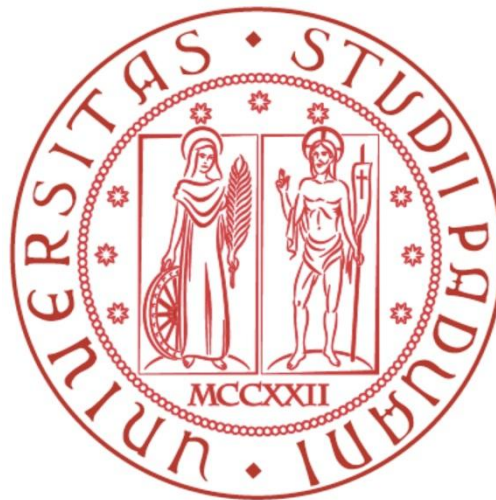


Università degli Studi di Padova

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

TESI DI LAUREA



**MODELLO E SIMULAZIONE DI UN IMPIANTO DI PRODUZIONE DI ENERGIA
ELETTRICA DAL RECUPERO DI CALORE DA UN IMPIANTO DI GASSIFICAZIONE**

Relatore: professoressa **Anna Stoppato**

Correlatore: ingegner **Filippo Randazzo**

Laureando: **Riccardo Dalla Costa**

Matricola: **1038576**

Anno Accademico 2013-2014

Ai miei genitori

Sommario

Nomenclatura.....	8
Indice delle figure.....	11
Indice delle tabelle.....	12
Indice dei grafici.....	16
1. Introduzione.....	23
2. Gassificatore.....	25
2.1. L'impianto di gassificazione.....	25
2.1.1. Materie prime impiegabili.....	25
2.1.2. Essiccazione.....	26
2.1.3. Pirolisi.....	26
2.1.4. Gassificazione.....	27
2.1.5. Pulizia e trattamento del syngas.....	27
2.1.6. Syngas.....	28
2.2. Evoluzione futura dell'impianto.....	28
2.3. Il sistema di integrazione del calore.....	32
3. Scelta del ciclo.....	34
4. Il ciclo ORC.....	37
4.1. Configurazioni analizzate.....	39
4.2. Differenze con un ciclo a vapore tradizionale.....	40
4.2.1. Surriscaldamento.....	40
4.2.2. Recupero di calore a bassa temperatura.....	40
4.2.3. Dimensione dei componenti.....	40
4.2.4. Design dell'evaporatore.....	41
4.2.5. Temperatura di ingresso in turbina.....	41
4.2.6. Entalpia di vaporizzazione.....	41
4.2.7. Consumi di pompaggio.....	42

4.2.8.	Pressione di evaporazione.....	42
4.2.9.	Pressione di condensazione.....	42
4.2.10.	Caratteristiche del fluido	43
4.2.11.	Design della turbina	43
4.2.12.	Rendimento.....	43
4.3.	Espansori	44
4.3.1.	Turbo espansori	45
4.3.2.	Espansori volumetrici.....	46
5.	Selezione del fluido.....	49
5.1.	Indicatori da considerare nella scelta del fluido.....	49
5.1.1.	Prestazioni termodinamiche	49
5.1.2.	Temperatura critica.....	49
5.1.3.	Pendenza della curva di saturazione del vapore.....	50
5.1.4.	Densità del vapore.....	50
5.1.5.	Calore latente di vaporizzazione.....	51
5.1.6.	Viscosità	51
5.1.7.	Conduttività.....	51
5.1.8.	Pressione di evaporazione.....	51
5.1.9.	Pressione di condensazione.....	51
5.1.10.	Punto di fusione	52
5.1.11.	Stabilità chimica e compatibilità con i materiali	52
5.1.12.	Livello di sicurezza	52
5.1.13.	Aspetti ambientali.....	53
5.1.14.	Disponibilità e costo del fluido.....	53
5.2.	Considerazioni sulla scelta del fluido.....	54
5.3.	Potenziati fluidi di lavoro e loro proprietà	55
5.3.1.	Ciclo ad alta temperatura.....	55
5.3.2.	Ciclo a bassa temperatura.....	57

6.	Modello del sistema.....	61
6.1.	Ipotesi e semplificazioni	61
6.2.	Descrizione del programma di simulazione	63
6.2.1.	Ciclo topping ad alta temperatura.....	64
6.2.2.	Bilancio termico con le sorgenti esterne.....	66
6.2.3.	Dimensionamento delle aree per lo scambio termico tra i serbatoi e il fluido del ciclo ad alta temperatura	70
6.2.4.	Dimensionamento delle aree per lo scambio termico recuperativo	80
6.2.5.	Ciclo bottoming a bassa temperatura.....	82
6.2.6.	Dimensionamento delle aree di scambio termico per il riscaldamento del fluido del ciclo a bassa temperatura	84
6.2.7.	Dimensionamento del condensatore ad aria (air cooler).....	86
6.2.8.	Prestazioni e parametri caratteristici del ciclo	89
6.2.9.	Valutazione economica	91
7.	Simulazione del modello – Prestazioni termodinamiche.....	97
7.1.	Configurazione in ciclo semplice con e senza scambiatore recuperativo (IHE).....	97
7.1.1.	Configurazione senza recupero – condizioni stagionali medie	98
7.1.2.	Configurazione con recupero – condizioni stagionali medie	111
7.2.	Configurazione in ciclo Double-Stage con e senza scambiatore recuperativo (IHE).....	120
7.2.1.	Ciclo topping senza recupero	120
7.2.2.	Ciclo topping con recupero.....	124
7.2.3.	Ciclo bottoming – condizioni stagionali medie	127
7.2.4.	Ciclo Double Stage	134

7.2.5.	Considerazioni generali	140
7.3.	Commento alle simulazioni	141
7.4.	Grafici risultanti dalle simulazioni	146
8.	Dimensionamento e valutazione economica	170
8.1.	Configurazione in ciclo semplice con e senza scambiatore recuperativo (IHE).....	170
8.1.1.	Configurazione senza recupero - condensazione a temperatura prossima quella ambiente	171
8.1.2.	Configurazione con recupero - condensazione a temperatura prossima quella ambiente	177
8.1.3.	Configurazione con recupero - condensazione a pressione atmosferica.....	181
8.2.	Configurazione in ciclo Double Stage con e senza scambiatore recuperativo (IHE).....	186
8.2.1.	Analisi dei parametri del ciclo Double Stage con topping senza recupero	186
8.2.2.	Analisi dei parametri del ciclo Double Stage con topping con recupero	189
8.2.3.	Ciclo Double Stage con bottoming a R123	192
8.2.4.	Ciclo Double Stage con bottoming a R236fa	195
8.2.5.	Ciclo Double Stage con bottoming a R245fa	198
8.2.6.	Ciclo Double Stage con bottoming a Isobutano	201
8.2.7.	Considerazioni generali	205
8.3.	Commento alle simulazioni	205
8.4.	Grafici	208
9.	Ottimizzazione parametrica	221
9.1.	Descrizione dell'ottimizzazione.....	221

9.1.1.	Il Genetic Algorithm (l'Algoritmo Genetico).....	222
9.1.2.	Il Simulated Annealing (la "Ricottura Simulata").....	223
9.1.3.	Il Pattern Search.....	223
9.2.	I parametri di controllo	224
9.2.1.	Ciclo semplice ad acetone con recupero interno e condensazione a pressione atmosferica	227
9.2.2.	Ciclo Double Stage con topping ad acqua e bottoming a R245fa (o R236fa).....	228
9.2.3.	Risultati dell'ottimizzazione	229
10.	Conto economico	236
10.1.	Risultati	240
10.1.1.	Ciclo ad acetone con recupero interno e condensazione a pressione atmosferica	240
10.1.2.	Ciclo Double Stage ad acqua e R245fa	243
11.	Conclusioni.....	247
	Bibliografia.....	252
	Ringraziamenti	259

Nomenclatura

a	tasso di attualizzazione [adim.]	i_{debito}	tasso d'interesse sul capitale di debito [adimensionale]
$A, Area$	area [m^2]	Int	interessi [€]
ALT	Atmospheric Life Time [anni]	IP	indice di profittabilità [adim.]
Amm	ammortamenti [€]	I_0	investimento iniziale [€]
Bo	numero dell'ebollizione	k	conduttività termica [$kW/(m \cdot K)$]
BWR	Back Work Ratio [adim.]	K_{ATEX}	coefficiente di correzione per normativa ATEX [adim.]
c_p	calore specifico [$kJ/(kg \cdot K)$]	K_1, K_2, K_3	coefficienti per il calcolo del Purchased cost [adim.]
$C, Costo$	costo [€]	L	lunghezza [m]
$Cambio_{\$ \rightarrow \text{€}}$	cambio da Dollaro ad Euro	\ln	logaritmo naturale
Cap	capitale [€]	\log_{10}	logaritmo in base dieci
$CEPCI$	Chemical Engineering Plant Cost Index	\dot{m}, m	portata di massa [kg/s]
Co	numero della convezione [adimensionale]	MM	massa molecolare [g/mol]
$Costo_{kW}$	costo specifico per unità di potenza [€/kW]	n	numero di sezioni
C_p	costo d'acquisto [€]	N	numero N della correlazione di Shah [adim.]
D	diametro [m]	N_t	numero tubi
$Disp$	disponibilità [€]	ODP	Ozone Depletion Potential
DS	Double Stage	P	pressione [bar]
e	numero di Eulero	PB	PayBack [anni]
$EBIT$	Earnings Before Interest and Taxes [€]	$Perimetro$	perimetro [m]
$EBITDA$	Earnings Before Interest, Taxes, Depreciation and Amortization) [€]	Pot	potenza [kW]
f	coefficiente d'attrito [adim.]	Pr	numero di Prandtl [adim.]
Fr	numero di Froude [adim.]	$Prezzo$	prezzo [€]
F_T	fattore di temperatura [adim.]	P_R	premio per le emissioni ridotte [€/MWh _e]
g	accelerazione di gravità [9,81 m/s^2]	Q_{th}	potenza termica [kW]
G	portata specifica [$kg/(s \cdot m^2)$]	r	calore latente di vaporizzazione [$kJ/(kg)$]
$GWP100$	Global Warming Potential	r_{ex}	rapporto di espansione [adim.]
h	entalpia specifica [kJ/kg]	$Rapp A/P$	rapporto Area/Potenza [m^2/kW]
h_{funz}	ore di funzionamento annuali dell'impianto [h]	$Rata$	rata [€]
$i_{rischio}$	remunerazione sul capitale di rischio [adim.]	Re	numero di Reynolds [adim.]
		R_{sup}	rapporto tra superficie estesa e del tubo liscio [adim.]
		$Ricavi$	ricavi [€]
		ROI	Return On Investment [adim.]

s	entropia specifica [$kJ/(kg \cdot K)$]
SP	Size Parameter
$Spess$	spessore [m]
t_{debito}	tempo di ritorno del capitale di debito [$anni$]
$t_{rischio}$	tempo di ritorno del capitale di rischio [$anni$]
t_{utile}	vita utile minima dell'impianto [$anni$]
T	temperatura [$^{\circ}C$]
T_B	tariffa incentivante base [€/ MWh_e]
TIT	temperatura di ingresso in turbina [$^{\circ}C$]
U	coefficiente di scambio termico globale [$kJ/(kg \cdot K)$]
$Utile$	utile [€]
v	volume specifico [m^3/kg]
VAN	Valore Attuale Netto [€]
w	velocità [m/s]
w_p	lavoro specifico pompa [kJ/kg]
w_t	lavoro specifico turbina [kJ/kg]
x	titolo di vapore [adim.]
X	grandezza caratteristica per il calcolo del <i>Purchased cost</i>
Δh	variazione di entalpia [kJ/kg]
Δp	perdita di carico, di pressione [bar]
Δp_f	perdita di carico per attrito [bar]
Δp_a	perdita di carico per variazione della quantità di moto [bar]
ΔT	differenza di temperatura [$^{\circ}C$]
ΔT_{ml}	differenza di temperatura media logaritmica [$^{\circ}C$]
ΔT_{pp}	differenza di temperatura di Pinch Point [$^{\circ}C$]

Simboli greci

α	coefficiente di scambio termico [$kW/(m^2 \cdot K)$]
----------	--

Γ	portata di massa per unità di lunghezza [$kg/(m \cdot s)$]
ε	efficienza [adim.]
ε_{sup}	efficienza superficie alettata [adim.]
η	rendimento [adim.]
μ	viscosità [$Pa \cdot s$]
ρ	densità [kg/m^3]
Σ	sommatoria
χ	efficienza di recupero del ciclo [adim.]
ω	fattore acentrico [adim.]

Pedici

ai	auto ignizione
air	aria
an	anello
att	attualizzato/a
aux	ausiliari
AT	serbatoio a sali fusi ad alta temperatura ($450^{\circ}C$)
c	lato freddo (cold)
$ciclo$	di ciclo
$comp$	componenti principali
$cond$	condensazione
$conv$	convezione
$crit$	critica
eff	effettivo
el	elettrico
en	ebollizione nucleata
est	esterno
$evap$	evaporazione
EE	energia elettrica
f	fluido di lavoro
fan	ventilatore
$finale$	finale
$finanz$	finanziari
h	lato caldo (hot)
HT	ciclo ad alta temperatura o topping
i	intervallo i -esimo
idr	idraulico

<i>imp</i>	impianto	<i>p</i>	pompa
<i>in</i>	ingresso	<i>rec</i>	recupero termico interno
<i>ind</i>	indiretti	<i>risc</i>	riscaldamento
<i>int</i>	interno	<i>sat</i>	saturazione
<i>inter</i>	scambio tra ciclo topping e bottoming	<i>scarto</i>	scarto
<i>is</i>	isentropico	<i>serb</i>	serbatoi
<i>IHE</i>	scambiatore di recupero interno	<i>sez</i>	sezione
<i>l</i>	liquido	<i>surr</i>	surriscaldamento
<i>LT</i>	ciclo a bassa temperatura o bottoming	<i>t</i>	turbina
<i>man</i>	manutenzione	<i>tot, Totale</i>	totale
<i>max</i>	massimo/a	<i>tubo</i>	tubo
<i>med</i>	medio	<i>v</i>	vapore
<i>MT</i>	serbatoio a sali fusi di media temperatura (270 °C)	<i>W</i>	serbatoio ad acqua a bassa temperatura (80 °C)
<i>net</i>	netto	1-5	punti di stato
<i>om</i>	omogeneo	<i>Apici</i>	
<i>out</i>	uscita	'	primo tentativo
		<i>j</i>	anno <i>j</i> -esimo

Indice delle figure

Figura 1: Gassificatore + Bruciatore + Impianto ORC	29
Figura 2: Gassificatore + Micro turbina a gas + Impianto ORC.....	30
Figura 3: Gassificatore + Fuel Cell + Micro Turbina a Gas + Impianto ORC	31
Figura 4: Configurazione in ciclo semplice senza recupero	37
Figura 5: Configurazione Double Stage con ciclo topping senza recupero	38
Figura 6: Configurazione in ciclo semplice con recupero	38
Figura 7: Configurazione Double Stage con ciclo topping con recupero..	39
Figura 8: Range di potenza per ogni applicazione e per tipo di espansore [15]	44
Figura 9: Espansori a vite [14]	46
Figura 10: Principio di funzionamento di espansori di tipo “scroll” [16]	47
Figura 11: Curva di saturazione nel diagramma T-s dei fluidi candidati per il ciclo ad alta temperatura.....	57
Figura 12: Curva di saturazione nel diagramma T-s dei fluidi candidati per il ciclo a bassa temperatura.....	59
Figura 13: Flowsheet del controllo per la determinazione della portata ottimale.....	69
Figura 14: Flowsheet per valutare la suddivisione di economizzatore, evaporatore e surriscaldatore nei vari serbatoi	72
Figura 15: Flowsheet per valutare la suddivisione di economizzatore, evaporatore del ciclo bottoming	85
Figura 16: Scambio termico tra toluene (a $P_{\text{evap}} = 30$ bar e surriscaldamento nullo) e i serbatoi	102
Figura 17: Scambio termico tra toluene (a $P_{\text{evap}} = 30$ bar e $TIT = 400$ °C) e i serbatoi	103

Figura 18: Scambio termico per l'oxilene (a $P_{\text{evap}} = 30 \text{ bar}$ e $T_{\text{IT}} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$).....	113
Figura 19: Scambio termico per l'oxilene (a $P_{\text{evap}} = 30 \text{ bar}$ e $T_{\text{IT}} = 386 \text{ }^\circ\text{C}$).....	114
Figura 21: Scambio termico tra ciclo ottimizzato ad acetone con recupero interno e serbatoi a sali fusi	233
Figura 22: Scambio termico tra ciclo ottimizzato Double Stage ad acqua (topping) e R245fa (bottoming) e serbatoi a sali fusi	234
Figura 23: Scambio termico tra ciclo ottimizzato Double Stage ad acqua (topping) e R236fa (bottoming) e serbatoi a sali fusi	234

Indice delle tabelle

Tabella 1: Fluidi per il ciclo ad alta temperatura e loro proprietà.....	55
Tabella 2: Fluidi candidati per il ciclo ad alta temperatura	56
Tabella 3: Fluidi per il ciclo a bassa temperatura e loro proprietà.....	58
Tabella 4: Fluidi candidati per il ciclo a bassa temperatura	59
Tabella 5: Coefficienti per la valutazione del costo di acquisto di alcuni componenti	92
Tabella 6: Costi dei materiali ausiliari alla realizzazione dell'impianto...	94
Tabella 7: Parametri dei fluidi in condizioni medie: $T_{\text{air}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ - $T_{\text{cond}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$	106
Tabella 8: Parametri dei fluidi in condizioni invernali: $T_{\text{air}} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ - $T_{\text{cond}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	107
Tabella 9: Variazione dei parametri nelle condizioni invernali rispetto le condizioni medie	107
Tabella 10: Parametri dei fluidi in condizioni estive: $T_{\text{air}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ - $T_{\text{cond}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$	108

Tabella 11: Variazione dei parametri nelle condizioni estive rispetto le condizioni medie	108
Tabella 12: Parametri dei fluidi in condizioni medie: $T_{air} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $T_{cond} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$	116
Tabella 13: Parametri dei fluidi in condizioni invernali: $T_{air} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $T_{cond} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$	117
Tabella 14: Variazione dei parametri nelle condizioni invernali rispetto le condizioni medie	117
Tabella 15: Parametri dei fluidi in condizioni estive: $T_{air} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $T_{cond} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$	118
Tabella 16: Variazione dei parametri nelle condizioni estive rispetto le condizioni medie	118
Tabella 17: Parametri del ciclo topping senza recupero per cui si ottiene la potenza massima nelle simulazioni	124
Tabella 18: Parametri del ciclo topping con recupero per cui si ottiene la potenza massima nelle simulazioni	126
Tabella 19: Parametri dei fluidi del ciclo bottoming in condizioni medie: $T_{air} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $T_{cond} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$	130
Tabella 20: Parametri dei fluidi del ciclo bottoming in condizioni invernali: $T_{air} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $T_{cond} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$	131
Tabella 21: Variazione dei parametri nelle condizioni invernali rispetto le condizioni medie	132
Tabella 22: Parametri dei fluidi del ciclo bottoming in condizioni estive: $T_{air} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $T_{cond} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$	132
Tabella 23: Variazione dei parametri nelle condizioni estive rispetto le condizioni medie	133
Tabella 24: Parametri del ciclo Double Stage – Topping senza recupero e Bottoming a R123	135

