente alla pressione di ammissione in turbina, ossia al grado di apertura della valvola. In questo tipo di regolazione, la potenza viene regolata quindi sia per variazione del lavoro specifico (riduzione del salto entalpico totale in turbina per effetto della laminazione del vapore all'ammissione), sia per effetto della variazione della portata di vapore evolvente in turbina.

2. Turbina con NGV: le NGV (Nozzle Guide Vans) sono delle particolari schiere di pale statoriche a geometria variabile che, mediante il loro grado di apertura o chiusura, consentono il controllo della portata elaborata dalla turbina. Sono la soluzione ideale da adottare quando si opera con turbine in blocco sonico, in quanto, permettono di rendere indipendente, entro un certo range di valori, la portata evolvente dalla pressione a monte della turbina. Si ricorda infatti che, senza NGV, in condizioni supersoniche la portata non può essere modificata né variando il salto entalpico totale, né variando il numero di giri.

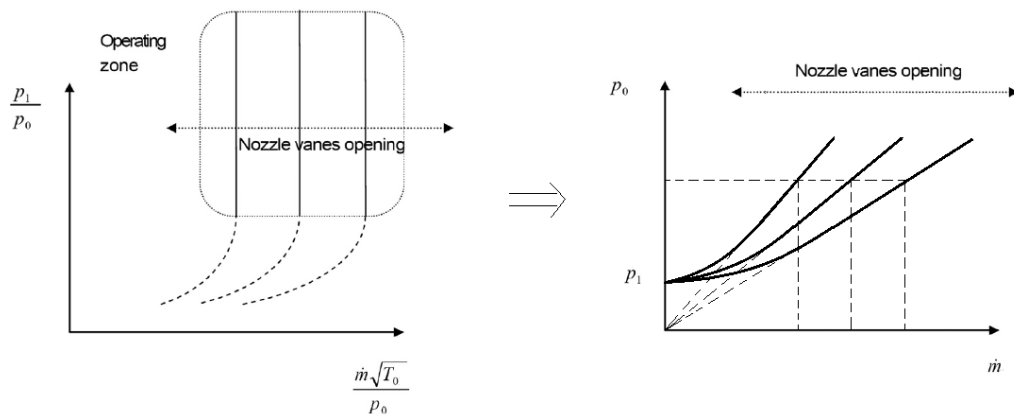


Figura 54: Influenza delle NGV sul campo operativo [77].

Variando inoltre la geometria delle palettature statoriche al variare della portata, variano, di conseguenza, gli angoli di flusso delle particelle fluide; risulta quindi possibile indirizzare il fluido sulle pale del rotore con angoli prossimi a quello di dimensionamento, garantendo rendimenti elevati anche a bassi carichi.

Le NGV, sebbene presentino molteplici aspetti positivi, sono poco diffuse tra le turbine assiali a causa dell'elevato costo di realizzazione (nelle turbine radiali invece sono praticamente sempre presenti). Essendo inoltre abbastanza delicate, non vengono utilizzate in turbine operanti con fluidi ad elevata pressione e temperatura: nei moderni cicli turbogas cogenerativi vengono installate solo negli stadi di turbina a bassa pressione al fine di controllare la temperatura del fluido all'uscita dall'espansione.

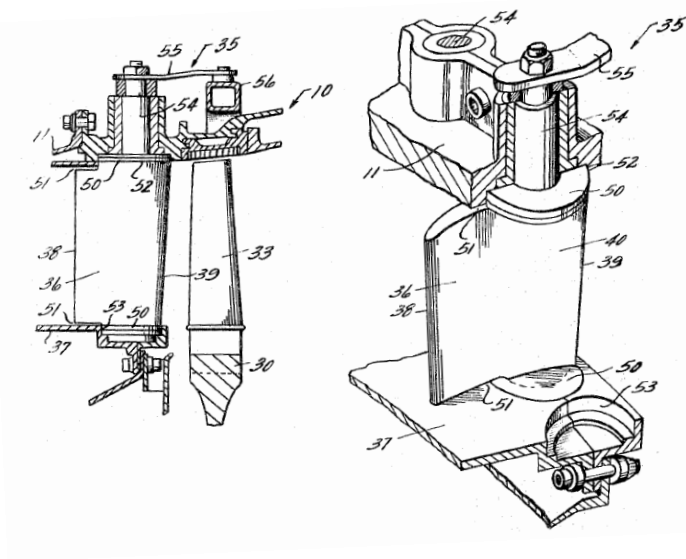


Figura 55: Esempio di palettature statoriche a geometria variabile [84].

5.2 Comportamento delle pompe ai carichi parziali

La maggior parte delle pompe impiegate nei cicli ORC è di tipo centrifugo ossia utilizzano l'effetto centrifugo creato dalla girante per trasformare l'energia meccanica proveniente dal

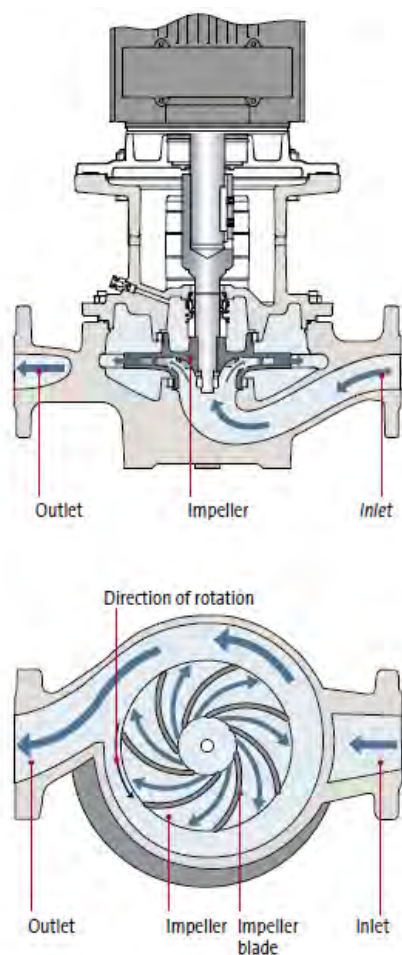


Figura 56: Pompa centrifuga [79].

motore in energia cinetica e successivamente in energia di pressione.

Una pompa centrifuga è composta essenzialmente da una parte mobile, detta girante, che aspira il fluido da una tubazione di aspirazione comunicante con il centro della pompa e trasferisce al liquido l'energia meccanica trasmessa dal motore sotto forma di energia cinetica. La girante ruota all'interno di una camera fissa a forma di chiocciola (voluta o corpo di pompa) entro cui si muove il liquido spinto dalla forza centrifuga e ha il compito di trasformare l'energia cinetica del liquido in energia di pressione, incanalandolo poi nella tubazione di mandata comunicante con la periferia della pompa (diffusore).

Le prestazioni di una pompa centrifuga possono essere graficamente evidenziate in una curva caratteristica che, generalmente, rappresenta dati relativi alla prevalenza (altezza geodetica totale fornita espressa in metri di colonna fluida), alla potenza effettiva del motore, all'efficienza (idraulica o totale) e all' $NPSH_R$.

Prima di approfondire le tecniche di regolazione ai carichi parziali è opportuno spendere qualche parola sui criteri di scelta di una pompa: conoscere le prestazioni reali di una pompa è fondamentale perché da esse si estrapolano poi quelle del dispositivo in condizioni di off design.


Per scegliere la macchina conviene basarsi sui valori ottenuti dall'ottimizzazione, in particolare si considera il salto di pressione massimo, la portata e la densità del fluido all'uscita del condensatore. Per mezzo di questi dati di input è possibile determinare:

$$\dot{V}_{des} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$H_{des} = \frac{\Delta p_{tot,id} + \sum_{H.E.} \Delta p_{carico}}{\rho g}$$

dove \dot{V}_{des} portata volumetrica in condizioni nominali e H_{des} è la prevalenza richiesta in condizioni di design (tiene conto del salto di pressione totale nel caso ideale senza perdite di carico e della somma delle perdite di carico prodotte dagli scambiatori di calore $H.E.$).

Una volta noti questi due parametri si ricerca il modello commerciale di macchina che soddisfi, nel migliore dei modi, tali richieste. Ad esempio, nel caso del *Cyclopentane* un modello adatto è MSL 6 125 C (ditta SIHI®) in quanto è in grado di soddisfare le richieste di \dot{V}_{des} e H_{des} con il rendimento massimo (presente un rendimento isoentropico + meccanico dell' 80%). In questo catalogo non si fa riferimento al motore primo collegato a monte della pompa, che a sua volta presenta anch'esso un rendimento elettrico minore di 1.

SIHI^{multi} 125 C Baureihen / series MSL, MSM	Nenndrehzahl / nominal speed 1450 min⁻¹	
--	--	---

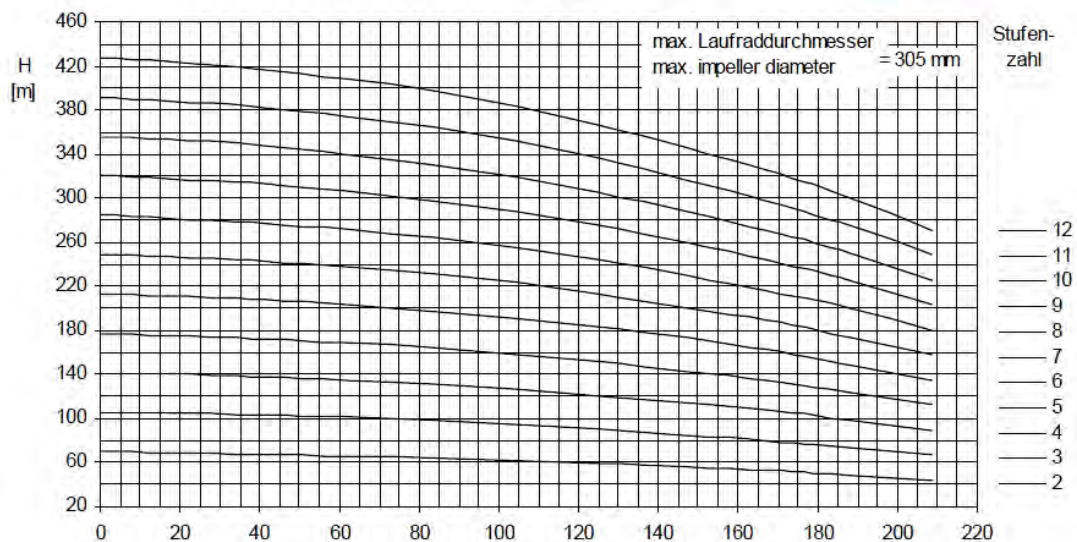


Figura 57: Esempio di catalogo delle prestazioni di una pompa SIHI ad alta prevalenza [80].

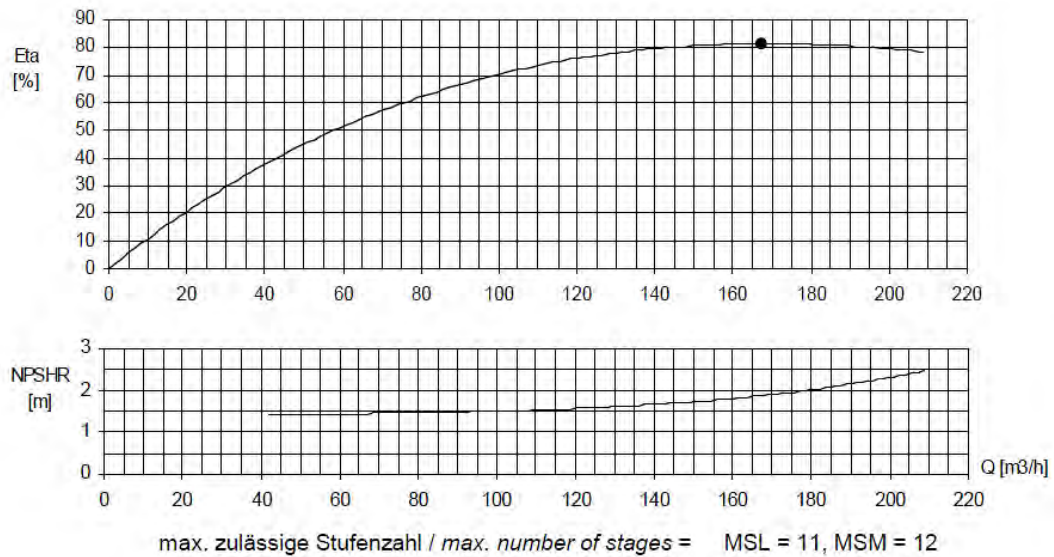


Figura 58: (continuato) [80].

Noto il comportamento reale della macchina è conveniente analizzare le modalità di regolazione al variare del carico, ossia testare le possibili strategie di gestione della pompa inserita nell'impianto. Al fine di combinare i possibili punti di funzionamento del componente con le esigenze richieste dal sistema, si possono adottare le seguenti strategie di controllo:

1. Inserendo una valvola di bypass in parallelo alla pompa. Questa permette ad una frazione della portata allo scarico di ritornare all'aspirazione, riducendo così la portata totale circolante. Ad esempio, se si desidera ridurre la portata basterà aprire la valvola del ramo in parallelo in modo da convogliare parte del liquido a monte della pompa, sino ad avere, nella tubazione di mandata, la portata desiderata.
2. Cambiando l'angolo di regolazione delle pale dell'elica nel caso di pompe assiali.
3. Mediante il collegamento o la regolazione dei raddrizzatori di flusso nelle pompe con giranti semi assiali (giranti elicoidali).
4. Inserendo una valvola di laminazione (o strozzamento) a valle della pompa, generalmente prima dell'ingresso in turbina: la resistenza dell'intero circuito può essere regolata modificando il grado di apertura della valvola e, di conseguenza, aggiustando il flusso quando necessario. La regolazione con valvola di laminazione è quasi sempre dissipativa e non è consigliabile con pompe ad alto numero specifico (ossia macchine ad assetto prettamente assiale) in quanto al diminuire della portata aumenta la potenza consumata dal dispositivo.

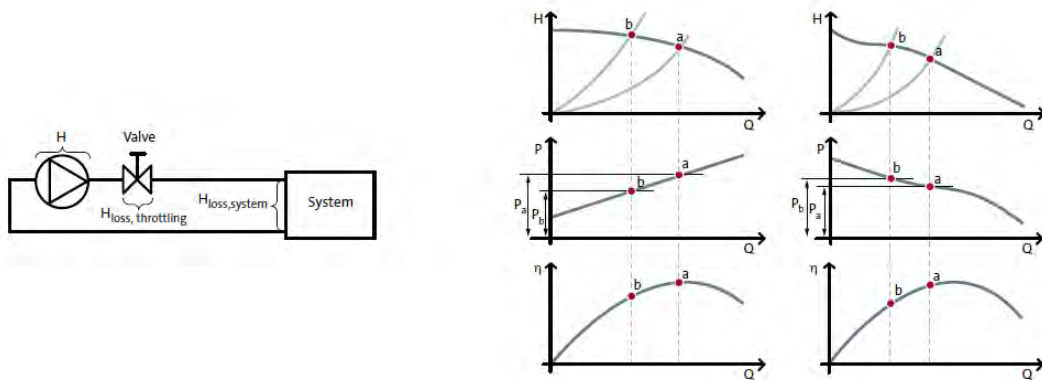


Figura 59: Sistema di regolazione con valvola di laminazione per pompa a basso numero specifico (a sinistra) e ad alto numero specifico (a destra) [79].

5. Variando il diametro esterno della girante: tale regolazione non è realizzabile con pompa in funzione.
6. Start/stop di più pompe in parallelo: anziché utilizzare un'unica macchina in grado di elaborare la portata nominale del sistema, si adotta una soluzione con n macchine in parallelo che elaborano una portata, al design, pari a V_{design}/n . Se si desidera una portata inferiore a quella nominale è sufficiente spegnere una o più pompe (parzializzazione della portata);
7. Variando la velocità di rotazione: al variare del numero di giri la caratteristica di funzionamento della macchina si modifica secondo le leggi di affinità, derivabili dalla teoria della similitudine delle turbomacchine (una pompa, per definizione, è simile a se stessa), ovvero:

$$Q_B = Q_A \frac{n_B}{n_A}$$

$$H_B = H_A \left(\frac{n_B}{n_A}\right)^2$$

$$NPSH_B = NPSH_A \left(\frac{n_B}{n_A}\right)^2$$

$$P_B = P_A \left(\frac{n_B}{n_A}\right)^3$$

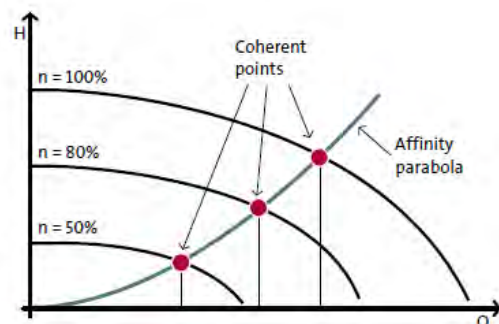


Figura 60: Modifica della caratteristica di funzionamento al variare dei giri [79].

Dove l'indice "A" viene usato per descrivere i valori iniziali mentre l'indice "B" descrive i valori modificati. I metodi di regolazione più comuni, quando si opera con velocità variabile, sono due: controllo a pressione proporzionale e controllo a pressione costante. Con il primo si modifica la velocità in modo da rendere la prevalenza proporzionale alla portata mentre con il secondo la prevalenza è mantenuta ad un valore di set point, indipendentemente dalla portata circolante.

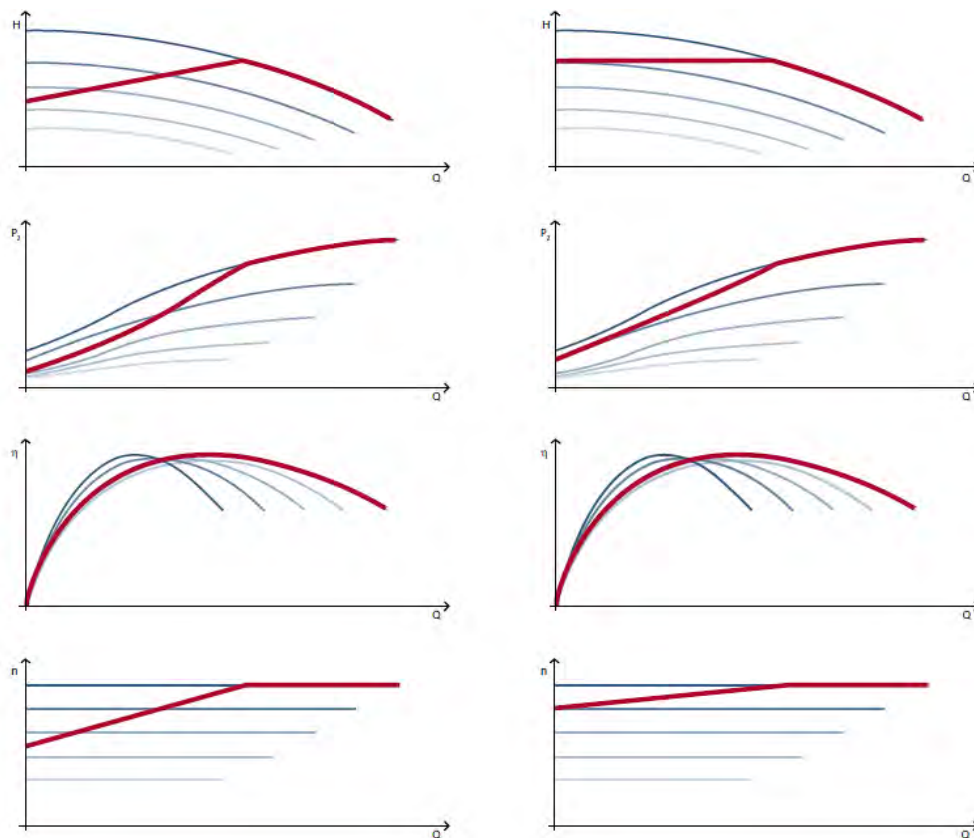


Figura 61: Controllo a pressione lineare (a sinistra) e a pressione costante (a destra) [79].

Nel codice di calcolo, sviluppato per predire le prestazioni in off design, si considerano entrambe le modalità di regolazione della pompa mediante regolatore di velocità, in quanto, se sono presenti le NGV, conviene lavorare a pressione costante, mentre, se la turbina è a geometria fissa, si è costretti ad operare in regime di pressione proporzionale (dipende dalla portata di choking in turbina). Per implementare questi controlli si realizza un'apposita function che, in base alla portata volumetrica e al valore di pressione desiderato, fornisca in uscita il corretto valore del numero di giri.

Come già accennato, i rendimenti presenti nel catalogo SIHI non tengono conto delle inefficienze del motore elettrico e dell'eventuale logica di controllo (drive). Per considerare anche quest'ultimo, si è deciso di accoppiare la pompa con il pacchetto SynRM IE4 della ABB®. Si tratta di un motore sincrono a riluttanza a due coppie polari (velocità nominale 1500 rpm), di taglia variabile dai 132 ai 250 kW e venduto già accoppiato ad un convertitore di frequenza (pacchetto completo).

I motori sincroni a riluttanza combinano la tecnologia di uno statore convenzionale e di un rotore innovativo (assenza di magneti o avvolgimenti tale da renderlo praticamente immune alle perdite di potenza per effetto Joule). Si ottengono così le prestazioni di un motore a magneti permanenti, associate ai vantaggi economici, alla semplicità e alla facilità di manutenzione di un motore asincrono [78].



Figura 62: Confronto motore asincrono classico con motore sincrono a riluttanza [78].

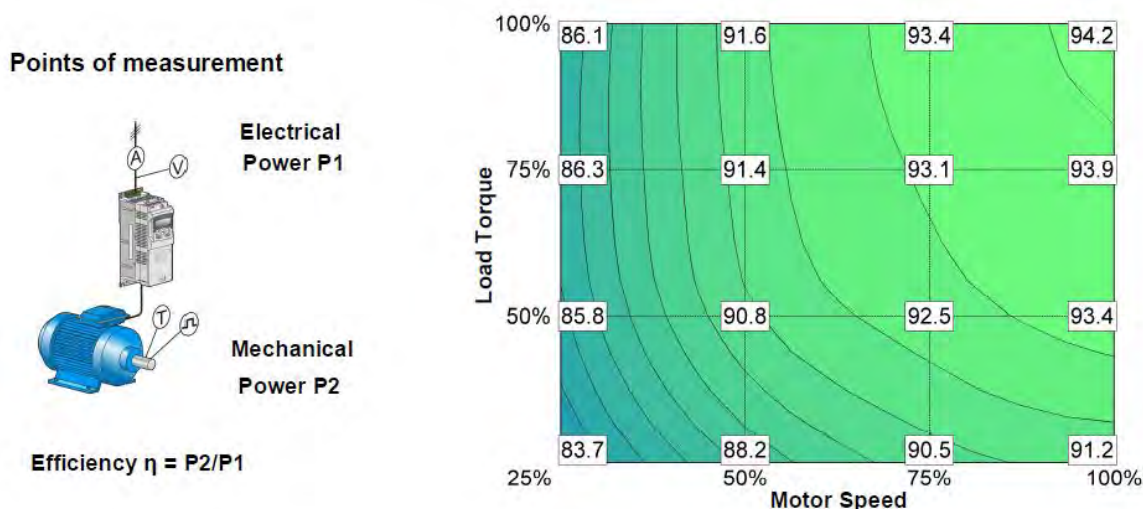


Figura 63: Curve di efficienza del pacchetto SynRM (motore + drive) al variare del carico e della velocità di rotazione del motore [78].

5.3 Comportamento degli scambiatori ai carichi parziali

Per determinare le prestazioni ai carichi parziali degli scambiatori di calore non si utilizzano relazioni empiriche per la stima dei coefficienti di scambio termico al variare delle portate ma si preferisce creare una function apposita, da richiamare in qualsiasi punto del codice di off design basata sulla discretizzazione dell'intero scambiatore in un elevato numero di sub-elementi. Ciascun elemento soddisfa le basilari equazioni di conservazione dell'energia e della massa (supposte in regime stazionario), ovvero ciascun elemento è legato al successivo in quanto le variabili termodinamiche all'uscita di uno sono gli input dell'elemento successivo.

Tale complicazione è necessaria in quanto si è scelto di utilizzare un solo componente per l'evaporazione (includendo preriscaldamento, evaporazione, surriscaldamento) e la condensazione (includendo de-surriscaldamento e condensazione).

Date quindi come input le temperature, le portate e le pressioni dei flussi entranti nel dispositivo, il codice fornisce in uscita le temperature e le pressioni di ciascuna portata.

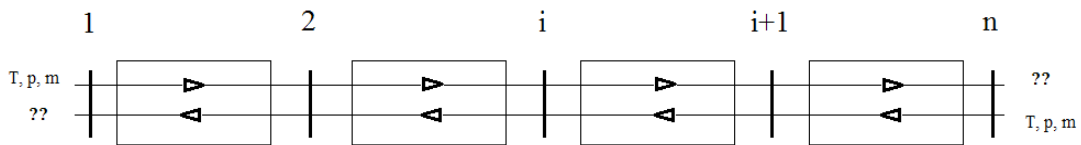


Figura 64: Suddivisione dello scambiatore in elementi.

Le equazioni utilizzate per il calcolo del coefficiente di scambio termico e le perdite di carico sono le medesime implementate nel codice di dimensionamento degli scambiatori ma, in questo caso, vengono richiamate nel codice a seconda della fase e del titolo che il fluido organico assume nei vari tratti dello scambiatore.

Per comprendere la logica di risoluzione del problema risulta fondamentale chiarire il significato di “suddivisione dello scambiatore in n elementi”. Si definisce elemento n-esimo una porzione di scambiatore in grado di scambiare una certa frazione $dQ=Q/n$ di potenza termica (ad esempio un centesimo rispetto al valore di design). In questo modo la lunghezza di ciascun elemento non viene fissata a priori e, in linea di principio, non sarà sempre costante: dipende infatti dai valori dei coefficienti di scambio termico lato tubi e lato mantello (più sono elevati e più piccolo sarà l'elemento a parità di potenza scambiata). Avendo chiaro questo concetto, diventa facile intuire che un problema così definito non è

risolvibile in quanto non si hanno a disposizione inizialmente un set minimo di valori per risolvere i bilanci di energia (vedi Fig. 64). Questo inconveniente si ha sia se l'analisi inizia a partire dalla sezione 1 e procedo verso la n-esima, sia se la risoluzione ha inizio dall'ultima sezione e si retrocede fino alla prima.