Tabella 25: Parametri del ciclo Double Stage – Topping con recupero e Bottoming a R123	136
Tabella 26: Parametri del ciclo Double Stage – Topping senza recupero e Bottoming a R236fa	137
Tabella 27: Parametri del ciclo Double Stage – Topping con recupero e Bottoming a R236fa	137
Tabella 28: Parametri del ciclo Double Stage – Topping senza recupero e Bottoming a R245fa	138
Tabella 29: Parametri del ciclo Double Stage – Topping con recupero e Bottoming a R245fa	138
Tabella 30: Parametri del ciclo Double Stage – Topping senza recupero e Bottoming a isobutano.....	139
Tabella 31: Parametri del ciclo Double Stage – Topping con recupero e Bottoming a isobutano.....	139
Tabella 32: Prestazioni di Benzene e Acetone condensanti a $P_{cond} = 1 \text{ atm}$	144
Tabella 33: Parametri del ciclo semplice senza recupero per cui si avrebbe conseguito il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	176
Tabella 34: Parametri del ciclo semplice con recupero per cui si sarebbe conseguito il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	180
Tabella 35: Parametri del ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	184
Tabella 36: Parametri del ciclo Double Stage - con topping senza recupero e bottoming a R123 - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	192
Tabella 37: Parametri del ciclo Double Stage - con topping con recupero e bottoming a R123 - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	194

Tabella 38: Parametri del ciclo Double Stage - con topping senza recupero e bottoming a R236fa - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni	196
Tabella 39: Parametri del ciclo Double Stage - con topping con recupero e bottoming a R236fa - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni	197
Tabella 40: Parametri del ciclo Double Stage - con topping senza recupero e bottoming a R245fa - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni	199
Tabella 41: Parametri del ciclo Double Stage - con topping con recupero e bottoming a R245fa - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni	200
Tabella 42: Parametri del ciclo Double Stage - con topping senza recupero e bottoming a isobutano - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni	202
Tabella 43: Parametri del ciclo Double Stage - con topping con recupero e bottoming a isobutano - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni	203
Tabella 44: Parametri di controllo ottimali che minimizzano il costo specifico dei cicli analizzati	230
Tabella 45: Risultati dell'ottimizzazione	230
Tabella 46: Dati operativi - ciclo ad acetone	240
Tabella 47: Struttura di costo dell'impianto - ciclo ad acetone	241
Tabella 48: Struttura finanziaria dell'investimento - ciclo ad acetone .	241
Tabella 49: Parametri economici dell'investimento - ciclo ad acetone.	243
Tabella 50: Dati operativi - ciclo Double Stage ad acqua e R245fa	244
Tabella 51: Struttura di costo dell'impianto - ciclo Double Stage ad acqua e R245fa	244

Tabella 52: Struttura finanziaria dell'investimento – ciclo Double Stage ad acqua e R245fa	245
Tabella 53: Parametri economici dell'investimento – ciclo Double Stage ad acqua e R245fa	246

Indice dei grafici

Grafico 1: Potenza [<i>kW</i>] al variare delle condizioni stagionali per il ciclo semplice senza recupero	109
Grafico 2: Potenza [<i>kW</i>] al variare delle condizioni stagionali per il ciclo semplice con recupero	119
Grafico 3: Potenza [<i>kW</i>] al variare delle condizioni stagionali per il ciclo bottoming	133
Grafico 4: Potenza [<i>kW</i>] del ciclo Double Stage con topping senza recupero al variare del fluido del ciclo bottoming	140
Grafico 5: Potenza [<i>kW</i>] del ciclo Double Stage con topping con recupero al variare del fluido del ciclo bottoming	141
Grafico 6: Potenza [<i>kW</i>] al variare del fluido del ciclo ad alta temperatura e della configurazione	142
Grafico 7: Ciclo semplice – Andamento del rendimento a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$]	146
Grafico 8 Ciclo semplice – Andamento del lavoro specifico [<i>kJ/kg</i>] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$]	146
Grafico 9: Ciclo semplice – Andamento della potenza [<i>kW</i>] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$]	147
Grafico 10 Ciclo semplice – Andamento della portata [<i>kg/s</i>] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$]	147
Grafico 11: Ciclo semplice – Andamento del rapporto di espansione a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$]	148

Grafico 12: Ciclo semplice - Andamento del size parameter a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$].....	148
Grafico 13: Ciclo semplice - Andamento BWR a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$].....	149
Grafico 14: Ciclo semplice - Andamento del rendimento di recupero a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$].....	149
Grafico 15: Ciclo semplice - Andamento del rendimento a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar].....	150
Grafico 16: Ciclo semplice - Andamento del lavoro specifico [kJ/kg] a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar].....	150
Grafico 17: Ciclo semplice - Andamento della potenza [kW] a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar].....	151
Grafico 18: Ciclo semplice - Andamento della portata [kg/s] a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar].....	151
Grafico 19: Ciclo semplice - Andamento del rapporto di espansione a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar].....	152
Grafico 20: Ciclo semplice - Andamento del Size Parameter a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar].....	152
Grafico 21: Ciclo semplice - Andamento del BWR a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar].....	153
Grafico 22: Ciclo semplice - Andamento del rendimento di recupero a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar].....	153
Grafico 23: Ciclo topping - Andamento del rendimento a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$].....	154
Grafico 24: Ciclo topping - Andamento del lavoro specifico [kJ/kg] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$].....	154
Grafico 25: Ciclo topping - Andamento della potenza [kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$].....	155

Grafico 26: Ciclo topping - Andamento della portata [kg/s] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$].....	155
Grafico 27: Ciclo topping - Andamento del rapporto di espansione a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$].....	156
Grafico 28: Ciclo topping - Andamento del Size Parameter a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$].....	156
Grafico 29: Ciclo topping - Andamento del BWR a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$].....	157
Grafico 30: Ciclo topping - Andamento del rendimento di recupero a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$].....	157
Grafico 31: Ciclo topping - Andamento del rendimento a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}C$ al variare di P_{evap} [bar].....	158
Grafico 32: Ciclo topping - Andamento del lavoro specifico [kJ/kg] a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}C$ al variare di P_{evap} [bar].....	158
Grafico 33: Ciclo topping - Andamento della potenza [kW] a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}C$ al variare di P_{evap} [bar].....	159
Grafico 34: Ciclo topping - Andamento della portata [kg/s] a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}C$ al variare di P_{evap} [bar].....	159
Grafico 35: Ciclo topping - Andamento del rapporto di espansione a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}C$ al variare di P_{evap} [bar].....	160
Grafico 36: Ciclo topping - Andamento del Size Parameter a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}C$ al variare di P_{evap} [bar].....	160
Grafico 37: Ciclo topping - Andamento del BWR a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}C$ al variare di P_{evap} [bar].....	161
Grafico 38: Ciclo topping - Andamento del rendimento di recupero a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}C$ al variare di P_{evap} [bar].....	161
Grafico 39: Ciclo bottoming - Andamento del rendimento al variare di T_{evap} [$^{\circ}C$].....	162

Grafico 40: Ciclo bottoming – Andamento del lavoro specifico [kJ/kg] al variare di T_{evap} [$^{\circ}C$].....	162
Grafico 41: Ciclo bottoming – Andamento della potenza [kW] al variare di T_{evap} [$^{\circ}C$]	163
Grafico 42: Ciclo bottoming – Andamento della portata [kg/s] al variare di T_{evap} [$^{\circ}C$]	163
Grafico 43: Ciclo bottoming – Andamento del rapporto di espansione al variare di T_{evap} [$^{\circ}C$].....	164
Grafico 44: Ciclo bottoming – Andamento del Size Parameter al variare di T_{evap} [$^{\circ}C$]	164
Grafico 45: Ciclo bottoming – Andamento del BWR al variare di T_{evap} [$^{\circ}C$]	165
Grafico 46: Ciclo bottoming – Andamento del rendimento di recupero al variare di T_{evap} [$^{\circ}C$].....	165
Grafico 47: Ciclo Double Stage con bottoming a R123 – Andamento della potenza [kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$] del ciclo topping	166
Grafico 48: Ciclo Double Stage con bottoming a R123 – Andamento della potenza [kW] a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}C$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping.	166
Grafico 49: Ciclo Double Stage con bottoming a R236fa – Andamento della potenza [kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$] del ciclo topping	167
Grafico 50: Ciclo Double Stage con bottoming a R236fa – Andamento della potenza [kW] a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}C$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping.....	167
Grafico 51: Ciclo Double Stage con bottoming a R245fa – Andamento della potenza [kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$] del ciclo topping	168

Grafico 52: Ciclo Double Stage con bottoming a R245fa – Andamento della potenza [kW] a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping.....	168
Grafico 53: Ciclo Double Stage con bottoming a isobutano – Andamento della potenza [kW] a $P_{max} = 30\text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$] del ciclo topping	169
Grafico 54: Ciclo Double Stage con bottoming a isobutano – Andamento della potenza [kW] a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping.....	169
Grafico 55: Ciclo semplice senza recupero – Andamento dell’area di scambio totale [m^2] a $P_{max} = 30\text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$]	208
Grafico 56: Ciclo semplice senza recupero – Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $P_{max} = 30\text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$].....	208
Grafico 57: Ciclo semplice senza recupero – Andamento dell’area di scambio totale [m^2] a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar].....	209
Grafico 58: Ciclo semplice senza recupero – Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]	209
Grafico 59: Ciclo semplice con recupero – Andamento dell’area di scambio totale [m^2] a $P_{max} = 30\text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$]	210
Grafico 60: Ciclo semplice con recupero – Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] di scambio a $P_{max} = 30\text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$]	210
Grafico 61: Ciclo semplice con recupero – Andamento del l’area di scambio totale [m^2] a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar].....	211
Grafico 62: Ciclo semplice con recupero – Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]	211
Grafico 63: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica – Andamento dell’area di scambio totale [m^2] a $P_{max} = 30\text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}\text{C}$].....	212

Grafico 64: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica - Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$].....	212
Grafico 65: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica - Andamento del costo specifico del kW [$\text{€}/kW$] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$].....	213
Grafico 66: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica - Andamento dell'area di scambio totale [m^2] a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}C$ al variare di P_{evap} [bar].....	213
Grafico 67: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica - Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}C$ al variare di P_{evap} [bar].....	214
Grafico 68: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica - Andamento del costo specifico del kW [$\text{€}/kW$] a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}C$ al variare di P_{evap} [bar].....	214
Grafico 69: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa - Andamento della totale area di scambio [m^2] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$] del ciclo topping.....	215
Grafico 70: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa - Andamento rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$] del ciclo topping.....	215
Grafico 71: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa - Andamento del costo specifico del kW [$\text{€}/kW$] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$] del ciclo topping.....	216
Grafico 72: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa - Andamento della totale area di scambio [m^2] a $TIT = 400 \text{ }^{\circ}C$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping.....	216

Grafico 73: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa – Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $TIT = 400\text{ }^\circ C$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping.....	217
Grafico 74: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa – Andamento del costo specifico del kW [$\text{€}/kW$] a $TIT = 400\text{ }^\circ C$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping.....	217
Grafico 75: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa – Andamento della totale area di scambio [m^2] a $P_{max} = 30\text{ }bar$ al variare di TIT [$^\circ C$] del ciclo topping.....	218
Grafico 76: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa – Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $P_{max} = 30\text{ }bar$ al variare di TIT [$^\circ C$] del ciclo topping.....	218
Grafico 77: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa – Andamento del costo specifico del kW [$\text{€}/kW$] a $P_{max} = 30\text{ }bar$ al variare di TIT [$^\circ C$] del ciclo topping.....	219
Grafico 78: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa – Andamento della totale area di scambio [m^2] a $TIT = 400\text{ }^\circ C$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping.....	219
Grafico 79: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa – Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $TIT = 400\text{ }^\circ C$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping.....	220
Grafico 80: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa – Andamento del costo specifico del kW [$\text{€}/kW$] a $TIT = 400\text{ }^\circ C$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping.....	220
Grafico 27: Andamento della differenza tra flusso di cassa cumulato e il valore dell'investimento negli anni – ciclo ad acetone.....	242
Grafico 28: Andamento della differenza tra flusso di cassa cumulato e il valore dell'investimento negli anni – ciclo Double Stage ad acqua e R245fa.....	245

1. *Introduzione*

Il mondo moderno sta costantemente aumentando la richiesta di energia e per affrontare questo problema ci si deve scontrare con l'aumento del prezzo del petrolio, i cambiamenti climatici e la distruzione dell'ozono stratosferico, così come con la crisi economica.

Questi problemi dovrebbero incoraggiare a sviluppare nuove tecnologie per convertire le fonti rinnovabili come l'energia solare, l'energia eolica e l'energia geotermica in energia elettrica, termica e meccanica. Allo stesso modo dovrebbero essere sfruttati le biomasse residuali e il calore a bassa entalpia rigettato dall'industria di processo, il quale rappresenta oltre il 50% del calore generato dalle installazioni industriali.

In questo contesto, poiché i cicli convenzionali a vapor d'acqua non sono in grado di recuperare efficacemente il calore a bassa temperatura, è necessario analizzare altri tipi di cicli termodinamici, come l'Organic Rankine Cycle (ORC), la cui caratteristica più importante è la possibilità di recuperare efficacemente calore a media e bassa temperatura per la produzione di potenza.

L'ORC sta emergendo come un processo promettente per la conversione di calore a bassa e media temperatura, derivante da fonti rinnovabili e dall'industria di processo, in energia elettrica. Negli ultimi anni sono state sviluppate applicazioni commerciali di questa tecnologia con potenze tra i 0,2 e 2 MW_e . ORMAT, negli Stati Uniti e Turboden, in Europa, sono le aziende più rappresentative che hanno sviluppato questo tipo di impianti, principalmente per lo sfruttamento di energia geotermica e da biomassa. I moduli a potenze più basse sono ancora allo stadio di prototipi, a causa della mancanza di componenti adeguati (principalmente la turbina) e per la

difficoltà di trovare il più adatto fluido di lavoro. Ciò ha una grande influenza nella progettazione degli impianti, poiché in base all'applicazione, alla fonte e al livello termico, il fluido di lavoro da scegliere sarà diverso dovendo soddisfare al contempo più vincoli, come le prestazioni termodinamiche, l'economicità, la non tossicità e non infiammabilità, il rispetto ambientale, così come avere un buon rendimento di recupero del calore disponibile.

Il lavoro di questa tesi si inserisce in questo contesto: partendo dal calore disponibile in un innovativo impianto di gassificazione è stato realizzato un modello per valutare i parametri di funzionamento ottimali, la configurazione migliore e il fluido più adatto per il recupero di questo calore e la sua conversione in energia elettrica.

2. Gassificatore

Il lavoro descritto in questa tesi è stato sviluppato per l'azienda F.D.E.¹ Sartori Technology srl di Cologna Veneta (VR) che si sta occupando della progettazione e realizzazione di un innovativo impianto di pirolisi e gassificazione [1].

2.1. L'impianto di gassificazione

F.D.E. ha sviluppato una innovativa tecnologia che permette di applicare la pirolisi e la gassificazione ad una gamma di materiali organici fino ad oggi impensabili. Il frazionamento del processo e l'intima integrazione delle risorse energetiche fra le varie sezioni di impianto permettono di ottenere un processo altamente adattabile ai diversi materiali in ingresso.

2.1.1. Materie prime impiegabili

I materiali che l'impianto di gassificazione si propone di trattare convertendoli in energia tramite un processo ad alta efficienza sono:

- Pollina
- Letame
- Fango
- Digestato
- Scarti agricoli

Potenzialmente l'impianto può trattare ogni materiale organico di origine vegetale o animale con umidità fino al 65 %, in particolare i sottoprodotti di origine biologica come da punto 2 e 3 della *tabella 1-A del DM 6 luglio 2012 - V° Conto Energia* (punto 2 - sottoprodotti provenienti da attività agricola, di allevamento, dalla gestione del verde e da attività forestale).

¹ In seguito ci si riferirà all'azienda semplicemente con F.D.E.

La prima unità realizzata al fine della sperimentazione (Marzo-Aprile 2014) è per la maggior parte alimentata con letame. Una seconda unità verrà di seguito alimentata con 420 *kg/h* di pollina con umidità al 65 % ed è l'unità in cui si integrerà il lavoro di seguito sviluppato. Tali unità saranno utilizzate per certificare tutta una serie di "biomasse" oggi disponibili e che non trovano applicazione economicamente interessante.

2.1.2. Essiccazione

Le materie prime al fine di essere impiegate sono preliminarmente sottoposte al trattamento di essiccazione che ne riduce l'umidità all'8 %. Questo trattamento è effettuato all'interno di un essiccatore a tamburo fisso con ricircolo ad anello chiuso di vapore: tale tipologia di essiccazione è particolarmente efficace permettendo temperature di esercizio relativamente basse.

2.1.3. Pirolisi

Il vapore prodotto in fase di essiccazione è inviato a un camino mentre la biomassa essiccata viene, poi, sottoposta a gassificazione in due fasi successive: inizialmente mediante uno stadio di pirolisi in assenza di ossigeno e, successivamente, subisce un processo di completa riduzione a basso contenuto di ossigeno.

All'interno del reattore di pirolisi, il materiale è soggetto a un gradiente crescente di temperature fino a 500 °C: in tale ambiente i componenti volatili della biomassa, la cellulosa e la emicellulosa evaporano e generano il cosiddetto "gas di pirolisi"; i rimanenti componenti non volatili della biomassa (in genere identificabili con la lignina), rimangono, invece, in fase solida formando carbone. La biomassa è caricata all'interno della camera tramite un sistema automatico che leggendo (mediante un sensore) il livello di massa presente all'interno della camera stessa, comanda una coclea che

preleva il materiale dalla vasca di carico ed essiccazione (posta in vicinanza del gassificatore).

2.1.4. Gassificazione

Nella sezione successiva, il gas di pirolisi entra nel gassificatore di tipo up-draft dal basso, mentre il carbone prodotto è caricato dall'alto. Un'opportuna iniezione di aria e vapore permette le reazioni di gassificazione, tipicamente esoterme, portando la temperatura fino a oltre i 1000 °C e garantendo una completa riduzione dei TAR² e riduzione del carbone.

Eventuali agglomerati prodotti da elementi basso-fondenti presenti nella biomassa sono frantumati dalla robusta coclea di estrazione fino a produrre cenere con una granulometria inferiore ai 10 mm. Il materiale esce dal gassificatore sostanzialmente freddo avendo contribuito a riscaldare l'aria e il vapore iniettato nel gassificatore.

Il gas di sintesi (syngas) proveniente dal reattore di gassificazione (assieme al syngas proveniente dal reattore di pirolisi che, costretto a passare attraverso la zona con temperature superiori ai 1000 °C, ha subito una completa gassificazione) è avviato alla sezione di raffreddamento e pulizia del syngas. Il syngas esce dalla parte alta del reattore di gassificazione ad una temperatura di circa 600 °C.

2.1.5. Pulizia e trattamento del syngas

Nella sezione di depolverazione e raffreddamento, il syngas è, dapprima, fatto passare in uno scambiatore con un sistema automatico di pulizia interna per il raffreddamento e la separazione dei TAR residui. Successivamente un filtro a maniche blocca le ultime polveri trascinate e un

² Catrami

gruppo di Scrubber-Venturi garantisce il completo raffreddamento e la condensazione dell'acqua presente nel syngas sotto forma di vapore.

Un controllo del pH con iniezione di opportuni reagenti garantisce altresì la trasformazione di eventuali composti di zolfo, cloro, azoto e di metalli pesanti eventualmente presenti nel flusso di syngas in un deposito solido. L'acqua di lavaggio e di condensa è trattata in un opportuno circuito di raffreddamento mentre il deposito di polvere di carbone raccolto dal ciclone e dal filtro è automaticamente caricato nel gassificatore.

Il syngas pulito e raffreddato è inviato ad un gasometro per lo stoccaggio a brevissimo termine (in modo da garantire al sistema di conversione del syngas in energia elettrica e/o termica un polmone di circa 10 minuti per le oscillazioni di produzione insite nel processo).

2.1.6. Syngas

Il risultato di tutto il processo termochimico è un gas di sintesi (syngas), combustibile, composto principalmente da idrogeno (H_2), monossido di carbonio (CO), metano (CH_4), anidride carbonica (CO_2) e azoto (N_2), con un potere calorifico inferiore di ca. $5 MJ/Nm^3$.