Per ovviare a tale problema si deve assumere un valore di primo tentativo (guess value) della temperatura mancante in uno dei due flussi (ad esempio la T_{out} lato freddo): ripercorrendo l'intera cascata di n elementi si ottiene poi la seconda temperatura mancante (T_{out} lato caldo) e un valore della T_{in} lato freddo, calcolato dai bilanci, che potrebbe essere uguale o differire dal valore definito come input. Il codice di calcolo agisce modificando opportunamente il valore della temperatura di primo tentativo (guess value) fino a quando il valore della T_{in} lato freddo calcolato dal risolutore coincide con quello definito come input. Solo allora il valore della T_{out} imposto all'inizio della cascata e quello ottenuto alla fine sono i reali valori di uscita delle temperature dei due fluidi.

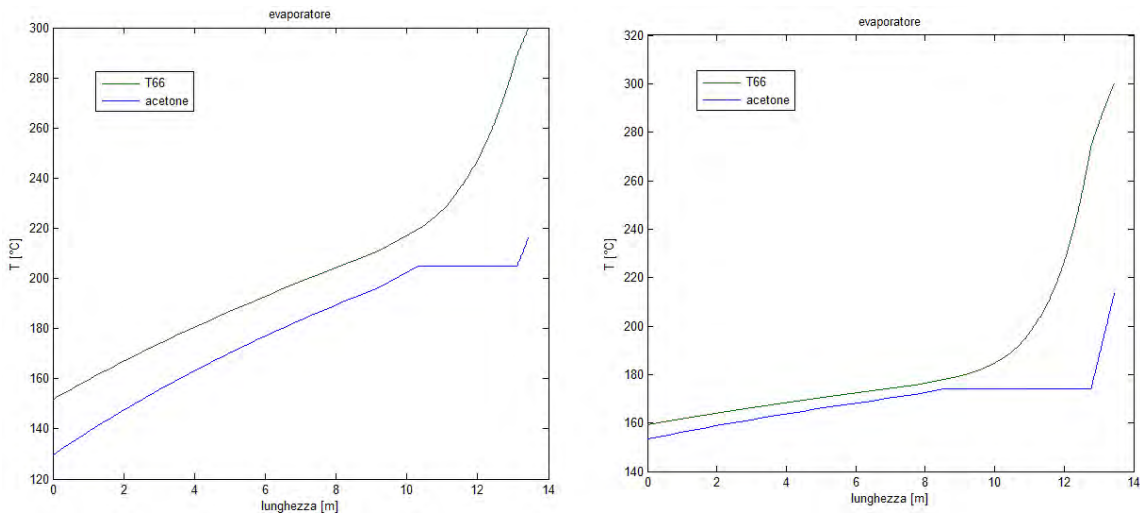


Figura 65: Esempio di come si modificano i profili di temperatura all'interno dell'evaporatore dalla condizione di design all'off design per l'Acetone nel caso di pressione di evaporazione variabile.

5.4 Strategie di controllo dell'impianto

In condizione di carico differenti dalle nominali, opportuni sistemi di controllo devono intervenire al fine di adeguare il carico alle richieste dell'utenza. Dalle analisi dei componenti viste in precedenza, è possibile intuire come sia impossibile mantenere inalterato

il ciclo termodinamico al variare delle prestazioni di quest'ultimi. Al fine quindi di evitare cadute accentuate del rendimento, conviene intervenire controllando i seguenti parametri:

- temperatura massima di ciclo, ossia la temperatura del vapore organico all'uscita dell'evaporatore. È mantenuta costante e di valore pari a quello di design. Per far ciò, si crea una subroutine all'interno del codice di simulazione che ricerchi il valore più idoneo di portata di olio in base alla portata di fluido organico circolante (si varia il rapporto tra la portata di olio e di fluido motore). Ciò è necessario in quanto, ai carichi parziali, varia la temperatura d'ingresso del fluido organico nell'evaporatore e variano i coefficienti di scambio termico di entrambe le portate fluenti;
- temperatura di condensazione: fissata per tutti i fluidi a 119 °C (minore di 120 °C in modo da evitare che la pompa operi con un fluido parzialmente condensato). Anche in questo caso, in modo analogo al controllo della temperatura di evaporazione, si costruisce un'apposita subroutine che modifichi il rapporto tra la portata di fluido organico circolante e di acqua all'ingresso del condensatore;
- pressione all'uscita della turbina: viene mantenuta costante e di valore pari, a meno delle perdite di carico, alla pressione del fluido motore all'uscita del condensatore;
- portata di fluido organico: parametro fondamentale per la modulazione della potenza. In base alla tipologia di turbina (con o senza NGV) e alla presenza di eventuali organi di regolazione (valvole), si possono distinguere tre differenti tecniche di controllo:
 - a) Caso 1: regolazione per mezzo delle NGV. In questo caso non serve la valvola di laminazione e la pressione di evaporazione può essere mantenuta costante e di valore pari a quello di design. La costanza della pressione è garantita dal controllore di velocità nella pompa.
 - b) Caso 2: regolazione tramite valvola di laminazione (turbina senza NGV). Anche in questo caso la pressione di evaporazione viene mantenuta costante tramite il controllo del numero di giri della pompa; il surplus di pressione tra il valore all'uscita dell'evaporatore e quello richiesto all'ingresso della turbina (si noti che la pressione a valle è fissata) viene assorbito completamente dalla valvola di laminazione.
 - c) Caso 3: regolazione della portata mediante controllo del numero di giri della pompa. In questo caso non vi è né il sistema NGV all'ingresso della turbina, né la valvola di laminazione all'uscita dell'evaporatore. La pressione di evaporazione non è più costante ma di valore proporzionale alla portata circolante (il sistema di regolazione del numero di giri della pompa è diverso dai casi precedenti).

5.5 Analisi dei risultati

Si riportano di seguito i risultati dell'analisi in off design dei quattro cicli ORC dimensionati nei precedenti capitoli, al variare della strategia di controllo, nei quali si mette in evidenza come varia la potenza elettrica generata, la potenza termica rilasciata al condensatore, il numero di giri della pompa e il rendimento di ciclo al variare della portata di olio diatermico (si suppone costante la temperatura di ingresso di quest'ultimo nell'evaporatore e pari a 300°C).

Acetone:

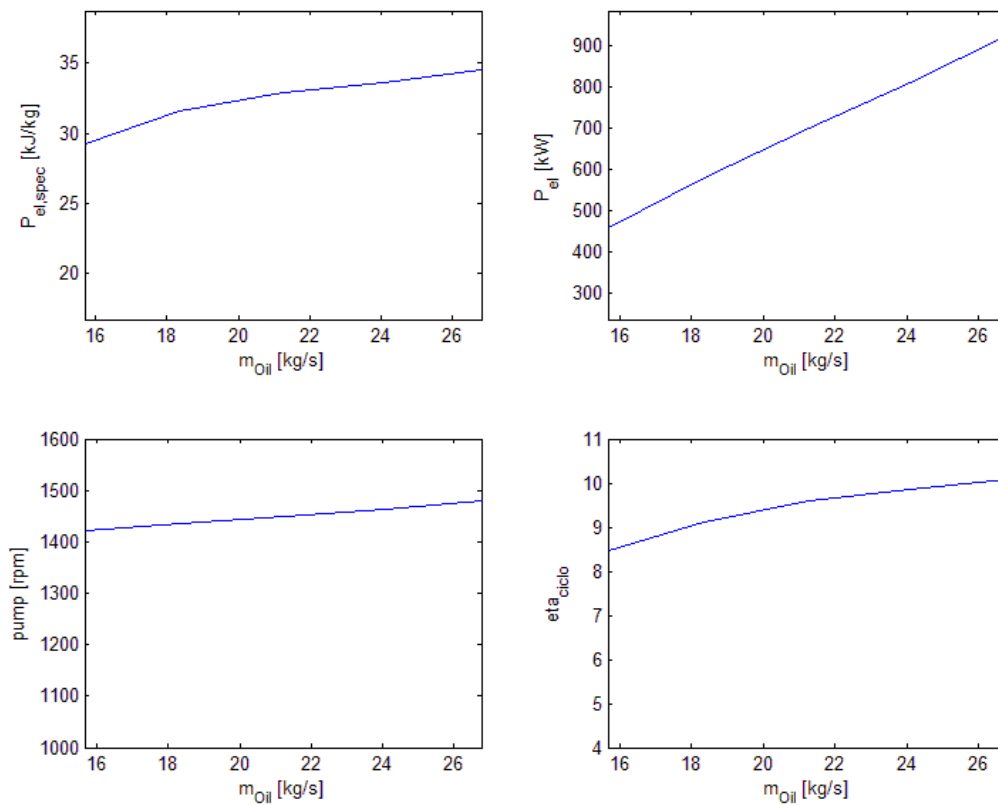


Figura 66: Simulazione impianto con *Acetone* in off design nel caso 1.

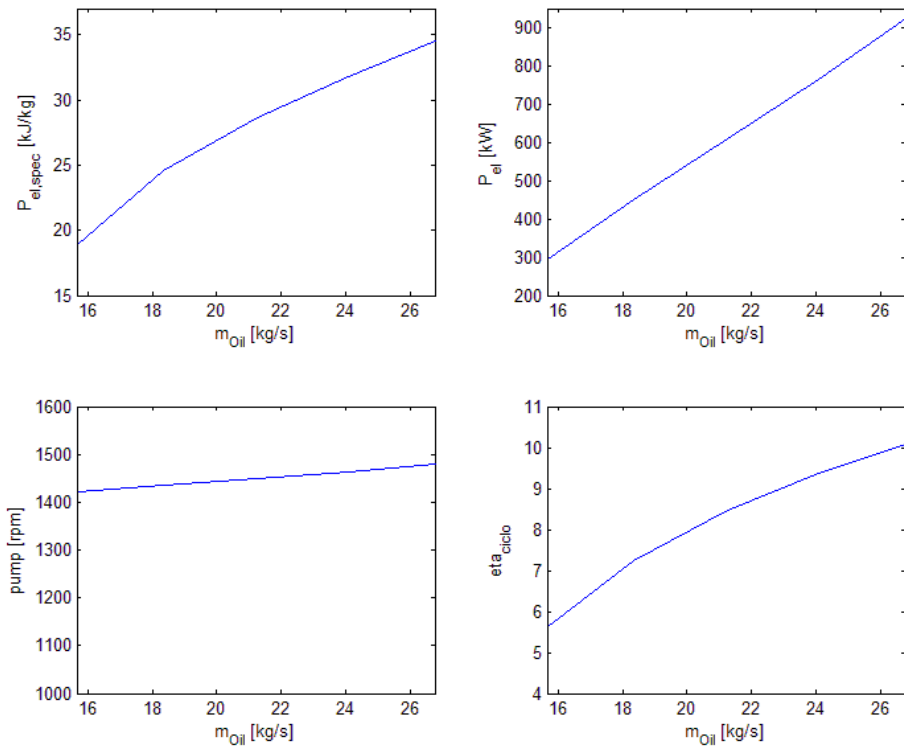


Figura 67: Simulazione impianto con *Acetone* in off design nel caso 2.

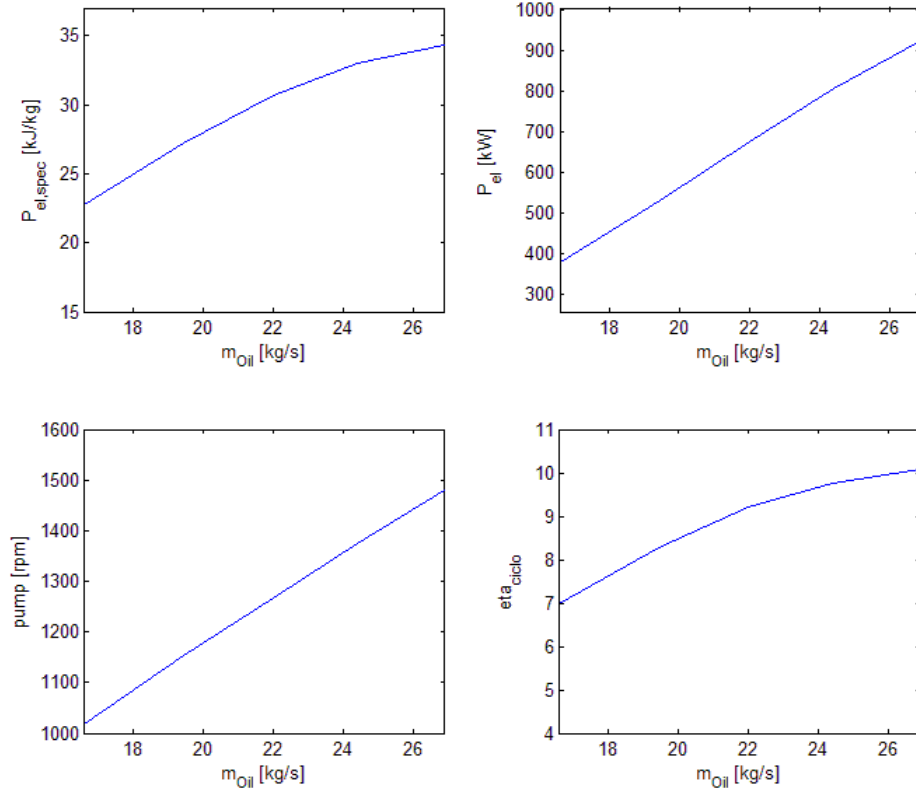


Figura 68: Simulazione impianto con *Acetone* in off design nel caso 3.