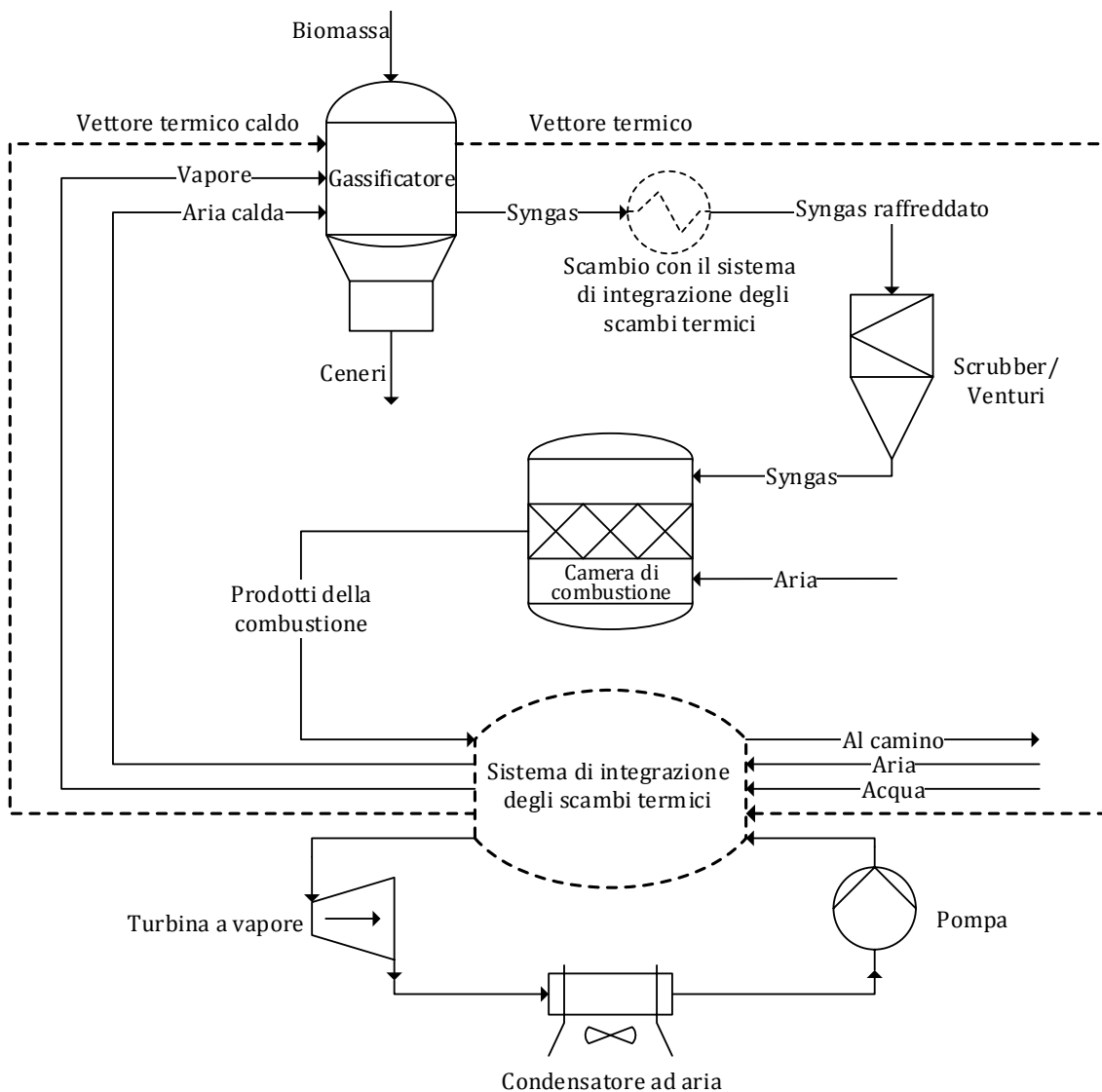
Nel prototipo iniziale il syngas è utilizzato in un motore endotermico a ciclo Otto i cui fumi di scarico sono utilizzati per il riscaldamento del vapore utilizzato nell'essiccazione della biomassa. Il motore è accoppiato ad un alternatore per la produzione di energia elettrica, in parte utilizzata per sopperire autoconsumi dell'impianto.

2.2. Evoluzione futura dell'impianto

L'idea di F.D.E. è di realizzare un impianto di gassificazione integrato ad un sistema che utilizzi il syngas prodotto per la produzione di energia elettrica tramite un sistema ibrido composto da: cella a combustibile del tipo

SOFC³, microturbina a gas e ciclo ORC, svincolandosi dall'utilizzo del motore a combustione interna [2] [3] [4] [5]. In questa maniera è possibile acquistare i singoli componenti distintamente ottimizzando e realizzando, con un vantaggio anche economico, un impianto che permetterebbe di convertire più efficacemente l'energia del combustibile prodotto tramite gassificazione.

Figura 1: Gassificatore + Bruciatore + Impianto ORC



³ *Solid Oxid Fuel Cell*: cella a combustibile a ossidi solidi

Essendo il processo di progettazione e di ottimizzazione di un siffatto impianto lungo e complesso, per proporre sul mercato entro breve il proprio impianto, F.D.E. si è prefissata di raggiungere lo stadio evolutivo finale tramite degli stadi intermedi:

Figura 2: Gassificatore + Micro turbina a gas + Impianto ORC

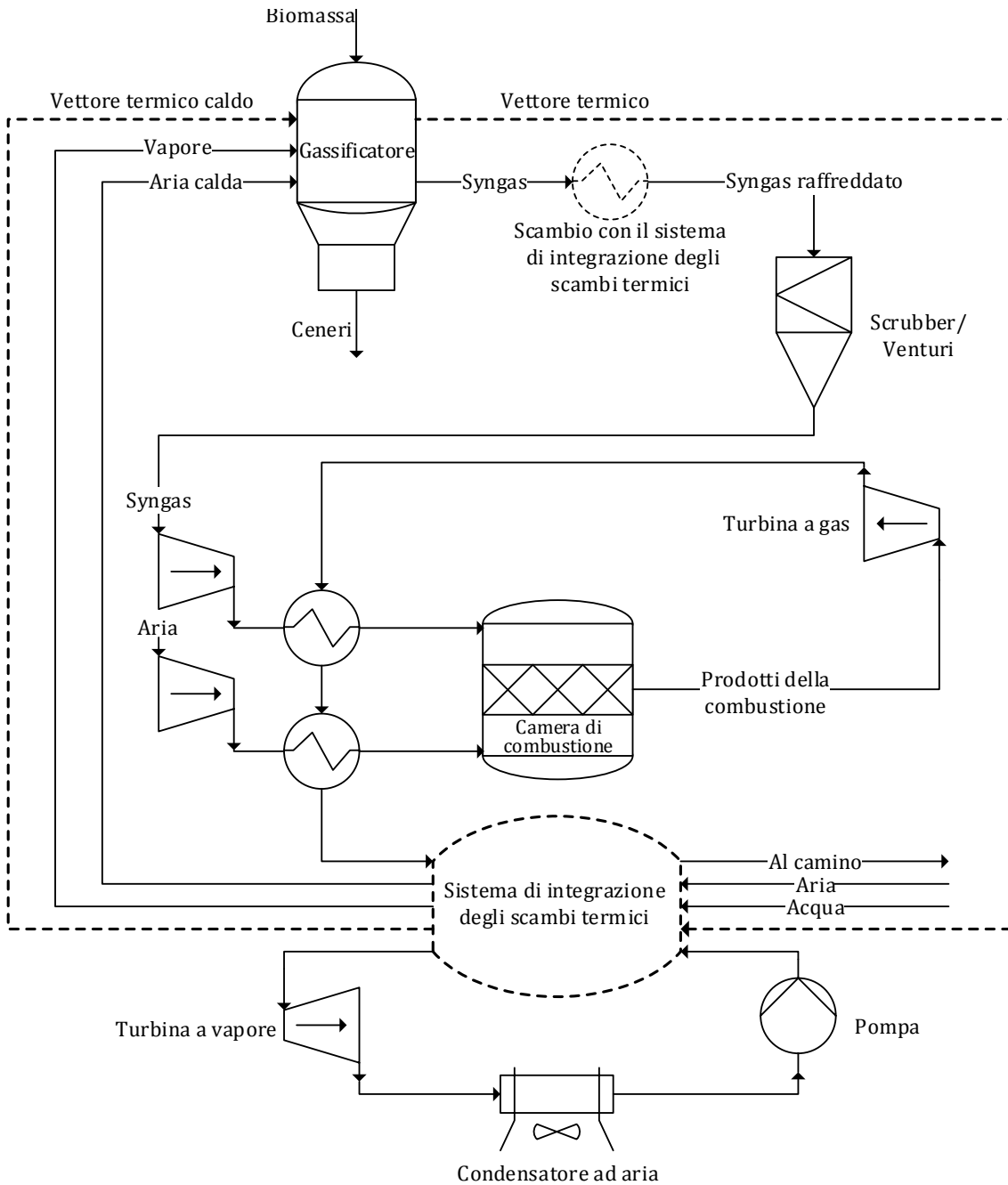
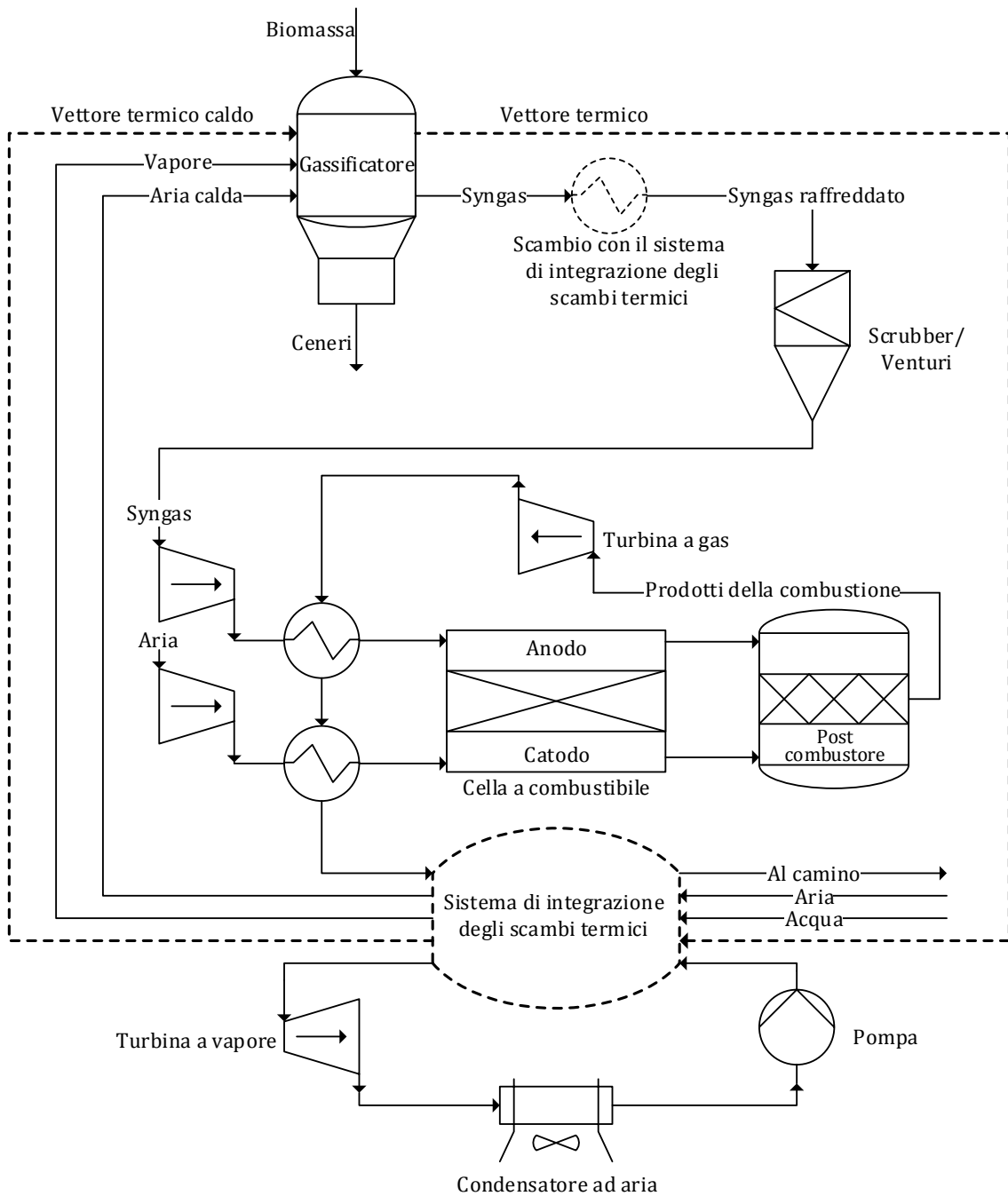


Figura 3: Gassificatore + Fuel Cell + Micro Turbina a Gas + Impianto ORC



- 1) Mantenendo il sistema di gassificazione tal quale, inizialmente sostituire al motore a combustione interna un bruciatore (Figura 1). I prodotti della combustione scambieranno calore con 3 serbatoi a sali fusi ed un serbatoio ad acqua a temperature diverse (nello schema in figura sono indicati come "Sistema di integrazione degli scambi termici"). Questi serbatoi permettono di integrare i vari flussi termici

dell'intero sistema, p.e. assorbendo il calore contenuto nei prodotti della combustione e cedendolo per la produzione di vapore da inviare al processo di gassificazione. Il calore residuo potrà essere recuperato per la produzione di energia elettrica tramite un ciclo, p.e. ORC. È obiettivo del lavoro di questa tesi verificare quale sia il ciclo e la sua configurazione più adatti a questo scopo.

- 2) Partendo dalla configurazione precedente sostituire il bruciatore con una più raffinata camera di combustione per una microturbina a gas (Figura 2). In questa configurazione verrà mantenuto il ciclo progettato nello stadio precedente, adattandolo alle nuove condizioni operative, per recuperare il calore di scarto contenuto nei prodotti della combustione in uscita dalla microturbina.
- 3) Infine, nell'evoluzione finale dell'impianto, sostituire la camera di combustione della microturbina con una cella a combustibile del tipo SOFC (Figura 3).

Così facendo si potrà produrre e commercializzare l'impianto a partire già dal primo stadio evolutivo.

2.3. Il sistema di integrazione del calore

F.D.E. ha scelto di integrare i vari flussi termici dell'impianto di gassificazione tramite l'utilizzo di 4 serbatoi (3 a sali fusi ed uno ad acqua), precedentemente indicato come "Sistema di integrazione degli scambi termici".

Tramite questo sistema i flussi termici del processo scambiano calore (ai vari livelli termici) con il fluido contenuto nei serbatoi tramite delle serpentine. Il syngas una volta prodotto deve essere raffreddato prima di essere inviato allo Scrubber/Venturi, quindi cede calore ai serbatoi. L'aria ambiente e il vapore necessari al processo di gassificazione devono essere riscaldati assorbendo calore. I prodotti della combustione

(indipendentemente dal tipo di combustione subita) prima di essere rilasciati al camino si raffreddano cedendo calore. L'essiccazione e la pirolisi necessarie al processo di gassificazione vengono sostenute tramite il calore recuperato dai serbatoi.

Al netto degli scambi termici interni necessari all'autosostentamento del processo di gassificazione e delle dispersioni termiche risultano disponibili dopo la combustione del syngas:

- 160 kW_{th} nel serbatoio a sali fusi a $450 \text{ }^\circ\text{C}$
- 35 kW_{th} nel serbatoio a sali fusi a $270 \text{ }^\circ\text{C}$
- 0 kW_{th} nel serbatoio a sali fusi a $160 \text{ }^\circ\text{C}$
- 50 kW_{th} nel serbatoio ad acqua a $80 \text{ }^\circ\text{C}$

Le potenze termiche disponibili sono state calcolate teoricamente e validate sperimentalmente da F.D.E.. Le temperature a cui sono disponibili le potenze termiche sono state scelte in maniera da ottimizzare il processo di gassificazione. Secondo quanto dichiarato e verificato sperimentalmente da F.D.E. i serbatoi, a causa della loro grande inerzia termica, rimangono a temperatura costante durante lo scambio termico.

3. Scelta del ciclo

L'obiettivo del presente lavoro è la scelta, la modellazione e la simulazione di un impianto di produzione di energia elettrica per il recupero del calore dai serbatoi come descritto in §2.2 e §2.3.

Sebbene la sostituzione del motore a combustione interna con un bruciatore e con un seguente recupero energetico tramite un altro impianto possa risultare meno efficiente, questa soluzione permette innanzitutto di svincolarsi dall'acquisto del motore endotermico e di realizzare in proprio l'impianto di recupero, ma soprattutto questa soluzione è adatta a subire un'evoluzione così come descritta precedentemente.

L'impianto che andrà a recuperare il calore dal sistema di integrazione degli scambi termici deve soddisfare alcune caratteristiche:

- Compattezza
- Semplicità realizzativa
- Economicità costruttiva e manutentiva, la sua realizzazione non dovrà costare più di 2500 €/kW
- Rispetto delle normative vigenti
- Buona efficienza e buon recupero termico del calore disponibile

Per la conversione di calore di scarto in energia elettrica sono stati studiati e proposti diversi cicli termodinamici [6] come il ciclo Rankine Organico (ORC), il ciclo Rankine supercritico, il ciclo di Kalina [7], il ciclo trilaterale, ecc. Sebbene si sia ampiamente sostenuto (in letteratura) che il ciclo di Kalina permette di ottenere dal 15 al 50 % di potenza elettrica in più rispetto ad un ciclo ORC a parità di potenza termica in ingresso, i risultati ottenuti da cicli reali in funzionamento e in simulazione sotto le medesime condizioni ambientali mostrano che la differenza nelle prestazioni è di solo il 3 % in favore del ciclo di Kalina [8]. La maggiore complessità del ciclo e la

maggior manutenzione richiesta per il ciclo Kalina di conseguenza fanno propendere verso il ciclo Rankine.

Per il recupero di calore e per la sua conversione in energia meccanica e quindi elettrica, il ciclo Rankine a vapore o a fluidi organici è l'approccio più utilizzato. I cicli Rankine sono stati ampiamente utilizzati nel WHR⁴, come nel solare termico, nel geotermico e nel calore di scarto industriale. Il ciclo Rankine dimostra grandi potenzialità e permette un'alta efficienza di recupero del calore inoltre il ciclo Rankine a vapore d'acqua è uno dei più comuni cicli termodinamici utilizzati. Gli ORC sono particolarmente adatti per il recupero di calore da sorgenti a temperatura variabile e per la generazione di piccola e media potenza elettrica, come nel caso trattato.

La tecnologia dei cicli ORC è stata adottata ampiamente e con successo negli anni passati per varie dimensioni di impianto come riportato in [9].

Vale la pena sottolineare che questo lavoro si riferisce ad un impianto di piccola taglia dove la semplicità impiantistica è uno dei principali interessi. Questo implica che il ciclo sarà ad un solo livello di pressione e che si trascurerà la possibilità di realizzare un ciclo supercritico che normalmente necessita di pressioni elevate.

La scelta dei parametri di lavoro sarà fatta in modo da ottimizzare il recupero termico dai serbatoi di calore e di conseguenza il rendimento complessivo dell'impianto, per questo motivo la temperatura di condensazione sarà la più bassa possibile, compatibilmente con la temperatura a cui viene rigettato il calore di condensazione, per avere un rendimento maggiore.

La selezione del fluido di lavoro per l'impianto di recupero del calore è uno degli aspetti fondamentali per la massimizzazione delle prestazioni del

⁴ Waste heat recovery: recupero del calore di scarto

sistema e per la minimizzazione delle dimensioni e dei costi. L'analisi effettuata prende spunto dai lavori fatti da diversi autori per il recupero del calore di scarto e per la valorizzazione del calore di impianti solare termici o geotermici.

4. *Il ciclo ORC*

Il ciclo ORC utilizza il principio di funzionamento del ciclo Rankine a vapore, ma utilizza fluidi organici (idrocarburi, fluidi refrigeranti, ecc.) in luogo dell'acqua. Come il ciclo a vapore, la configurazione di ciclo ORC più semplice è basata sulla vaporizzazione di un fluido ad alta pressione che poi è espanso fino ad una pressione minore producendo lavoro meccanico. Il ciclo è chiuso condensando il vapore a bassa pressione e pompandolo nuovamente ad alta pressione. Di conseguenza i componenti principali di un ciclo ORC sono gli stessi di un ciclo convenzionale a vapore: un evaporatore, un espansore, un condensatore e una pompa.

Rispetto ad un ciclo convenzionale a vapore le variazioni all'architettura del ciclo sono limitate: il risurriscaldamento e gli spillamenti in turbina in genere non sono adatti per un ciclo ORC, mentre un recuperatore può essere utilizzato per preriscaldare il liquido in uscita dalla pompa utilizzando l'eventuale vapore surriscaldato in uscita dalla turbina.

Visti i livelli termici a cui è disponibile il calore si può pensare di studiare diverse configurazioni di ciclo in modo da recuperare quanto più calore possibile ma soprattutto di erogare quanta più potenza elettrica possibile.

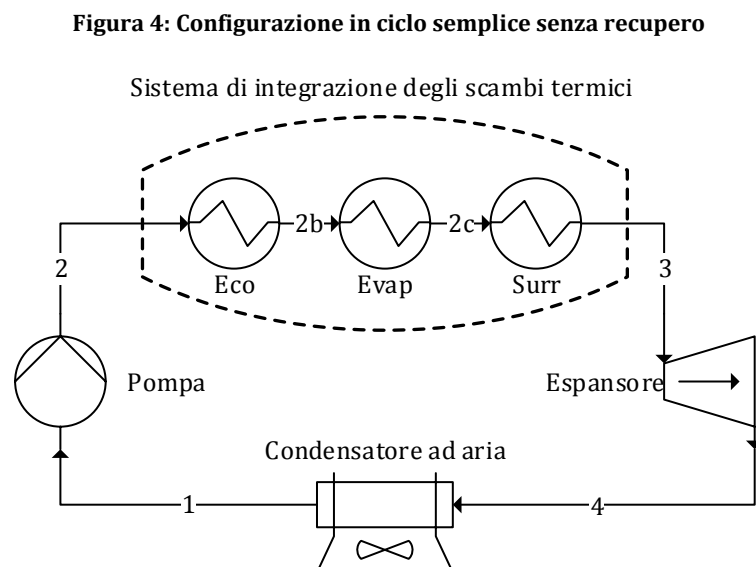


Figura 6: Configurazione in ciclo semplice con recupero

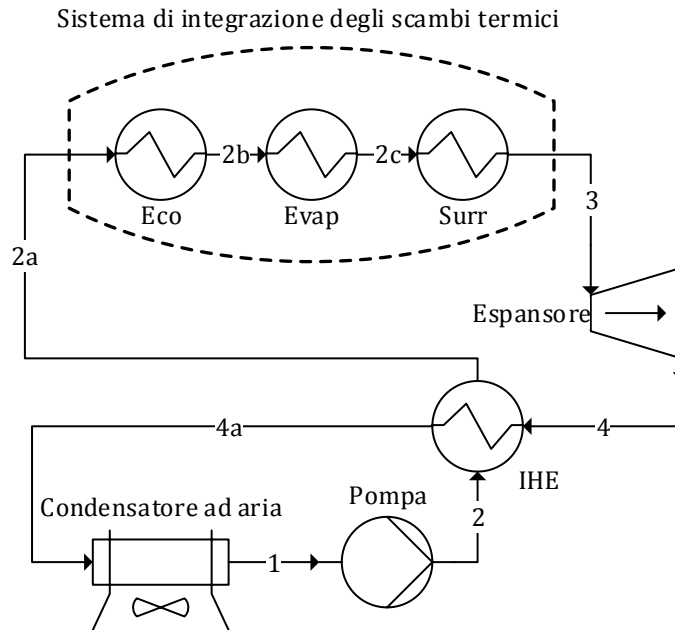
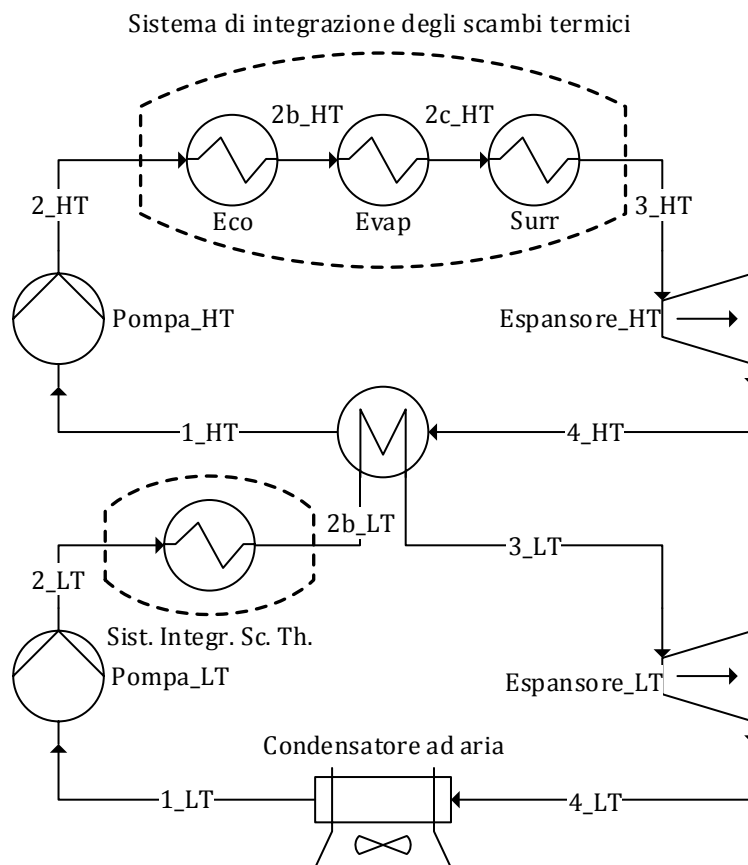


Figura 5: Configurazione Double Stage con ciclo topping senza recupero

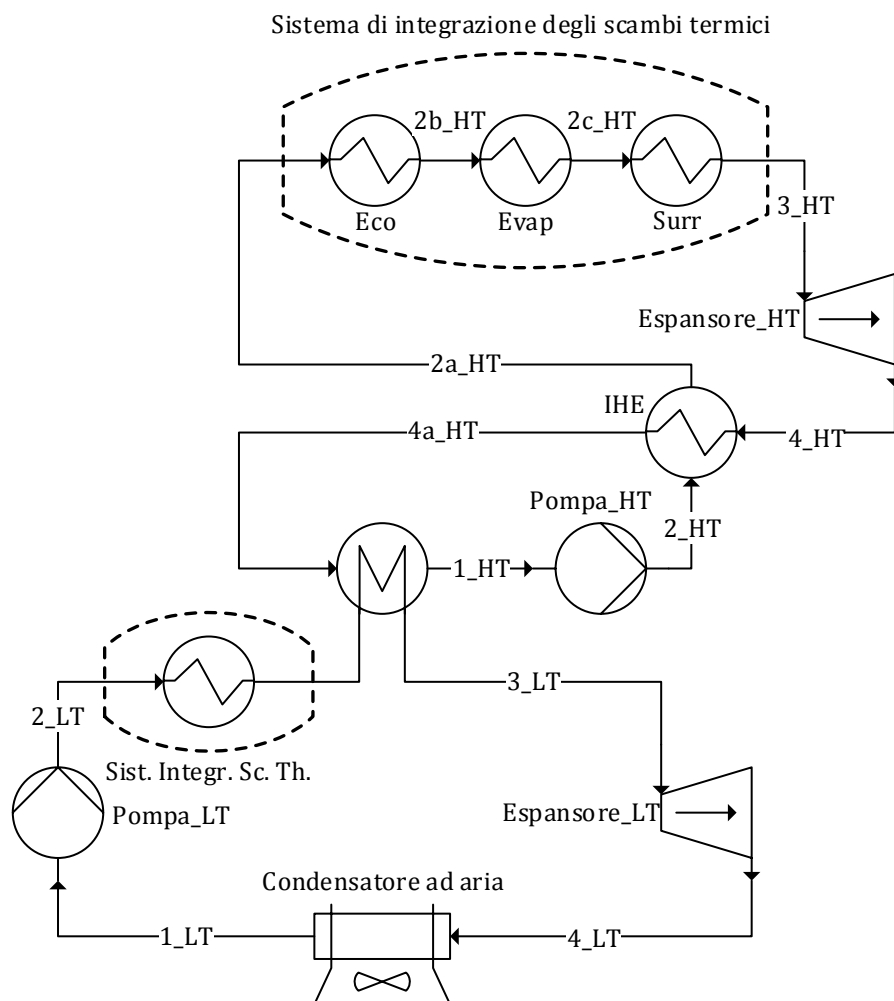


4.1. Configurazioni analizzate

Le configurazioni che verranno analizzate sono le seguenti:

- 1) Configurazione in ciclo semplice con ciclo ad alta temperatura (HT) che recupera calore da tutti i serbatoi (Figura 4). È la configurazione più adottata nella pratica e analizzata in letteratura.

Figura 7: Configurazione Double Stage con ciclo topping con recupero



- 2) Configurazione in ciclo semplice con ciclo ad alta temperatura (HT) che recupera calore dai serbatoi a sali fusi e recupero interno tramite scambiatore recuperativo (IHE) (Figura 6). È una evoluzione della configurazione precedente, particolarmente adatta con i fluidi che hanno espansione sono surriscaldati

- 3) Configurazione “Double stage” con ciclo topping ad alta temperatura (HT) che recupera il calore dai serbatoi a sali fusi e ciclo bottoming a bassa temperatura (LT) che recupera più efficacemente il calore dal serbatoio ad acqua e dalla condensazione del ciclo HT (Figura 5). È una configurazione più complessa delle precedenti perché prevede l'accoppiamento di due cicli ed è stata proposta per fermare l'espansione del ciclo ad alta temperatura a pressioni almeno pari a quella atmosferica e recuperare il salto termico rimanente tramite un ciclo a bassa temperatura. Impianti simili, che utilizzano come fluido del ciclo topping acqua, sono proposti da Ingeco [10] e analizzati in diversi studi [11] [12] [13]
- 4) Configurazione “Double stage” recuperativa, come la precedente con l'aggiunta di uno scambiatore recuperativo nel ciclo topping (Figura 7)

4.2. Differenze con un ciclo a vapore tradizionale

4.2.1. Surriscaldamento

Il surriscaldamento per i cicli a fluido organico in genere non è necessario poiché generalmente a fine espansione il vapore è surriscaldato. L'assenza di liquido a fine espansione inoltre riduce il rischio di corrosione sulle pale delle turbine e aumenta la vita della turbina fino a 30 anni rispetto ai 15-20 delle turbine a vapore.

4.2.2. Recupero di calore a bassa temperatura

A causa del basso punto di ebollizione di certi fluidi organici si può recuperare calore anche a bassa temperatura.

4.2.3. Dimensione dei componenti

In un impianto a vapore, la densità del fluido è molto bassa nelle zone a bassa pressione del ciclo. Poiché la perdita di carico aumenta con il quadrato della velocità del fluido, la grande portata volumetrica richiede un aumento del diametro idraulico delle tubazioni e nelle dimensioni dei scambiatori di calore per non aumentare a dismisura la perdita di carico. Inoltre le dimensioni della turbina sono pressoché proporzionali alla portata volumetrica.

4.2.4. Design dell'evaporatore

I cicli ORC permettono l'utilizzo di evaporatori a singolo passaggio, evitando la necessità di corpo cilindrico e ricircoli, questo grazie alla relativamente piccola differenza di densità tra il vapore e il liquido per i fluidi ad elevata massa molecolare. Diversamente la bassa densità del vapore negli evaporatori d'acqua può determinare differenti scambi termici tra liquido e vapore. Quindi si deve evitare l'evaporazione dell'acqua in un unico tubo.

4.2.5. Temperatura di ingresso in turbina

In un ciclo a vapore d'acqua, a causa del vincolo del surriscaldamento, potrebbero essere necessarie temperature superiori ai $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ per evitare la formazione di condensato in turbina. Questo determina maggiori stress termici all'evaporatore e alle pale della turbina e di conseguenza ad un costo maggiore.

4.2.6. Entalpia di vaporizzazione

La differenza di entropia tra il liquido saturo e il vapore saturo è molto piccola per i fluidi organici, di conseguenza l'entalpia di vaporizzazione è più piccola di quella dell'acqua. Ciò comporta che, per recuperare la stessa

quantità di calore, la portata necessaria per i fluidi organici è molto maggiore di quella dell'acqua con un maggiore consumo di pompaggio [14].

4.2.7. Consumi di pompaggio

I consumi di pompaggio sono proporzionali alla portata di liquido e al salto di pressione. Il consumo di pompaggio può essere espresso tramite il Back Work Ratio (BWR) che è definito come il rapporto tra il consumo della pompa e la potenza erogata dalla turbina. In un ciclo a vapore acqueo la portata di acqua è relativamente bassa e il BWR è tipicamente lo 0,4 %. Per ORC ad alta temperatura che usano p.e. toluene il BWR è circa 2-3 % mentre per ORC a bassa temperatura che usano p.e. R134a il BWR può essere anche superiore al 10 %. In genere più bassa è la temperatura critica maggiore è il BWR.

4.2.8. Pressione di evaporazione

In un ciclo a vapore pressioni fino a 60 – 70 *bar* e gli stress termici incrementano la complessità e il costo dell'evaporatore. In un ciclo ORC la pressione generalmente non supera i 30 *bar*, inoltre il fluido non è evaporato direttamente dalla fonte di calore (p.e. i fumi di combustione) ma tramite un fluido intermedio (nel caso analizzato i sali fusi o l'acqua). Questo rende il recupero termico più semplice e sicuro e si evita la necessità di un conduttore patentato.

4.2.9. Pressione di condensazione

Per evitare infiltrazioni di aria nel ciclo è consigliato adottare pressioni di condensazione superiori a quella atmosferica. I cicli a vapore d'acqua hanno in genere pressioni di condensazione inferiori a 0,1 *bar*, mentre fluidi organici a bassa temperatura critica come l'R245fa, l'R236fa o l'R134a soddisfano questo requisito. Si tenga presente però che fluidi organici ad

alta temperatura critica, p.e. l'esano o il toluene, condensano a pressione inferiore a quella atmosferica a temperatura ambiente esattamente come l'acqua.

4.2.10. Caratteristiche del fluido

L'acqua come fluido di lavoro è molto conveniente confrontata con i fluidi organici. I suoi principali vantaggi sono l'elevata disponibilità e il basso costo, la non tossicità, la non infiammabilità, il rispetto ambientale (basso Global Warming Potential e nullo Ozone Depletion Potential), la stabilità chimica (il fluido di lavoro non si decompone in caso di punti caldi nell'evaporatore e non si infiamma), la bassa viscosità (che determina minori perdite per attrito e coefficienti di scambio termico più elevati). Nonostante ciò è necessario integrare un sistema di trattamento dell'acqua per garantire all'impianto acqua altamente pura e deionizzata. Inoltre deve essere compreso un degasatore per evitare la corrosione delle parti metalliche per l'eventuale infiltrazione di ossigeno nel ciclo.

4.2.11. Design della turbina

Nei cicli a vapore i rapporti di pressione e i salti entalpici in turbina sono molto elevati. Di conseguenza si usano comunemente turbine con diversi stadi di espansione. Negli ORC i salti entalpici sono molto minori e si possono usare espansori a singolo o doppio stadio contenendo i costi.

4.2.12. Rendimento

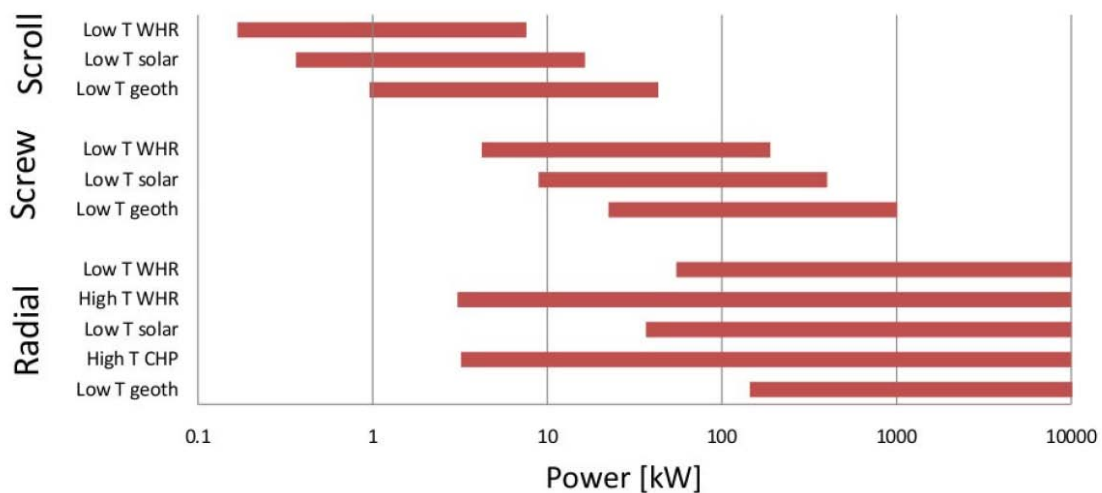
I rendimenti dei cicli ORC ad alta temperatura in configurazione semplice in genere non superano il 24 %, mentre un ciclo a vapore convenzionale supera facilmente il 30 % di rendimento termico, ma con una maggiore complessità costruttiva in termini di numero di componenti e di dimensione.

In breve, il ciclo ORC è molto interessante nelle medie e piccole potenze (inferiori al MW_e), sia per il fatto che un impianto di piccola scala non può permettersi un operatore in loco, sia perché richiede una costruzione e una progettazione più semplice. È quindi adatto alla produzione di potenza distribuita, come nel caso di accoppiamento ad un impianto di gassificazione di piccola taglia.

4.3. Espansori

Gli espansori incidono particolarmente nel costo e nelle prestazioni di un impianto a ciclo ORC, quindi vale la pena fare alcune considerazioni riguardo questi componenti [5] [14] [15] [16]. La scelta del tipo di espansore più adeguato dipende dalle condizioni operative e dalle dimensioni del sistema. Si possono distinguere essenzialmente due tipi di espansori: i turbo espansori e gli espansori volumetrici. In base alla scala dell'impianto sarà più adeguato un tipo o l'altro (Figura 8). Per le potenze ottenibili nel presente lavoro ($> 10 kW$) e per il tipo di applicazione, gli espansori più adatti sono quelli di tipo "screw" e i turboespansori.

Figura 8: Range di potenza per ogni applicazione e per tipo di espansore [15]



4.3.1. Turbo espansori

I turboespansori si distinguono in turbine assiali e turbine radiali.

Le turbine assiali sono generalmente progettate per bassi rapporti di pressione e alte portate. Il loro design dipende molto dalla massa molecolare del fluido. Rispetto al vapore d'acqua, i fluidi organici, ad alta massa molecolare, presentano un salto entalpico di espansione molto minore e quindi richiedono una turbina a meno stadi, a volte con la possibilità di utilizzare un unico stadio.

I fluidi organici, inoltre, a differenza dell'acqua hanno basse velocità del suono, per cui è molto più facile raggiungere grandi numeri di Mach a cui sono associati alte irreversibilità e minori efficienze.