Cyclopentane:

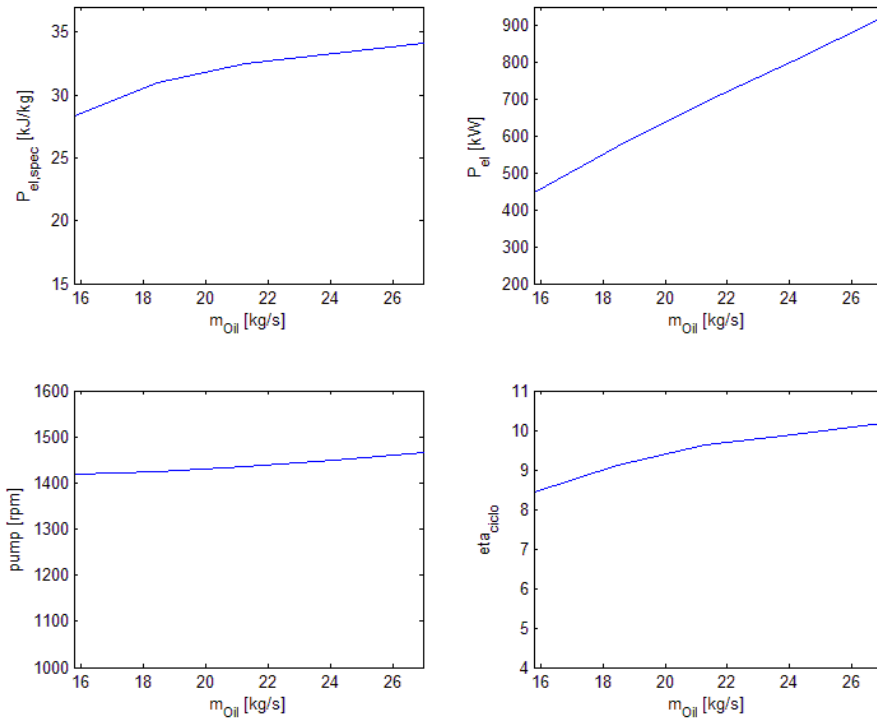


Figura 69: Simulazione impianto con *Cyclopentane* in off design nel caso 1.

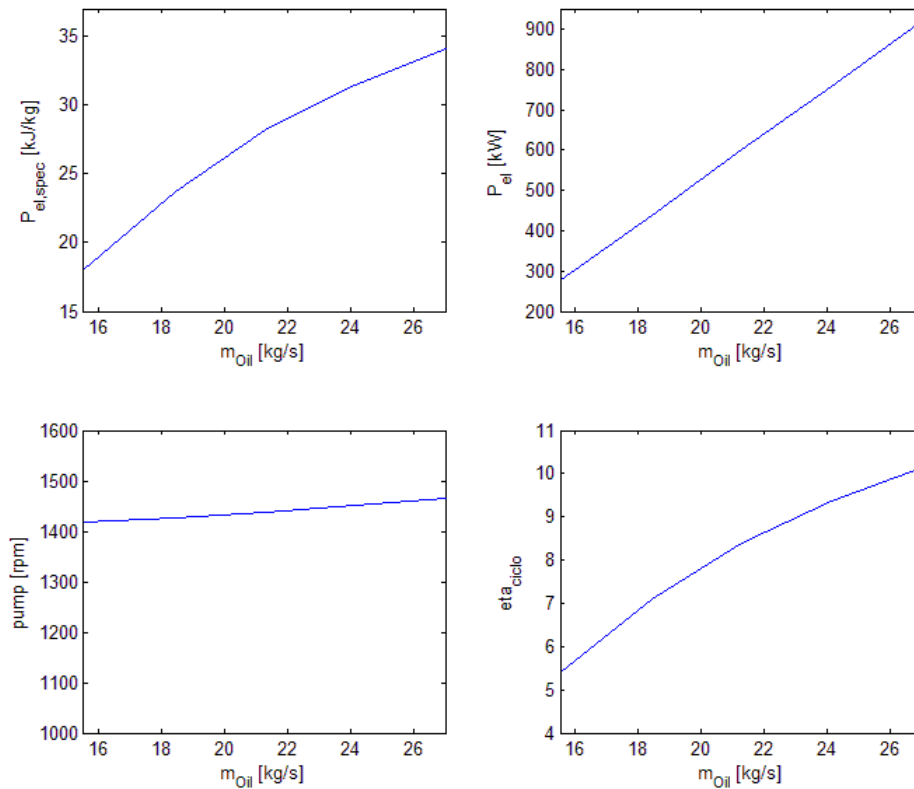


Figura 70: Simulazione impianto con *Cyclopentane* in off design nel caso 2.

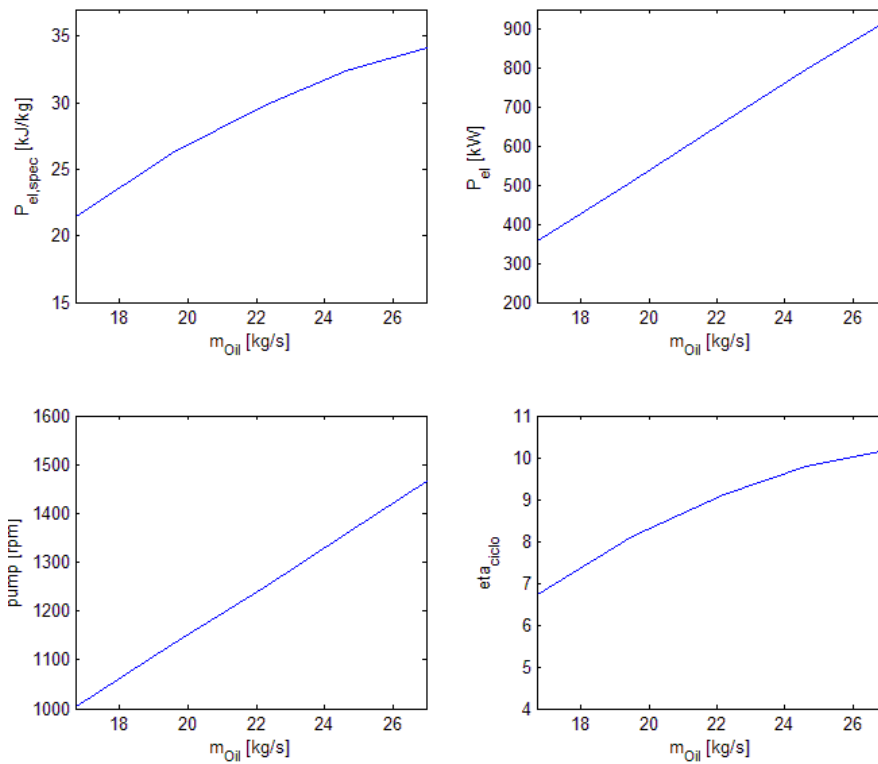


Figura 71: Simulazione impianto con *Cyclopentane* in off design nel caso 3.

Cyclohexane:

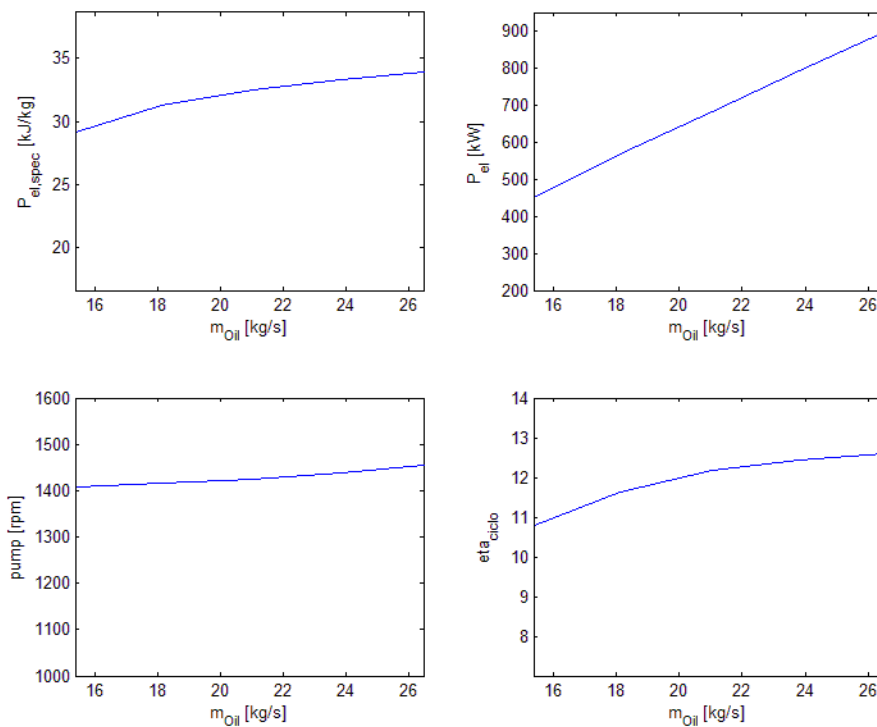


Figura 72: Simulazione impianto con *Cyclohexane* in off design nel caso 1.

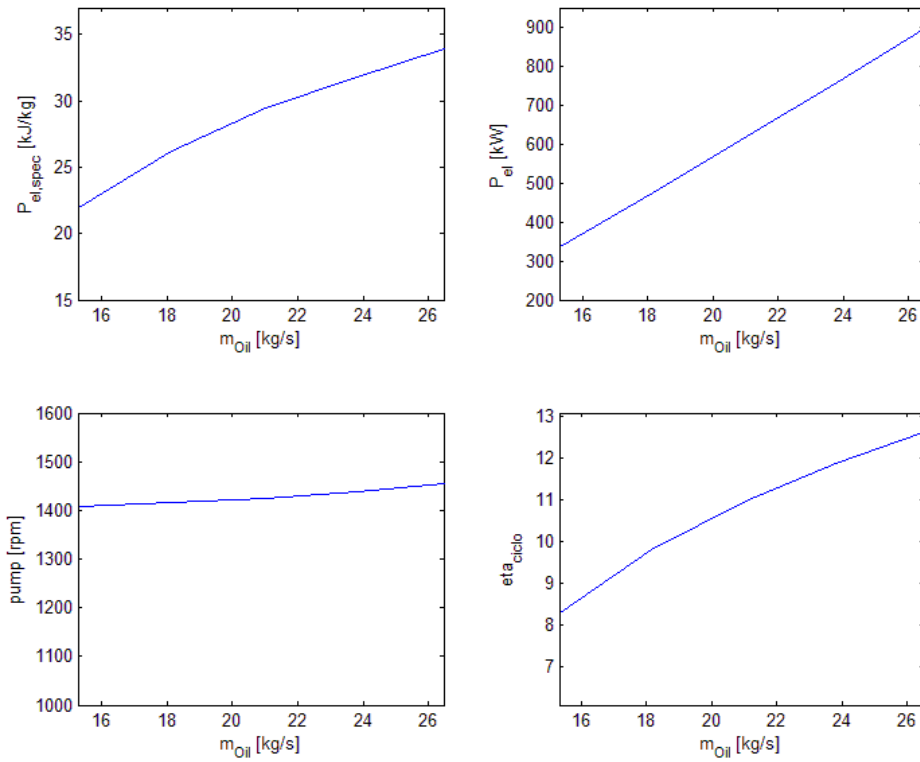


Figura 73: Simulazione impianto con *Cyclohexane* in off design nel caso 2.

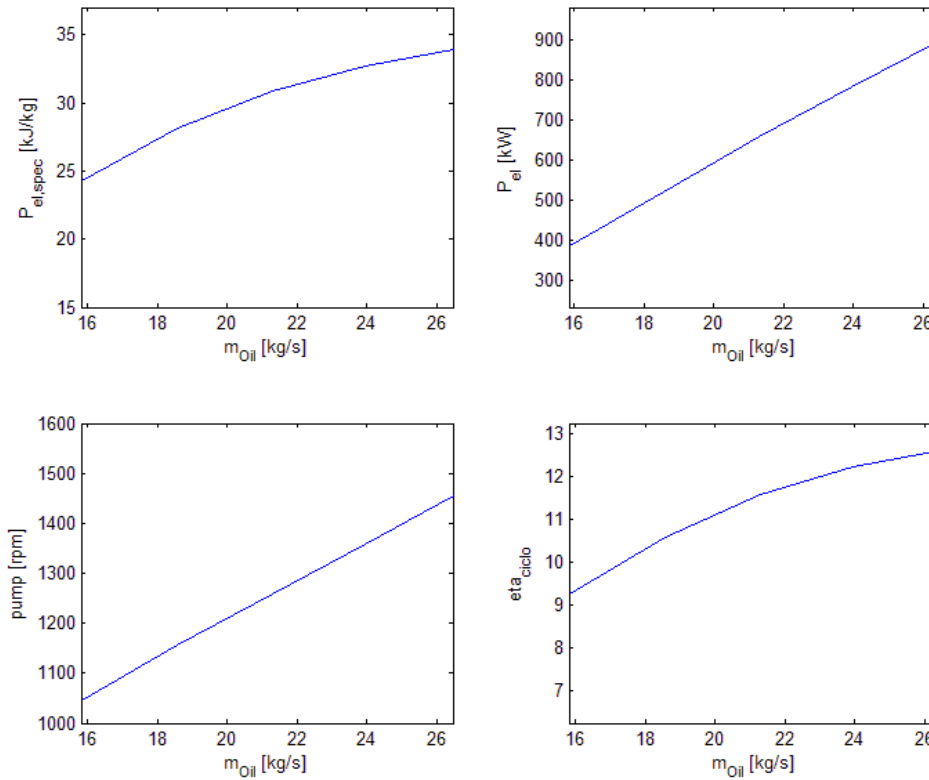


Figura 74: Simulazione impianto con *Cyclohexane* in off design nel caso 3.