Le turbine radiali invece sono generalmente progettate per alti rapporti di pressione e basse portate. La loro geometria permette velocità periferiche maggiori delle turbine assiali e perciò un maggiore salto entalpico per stadio. Inoltre permettono di mantenere un'efficienza accettabile su un ampio range di funzionamento a carico parziale. Diversamente dalle turbine assiali è però complesso mettere più stadi di turbine radiali in serie, ma rispetto le turbine assiali sono più robuste e facili da realizzare.

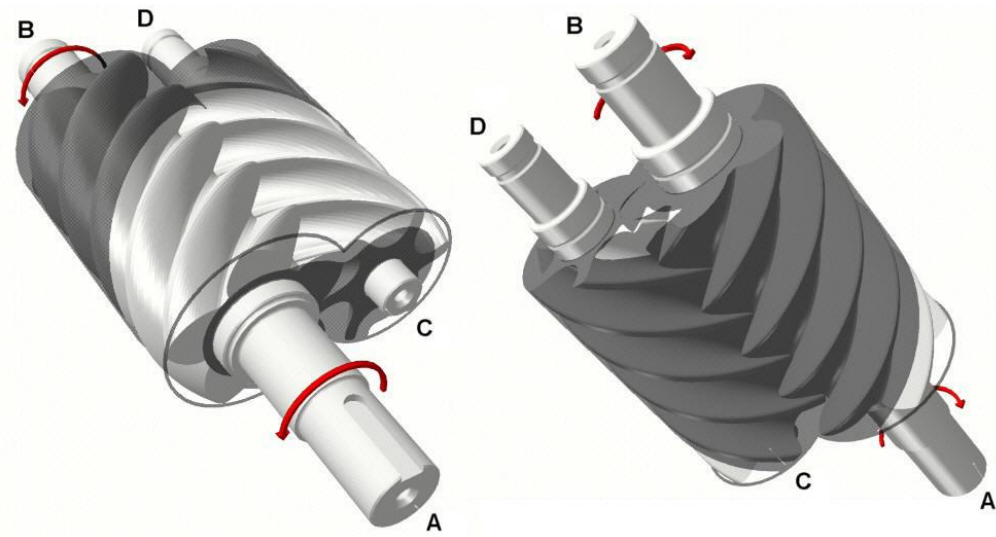
I turboespansori non sono adatti per unità di piccolissima taglia ($< 10 \text{ kW}$), principalmente perché la velocità di rotazione aumenta drasticamente con la diminuzione della potenza. Questo a causa di una caratteristica tipica delle turbine: per una data tecnologia la velocità di tip è approssimativamente costante indipendentemente dalle dimensioni. Quindi per mantenere costante questa velocità al diminuire delle dimensioni deve aumentare la velocità di rotazione. A causa delle altissime velocità di rotazione che sarebbero necessarie, turboespansori di piccolissima taglia ($< 10 \text{ kW}$) non sono presenti nel mercato.

Le turbine possono generalmente ricevere una maggiore portata rispetto agli espansori volumetrici per una data dimensione e sia per le assiali che per le radiali si possono ottenere facilmente rendimenti isoentropici di espansione maggiori di 0,75 (anche per le potenze qui analizzate), per cui il valore che verrà ipotizzato in questo lavoro è abbastanza conservativo.

4.3.2. Espansori volumetrici

I principali espansori volumetrici sono gli espansori di tipo “screw”, a vite, e gli espansori di tipo “scroll”, a spirale, che sono espansori di tipo rotativo (Figura 9 e Figura 10). Tra gli espansori volumetrici figurano anche gli espansori a pistone ma sono particolarmente poco attrattivi: per le basse efficienze (minori di quelle ottenibili con altri espansori), perché non possono essere derivati da unità commerciali esistenti e perché dovendo funzionare a basse velocità sono molto più ingombranti degli altri espansori.

Figura 9: Espansori a vite [14]

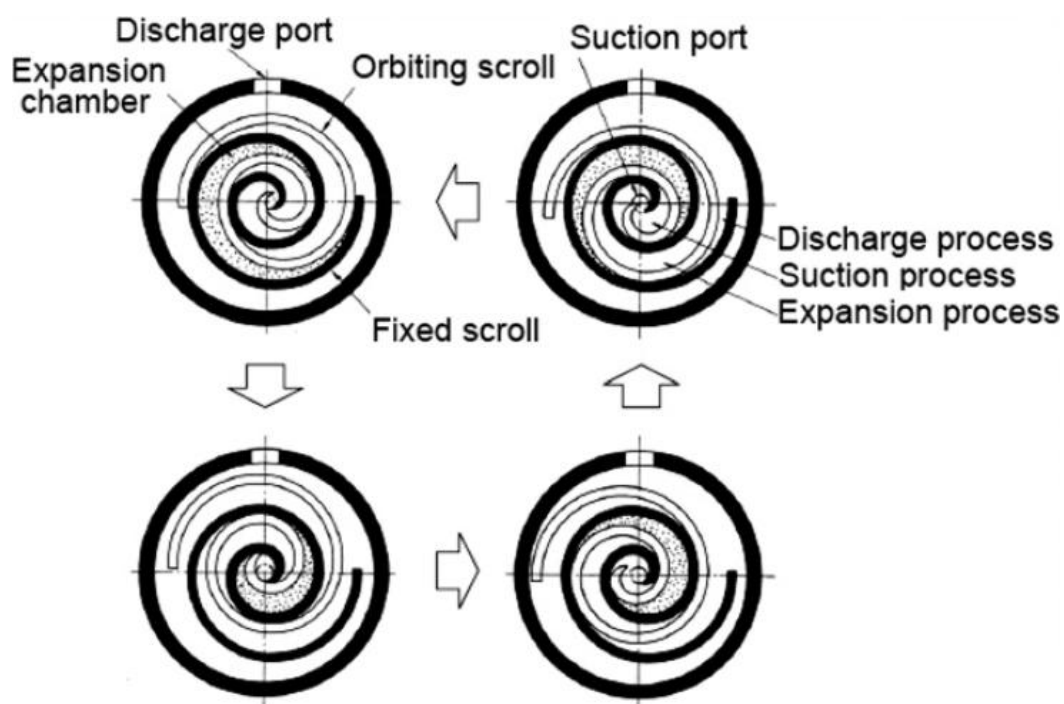


In questi espansori la camera di aspirazione evolve in una o due camere di espansione (per esempio gli espansori di tipo “scroll” sono caratterizzati da due camere di espansione) dopo una rotazione. Le camere di espansione

diventano camere di scarico una volta che entrano in contatto con la linea di scarico della macchina.

Diversamente dagli espansori a pistone, gli espansori rotativi non necessitano di valvole: il tempo di aspirazione e scarico sono imposti dalla geometria della macchina, con un maggiore vantaggio progettuale rispetto agli espansori a pistone, pur presentando maggiori perdite di fuga rispetto a questi ultimi.

Figura 10: Principio di funzionamento di espansori di tipo "scroll" [16]



Diversamente dalle turbomacchine che sono disponibili nel mercato in maniera consolidata, quasi tutti gli espansori volumetrici usati finora sono prototipi spesso derivati da compressori, ma la conversione da compressore ad espansore è abbastanza semplice ed economica. Gli espansori volumetrici sono quindi una valida alternativa ai turboespansori per le piccole potenze: la velocità di rotazione è limitata ($1500 - 3000 \text{ giri/min}$), sono diffusi in quanto già usati come compressori, tollerano la presenza di liquido durante l'espansione e hanno una buona efficienza isoentropica.

Gli espansori volumetrici, derivando come tecnologia dai compressori per refrigerazione, non sono particolarmente adatti all'utilizzo con fluidi ad alta temperatura (maggiore di 150 °C) mentre si prestano meglio all'utilizzo in configurazioni a bassa temperatura, in particolar modo con fluidi refrigeranti (ad esempio nel ciclo bottoming).

In queste macchine la diminuzione di pressione è data dall'aumento di volume nelle camere di espansione. Se il rapporto di espansione del sistema è diverso da quello della macchina ci possono essere delle perdite per sovraespansione o per sottoespansione per cui la pressione del fluido all'uscita della macchina è diversa da quella della linea di scarico. Per questo motivo gli espansori volumetrici sono generalmente meno adatti a grandi rapporti di espansione. Se il rapporto di espansione del sistema è uguale a quello della macchina è possibile ottenere efficienze isoentropiche di espansione fino a 0,70.

Il rapporto di espansione di questi espansori in genere non è maggiore di 8-10 ed è limitato dalla lunghezza del rotore per gli espansori di tipo "screw" e dal numero di rivoluzioni della spirale nel caso di espansori di tipo "scroll". Bisogna tenere conto di questa limitazione perché i fluidi nelle condizioni operative analizzate lavorano con rapporti di espansione maggiori e quindi potrebbe essere necessario utilizzare configurazioni multistadio.

5. Selezione del fluido

La selezione del fluido di lavoro è stata trattata in un gran numero di pubblicazioni scientifiche [14] [17] [18] [19] [20]. In molti casi questi studi presentano dei confronti tra set di fluidi di lavoro in termini di prestazioni termodinamiche, basati su modelli termodinamici del ciclo.

Nella scelta del più adeguato fluido di lavoro si devono considerare alcune linee guida e indicatori, tenendo presente che la scelta del fluido di lavoro dipende dal tipo di applicazione, dalla sorgente di calore e dai livelli termici.

5.1. Indicatori da considerare nella scelta del fluido

5.1.1. Prestazioni termodinamiche

L'efficienza e la potenza in uscita devono essere le maggiori possibili per una data fonte di calore e per la temperatura a cui è disponibile. Queste prestazioni dipendono da diverse proprietà termodinamiche del fluido interdipendenti tra di loro: il punto critico, il fattore acentrico, il calore specifico, la densità, ecc. Non è semplice stabilire un punto ottimale per ogni specifica proprietà termodinamica. L'approccio più comune consiste nel simulare il ciclo con un modello termodinamico confrontando differenti fluidi, come fatto in questo lavoro.

5.1.2. Temperatura critica

Per lavorare in condizioni subcritiche la temperatura critica del fluido deve essere il più alta possibile confrontata con la temperatura della sorgente di calore.

5.1.3. Pendenza della curva di saturazione del vapore

La pendenza della curva del vapore saturo in un diagramma $T-s$ determina le proprietà del fluido e può essere positiva (p.e. isobutano), negativa (p.e. acqua), verticale (p.e. acetone), ed in base alla pendenza della curva tali fluidi sono chiamati “dry” (“secchi”), “wet” (“umidi”) e “isentropic” (isoentropici). I fluidi “umidi” generalmente necessitano di essere surriscaldati per evitare di entrare all’interno della zona del vapore umido durante l’espansione mentre molti fluidi organici che possono essere “secchi” o “isoentropici” non ne hanno bisogno. I fluidi troppo “secchi” all’uscita della turbina possono essere parecchio surriscaldati, il che può essere uno spreco e aumenta il calore da smaltire al condensatore. Per aumentare l’efficienza del ciclo si può utilizzare il surriscaldamento del fluido in uscita dalla turbina per preriscaldare il liquido all’uscita della pompa prima dell’ingresso nell’evaporatore tramite uno scambiatore recuperativo.

La pendenza della curva di saturazione è legata alla complessità molecolare del fluido, più un fluido è complesso più la curva ha pendenza positiva ed il fluido è del tipo “dry”. Maggiore è la complessità molecolare minore è il salto di temperatura durante l’espansione e quindi maggiore è il surriscaldamento del fluido in uscita dalla turbina [9]. Generalmente i fluidi “umidi” hanno temperature critiche maggiori e maggiori calori latenti di vaporizzazione rispetto i fluidi “secchi”. Risulta perciò preferibile scegliere fluidi “umidi” quando il calore è ad alta temperatura e fluidi “secchi” quando il calore è a bassa temperatura.

5.1.4. Densità del vapore

Questo parametro è di notevole importanza specialmente per i fluidi che presentano una bassa pressione di condensazione. La bassa densità comporta una maggiore portata volumetrica e di conseguenza le dimensioni

degli scambiatori di calore devono essere aumentate per diminuire le perdite di carico, determinando un impatto non trascurabile nel costo del sistema.

5.1.5. Calore latente di vaporizzazione

Un fluido con alto calore latente, basso calore specifico della fase liquida e un'alta densità assorbe molto più calore di un fluido con basso calore latente e bassa densità, riducendo le portate, le dimensioni dei componenti e i consumi di pompaggio. Inoltre da fluidi con alto calore latente ci si aspetta di ottenere più lavoro specifico in turbina, in quanto il lavoro specifico dipende dall'area sottesa la curva del ciclo nel diagramma entropico, e quindi dalla larghezza della curva in cambiamento di fase.

5.1.6. Viscosità

Sia in fase vapore, sia in fase liquida, una bassa viscosità permette di contenere le perdite di carico negli scambiatori di calore e di avere coefficienti di scambio termico maggiori.

5.1.7. Conduttività

Determina i coefficienti di scambio termico negli scambiatori di calore. Maggiore è la conduttività maggiori saranno i coefficienti di scambio termico.

5.1.8. Pressione di evaporazione

Una pressione di lavoro maggiore comporta un maggiore costo di investimento e una maggiore complessità.

5.1.9. Pressione di condensazione

La pressione di condensazione dovrebbe essere maggiore della pressione atmosferica per evitare infiltrazioni di aria all'interno del ciclo e per non

avere un impatto negativo sul costo e la complessità del ciclo che necessiterebbe di sistemi per l'eliminazione dell'aria (degasatore) e tenute più performanti.

5.1.10. Punto di fusione

Il punto di fusione dovrebbe essere minore della minima temperatura ambiente raggiungibile durante l'anno per evitare congelamenti del fluido di lavoro.

5.1.11. Stabilità chimica e compatibilità con i materiali

Diversamente dall'acqua i fluidi organici solitamente soffrono di deterioramento e decomposizione alle alte temperature, di conseguenza la temperatura massima è limitata dalla stabilità chimica del fluido di lavoro. Il fluido inoltre deve essere non corrosivo e compatibile con i materiali dell'impianto.

5.1.12. Livello di sicurezza

Il livello di sicurezza è determinato da due parametri: la tossicità e l'infiammabilità. Molti fluidi sono considerati infiammabili ma non è un problema se non ci sono fonti di combustione. Il toluene e il pentano, per esempio, pur essendo combustibili, sono utilizzati come fluidi di lavoro in impianti esistenti, come quelli realizzati da FreePower e da Triogen. È invece più problematica l'autocombustione e quindi si deve fare attenzione alla temperatura di autoaccensione. L'*ASHRAE Standard 34* [21] classifica i refrigeranti in gruppi di sicurezza e può essere utilizzato per la valutazione del livello di sicurezza dei fluidi di lavoro. Per valutare la sicurezza di fluidi non utilizzati nella refrigerazione come gli idrocarburi si può utilizzare l'*US NFPA* (National Fire Protection Association) *704* [22] [23] che classifica i fluidi in base a tossicità, infiammabilità e stabilità.

Bisogna in ogni caso considerare che l'utilizzo di fluidi di lavoro combustibili impone l'utilizzo di componenti certificati ATEX (*dir. 94/9/CE*).

5.1.13. Aspetti ambientali

Uno dei principali indicatori dell'impatto ambientale è l'*ODP*⁵, il potenziale di distruzione dell'ozono che rappresenta il valore relativo di degrado che un fluido può comportare fissato 1 il valore di *ODP* dell'R11. L'*ODP* dei refrigeranti attuali è nullo o comunque molto vicino a zero poiché, in seguito al protocollo di Montreal, i fluidi con *ODP* non nullo progressivamente stanno venendo messi al bando. Un altro indicatore è il *GWP*⁶ che misura l'impatto sull'effetto serra dei fluidi rispetto alla *CO₂* per la quale è fissato un *GWP* pari all'unità. Sebbene molti refrigeranti possano raggiungere *GWP* anche superiore a 1000, attualmente non c'è una legislazione che ne restringa l'utilizzo. Un altro indicatore è l'*ALT*⁷.

A causa dell'impatto ambientale legato alla distruzione dell'ozono stratosferico, alcuni fluidi refrigeranti sono stati banditi (R11, R12, R113, R114, R115, ecc) mentre altri verranno banditi entro il 2020 e il 2030 (R21, R22, R123, R124, R141b e R142b).

5.1.14. Disponibilità e costo del fluido

Uno degli aspetti da non trascurare è la disponibilità e il costo del fluido. I fluidi refrigeranti già utilizzati nella refrigerazione e nell'industria chimica sono disponibili ed economici, allo stesso modo degli idrocarburi che sono disponibili a prezzi molto bassi. Poiché uno degli aspetti più importanti di questo lavoro è l'economicità del risultato verranno valutati i fluidi più conosciuti e quindi ampiamente disponibili nel mercato. Non vengono considerate le miscele di fluidi poiché le regole di miscelazione sono

⁵ Ozone Depletion Potential

⁶ Greenhouse Warming Potential

⁷ Atmospheric life time

complesse, le combinazioni possibili sono elevatissime e in genere sono protette da brevetti. Non viene nemmeno considerata la possibilità di “progettare” fluidi innovativi, come fatto in [24] attraverso l’utilizzo di sistemi CAMD (Computer Aided Molecular Design).

5.2. Considerazioni sulla scelta del fluido

Nonostante i numerosi studi a riguardo, nessun fluido è stato identificato come universalmente ottimale per il ciclo ORC, questo a causa di diverse ipotesi utilizzate per fare i confronti:

- Alcuni autori considerano l’impatto ambientale, l’infiammabilità e la tossicità mentre altri autori non lo fanno.
- Si considerano diverse condizioni operative portando alla scelta di differenti fluidi di lavoro.
- Le funzioni obiettivo nelle ottimizzazioni dipendono dal target dell’applicazione: negli impianti cogenerativi o negli impianti solari si massimizza l’efficienza, mentre negli impianti per il recupero del calore di scarto (WHR) in genere si massimizza la potenza prodotta.

Di conseguenza poiché nessun fluido è a priori ottimale, lo studio del fluido di lavoro deve essere integrato al design di ogni ciclo ORC.

Diversi studi [18] [20] [25] [26] [27] raccomandano di scegliere i fluidi con la più alta temperatura critica per migliorare l’efficienza dell’impianto. Bisogna però tenere presente che una maggiore temperatura critica implica anche lavorare a minori densità di vapore determinando un aumento del costo del sistema.

In ogni caso le prestazioni termodinamiche non possono essere l’unico criterio di scelta per il fluido di lavoro, ma si deve tenere in considerazione l’area richiesta per gli scambi termici, le dimensioni della turbina, il costo del

sistema e la sicurezza. Gli studi che considerano questi aspetti [19] [28] [29] [24] dimostrano che le condizioni operative ottimali e il fluido di lavoro scelto possono essere diversi rispetto a considerazioni fatte prediligendo altri aspetti.

5.3. Potenziali fluidi di lavoro e loro proprietà

5.3.1. Ciclo ad alta temperatura

Nonostante i numerosi studi sulla scelta dei fluidi ottimali per i cicli, nella realtà viene utilizzato solo un ridotto numero di fluidi. Negli impianti che sfruttano calore ad alta temperatura (per esempio recuperando calore dai fumi di un motore a combustione interna o da una turbina a gas) si usano prevalentemente i silossani, gli xileni [30] e il toluene [17]. In questo lavoro per il ciclo HT i potenziali fluidi di lavoro sono stati scelti tra quelli proposti in [9], [17], [30], [31], [32] e [33]. I fluidi con le loro proprietà sono riportati in Tabella 1.

Tabella 1: Fluidi per il ciclo ad alta temperatura e loro proprietà

	T_{crit} [°C]	P_{crit} [bar]	T_{ai} [°C]	MM [g/mol]	NFPA 704 Tossicità	NFPA 704 Infiamm.	Tipo
nButane	151,98	37,96	365	58,12	1	4	Isentropic
nPentane	196,55	33,7	260	72,15	1	4	Dry
nHexane	234,67	30,34	225	86,18	2	3	Dry
nHeptane	266,98	27,36	204	100,20	1	3	Dry
nOctane	296,17	24,97	206	114,23	1	3	Dry
Cyclohexane	280,49	40,75	245	84,16	1	3	Isentropic
Toluene	318,6	41,26	480	92,14	2	3	Isentropic
Benzene	288,87	48,94	500	78,11	2	3	Isentropic
Ethylbenzene	343,97	36,22	432	106,17	2	3	Dry
oXylene	357,11	37,38	463	106,17	2	3	Dry
mXylene	343,74	35,35	527	106,17	1	3	Dry
Methanol	239,35	81,04	464	32,04	1	3	Wet
Ethanol	241,56	62,68	363	46,07	2	3	Wet
Acetone	234,95	47	465	58,08	1	3	Isentropic
Water	373,95	220,64	-	18,02	0	0	Wet
MM	245,6	19,39	340	162,38	1	4	Dry
MDM	290,94	14,15	350	236,53	1	4	Dry

Tra i fluidi proposti sono presenti: alcani (nButano, nPentano, nEsano, nEptano, nOttano), cicloalcani (Cicloesano), idrocarburi aromatici (Benzene, Etilbenzene, Toluene), xileni (oXilene, mXilene), alcoli (Metanolo, Etanolo), chetoni (Acetone), fluidi inorganici (Acqua) e silossani lineari (MM, MDM).

Per ogni fluido sono riportati la temperatura T_{crit} e la pressione critica P_{crit} , la temperatura di autoaccensione⁸ T_{ai} , la massa molecolare MM , il livello di pericolo per la salute e il rischio di infiammabilità secondo lo standard *NFPA 704*⁹ ed il tipo di fluido (“wet”, “isentropic” o “dry”).

Considerando i criteri di screening dei fluidi utilizzati in [30] si riduce il numero dei potenziali fluidi di lavoro escludendo dall’analisi i fluidi che hanno una temperatura di autoaccensione minore della massima temperatura a cui è disponibile il calore nei serbatoi, ovvero 450 °C e i fluidi che hanno una classificazione di tossicità maggiore di 2 ed una classificazione di infiammabilità maggiore di 3. Anche se si limitasse la temperatura massima di ciclo al di sotto della temperatura di autoaccensione, c’è comunque il rischio che il fluido possa raggiungere tali temperature a causa di hot spot che possono crearsi negli scambiatori con i serbatoi. I fluidi indicati, a differenza dei fluidi refrigeranti, non risentono di decomposizione alle alte temperature, quindi con le dovute precauzioni possono essere utilizzati per cicli ad alta temperatura.

Tabella 2: Fluidi candidati per il ciclo ad alta temperatura

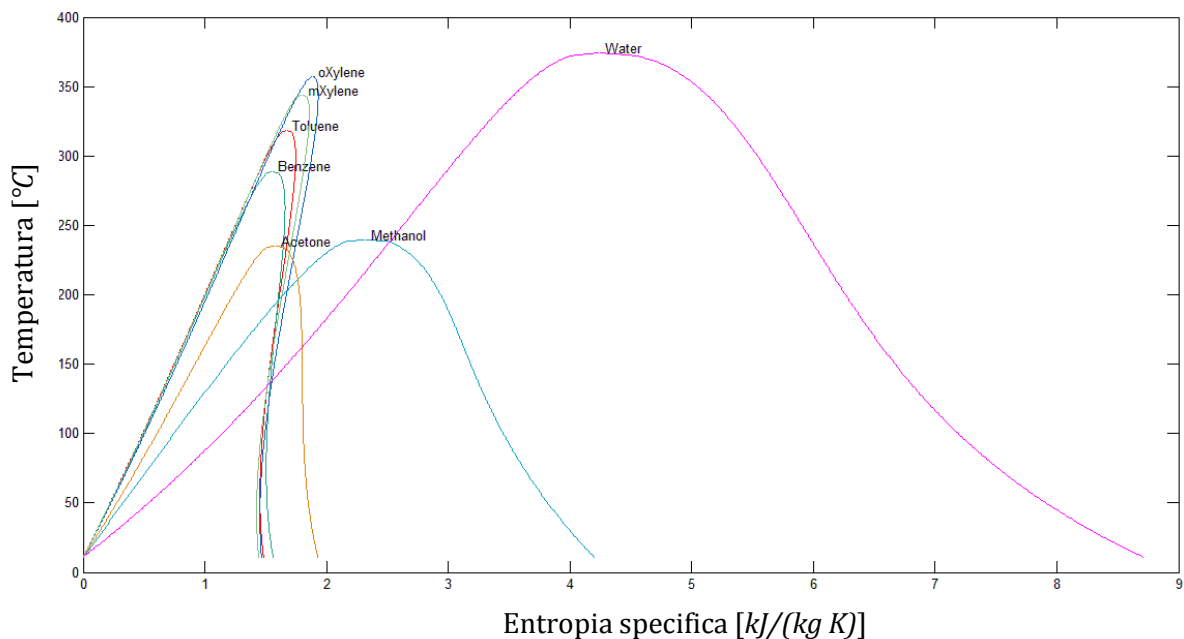
	T_{crit} [°C]	P_{crit} [bar]	MM [g/mol]	ω	$T_{sat}(1\ atm)$ [°C]	Tipo
Toluene	318,6	41,26	92,14	0,2657	110,5	Isentropic
Benzene	288,87	48,94	78,11	0,210837	80	Isentropic
oXylene	357,11	37,38	106,17	0,312	144,4	Dry
mXylene	343,74	35,35	106,17	0,326	139	Dry
Methanol	239,35	81,04	32,04	0,5625	64,5	Wet
Acetone	234,95	47	58,08	0,3071	56	Isentropic
Water	373,95	220,64	18,015	0,344292	100	Wet

⁸ Da Material Security Data Sheet dei fluidi [23]

⁹ Il livello di tossicità e di infiammabilità è indicato con un numero intero che va da 0, per indicare un rischio nullo, a 4, per indicare un rischio elevato

I potenziali fluidi di lavoro per il ciclo ad alta temperatura sono ridotti a 7 e sono riportati in Tabella 2. Tra le proprietà compare anche la temperatura di saturazione alla pressione atmosferica e il fattore acentrico ω . In Figura 11 sono riportate le curve di saturazione dei fluidi selezionati: si possono confrontare le temperature critiche, l'entalpia di vaporizzazione e la pendenza della curva del vapor saturo. I potenziali fluidi per il ciclo ad alta temperatura hanno tutti temperatura critica elevata, superiore ai 230 °C e la temperatura di saturazione a 1 atm è superiore della temperatura ambiente. Questi fluidi sono candidati al recupero di calore dai serbatoi a sali fusi ad alta temperatura.

Figura 11: Curva di saturazione nel diagramma T-s dei fluidi candidati per il ciclo ad alta temperatura



5.3.2. Ciclo a bassa temperatura

Per la valorizzazione di calore a bassa temperatura, minore di 150 °C, vengono utilizzati prevalentemente fluidi frigorigeni. Questi fluidi negli intervalli di temperatura interessati in genere non soffrono del problema dell'autoaccensione dei fluidi usati per i cicli ad alta temperatura e non soffrono nemmeno del problema della decomposizione che solitamente

avviene a temperature superiori i 200 – 250 °C. La scelta dei fluidi è stata suggerita in particolar modo da [6], [18] e [27]. I fluidi con le loro proprietà sono riportati in Tabella 3.

Tabella 3: Fluidi per il ciclo a bassa temperatura e loro proprietà

	T_{crit} [°C]	P_{crit} [bar]	MM [g/mol]	ASHRAE	Tipo	GWP100	ODP	ALT
R11	197,91	43,94	137,37	A1	Isentropic	4750	1	45
R114	145,68	32,57	170,92	A1	Isentropic	10000	1	300
R123	183,67	36,72	152,93	B1	Isentropic	77	0,02	1,3
R124	122,28	36,24	136,48	A1	Isentropic	609	0,022	5,8
R134a	101,06	40,59	102,03	A1	Wet	1430	0	14
R141b	204,35	42,12	116,95	A2	Isentropic	725	0,12	9,3
R142b	137,11	40,55	100,50	A2	Isentropic	2310	0,07	17,9
R152a	113,26	45,2	66,051	A2	Wet	124	0	1,4
R21	178,33	51,81	102,92	B1	Isentropic	151	0,04	1,7
R227ea	101,75	29,25	170,03	A1	Dry	3220	0	42
R236fa	124,92	32	152,04	A1	Dry	9810	0	240
R245fa	154,01	36,51	134,05	B1	Isentropic	1030	0	7,6
Isobutane	134,67	36,29	58,12	A3	Dry	0	0	12

Tra i fluidi proposti sono presenti: clorofluorocarburi (R11, R114), idroclorofluorocarburi (R123, R124, R141b, R142b, R21), fluorocarburi (R236fa), idrofluorocarburi (R134a, R152a, R227ea, R245fa) e idrocarburi (Isobutano).

Per ogni fluido sono riportati la temperatura T_{crit} e la pressione critica P_{crit} , la massa molecolare MM , il livello di sicurezza secondo la classificazione ASHRAE¹⁰, il tipo di fluido (“wet”, “isentropic” o “dry”) e i tre parametri di impatto ambientale.

Considerando i criteri di screening dei fluidi utilizzati in [30] si riduce il numero dei potenziali fluidi di lavoro escludendo dall’analisi i clorofluorocarburi e gli idroclorofluorocarburi, ovvero tutti i composti contenenti cloro e che hanno un $ODP \neq 0$, in quanto, pur essendo interessante, non vale la pena analizzare fluidi che sono stati banditi o

¹⁰ La lettera indica il livello di tossicità (A: moderata o nulla, B: elevata), il numero indicata il livello di infiammabilità (1: nulla, 2: moderata, 3: elevata)

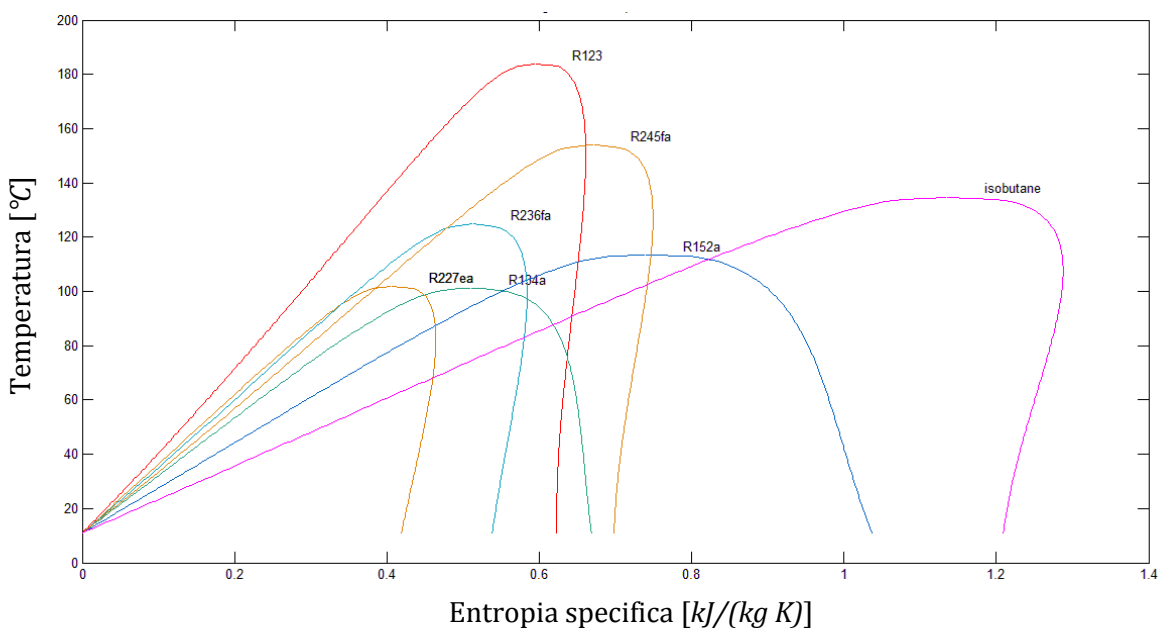
saranno banditi entro breve secondo le direttive del protocollo di Montreal. Con riserva si analizza anche l'R123 il cui utilizzo su nuovi impianti è possibile fino al 2020 e su impianti esistenti fino al 2030. Per quanto riguarda l'impatto sull'effetto serra non verrà escluso nessun fluido non essendoci una legislazione che ne limita l'utilizzo.

Tabella 4: Fluidi candidati per il ciclo a bassa temperatura

	T_{crit} [°C]	P_{crit} [bar]	MM [g/mol]	ω	$T_{sat}(1\ atm)$ [°C]	Tipo
R123	183,67	36,72	152,93	0,281922	27,80	Isentropic
R134a	101,06	40,59	102,03	0,32684	-26,	Wet
R152a	113,26	45,2	66,05	0,275217	-24,041	Wet
R227ea	101,75	29,25	170,02	0,357605	-16,35	Dry
R236fa	124,92	32	152,03	0,376912	-1,49	Dry
R245fa	154,01	36,51	134,05	0,3776	15,13	Isentropic
Isobutane	134,67	36,29	58,12	0,183532	-11,75	Dry

I potenziali fluidi di lavoro per il ciclo a bassa temperatura sono ridotti a 7 e sono riportati in Tabella 4. Tra le proprietà compare anche la temperatura di saturazione alla pressione atmosferica e il fattore acentrico ω . In Figura 12 sono riportate le curve di saturazione dei fluidi selezionati: si possono confrontare le temperature critiche, l'entalpia di vaporizzazione e

Figura 12: Curva di saturazione nel diagramma T-s dei fluidi candidati per il ciclo a bassa temperatura



la pendenza della curva del vapor saturo. I potenziali fluidi per il ciclo a bassa temperatura hanno tutti temperatura critica moderata, inferiore ai 200 °C e la temperatura di saturazione ad 1 atm è inferiore a 30 °C.

Questi fluidi sono particolarmente adatti all'utilizzo in cicli subcritici senza surriscaldamento per il recupero di calore a bassa temperatura.

I fluidi selezionati sono utilizzati nella simulazione usando per ciascuno le stesse ipotesi e le stesse assunzioni.

6. Modello del sistema

Per la simulazione dell'impianto e per la determinazione del fluido di lavoro ottimale e delle condizioni operative migliori è stato costruito un modello del sistema utilizzando il software commerciale Matlab accoppiato ad un database per la determinazione delle proprietà termodinamiche dei fluidi. Il database utilizzato è CoolProp [34] [35], un database gratuito e *open source* sviluppato da Ian Bell, Sylvain Quoilin¹¹ e Vincent Lemort dell'Università di Liegi e Jorrit Wronski della Technical University of Denmark. Pur essendo gratuito implementa le stesse equazioni di stato del ben più utilizzato RefProp del NIST, quindi ben si adatta allo scopo di questo lavoro.

6.1. Ipotesi e semplificazioni

Per semplificare i calcoli, per la simulazione del modello sono state fatte delle assunzioni:

- a) Il sistema e i vari componenti sono considerati in condizioni stazionarie. Per ogni componente è stato implementato il modello zerodimensionale input-output
- b) Le perdite termiche e inizialmente anche le perdite di carico in ogni componente sono state trascurate. In seguito, una volta modellati gli scambi termici, saranno considerate le perdite di carico negli scambiatori e conteggiate nei costi di pompaggio
- c) Le variazioni di energia potenziale sono trascurate
- d) La temperatura massima del ciclo è posta pari a 400 °C
- e) La pressione massima è posta pari a 30 *bar* e non superiore a 0,9 volte la pressione critica

¹¹ Autore, insieme a Vincent Lemort, di numerosi articoli e pubblicazioni sui cicli ORC

- f) I rendimenti isoentropici di pompa e di espansore sono posti pari a $\eta_{is,p} = 0,80$ e $\eta_{is,t} = 0,70$ [11] [26] per il ciclo ad alta temperatura, ipotizzando di utilizzare un turboespansore, e $\eta_{is,p} = 0,75$ e $\eta_{is,t} = 0,65$ per il ciclo a bassa temperatura, ipotizzando di utilizzare un espansore volumetrico [5]. I valori scelti sono abbastanza conservativi rispetto a quelli riscontrati in letteratura e alle considerazioni fatte in §4.3, in particolar modo per la turbina, per impianti di dimensioni paragonabili a quello qui trattato vengono proposti anche rendimenti superiori a 0,75 [11] [32]
- g) Il rendimento delle macchine elettriche è posto pari a $\eta_{el} = 0,95$
- h) La condensazione avviene tramite condensatore ad aria (Air cooler) e la temperatura a cui condensa il fluido del ciclo semplice o del ciclo a bassa temperatura nel caso di Double Stage, è posta $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ maggiore la temperatura ambiente
- i) Nel caso di ciclo Double Stage la temperatura di condensazione del ciclo ad alta temperatura viene posta pari alla temperatura di saturazione corrispondente alla pressione di 1 bar (Tabella 2) per tutti i fluidi tranne per l'acetone e il metanolo che è posta a $80\text{ }^{\circ}\text{C}$
- j) La differenza di temperatura di Pinch Point per le simulazioni è posta pari a $\Delta T_{pp,serb} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ con i serbatoi di calore, pari a $\Delta T_{pp,inter} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ nello scambio inter cicli nella configurazione Double Stage e pari a $\Delta T_{pp,air} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ con l'aria nell'air cooler
- k) L'efficienza di recupero dello scambiatore recuperativo è posta pari a $\varepsilon_{IHE} = 0,85$
- l) La temperatura media dell'aria ambiente a cui scarica calore il ciclo tramite la condensazione è posta $T_{air} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$

NB: La temperatura e la pressione di condensazione saranno condizionate dalla temperatura dell'aria ambiente, di conseguenza il

rendimento del ciclo e quindi la potenza prodotta non saranno costanti durante l'anno ma subiranno delle fluttuazioni contestualmente alle variazioni termiche ambientali di cui bisognerà tenerne conto.

6.2. Descrizione del programma di simulazione

Per completezza, il programma descritto si riferisce al caso di ciclo Double Stage con ciclo ad alta temperatura con recupero interno. Gli altri casi si ottengono da una semplificazione di questo caso che è quello più complesso.

Il programma è realizzato in modo tale che sia adatto a tutti i fluidi provati ma soprattutto a tutti i vari accoppiamenti possibili con i livelli termici ed ai vari accoppiamenti tra ciclo topping e bottoming.

Le proprietà termodinamiche del fluido sono determinate nei vari punti salienti del ciclo, ingresso ed uscita di ciascun componente. Per calcolare le varie proprietà vengono usate delle funzioni che sfruttano il database di CoolProp.

All'inizio del programma, un controllo verifica che la pressione massima di 30 *bar* sia inferiore alla pressione critica del fluido per mantenere il ciclo in condizioni subcritiche. Se la pressione critica è minore dei 30 *bar* viene presa come pressione massima di ciclo 0,9 volte la pressione critica.

Le simulazioni sono effettuate variando la pressione di evaporazione del fluido del ciclo ad alta temperatura e il suo surriscaldamento, partendo da una pressione di 5 *bar* superiore alla pressione di condensazione e variando il surriscaldamento dalla temperatura di saturazione alla pressione di evaporazione fino alla temperatura massima compatibile con il fluido. Quindi c'è una doppia iterazione, una che varia la pressione di evaporazione e una all'interno della prima che varia il surriscaldamento in modo da avere un ampio ventaglio di risultati da analizzare.

6.2.1. Ciclo topping ad alta temperatura

Le proprietà del fluido vengono calcolate a partire dal punto 1, uscita dal condensatore e ingresso in pompa, dove si assume che il liquido sia saturo ovvero che il titolo sia $x_1 = 0$. Di questo punto si conoscono temperatura T_1 che è pari a quella di condensazione, e dalla temperatura, essendo il fluido in condizioni di saturazione, si può determinare la pressione P_1 . Conoscendo pressione e titolo si possono determinare l'entalpia $h_1 = h(P_1, x_1)$, entropia $s_1 = s(P_1, x_1)$ e volume specifico $v_1 = v(P_1, x_1)$.