R-113:

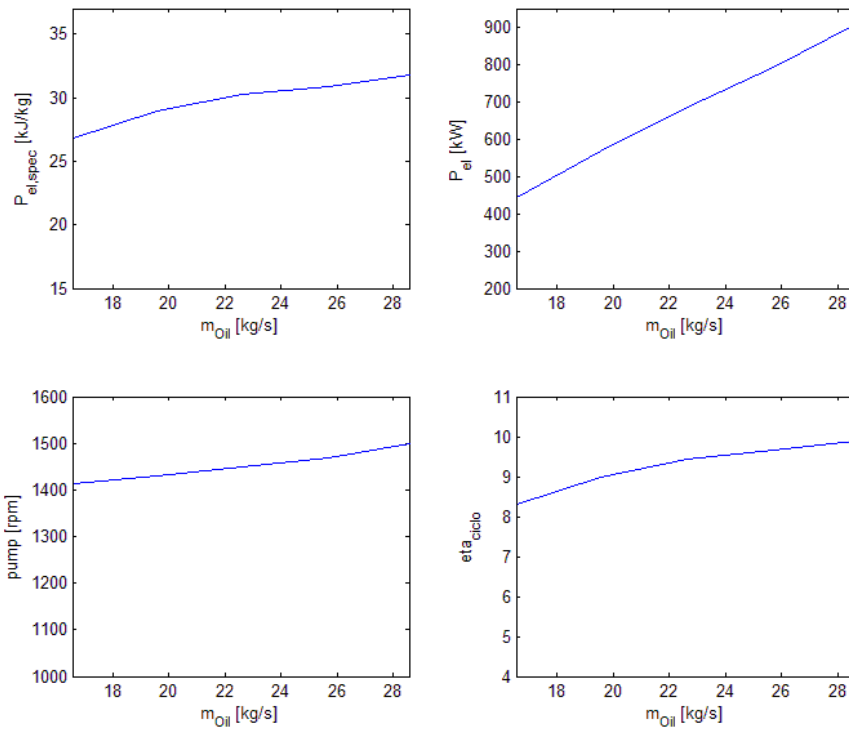


Figura 75: Simulazione impianto con R-113 in off design nel caso 1.

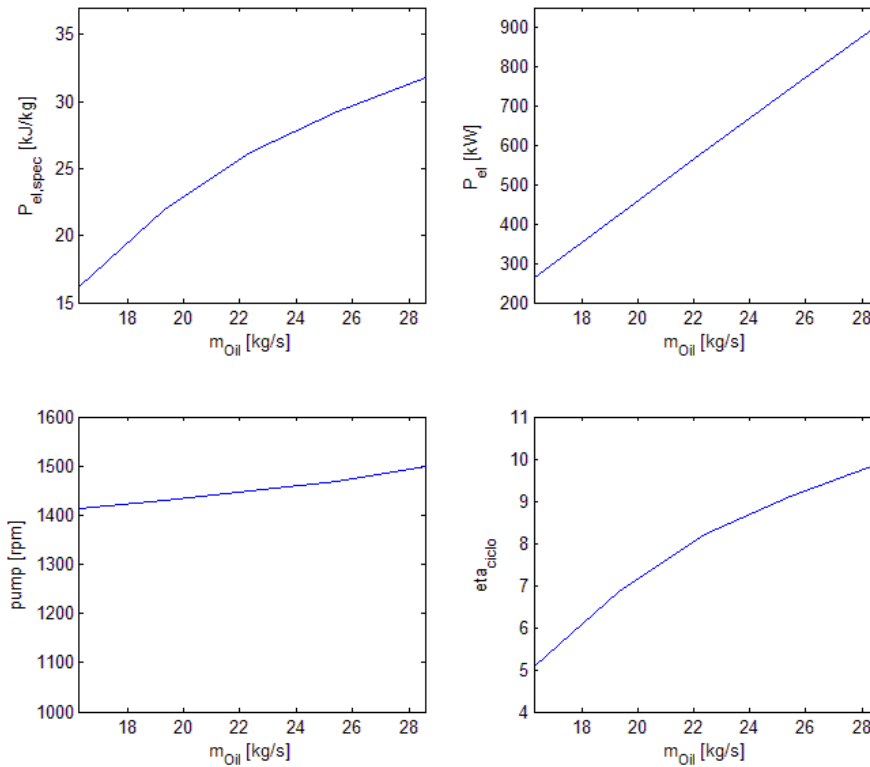


Figura 76: Simulazione impianto con R-113 in off design nel caso 2.

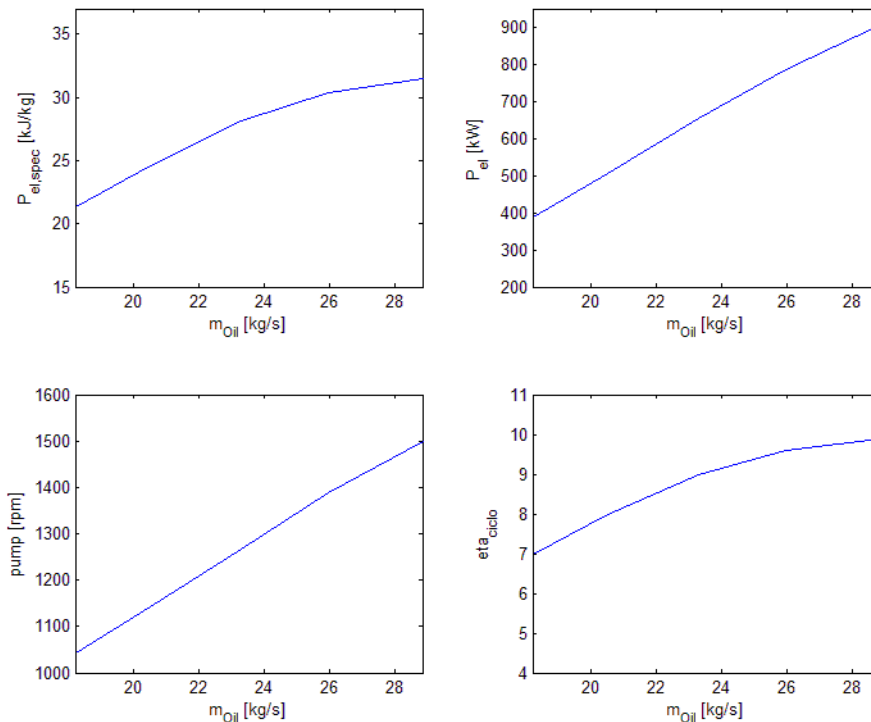


Figura 77: Simulazione impianto con *R-113* in off design nel caso 3.

Si precisa che i rendimenti e le potenze generate dai diversi cicli ORC in condizione di design sono di valore minore a quelli ottenuti in sede di ottimizzazione in quanto, in questo caso, l'analisi viene condotta considerando anche le perdite di carico all'interno degli scambiatori e le pompe presentano curve reali di funzionamento (il rendimento isentropico potrebbe differire leggermente da quello supposto in sede di ottimizzazione).

Dall'analisi dei risultati è possibile notare come il modo migliore di controllare l'impianto in condizione di off design sia quello di disporre di NGV all'ingresso della turbina. Infatti, con tale tecnologia, a parità di variazione della portata di olio diatermico, si osservano variazioni relative del rendimento medie di circa il 15% rispetto la condizione nominale. In particolare, il fluido che presenta la minor perdita di prestazioni è il *Cyclohexane* con la perdita del 13.4% mentre il fluido con cali maggiori è l'*Acetone* con perdite del 17%. Il modo peggiore di operare, invece, adotta una valvola di laminazione, attraverso cui, si raggiungono variazioni relative medie del rendimento di circa il 45% rispetto la condizione nominale, con picchi del 49% per l'*R-113*.

Controllare l'impianto facendo affidamento solo al controllo del numero di giri è, invece, un giusto compromesso tra contenimento dei costi, semplicità di realizzazione e preservazione delle prestazioni ai carichi parziali.

Capitolo 6

Analisi in Transitorio

6.1 Dymola[®]

In commercio esistono molteplici programmi per la simulazione dinamica di sistemi fisici, suddivisibili in base alle finalità in pacchetti per scopi generici, come ACSL[®] o SIMULINK[®], o dominio-orientati, ad esempio per l'ambito elettronico (SPICE[®], SaberI[®] etc.) elettrico (NEPLAN[®]), della dinamica multibody (CATIA[®], ADAMS[®], SYMPACKI[®], ANSYS[®] ecc), chimico (Aspen plus[®], SpeedUpI[®] etc.) [85]. Questi però, anche se particolarmente prestanti nel loro campo d'interesse, diventano inadatti nel trattare sistemi complessi multi-dominio, molto diffusi nell'attuale mondo ingegneristico.

I programmi commerciali presentano inoltre altri difetti: raramente mostrano agli utenti le equazioni utilizzate per risolvere il sistema, inoltre, non è possibile inserire all'interno delle librerie del programma subroutine apposite che modifichino il modo di operare del software in accordo al know-how dell'operatore [86].

Viceversa, nei laboratori universitari o nelle piccole aziende, è consuetudine utilizzare programmi di simulazione ad-hoc "home-made" in cui si ha un controllo completo delle equazioni utilizzate, ma diventa arduo a questo punto far comunicare il software con altri programmi e soprattutto testare il modello creato sulla base di dati impiantistici reali difficilmente reperibili [86].

È proprio per i motivi sopracitati che, nel 1996, venne creato un nuovo linguaggio per la modellazione di sistemi fisici: questo prese il nome di Modelica[®]. È un linguaggio ad oggetti open source basato su equazioni per la modellazione di sistemi fisici complessi multi-dominio, contenenti, ad esempio, meccanica, elettronica, idraulica, termica e controlli [89]. Ogni oggetto equivale a un componente d'impianto o raggruppamento di essi e, in generale, molti di questi sono già disponibili in rete all'interno di librerie specifiche (commerciali o gratuite) generate da altri utenti, docenti universitari o aziende. Questi sono descritti matematicamente tramite equazioni algebriche, differenziali e discrete. Non sono utilizzate equazioni alle derivate parziali, necessarie invece per simulazioni fluidodinamiche (CFD) [87].

Riprodurre un modello fisico in linguaggio Modelica[®] è un'operazione assai semplice se si dispone di un editor grafico compatibile con le librerie Modelica[®] in quanto ciascun oggetto appare all'utente come un'icona grafica. Risulta allora sufficiente trascinare con il mouse le icone desiderate all'interno del foglio di lavoro, collegarle tra loro mediante linee di connessione, imitando il reale accoppiamento fisico tra componenti, e settare opportunamente i parametri di ciascun componente sulla base dei dati di targa dei componenti reali del sistema. Questo modo di procedere è detto di "alto livello". È compito poi del programma di supporto tradurre la descrizione Modelica[®] di alto livello in un set di equazioni DAE (algebrico-differenziali) attraverso algoritmi di manipolazione simbolica (traduzione da alto a basso livello) [87].

Di editor grafici di supporto alle librerie Modelica[®] ne esistono sia di commerciali che di open source, tuttavia il migliore, nonché il primo ad essere stato realizzato, è Dymola[®] [88], in quanto è l'unico ad essere completamente compatibile con tutte le librerie disponibili in rete. Dymola[®] (Dynamic Modeling Laboratory) è una piattaforma per la simulazione multi-dominio e la progettazione di sistemi dinamici basata sul linguaggio di modellazione open source Modelica[®] [87], sviluppato dalla società svedese Dynasim AB[®], inglobata poi nel 2006 dalla connazionale Dassault Systemes[®].

Il programma è composto da due sezioni principali: la sezione di modellazione, usata per il disegno dello schema a blocchi del sistema fisico e il settaggio dei componenti, e la sezione di simulazione, usata per l'analisi dinamica del sistema e la presa visione dei risultati. Un esempio di come appare agli utenti Dymola[®] viene riportato in *Fig. 77* dove si analizza il comportamento di un sistema di pilotaggio di un motore elettrico.