Del punto 2, uscita dalla pompa e ingresso allo scambiatore di calore, si conosce la pressione P_2 che è pari a quella di evaporazione, avendo trascurato nella valutazione delle proprietà termodinamiche le perdite di carico. Dalla pressione e dal rendimento isoentropico della pompa si può determinare l'entalpia del fluido all'uscita della pompa tramite la formula:

$$\eta_{is,p} = \frac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (6.1)$$

Da cui si ricava h_2 sapendo che $h_{2,is} = h(P_2, s_1)$ è l'entalpia che avrebbe il fluido se la compressione fosse stata isoentropica.

I punti seguenti, il 2b e il 2c, sono i punti all'ingresso e all'uscita dell'evaporatore, dove il fluido si trova nelle condizioni di liquido saturo o di vapore saturo, per cui conoscendo la pressione (sempre pari a quella di evaporazione) e il titolo di vapore si possono determinare tutte le altre proprietà come entalpia, entropia e volume specifico.

Il punto 3 rappresenta il punto di ingresso in turbina e il fluido può trovarsi nelle condizioni di vapore saturo secco, in caso di surriscaldamento nullo (in questo caso punto 2c e 3 coincidono), o di vapore surriscaldato. Conoscendo pressione e temperatura (o titolo nel caso di vapore saturo secco) si possono determinare tutte le altre proprietà.

Del punto 4, uscita dalla turbina e ingresso allo scambiatore di calore, si conosce la pressione P_4 che è pari a quella di condensazione. Dalla pressione

e dal rendimento isoentropico della turbina si può determinare l'entalpia del fluido all'uscita della turbina tramite la formula:

$$\eta_{is,t} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,is}} \quad (6.2)$$

Da cui si ricava h_4 sapendo che $h_{4,is} = h(P_4, s_3)$ è l'entalpia che avrebbe il fluido se la compressione fosse stata isoentropica.

Si definisce per comodità un punto 5 che rappresenta l'inizio della condensazione del fluido, a temperatura e pressione pari a quelle di condensazione. Se il vapore all'uscita della turbina si trova nelle condizioni di vapore surriscaldato il punto 5 sarà un punto nuovo, mentre se il vapore all'uscita della turbina si trova nelle condizioni di vapore saturo umido punto 4 e 5 coincideranno.

Se nel punto 4 si ha vapore surriscaldato, si può utilizzare il calore di surriscaldamento del fluido per preriscaldare il liquido in uscita dalla pompa (nella configurazione senza recupero questo passaggio sarà saltato). Ci sarà quindi un controllo per verificare se vale la pena utilizzare questo calore, in modo tale che se il surriscaldamento è limitato non viene considerato l'inserimento dello scambiatore recuperativo. Il controllo verifica che l'entalpia di surriscaldamento del fluido sia almeno il 10 % dell'entalpia di riscaldamento del fluido dal punto 2 al punto 3:

$$\frac{h_4 - h_5}{h_3 - h_2} > 0,10 \quad (6.3)$$

Dalla definizione di efficienza termica di uno scambiatore [36]:

$$\varepsilon_{IHE} = \frac{Q_{th}}{Q_{th,max}} = \frac{h_4 - h_{4a}}{h_4 - h_5} \quad (6.4)$$

Viene determinata l'entalpia del punto 4a, punto di uscita dallo scambiatore rigenerativo lato caldo e di ingresso nel condensatore. Dall'entalpia e dalla pressione (che è pari a quella di condensazione) viene determinata temperatura, entropia e volume specifico.

Dal bilancio di energia all'interno dello scambiatore recuperativo viene determinata l'entalpia del punto 2a, punto di uscita dallo scambiatore rigenerativo lato freddo e di ingresso negli scambiatori con i serbatoi:

$$h_{2a} - h_2 = h_4 - h_{4a} \quad (6.5)$$

Nel caso in cui non sia necessario lo scambiatore recuperativo i punti 2a e 4a coincideranno con i punti 2 e 4.

6.2.2. Bilancio termico con le sorgenti esterne¹²

Determinati i punti di ingresso ed uscita dai componenti principali del ciclo, tramite una funzione esterna, richiamata nel programma principale, viene eseguito il bilancio termico con le sorgenti esterne (ovvero con il sistema di integrazione degli scambio termici) per determinare la portata del fluido di lavoro che ottimizza il recupero termico.

Il programma inizia facendo un controllo per verificare se la temperatura T_{2a} (o la T_2) sia sufficientemente bassa per recuperare calore anche dal serbatoio ad acqua a bassa temperatura ($T_W = 80 \text{ }^\circ\text{C}$). Se la temperatura T_{2a} (o la T_2) è troppo alta nel bilancio termico non si considererà la potenza termica derivante da questo serbatoio.

Dopo il primo controllo viene determinata una portata di primo tentativo, tale per cui ipoteticamente si potrebbe recuperare tutto il calore dei serbatoi considerati. Dal bilancio termico risulta:

$$\dot{m}'_f = \frac{\sum Q_{th,serbatoi}}{\Delta h_{tot}} \quad (6.6)$$

Con Δh_{tot} la differenza di entalpia che deve essere soddisfatta dall'apporto di calore esterno dei serbatoi, pari alla differenza di entalpia tra il punto 3 di ingresso in turbina e il punto 2a (o 2 in assenza di recuperatore) di ingresso negli scambiatori con i serbatoi termici.

¹² Nello scambio termico si considera la pressione del fluido costante e pari a quella di evaporazione

Determinata la portata di primo tentativo si verifica che questa portata soddisfi i requisiti della differenza di temperatura di Pinch Point ΔT_{pp} tra la curva di riscaldamento del fluido e le temperature dei serbatoi.

Poiché è stata imposta una temperatura massima di ciclo $T_{max} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ inferiore alla temperatura del serbatoio di alta temperatura di $50 \text{ }^\circ\text{C}$ non è necessario fare verifiche di compatibilità con questo serbatoio. Risulta invece necessario verificare che la portata precedentemente calcolata soddisfi i vincoli con il serbatoio di media temperatura che si trova a $T_{MT} = 270 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tramite dei bilanci termici si controlla che con la portata \dot{m}'_f la temperatura del fluido di lavoro nel punto di ingresso nello scambiatore con il serbatoio ad alta temperatura, ovvero di uscita dallo scambiatore con il serbatoio a media temperatura, sia compatibile con la temperatura T_{MT} . Questo punto sarà identificato come punto D.

Se il controllo è verificato, ovvero se la differenza di temperatura tra il punto D e il serbatoio a media temperatura è almeno uguale al ΔT_{pp} , la portata di primo tentativo è anche la portata ottimale¹³ \dot{m}_f che verrà utilizzata nei calcoli seguenti.

Se il controllo non è verificato si modificherà la portata in modo tale che la curva di riscaldamento del fluido sia compatibile con le temperature dei serbatoi. Prima di modificare la portata però si valuta che la temperatura che il fluido dovrebbe avere nel punto D sia compresa nel range di riscaldamento del fluido ovvero che $T_{2a} < T_D$: potrebbe infatti risultare che a seguito dell'inserimento dello scambiatore recuperativo la T_{2a} sia maggiore di T_D . In questo caso non sarebbe possibile recuperare calore dal serbatoio a media temperatura. In caso contrario dalla temperatura del punto D se ne

¹³ Con portata ottimale si intende qui la portata che permette il massimo recupero di calore dai serbatoi compatibilmente con i vincoli imposti dal Pinch Point

determina l'entalpia e con un bilancio con il serbatoio ad alta temperatura si determina la nuova portata del fluido di lavoro:

$$\dot{m}_f = \frac{Q_{th,AT}}{h_3 - h_D} \quad (6.7)$$

Poiché la portata è variata rispetto alla portata che si era valutata inizialmente e che era tale da permette un recupero di tutto il calore disponibile nei serbatoi considerati è chiaro che ci sarà del calore di scarto che non verrà utilizzato:

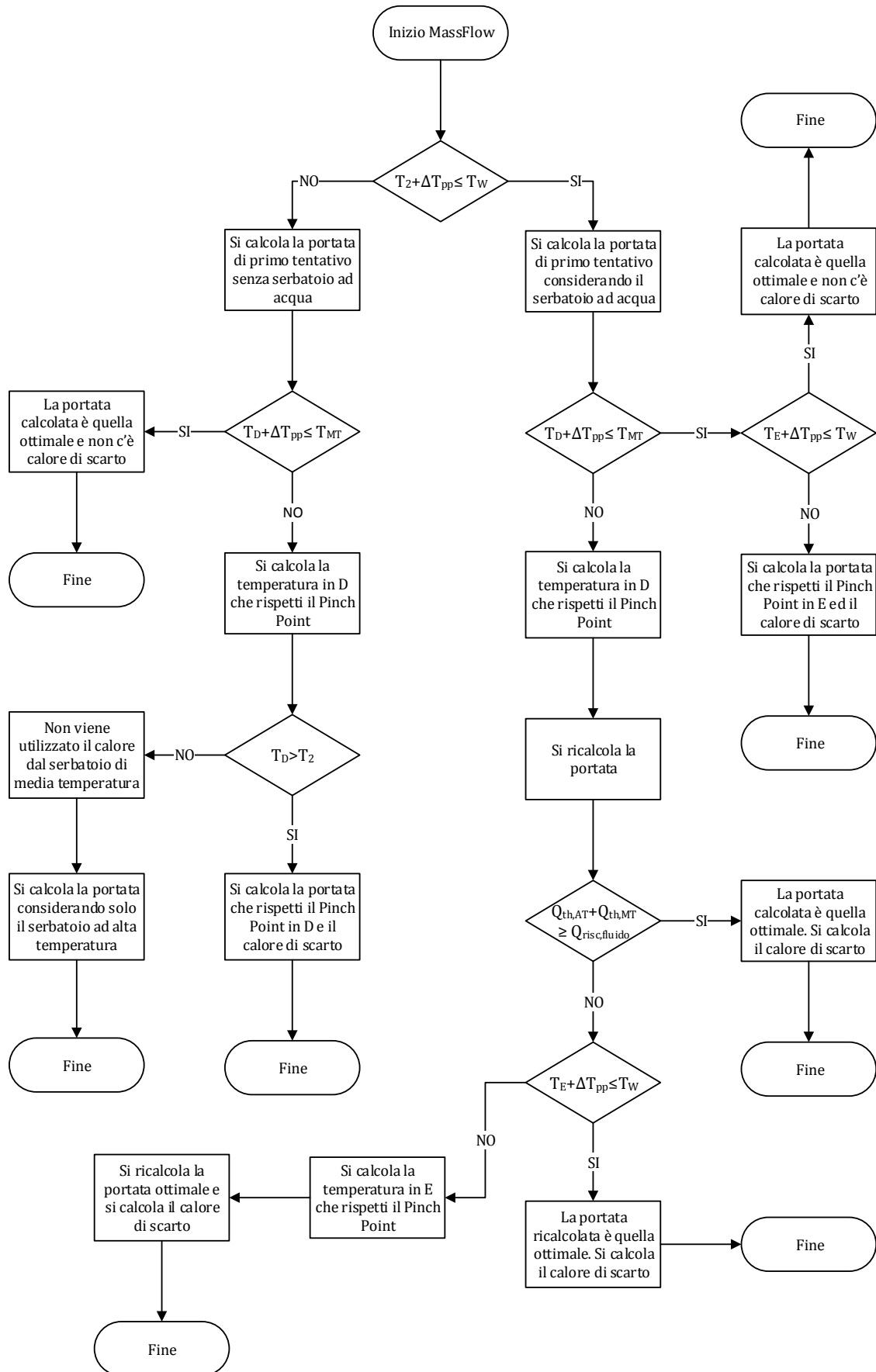
$$Q_{th,scarto} = \sum Q_{th,serbatoi} - \dot{m}_f \cdot (h_3 - h_{2a}) \quad (6.8)$$

Se, invece, dal controllo iniziale risulta che la T_{2a} (o la T_2) è sufficientemente bassa rispetto la temperatura del serbatoio ad acqua T_W si terrà in considerazione anche di questo nel bilancio termico e la portata di primo tentativo sarà calcolata sempre secondo la (6.6).

Individuato il punto D di ingresso del fluido di lavoro nello scambiatore con il serbatoio ad alta temperatura e di uscita dallo scambiatore a media temperatura, si verifica che la temperatura sia compatibile con la temperatura T_{MT} .

Se il controllo è verificato la portata del fluido di lavoro rimane momentaneamente uguale alla portata di primo tentativo. Successivamente si verifica che il profilo di temperatura di riscaldamento del fluido di lavoro sia compatibile con la temperatura del serbatoio ad acqua, ovvero che la temperatura del fluido all'uscita dallo scambiatore con il serbatoio ad acqua e di ingresso nello scambiatore con il serbatoio a media temperatura soddisfi il vincolo del ΔT_{pp} . Se il controllo è verificato la portata rimane quella calcolata in precedenza, alternativamente, come fatto per il punto D, si modificherà la portata in modo tale da rispettare i vincoli di temperatura in questo punto che viene chiamato E. Tramite l'utilizzo della (6.8) viene calcolato il calore di scarto dai serbatoi con la portata definitiva.

Figura 13: Flowsheet del controllo per la determinazione della portata ottimale



Se il controllo per il punto D non è verificato viene modificata la portata per rendere compatibile T_D con T_{MT} . Con la portata modificata può accadere che non tutto il calore disponibile nei tre serbatoi venga utilizzato, neanche dal serbatoio a media temperatura. Si verifica che la nuova portata permetta di recuperare almeno tutto il calore dei serbatoi a sali fusi. Se il controllo è negativo la portata calcolata è quella ottimale e viene determinato il calore di scarto dal serbatoio di media temperatura. Se il controllo è positivo si verifica, come descritto precedentemente, che il profilo di temperatura di riscaldamento del fluido di lavoro sia compatibile con la temperatura del serbatoio ad acqua, eventualmente modificando la portata e calcolando il calore di scarto.

Il programma, come riportato in appendice, tramite una serie di controlli *if-else*, schematizzati nel flowsheet di Figura 13, discerne tra i vari casi possibili di abbinamento tra i profili di temperatura che possono verificarsi, determinando la portata che soddisfa i vincoli del ΔT_{pp} e recuperi quanto più calore possibile dai serbatoi termici disponibili.

6.2.3. Dimensionamento delle aree per lo scambio termico tra i serbatoi e il fluido del ciclo ad alta temperatura

Stabilita la portata è possibile determinare le aree necessarie allo scambio termico con i serbatoi esterni utilizzando il metodo della temperatura media logaritmica [36].

Il dimensionamento effettuato all'interno delle simulazioni è un dimensionamento di massima, frutto di diverse semplificazioni, realizzato in maniera tale da essere facilmente gestibile dal computer, adatto ai vari fluidi e casistiche possibili ed utile per una stima preliminare del costo e delle dimensioni dell'impianto.

Per eseguire il dimensionamento sono state fatte alcune assunzioni e semplificazioni:

- a) La velocità del fluido all'uscita della pompa è stata posta pari a $w_2 = 0,25 \text{ m/s}$. Nei punti successivi la velocità è determinata in funzione di portata, dimensione e numero dei tubi e densità del fluido
- b) Per lo scambio termico con i serbatoi vengono utilizzate delle serpentine immerse nel fluido del serbatoio. In prima approssimazione le serpentine sono considerate un tubo orizzontale dritto, quindi sono trascurate variazioni di energia potenziale ed effetti centrifughi
- c) Per le simulazioni è stata considerata la possibilità di dividere la portata in più tubi di diametro interno imposto e pari a $D_{int} = 0,0209 \text{ m}$ e spessore pari a $Spess = 0,0029 \text{ m}$ per cui il diametro esterno del tubo si ricava come

$$D_{est} = D_{int} + 2 \cdot Spess \quad (6.9)$$

- d) Il numero di tubi necessari a mantenere una velocità simile a quella imposta si determina dividendo la sezione di passaggio di tutta la portata per la sezione di passaggio permessa da un singolo tubo di diametro D_{int}

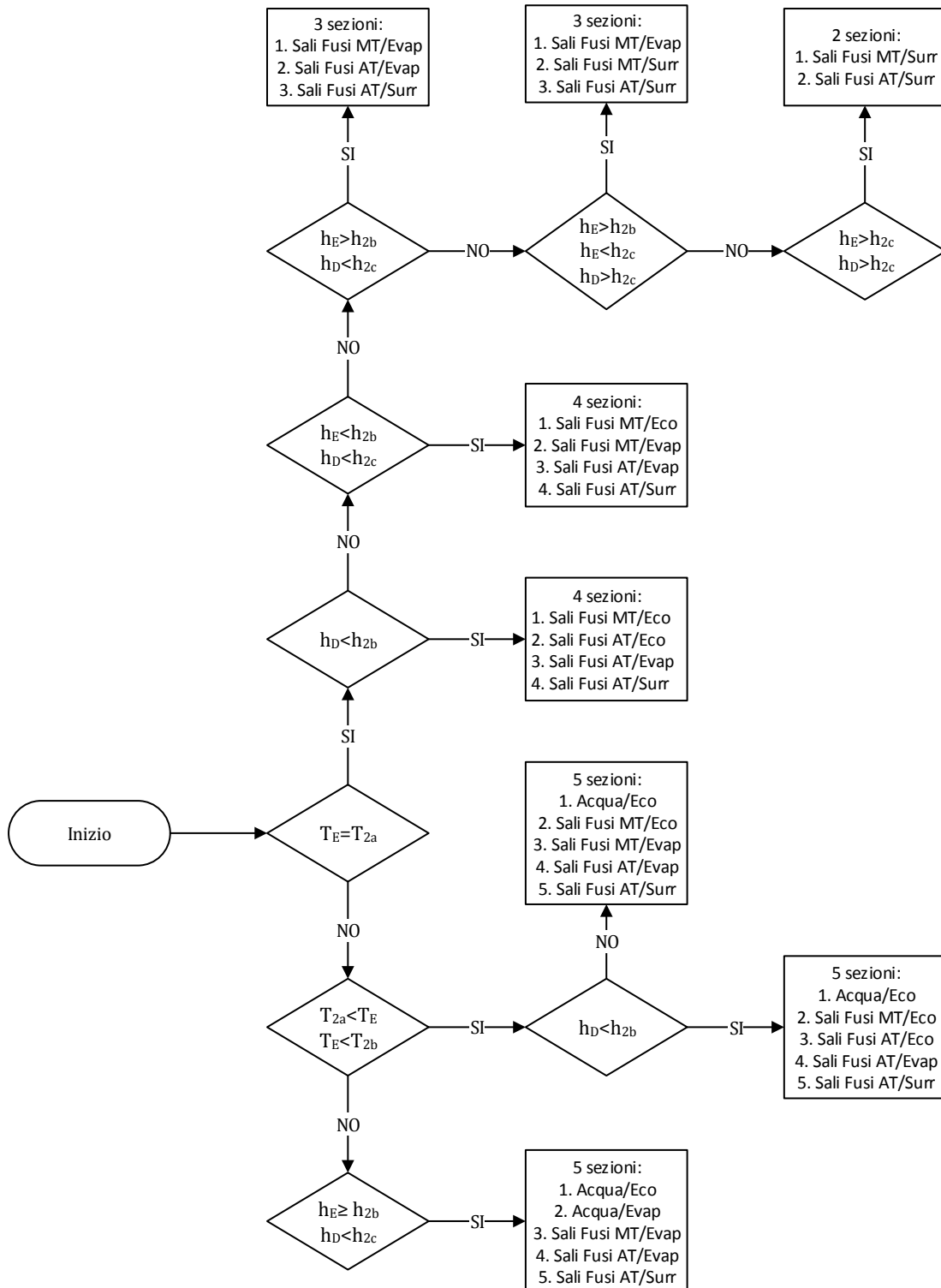
$$N_t = \frac{\dot{m}_f}{\rho_2 \cdot w_2} \cdot \frac{1}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_{int}^2} \quad (6.10)$$

Poiché il numero risultante potrebbe non essere intero viene arrotondato all'intero più vicino

- e) Secondo quanto dichiarato e verificato sperimentalmente da F.D.E. il coefficiente di scambio esterno, lato fluido contenuto nel serbatoio, vale $\alpha_{ext} = 0,100 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

f) La conduttività termica del tubo, ipotizzato essere di acciaio, è stata posta $k_{tubo} = 0,05 \text{ kW}/(m \cdot K)$

Figura 14: Flowsheet per valutare la suddivisione di economizzatore, evaporatore e surriscaldatore nei vari serbatoi



A causa della particolarità dello scambio termico, ovvero tre sorgenti di calore isoterme a differente temperatura, il dimensionamento deve tenere conto di tutti i casi possibili di accoppiamento termico tra il fluido e i serbatoi. L'economizzatore, così come l'evaporatore o il surriscaldatore, possono trovarsi divisi in più serbatoi o trovarsi a scambiare con un unico serbatoio. Il diagramma di flusso in Figura 14¹⁴ rappresenta la serie di controlli effettuati dal programma per discernere i vari casi e per ogni caso è riportato come sono suddivisi economizzatore, evaporatore e surriscaldatore tra i vari serbatoi.