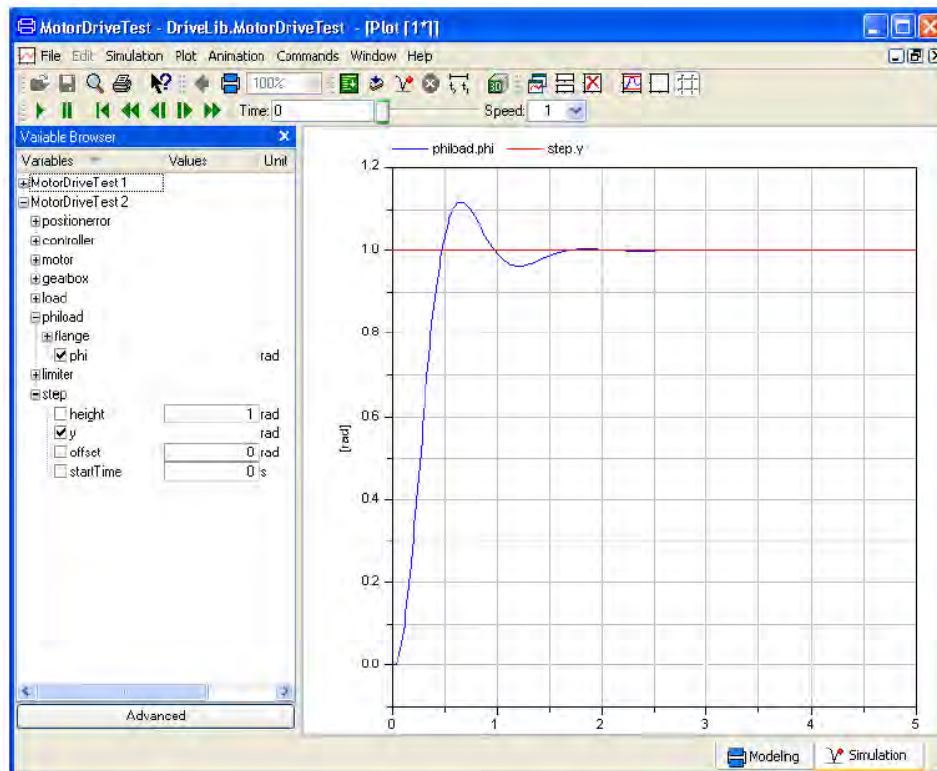
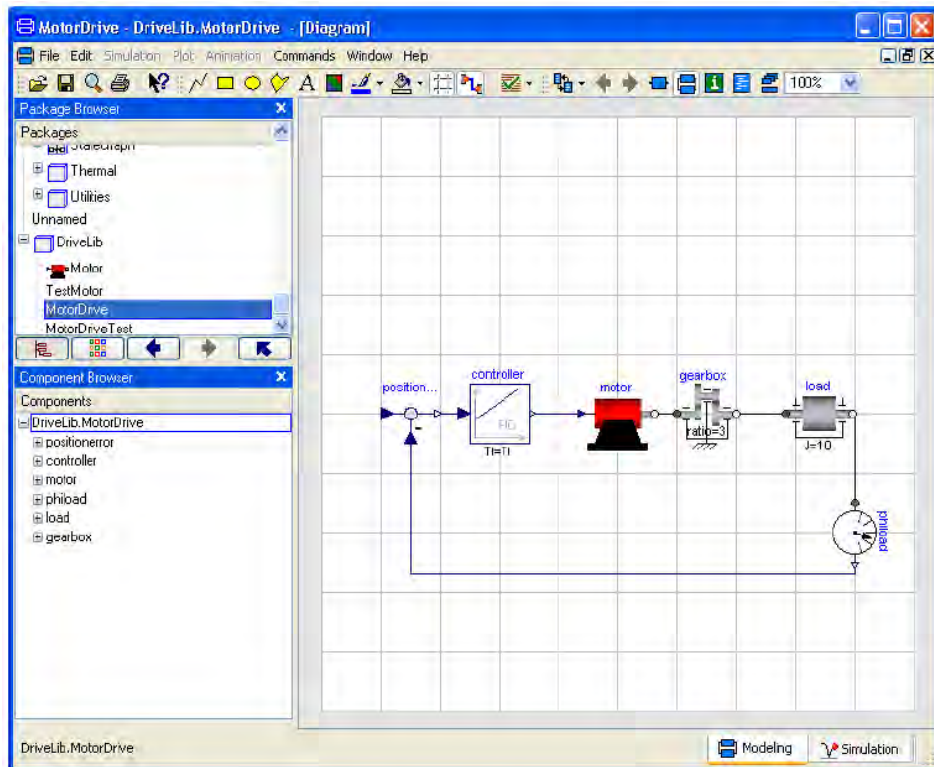


Figura 78: Esempio di modellazione (in alto) e di simulazione (in basso) di un sistema di pilotaggio di un motore elettrico con Dymola® [87].

6.2 Modello dell'impianto ORC

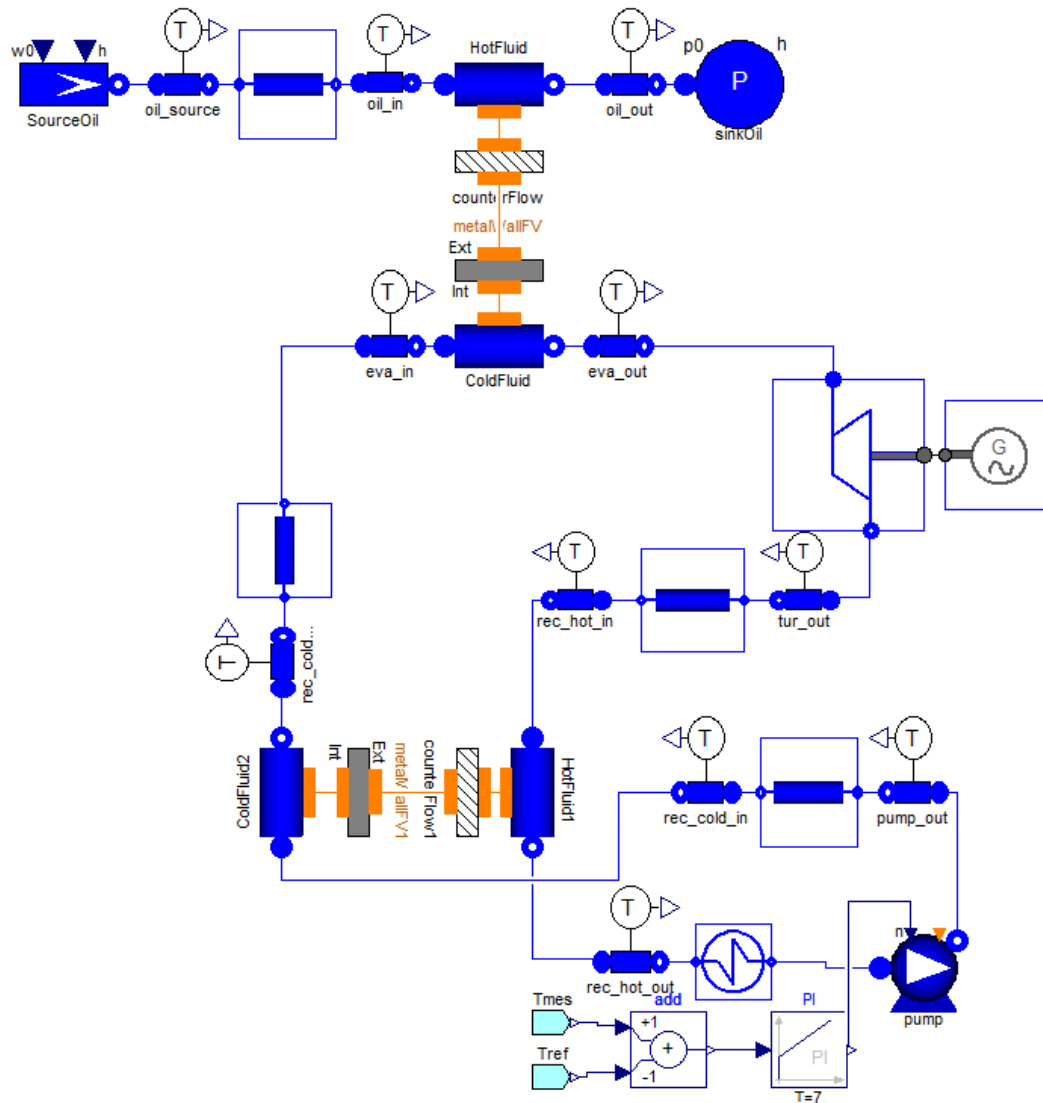


Figura 79: Schema d'impianto ORC in ambiente Modelica®.

Come mostrato in *Fig. 79*, l'unità ORC è composta da un evaporatore, un recuperatore, una turbina connessa al generatore elettrico, un condensatore e una pompa. Lo schema a blocchi include inoltre dei componenti ausiliari per il conteggio delle perdite di carico che si presentano in ciascun scambiatore di calore, per l'immissione e l'estrazione della sorgente calda (Source Oil & Sink Oil), per la lettura della temperatura in particolari punti del circuito e per implementare il sistema di controllo della pompa.

Quest'ultimo è composto principalmente da un controllore PI (proporzionale-integrativo) ed ha il compito di regolare la velocità di rotazione della macchina in funzione della portata circolante di olio diatermico, in modo da garantire costanza nel valore della temperatura del fluido organico all'uscita dell'evaporatore.

I componenti utilizzati sono tutti modelli inclusi nella libreria open source "ThermoPower" [90]; eventualmente, è possibile utilizzare anche la libreria commerciale "Thermal Power library" [91] con il vantaggio di avere un maggiore grado di dettaglio per i componenti utilizzati, ma lo svantaggio di poter utilizzare un set ristretto di sostanze come fluidi motore del ciclo ORC (non è presente nessuno dei quattro fluidi selezionati durante l'analisi).

I modelli dell'evaporatore e del recuperatore presentano una sub-struttura del tutto analoga essendo entrambi scambiatori a fascio tubiero. Come raffigurato in Fig. 79, il dispositivo è modellato combinando quattro blocchi base: quello per la rappresentazione del deflusso monodimensionale lato mantello (*hotFluid*), il blocco topologico per stabilire la contro-corrente all'interno del volume di controllo tra il fluido circolante lato tubi e lato mantello (*counterCurrent*), quello per rappresentare lo spessore del tubo che funge da parete (*tubeWalls*) e, infine, il bocco per la rappresentazione del deflusso monodimensionale lato tubi (*coldFluid*).

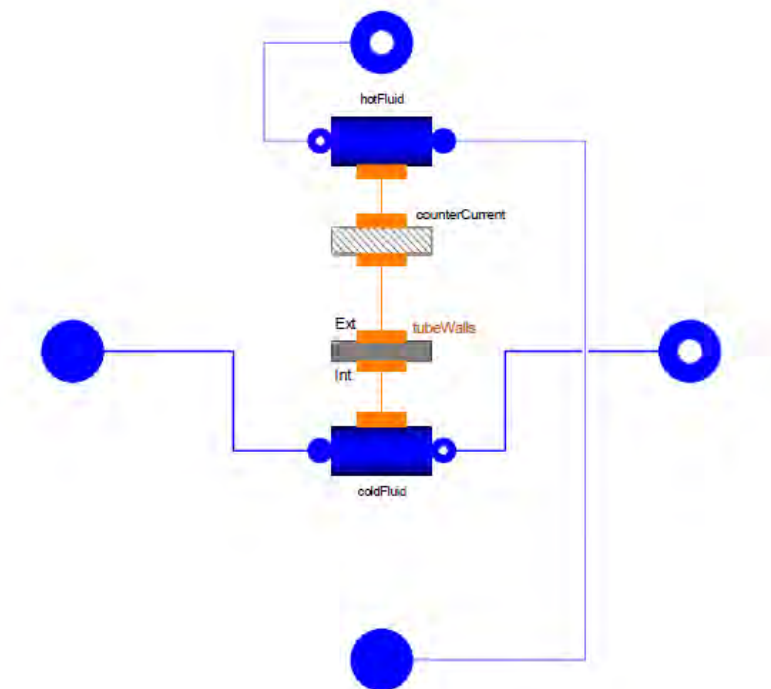


Figura 80: Rappresentazione di uno scambiatore a fascio tubiero in ambiente Modelica®.

Il modello di deflusso scelto utilizza equazioni 1-D per il bilancio di massa e di energia (discretizzate in base al metodo dei volumi finiti e assumendo una distribuzione uniforme della pressione) e per il bilancio di quantità di moto (concentrate per entrambi i fluidi alla fine del componente).

L'unica differenza tra il recuperatore e l'evaporatore riguarda le correlazioni utilizzate per la stima del coefficiente di scambio termico lato tubi: nel caso del recuperatore si adotta la correlazione di Dittus-Boelter, mentre, per l'evaporatore la correlazione di Shah, nei tratti interessati da fluido bifase, e la correlazione di Dittus-Boelter dove è presente fluido monofase (vedi *Cap. 4*). In quest'ultimo caso, la brusca variazione tra i coefficienti stimati dalle due correlazioni (nei tratti in cui il titolo di vapore è prossimo a 0 o a 1) è attenuata per mezzo di un'apposita funzione livellatrice (Stepsmoother function) fornita dalla Modelica.Fluid.Dissipation library [92].

Il modello del condensatore è, invece, più semplice rispetto agli altri due scambiatori di calore in quanto si assume che lavori a pressione costante: si garantisce così un livello di temperatura dell'acqua all'uscita del condensatore idoneo alle utenze cogenerative allacciate a valle. Questo componente ha una struttura più semplice degli altri due scambiatori in quanto non riveste un ruolo di primaria importanza nel funzionamento in regime dinamico.

Per quanto riguarda la pompa, il modello si basa su una curva prevalenza-portata reale, analoga a quella utilizzata per la costruzione del modello in off design (vedi *paragrafo 5.2*). Tale curva può essere descritta matematicamente da:

$$H = H_{des} (b_1 + b_2 e^\phi) \left(\frac{n}{n_{des}} \right)^2$$

dove H è la prevalenza, n è il numero di giri, mentre b_1 e b_2 sono coefficienti pari a 2.462 e 0.538, rispettivamente. Il parametro ϕ può essere valutato tramite:

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho} \frac{\rho_{des}}{\dot{m}_{des}}$$

con m e ρ la portata in massa e la densità, rispettivamente. Il pedice “des” si riferisce al valore di design. Per quanto riguarda invece il rendimento idraulico, come suggerisce Veres in [93], può essere espresso in funzione del parametro F :

$$F = \phi \frac{n_{des}}{n}$$

$$\frac{\eta_{idr}}{\eta_{idr,des}} = 0.86387 + 0.3096 F - 0.14086 F^2 - 0.02926 F^3$$

Il blocco turbina, infine, è rappresentato da un espansore assiale a singolo stadio (specifico per impianti ORC [95]) con palettature di statore a geometria fissa, pertanto, data la costanza della pressione a valle della turbina, il sistema di controllo della pompa dovrà agire variando la pressione di evaporazione in funzione della portata circolante. Si ricorda, infatti, che la turbina opera in condizione di choking a causa dell'elevato valore del rapporto di espansione; di conseguenza, il valore di portata di fluido organico che l'attraversa è strettamente legato alla pressione all'ingresso di tale dispositivo (vedi *paragrafo 5.1*).

6.3 Validazione del modello

Si procede a questo punto con un confronto tra il modello sviluppato in linguaggio Modelica[®] e quello in ambiente Matlab[®]. Verrà considerato un solo fluido di lavoro, il *Cyclopentane*, e come strategia di controllo dell'impianto esclusivamente la regolazione di velocità della pompa al fine di mantenere costante la temperatura del fluido organico all'uscita dall'evaporatore (Caso 3 del *paragrafo 5.4*), senza considerare la presenza di NGV e di valvole di laminazione.

<i>pump Speed</i>	<i>T out evaporator</i>	<i>P mech ST</i>	<i>pump out press</i>	<i>m_ORC</i>
[rpm]	[°C]	[MW]	[bar]	[kg/s]
1465	210.4	1.262	30.64	23.37
1357	210.5	1.047	27.52	21.03
1246	210.3	0.866	24.02	18.7
1132	210.2	0.708	21.03	16.36
1003	210.0	0.571	18.2	14.026

Tabella 16: Risultati dell'off design del modello in Matlab[®] per il *Cyclopentane*.

<i>pump Speed</i>	<i>T out evaporator</i>	<i>P mech ST</i>	<i>pump out press</i>	<i>m_ORC</i>
[rpm]	[°C]	[MW]	[bar]	[kg/s]
1465	210.459	1.217	29.244	23.5
1350	210.401	1.091	26.78	21.62
1250	210.309	0.939	22.25	19.1
1130	210.301	0.792	19.859	16.8042
1000	210.452	0.604	18.3	14.3

Tabella 17: Risultati dell'off design del modello in Dymola[®] per il *Cyclopentane*.

In *Tab. 16* sono riportati i risultati della simulazione ai carichi parziali del modello realizzato in Matlab[®] mentre in *Tab. 17* i risultati della simulazione del modello realizzato in Dymola[®]. In quest'ultimo caso sono mostrati i valori delle grandezze principali per tempi di simulazione notevolmente elevati, in modo da trascurare gli effetti transitori dovuti alle inerzie termiche e alle costanti di tempo del controllore del numero di giri della pompa. Come visibile in *Tab. 18*, lo scostamento relativo per ciascuna grandezza ottenuta in ambiente Matlab[®] da quelle ottenute in ambiente Modelica[®] è abbastanza contenuto, di conseguenza si può ritenere valido il modello creato.

<i>pump Speed</i>	<i>error T out evaporator</i>	<i>error P mech ST</i>	<i>error pump out press</i>	<i>error m</i>
[rpm]	%	%	%	%
1465	-0.0280	3.5252	4.5561	-0.5563
1357	0.0470	-4.1378	2.6890	-2.8055
1246	-0.0043	-8.4672	7.3689	-2.1390
1132	-0.0005	-11.8589	5.5682	-2.7152
1003	-0.1675	-5.8438	-0.5495	-1.9535

Tabella 18: Scostamenti relativi tra i valori ottenuti in Matlab[®] e quelli ricavati in ambiente Dymola[®].

Ad eccezione dell'errore relativo sulla temperatura del fluido organico all'uscita dall'evaporatore (si ricorda che, per qualsiasi condizione di carico, tale valore di temperatura

è mantenuto costante dalla logica di regolazione della pompa), le principali grandezze termodinamiche differiscono di quantità mediamente minori del 4%. Vi sono tuttavia dei casi in cui l'errore raggiunge picchi dell'11%. Ciò è dovuto principalmente a:

- Curva caratteristica della pompa introdotta in Dymola[®] leggermente differente da quella caricata in Matlab[®]: nel primo caso si è costretti ad utilizzare una quadratica per fittare i valori da catalogo della curva caratteristica mentre nel secondo caso è stata utilizzata una funzione esponenziale.
- Utilizzo di un componente ideale per la rappresentazione del condensatore in ambiente Modelica[®].
- Utilizzo all'interno degli scambiatori implementati in Dymola[®] di correlazioni per lo scambio termico, per la fase liquida e vapore, diverse da quelle utilizzate nel codice in linguaggio Matlab[®] (Dittus-Boelter nel primo caso e Gnielinski nel secondo).

6.4 Conclusioni

Data la complessità di realizzazione dei modelli in Dymola[®], non è stato possibile studiare approfonditamente il regime transitorio; per questo non verranno mostrati risultati che potrebbero risultare non attendibili.

Il problema principale è che la risposta dinamica del modello è fortemente influenzata dalle costanti di tempo e di proporzionalità del blocco regolatore di velocità della pompa. Mancando, tuttavia, valori di impianti reali di riferimento da utilizzare per la taratura del tempo di risposta dell'impianto, diventa inutile mostrare le probabili risposte del sistema al variare dell'input termico, in quanto perderebbero di significato e di attendibilità tecnica.

Concludendo, si può ritenere che il modello sviluppato sia in grado di riprodurre il comportamento dell'impianto anche se, ai fini di studiare la dinamica completa del sistema, risulta opportuno tarare il modello con dati provenienti da impianti industriali operanti nel mercato. Solo così sarà possibile simulare il comportamento dinamico dell'impianto rispettando reali range di variazione dei vari sistemi di controllo.

Conclusioni

Il presente lavoro è stato condotto con l'intento di sviluppare un codice di ottimizzazione per la ricerca della miglior soluzione ORC, sulla base di alcuni parametri prestazionali di scelta e specifiche di input. Il tool si basa su di un algoritmo genetico ed è stato progettato con la finalità di essere il più possibile versatile, coprendo un'ampia gamma di casistiche e lasciando al progettista svariate possibilità di configurazione dell'impianto.

A differenza dei lavori disponibili in letteratura, il codice sviluppato punta l'attenzione in particolare sulla turbina, componente generalmente sottovalutato, prevedendo un rendimento isoentropico dipendente dalla tipologia dell'impianto e della taglia.

Il tool d'ottimizzazione è stato testato per una sorgente termica di 300 °C, con l'obiettivo di ricercare il ciclo ORC cogenerativo che massimizzi la potenza elettrica per unità di portata di sorgente calda (olio diatermico T66). I risultati migliori si hanno utilizzando come fluido motore il *Cyclohexane*, ottenendo valori al design point di 35.90 kW. Valori ugualmente accettabili si ottengono anche con *Acetone* (35.7 kW), *Cyclopentane* (35.7 kW) e in misura minore con l'*R-113* (35.7 kW).

È stato dimostrato inoltre che l'utilizzo del recuperatore non influenza la potenza elettrica massima ottenibile, a parità di input termico, comportando tuttavia cambiamenti significativi nel rendimento termico ed exergetico.

Particolare cura è stata prevista anche per gli scambiatori di calore a fascio tubiero. I codici di dimensionamento e di simulazione ai carichi parziali di questi ultimi prevedono modelli avanzati di analisi dello scambio termico, con suddivisione degli stessi in N elementi finiti e considerando il metodo di Bell-Delaware per la trattazione lato mantello.

Dal confronto dei risultati del codice di dimensionamento con quelli della simulazione mediante Aspen EDR[®] si evince che il programma ideato è abbastanza accurato per quanto

riguarda la stima della lunghezza totale dello scambiatore di calore, presentando un discostamento relativo massimo dei risultati di appena il 4% (nel caso dell'evaporatore per l'*R-113*), mentre, non è molto preciso nella stima delle perdite di carico, presentando in molti casi errori relativi maggiori del 20%. Tali valori tuttavia, se confrontati con le pressioni di evaporazione o di condensazione, assumono un'importanza del tutto irrisoria, in quanto sono uno o due ordini di grandezza minori.

Per quanto riguarda invece l'analisi delle prestazioni dei cicli ORC ai carichi parziali, viene messa in evidenza la differenza del calo delle prestazioni al variare delle diverse strategie di controllo della portata di fluido organico circolante. Indipendentemente dal fluido utilizzato, la strategia di controllo migliore è quella del controllo della portata per mezzo delle NGV presenti all'ingresso della turbina e variando il numero di giri della pompa in modo da operare a pressione costante. Per variazioni di carico del 60% si riesce a contenere il calo del rendimento a valori minori del 17%.

Anche la strategia di controllo che prevede l'assenza delle NGV all'ingresso della turbina e il controllo del numero di giri della pompa in modo da operare a pressione proporzionale alla portata circolante è abbastanza soddisfacente: si abbinano, infatti, bassi costi di gestione d'impianto (turbina semplice) con cali massimi del rendimento del 30% a fronte di variazioni del carico del 60%.

La strategia di controllo dell'impianto per mezzo della valvola di laminazione è invece troppo penalizzante, presentando cali del rendimento del 49% per variazioni di carico del 60%.

Per quanto riguarda infine la fase di analisi in regime transitorio, si può ritenere che il modello sviluppato sia in grado di riprodurre il comportamento dell'impianto anche se, ai fini di studiare la dinamica completa del sistema, risulta opportuno tarare il modello con dati provenienti da impianti industriali operanti nel mercato. La risposta dinamica del modello è, infatti, fortemente influenzata dalle costanti di tempo e di proporzionalità del blocco regolatore di velocità della pompa. Mancando, però, valori di impianti reali di riferimento da utilizzare per la taratura del tempo di risposta dell'impianto, diventa inutile rappresentare la risposta del sistema al variare dell'input termico, in quanto perderebbe di significato e di attendibilità tecnica.

Vi sono diversi aspetti che meritano di essere approfonditi e in alcuni casi migliorati. Si potrebbe ad esempio:

- utilizzare turbine a due o tre stadi al posto della monostadio. Un maggior numero di stadi comporterebbe un VFR minore e un SP maggiore in quanto l'espansione si

- suddividerebbe in più stadi, beneficiando in termini di migliori rendimenti isoentropici per stadio, velocità di rotazione più contenute e moltiplicatori di giri più compatti;
- introdurre un'ottimizzazione multi-obiettivo. In questo caso le soluzioni ottime proposte apparterranno ad un Pareto front (non è possibile trovare un'unica soluzione ottima);
 - introdurre tra i parametri prestazionali di scelta anche quelli di natura economica. A tal fine sarebbe necessario includere i codici di dimensionamento degli scambiatori di calore all'interno dell'algoritmo genetico d'ottimizzazione, in modo da disporre istantaneamente delle superfici di scambio. In questo modo, però, lo sforzo computazionale diventerebbe notevolmente elevato, pertanto, se non si dispone di calcolatori notevolmente prestanti, si è costretti ad accettare precisioni di calcolo minori;
 - invertire la disposizione dei fluidi all'interno dei condensatori: nel lavoro svolto si è scelto di far circolare l'acqua di raffreddamento lato mantello e di far condensare il fluido operativo all'interno dei tubi. Condensatori così ideati sono però piuttosto rari da trovare nell'industria di processo e petrolchimica. La motivazione per cui è stata scelta tale configurazione di scambio è avvenuta in seguito alla difficoltà di estendere il metodo di Bell-Delaware alla trattazione di fluidi bifase;
 - analizzare un impianto reale per riuscire a tarare le costanti di tempo e di proporzionalità del blocco regolatore di velocità della pompa, in modo tale da rendere attendibile la risposta dinamica ottenuta dalla simulazione in Dymola[®], al variare dell'input termico;
 - una volta noti il design d'impianto, le prestazioni ai carichi parziali e le tempistiche di risposta dell'impianto ad una variazione della sorgente termica, si potrebbero inserire profili di carico termico della sorgente di calore e profili di carico termico ed elettrico di un'utenza reale. In questo modo si possono testare diversi modi di esercire l'impianto l'ORC, magari in abbinamento ad altri impianti a fonti fossili o rinnovabili, in modo da massimizzare l'eventuale guadagno economico derivante dalla vendita dell'energia elettrica e termica prodotta o dal mancato acquisto dell'energia elettrica autoconsumata.

Bibliografia

[1] GSE. *Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento CAR*. Edizione n°1 Marzo 2012

[2] Viswanathan V.V, Davies R.W, Holbery J.D. *Opportunity analysis for recovering energy from industrial waste heat and emissions*. 2006. Pacific Northwest National Laboratory.

[3] Pellegrino J.L, Margolis N, Justiniano M, Miller M, Thedki A. *Energy use, loss and opportunities analysis: U.S. manufacturing & mining*. 2004. p. 17.

[4] BCS Inc. *Waste heat recovery: technologies and opportunities in U.S. industry*, US Dept. of Energy (DOE); 2008.

[5] Belli C, Chizzolini P. *Conversione dell'energia*. Università degli studi di Pavia 2009

[6] Cavallini A, Mattarolo L. *Termodinamica applicata*. Ed. CLEUP 1992

[7] Le V.L, Kheiri A, Feidt M, Pelloux-Prayer S. *Thermodynamic and economic optimizations of a waste heat to power plant driven by a subcritical ORC (Organic Rankine Cycle) using pure or zeotropic working fluid*. *Energy xxx (2014) 1-17*

[8] Invernizzi C, Iora P, Silva P. *Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines*. *Applied Thermal Engineering 2007. 27:100-110*.

[9] Branchini L, De Pascale A, Peretto A. Systematic comparison of ORC configurations by means of comprehensive performance indexes. *Applied Thermal Engineering* 61 (2013) 129-140

[10] Obernberger I, Thonhofer P, Reisenhofer E. Description and evaluation of the new 1,000 kWel Organic Rankine Cycle process integrated in the biomass CHP plant in Lienz, Austria. *Turboden*. 2006

[11] DiPippo R. *Geothermal power plants: principles, applications case studies and environmental impact*. Elsevier; 2008.

[12] Hettiarachchi M.H.D, Golubovic M, Worek W.M, Ikegami Y. Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy* 32 (2007) 1698–1706.

[13] *Key World Energy Statistics*. International Energy Agency (IEA); 2008.

[14] Quoilin S. *Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications*. PhD Thesis Dissertation. University of Liège, Belgium; 2011

[15] Tchanche B. F., Lambrinos G., Frangoudakis A., Papadakis G. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 3963–3979

[16] Drescher U, Bruggemann D. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering* 2007;27:223–8.

[17] Hassani V, Price H. *Modular trough power plants*. Washington, DC: Solar Forum 2001

[18] Rayegan R, Tao YX. A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs). *Renewable Energy* 36 (2011) 659-670.

[19] Orosz M. *Small scale solar ORC system for distributed power in Lesotho. Johannesburg, South Africa: Solar World Congress; 2009.*

[20] <http://www.nrel.gov/otec/what.html>.

[21] www.seao2.com/otec/.

[22] Uehara H. *History and the future of OTEC. Renewable Energy, Japan 2006.*

[23] Latour S.R, Menningmann J.G, Blanney B.L. *Waste heat recovery potential in selected industries. Environmental Protection Agency (EPA) USA 1982.*

[24] Sogut Z, Otkay Z, Karakoc H. *Mathematical modeling of heat recovery from a rotary kiln. Applied Thermal Engineering 2010;30:817–25.*

[25] Bundela P.S, Chawla V. *Sustainable development through waste heat recovery. American Journal of Environmental Sciences 2010;6:83–9.*

[26] Freymann R, Strobl W, Obieglo A. *The turbosteamer: a system introducing the principle of cogeneration in automotive applications. MTZ05/2008 2008;69.*

[27] El Chalmas R, Clodic D. *Combined cycle for hybrid vehicles. In: SAE world congress. 2005.*

[28] *Energy Efficiency Guide for Industry in Asia.* <http://www.energyefficiencyasia.org/>

[29] Galanis N, Cayer E, Roy P, Denis E.S, Desilets M. *Electricity generation from low temperature sources. Journal of Applied Fluid Mechanics 2009; 2:55–67.*

[30] Karellas S, Schuster A. *Supercritical fluid parameters in Organic Rankine Cycle applications. Int. J. of Thermodynamics Vol. 11 (No. 3), pp. 101-108, September 2008.*

- [31] Di Pippo R. *Geothermal power plants e principles, applications and case studies*. Oxford: Elsevier Ltd; 2005.
- [32] Guzovi Z, Raskovi P, Blatari Z. *The comparision of a basic and a dual-pressure ORC (Organic Rankine Cycle): Geothermal Power Plant Velika Ciglena case study*. *Energy xxx* (2014) 1-12
- [33] Harinck J, Turunen-Saaresti T, Colonna P, Rebay S, van Buijtenen J, *Computational Study of a High-Expansion Ratio Radial Organic Rankine Cycle Turbine Stator*. *J Eng Gas Turb Power*, 132(5), 2010.
- [34] Da Lio L, Manente G, Lazzaretto A. *New efficiency charts for the optimum design of axial flow turbines for organic Rankine cycles*. *Energy xxx* (2014) 1-13
- [35] Badr O, Probert S.D, O'Callaghan P.W. *Selecting a working fluid for a Rankine- cycle engine*. *Applied Energy* 1985; 21(1):1–42.
- [36] Chen H, Goswami D.Y, Stefanakos E.K. *A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010; 14(9):3059–67.
- [37] Larjola J. *Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC)*. *International Journal of Production Economics* 1995; 41 (1–3):227–35.
- [38] Maizza V, Maizza A. *Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems*. *Applied Thermal Engineering* 1996; 16(7):579–90.
- [39] Papadopoulos A.I, Stijepovic M, Linke P. *On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic Rankine cycles*. *Applied Thermal Engineering* 2010; 30(6–7):760–9.
- [40] Borsukiewicz-Gozdur A. *Pumping work in the organic Rankine cycle*. *Applied Thermal Engineering* 2013; 51(1–2):781–6.

[41] Xu J, Yu C. Critical temperature criterion for selection of working fluids for subcritical pressure Organic Rankine cycles. *Energy* 74 (2014) 719-733

[42] Schuster A, Karellas S, Aumann R. Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles. *Energy* 35 (2010) 1033–1039.

[43] Bao J, Zhao L. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 24(2013) 325–342

[44] Harada K.J. Development of a small scale scroll expander. A THESIS submitted to Oregon State University. 2011

[45] DuPont. Suva refrigerants. General replacement guide: CFC to an HCFC; CFC or HCFC to an HFC. http://www.hvacwebtech.com/downloads/1_h71061-3.pdf

[46] Lai N.A, Wendland M, Fischer J. Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles. *Energy* 2011; 36(1):199–211.

[47] Andersen W.C, Bruno T.J. Rapid screening of fluids for chemical stability in organic Rankine cycle applications. *Industrial and Engineering Chemistry Research* 2005; 44(15):5560–6.

[48] Rayegan R, Tao Y.X. A procedure to select working fluids for solar organic Rankine cycles (ORCs). *Renewable Energy* 2011; 36(2):659–70.

[49] <http://www.bimetech.com/images/pagine/applications/altro-pompe-pistoni-assiali.jpg>

[50] http://img.directindustry.es/images_di/photo-g/bomba-palas-autocebante-15554-2260393.jpg

[51] <http://www.powerexinc.com/images/pwx/gen/scrollcompressor.jpg>

[52] http://www.kral.at/typo3temp/pics/screw_pump_KRAL_seri_e36b534216.jpg

[53] http://www.pumpschool.com/images/Gerotor_Pump.jpg

[54] Weise T. *Global Optimization Algorithms: Theory and Application*. 2nd Ed. 2009

[55] MathWorks – MATLAB and Simulink for technical computing. <http://www.mathworks.com>

[56] Holland J. "Adaptation in Natural and Artificial Systems: An Introductory Analysis with Applications to Biology, Control, and Artificial Intelligence", Bradford Books, 1992, ISBN 0262581116

[57] Dixon S.L, Hall C.A. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, 6th Ed. Burlington: Butterworth Heinemann, 2010.

[58] Osnaghi C. *Teoria delle Turbomacchine*. Esculapio, Milano. (2012).

[59] Balje O.E, *A Study of Reynolds Number Effects in Turbomachinery*. *Journal of Engineering for Power*, ASME Trans, Vol 86, Series A, p. 227.

[60] Lazaretto A, Manente G. *A New Criterion to Optimize ORC Design Performance using Efficiency Correlations for Axial and Radial Turbines*. *International Journal of Thermodynamics (IJoT)*. Vol. 17 (No. 3), pp. 173-181, 2014

[61] Csanady G.T. *Theory of turbomachinery*. Waterloo: McGraw-Hill; 1964.

[62] Cordier O. *Ahnlichkeitsbedingungen für stromungsmaschinen, Brennstoff Warme-Kraft, Zeitschrift für Energiewirtschaft und technische Überwachung, Fachheft Stromungsmaschinen, Band 5, Heft n. 10.*

[63] Macchi E, Perdichizzi A. *Efficiency prediction for axial flow turbines operating with nonconventional fluids*. *Trans ASME J Eng Power*; 103:718-24.

[64] Balje O.E. *Turbomachines: a guide to design, selection and theory*. New York: Wiley; 1981.

[65] NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP): Version 9.1 <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>

[66] Robert H. Perry, Don W. Green, James O. Maloney, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 7^a ed., McGraw-Hill, 1997, ISBN 0-07-049841-5.

[67] Thulukkanam K. *Heat Exchanger Design Handbook. Second Edition*, 2013, CRC Press, Taylor & Francis Group

[68] Towler G, Sinnott R, *Chemical Engineering Design. Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design*. 2008, Butterworth-Heinemann. Elsevier Inc.

[69] Felli M. *Lezioni di fisica tecnica (civile e ambientale)*, Morlacchi Editore, 2004, ISBN 88-89422-14-9.

[70] Sinnott R.K. Coulson & Richardson's - *Chemical Engineering*, 6 (Chemical Engineering Design), 4^a ed., Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005, ISBN 0-7506-6538-6.

[71] Walraven D, Laenen B, D'haeseleer W. *Optimum configuration of shell-and-tube heat exchangers for the use in low-temperature organic Rankine cycles. Energy Conversion and Management* 83 (2014) 177–187

[72] Shah Ramesh K, Sekulic Dušan P. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. 2003. John Wiley & Sons, Inc.

[73] VDI Heat Atlas. *VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. Springer-Verlag Berlin Heidelberg* 2010. ISBN 978-3-540-77876-9

[74] Shah M.M. *Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. ASHRAE Trans*, vol. 88, pp. 185-196, 1982

[75] Cavallini A, Del Col D, Doretti L, Matkovic M, Rossetto L, Zilio C. (2006). *Condensation in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design*. *Heat Transfer Engineering*. Vol 27(8), pp 31-38.

[76] <http://www.aspentech.com/products/aspem-edr.aspx>

[77] Manente G, Toffolo A, Lazzaretto A, Paci M. *A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in Organic Rankine Cycle systems*. *Applied Energy* 121 (2014) 219–232

[78] <http://www.abb.com/product/it/9AAC171953.aspx>

[79] Jacobsen C.B. *The centrifugal pump*. GRUNDFOS. Department Head, Structural and Fluid Mechanics, R&T <http://it.grundfos.com/products.html>

[80] <http://www.sterlingsihi.com/cms/it/home/prodotti-e-servizi.html>

[81] http://www.wieland-thermalsolutions.com/internet/en/downloads_1/downloads.jsp

[82] Gambini M. *Appunti per le lezioni di conversione dell'energia*. Texmat 2005

[83] Cooke D.H. *modeling of off-design multistage turbine pressures by Stodola's Ellipse*. Presented at Energy Incorporated PEPSE[®] User's group meeting, Richmond, Virginia. 1983.

[84] Brevetto US3314654. Hirschkron A.R, Georges S. *Variable area turbine nozzle for axial flow gas turbine engines*. Aprile 18, 1967

[85] Emlqvist H, Mattsson. *An introduction to the physical modeling language Modelica*. Proceedings of the 9th European Simulation Symposium, ESS'97, Oct 19-23, 1997, Passau, Germany

[86] Casella F, Leva A. *Modelica open library for power plant simulation: design and experimental validation. Proceedings of the 3rd International Modelica Conference, Linköping, November 3-4, 2003, Peter Fritzson (editor)*

[87] Elmqvist H, Bruck D, Otter M. *Dymola - User's Manual. Lund, Sweden, 1996.*

[88] Dassault Systemes. *Dymola, 2014. www.3ds.com*

[89] Fritzson P, Engelson V. *Modelica - a unified object-oriented language for system modeling and simulation. In ECOOP 98 - Object-Oriented Programming, pages 67–90. Springer, 1998.*

[90] Casella F. and Leva A. *Thermopower library: Open library for thermal power plant simulation. 2014.*

[91] Modelon AB. *Thermal power library, 2014. Available on: www.3ds.com*

[92] J. Eiden, O. Enger, N. Peci, S. Rutkowski, T. Vahlenkamp, and S. Wischhusen. *Fluid.dissipation library, 2013.*

[93] Veres J. P. *Centrifugal and axial pump design and off-design performance prediction. Technical report, NASA, Sunnyvale, United States of America, 1994. Technical Memorandum 106745.*

[94] <http://www.abb.com/search.aspx?q=amg%200400&abbcontext=products>

[95] Casella F, Mathijssen T, Colonna P, Van Buijtenen P. *Dynamic Modeling of Organic Rankine Cycle Power Systems. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. April 2013, Vol. 135 / 042310-1.*