Per lo scambio tra fluidi e serbatoi bisogna considerare che durante l'evaporazione il fluido si trova in condizioni bifase, mentre nel riscaldamento nell'economizzatore e nel surriscaldamento si trova in condizioni monofase.

Il dimensionamento delle varie sezioni riportate nel diagramma di flusso è fatto richiamando delle funzioni esterne che implementano delle equazioni per il calcolo dei coefficienti di scambio termico, delle aree di scambio e delle perdite di carico del fluido.

6.2.3.1. Riscaldamento – Scambio monofase

Per semplicità nello scambio monofase del fluido di lavoro con i serbatoi le proprietà sono calcolate alla temperatura media del fluido nella sezione.

Alla temperatura media sono valutati:

- La portata specifica per tubo del fluido

$$G_f = \frac{\dot{m}_f}{N_t \cdot \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_{int}^2} \quad (6.11)$$

- La conduttività termica del fluido k_f

¹⁴ Il sistema di controllo è valido anche per il caso di ciclo senza recupero e nel caso di configurazione in ciclo semplice

- Il numero di Reynolds

$$Re = \frac{\rho_f \cdot w_f \cdot D_{idr}}{\mu_f} = \frac{G_f \cdot D_{idr}}{\mu_f} \quad (6.12)$$

Dove con D_{idr} è il diametro idraulico ed è pari a

$$D_{idr} = 4 \cdot Area / Perimetro \quad (6.13)$$

E per un tubo circolare è equivalente al diametro del tubo stesso

- Il numero di Prandtl

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu_f}{k_f} \quad (6.14)$$

Valutati i parametri principali viene calcolato il coefficiente di scambio termico in base al numero di Reynolds del fluido:

$$\alpha_{int} = \frac{k_f}{D_{idr}} \cdot 3,66 \quad Re < 2300 \quad (6.15)$$

$$\alpha_{int} = \frac{k_f}{D_{idr}} \cdot \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad Re > 2300 \quad (6.16)$$

Dove la (6.15) è la correlazione per il calcolo del coefficiente di scambio termico in regime laminare e la (6.16) è la correlazione di Gnielinski per il calcolo del coefficiente di scambio termico in regime turbolento, dove f rappresenta il coefficiente di attrito determinato tramite la correlazione di Petukhov e Popov [37] valida per moto entro tubi lisci:

$$f = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10} Re - 1,64)^2} \quad (6.17)$$

Determinato il coefficiente di scambio termico interno lato fluido di lavoro e conoscendo il coefficiente di scambio termico lato serbatoio è possibile determinare il coefficiente di scambio termico globale riferito alla superficie (liscia) esterna del tubo [37]:

$$U_{ext} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{int}} \cdot \frac{D_{ext}}{D_{int}} + \frac{D_{est}}{2} \cdot \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{k_{tubo}} + \frac{1}{\alpha_{ext}}} \quad (6.18)$$

Dalla (6.18) è evidente che lo scambio termico è condizionato dalla resistenza termica preponderante, ovvero dal coefficiente di scambio termico esterno α_{ext} . In prima approssimazione non sono stati considerati i fattori di sporcamento lato interno e lato esterno.

Determinato U_{ext} è possibile determinare l'area di scambio esterna dei tubi nella sezione considerata:

$$A_{ext,sez} = \frac{Q_{th,sez}/N_t}{U_{ext} \cdot F_T \cdot \Delta T_{ml}} \cdot N_t \quad (6.19)$$

Dove con $Q_{th,sez}$ si è indicato il calore scambiato dall'intera portata nella sezione considerata, con F_T ¹⁵ un fattore di temperatura pari a 0,95 e con ΔT_{ml} la differenza di temperatura media logaritmica tra ingresso ed uscita della sezione e pari a:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{serb} - T_{in}) - (T_{serb} - T_{out})}{\ln((T_{serb} - T_{in})/(T_{serb} - T_{out}))} \quad (6.20)$$

Con T_{in} e T_{out} le temperature di ingresso e di uscita del fluido dall'intervallo e T_{serb} la temperatura del serbatoio con cui scambio il fluido nella sezione considerata.

Dall'area di scambio $A_{ext,sez}$ della sezione è possibile determinare, conoscendo il diametro esterno del tubo e il numero di tubi, la lunghezza di un tubo per la sezione considerata:

$$L_{tubo,sez} = \frac{A_{ext,sez}}{\pi \cdot D_{ext} \cdot N_t} \quad (6.21)$$

Conoscendo la lunghezza del tubo è possibile calcolare la perdita di carico per attrito del fluido di lavoro, lato interno tubo, tramite la correlazione:

¹⁵ È stato considerato un fattore di temperatura che tenga conto di eventuali fluttuazioni della temperatura dei serbatoi dichiarata costante da F.D.E.

$$\Delta p_f = \frac{f}{2} \cdot \frac{L_{tubo, sez}}{D_{int}} \cdot \frac{G_f^2}{\rho_f} \quad (6.22)$$

Con f il fattore d'attrito calcolato tramite:

$$f = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10} Re - 1,64)^2} \quad Re > 2300 \quad (6.23)$$

$$f = \frac{64}{Re} \quad Re < 2300 \quad (6.24)$$

Poiché la portata si suddivide in N_t tubi in parallelo la perdita di calcolo determinata per un tubo è anche la perdita totale della sezione considerando tutti i tubi.

Nella determinazione della perdita di carico la componente dovuta alla variazione di energia potenziale è stata trascurata così come quella dovuta alla variazione della quantità di moto per variazione della densità del fluido, considerando in prima approssimazione, per il riscaldamento monofase, la densità costante.

6.2.3.2. *Riscaldamento - Scambio bifase*

Durante i cambiamenti di fase le proprietà del fluido, coefficiente di scambio termico compreso, variano molto con il variare del titolo di vapore. Per questo motivo, nel dimensionamento delle sezioni di scambio termico bifase, le sezioni stesse sono state divise in n intervalli, per ognuno dei quali la variazione di titolo fosse la stessa.

Per il dimensionamento della sezione sono stati valutati:

- Densità del liquido ρ_l e densità del vapore ρ_v in condizioni di saturazione alla pressione di evaporazione
- Viscosità del liquido μ_l e viscosità del vapore μ_v in condizioni di saturazione alla pressione di evaporazione
- Portata specifica per tubo del fluido G_f secondo la (6.11)
- Densità del fluido all'ingresso ρ_{in} e all'uscita ρ_{out} della sezione considerata

- Il calore latente di vaporizzazione alla pressione di evaporazione considerata $r(P_{evap})$

Quindi, per ogni intervallo i degli n intervalli si è valutato il titolo medio $x_{med,i}$ con cui determinare le altre proprietà.

Il coefficiente di scambio termico per il fluido in evaporazione è stato valutato tramite la correlazione di Shah valida per moto entro tubi orizzontali [37] e che può essere applicata in presenza di moto parzialmente stratificato che in presenza di moto anulare e a bolle. Per valutare il coefficiente di scambio termico si devono definire alcuni parametri:

1. Il numero di Froude del liquido

$$Fr_l = \frac{G_f^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot D_{int}} \quad (6.25)$$

2. Il numero della convezione Co

$$Co = \frac{\left(\frac{1 - x_{med,i}}{x_{med,i}}\right)^{0.8}}{\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5}} \quad (6.26)$$

e il numero N

$$N = Co \quad Fr_l > 0,04 \quad (6.27)$$

$$N = 0,38 \cdot Co \cdot (Fr_l)^{-0,3} \quad Fr_l < 0,04 \quad (6.28)$$

3. Il numero dell'ebollizione

$$Bo = \frac{dQ_{th}/dA}{G_f \cdot r} \quad (6.29)$$

Il coefficiente di scambio medio α_{int} sarà il maggiore tra il contributo dovuto alla convezione forzata bifase α_{conv} e quello dovuto all'ebollizione nucleata α_{en} calcolati con le seguenti equazioni:

$$\alpha_{conv} = 1,8 \cdot N^{-0,8} \cdot \alpha_l \quad (6.30)$$

$$\alpha_{en} = 230 \cdot Bo^{0,5} \cdot \alpha_l \quad \text{per } N > 1 \text{ e } Bo > 3 \cdot 10^{-5} \quad (6.31)$$

$$\alpha_{en} = (1 + 46 \cdot Bo^{0,5}) \cdot \alpha_l \quad \text{per } N > 1 \text{ e } Bo < 3 \cdot 10^{-5} \quad (6.32)$$

$$\alpha_{en} = C \cdot Bo^{0,5} \cdot \alpha_l \cdot e^{2,47 \cdot N^{-0,1}} \quad \text{per } 0,1 < N < 1 \quad (6.33)$$

$$\alpha_{en} = C \cdot Bo^{0,5} \cdot \alpha_l \cdot e^{2,47 \cdot N^{-0,15}} \quad \text{per } N < 0,1 \quad (6.34)$$

Dove $C = 14,7$ per $Bo > 0,0011$ e $C = 15,43$ per $Bo < 0,0011$ e dove α_l è il coefficiente della fase liquida fluente nel tubo e calcolato con la sua portata con la correlazione di Dittus-Boelter:

$$\alpha_l = 0,023 \cdot \left(\frac{G_f \cdot (1 - x_{med,i}) \cdot D_{int}}{\mu_l} \right)^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot \frac{k_l}{D_{int}} \quad (6.35)$$

Poiché il numero dell'ebollizione Bo dipende dalla potenza termica specifica che è funzione del coefficiente di scambio termico globale e quindi del coefficiente di scambio termico da determinare, per la determinazione del coefficiente di scambio termico stesso è stato necessario implementare un ciclo *while* e determinare il valore per tentativi.

Determinato il coefficiente di scambio termico lato fluido in cambiamento di fase, come per il caso di scambio monofase il coefficiente di scambio termico per ogni intervallo i viene valutato con la (6.18) e l'area totale dei tubi dell'intervallo $A_{ext,i}$ e la lunghezza di un tubo dell'intervallo $L_{tubo,i}$ con la (6.19) e con la (6.21) rispettivamente. In questo caso la differenza di temperatura media logaritmica sarà sostituita semplicemente con la differenza di temperatura tra il serbatoio T_{serb} e la temperatura di evaporazione T_{evap} .

Per il calcolo delle perdite di carico del fluido bifase è stato utilizzato il modello omogeneo [38] [39] con il quale si ipotizza il sistema bifase come una miscela omogenea nella quale le due fasi scorrono con la stessa velocità media.

Dall'ipotesi di modello omogeneo si ricava la densità omogenea del fluido per ogni sezione i :

$$\rho_{om,i} = \frac{1}{\frac{x_{med,i}}{\rho_v} + \frac{1 - x_{med,i}}{\rho_l}} \quad (6.36)$$

E la viscosità omogenea del fluido:

$$\mu_{om,i} = \frac{x_{med,i} \cdot \mu_v \cdot \rho_{om,i}}{\rho_v} + \frac{(1 - x_{med,i}) \cdot \mu_l \cdot \rho_{om,i}}{\rho_v} \quad (6.37)$$

Dalla densità e dalla viscosità omogenea è possibile determinare il numero di Reynolds omogeneo $Re_{om,i}$ utilizzando la (6.11) e da questo il fattore di attrito secondo le correlazioni usate nel caso monofase.

Usando la (6.22) si calcola la perdita di carico per attrito $\Delta p_{f,i}$ per ciascun intervallo usando i parametri omogenei.

Calcolata la perdita di carico per attrito di ciascun intervallo i la perdita di carico per attrito totale per la sezione sarà:

$$\Delta p_f = \sum_i^n \Delta p_{f,i} \quad (6.38)$$

L'area totale di tutti i tubi e la lunghezza totale di ogni singolo tubo della sezione considerata saranno date dalla somma di aree e lunghezze determinate per ciascun intervallo i .

$$A_{tot,sez} = \sum_i^n A_{ext,i}$$

$$L_{tubo,sez} = \sum_i^n L_{tubo,i}$$

Poiché durante il cambiamento di fase varia la densità del fluido, è necessario tenerne conto tramite la perdita di carico per variazione della quantità di moto data da:

$$\Delta p_a = G_f^2 \cdot \left(\frac{1}{\rho_{out}} - \frac{1}{\rho_{in}} \right) \quad (6.39)$$

Per questo la perdita totale di carico della sezione sarà data dalla somma delle due componenti, per attrito e per variazione della quantità di moto:

$$\Delta p_{tot,sez} = \Delta p_f + \Delta p_a \quad (6.40)$$

Considerando i vari casi possibili, quindi, il programma esegue un dimensionamento di massima per ogni sezione determinata tramite il diagramma di flusso in Figura 14, distinguendo tra caso monofase e caso bifase.

6.2.4. Dimensionamento delle aree per lo scambio termico recuperativo

Una volta calcolate le aree di scambio termico con i serbatoi esterni, il programma determina le aree di scambio recuperativo, nel caso in cui la configurazione analizzata preveda lo scambiatore interno e nel caso in cui sia possibile utilizzarlo.

Se il vapore all'uscita della turbina è sufficientemente surriscaldato questo può essere utilizzato per preriscaldare il liquido all'uscita della pompa.

Per lo scambio interno è stato ipotizzato di utilizzare uno scambiatore a tubi multipli (una evoluzione dello scambiatore a tubi concentrici e una semplificazione dello scambiatore a fascio tubiero) per la sua semplicità di implementazione nel modello: anche se probabilmente non sarà questo lo scambiatore che poi verrà scelto in fase progettuale, l'area di scambio che si troverà è indicativa dell'area di scambio effettiva indipendentemente dal fatto che poi lo scambiatore potrà essere ottimizzato considerando geometrie e configurazioni diverse¹⁶. Si ipotizza che il fluido freddo (il

¹⁶ Il dimensionamento di un condensatore a fascio tubiero sarebbe risultato più complesso da implementare. Si deve però notare che uno scambiatore a fascio tubiero permetterebbe coefficienti di scambio più alti a causa della maggiore turbolenza indotta lato fasciame dai setti, quindi il dimensionamento proposto è conservativo

liquido in uscita dalla pompa) scorra nei tubi interni mentre il fluido caldo (il vapore in uscita dalla turbina) scorra nell'anello esterno.

Determinata la densità del vapore in uscita dalla turbina nel punto 4, viene imposta la velocità del fluido:

- $w_4 = 50 \text{ m/s}$ per il ciclo topping nella configurazione Double Stage
- $w_4 = 100 \text{ m/s}$ per il ciclo ad alta temperatura nella configurazione semplice

Dalla velocità ottimale e dalla densità del fluido in uscita dalla turbina si determina l'area dell'anello:

$$Area_{an} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_4 \cdot w_4} \quad (6.41)$$

Il programma deve tener conto della possibilità che durante le simulazioni il vapore sia talmente surriscaldato da riuscire a vaporizzare anche parte del fluido lato freddo.

In base al controllo effettuato vengono dimensionate le sezioni dello scambiatore recuperativo. Si considera che il numero e le dimensioni dei tubi all'interno dello scambiatore coincidano con quelli delle serpentine. Come per lo scambio con i serbatoi esterni, vengono calcolate le proprietà per il fluido lato caldo e lato freddo, utilizzando il diametro del tubo interno calcolato in (6.10) e il diametro idraulico per il fluido che scorre nell'anello calcolato come:

$$D_{idr} = \frac{4 \cdot Area}{Perimetro \text{ bagnato}} = \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{an}^2 - N_t \cdot D_{ext}^2)}{\pi \cdot (D_{an} + N_t \cdot D_{ext})} \quad (6.42)$$

Dove D_{ext} è il diametro esterno del tubo interno. Questo diametro idraulico permette di determinare il numero di Reynolds e valutare le perdite di carico del fluido lato anello. Per valutare il coefficiente di scambio il diametro idraulico da considerare è diverso, poiché la superficie di scambio è diversa dalla totale superficie bagnata:

$$D_{idr,scambio} = \frac{4 \cdot Area}{Perimetro\ scambio} = \frac{4 \cdot Area_{an}}{\pi \cdot N_t \cdot D_{ext}} \quad (6.43)$$

Nel caso di fluido freddo in condizioni monofase, i coefficienti di scambio termico lato caldo e lato freddo, in base al regime di moto, sono valutati alla temperatura media della sezione considerata tramite la (6.15) e la (6.16), il coefficiente di scambio termico globale tramite la (6.18) e l'area tramite la:

$$A_{sez,rec} = \frac{Q_{th,rec}}{U_{ext} \cdot \Delta T_{ml}} \quad (6.44)$$

Rispetto alla (6.19), la (6.44) non considera il fattore di temperatura e la ΔT_{ml} è calcolata come:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln((T_{h,in} - T_{c,out}) / (T_{h,out} - T_{c,in}))} \quad (6.45)$$

Dove con i pedici h e c si è indicato il fluido lato caldo (*hot*) e lato freddo (*cold*) rispettivamente.

La perdita per attrito è valutata tramite la (6.22), sia per lato caldo che per lato freddo. Poiché il fluido è sempre lo stesso, la perdita di carico totale nello scambiatore recuperativo sarà data dalla somma delle perdite nei due lati, per cui:

$$\Delta p_{f,rec} = \Delta p_h + \Delta p_c \quad (6.46)$$

Nel caso di fluido freddo in evaporazione, il dimensionamento della sezione viene effettuato in maniera simile a quanto descritto nel paragrafo §6.2.3.2, suddividendo la sezione in n parti e considerando per la perdita di carico lato freddo (dove il fluido evapora) le componenti della perdita di carico per attrito e per variazione della quantità di moto.

6.2.5. Ciclo bottoming a bassa temperatura

Nella configurazione Double Stage, il ciclo topping, ad alta temperatura, cede il proprio calore di condensazione ad un ciclo a bassa temperatura che utilizza quel calore nell'evaporazione del fluido.

Determinato il calore di condensazione del fluido ad alta temperatura $Q_{cond,HT} = \dot{m}_f \cdot (h_{4a} - h_1)$, il programma richiama una funzione per l'accoppiamento con il ciclo bottoming.

Diversamente dal ciclo topping, nel ciclo bottoming la pressione di evaporazione non viene variata e non viene variata neanche la temperatura di ingresso in turbina che rimane pari alla temperatura di saturazione alla corrispondente pressione di evaporazione, quindi il ciclo è subcritico senza surriscaldamento. Questa scelta è stata dettata dalla volontà di mantenere il ciclo bottoming semplice, quindi non viene valutata neanche la possibilità di inserire uno scambiatore recuperativo.

La temperatura e la pressione di evaporazione del ciclo bottoming sono scelti tramite una serie di controlli per fare in modo che:

1. Sia compatibile con il vincolo del Pinch Point rispetto la temperatura di condensazione del ciclo topping
2. Il ciclo rimanga subcritico e che quindi non vengano superate la temperatura e la pressione critiche per il fluido analizzato
3. La pressione non superi i 30 *bar*.

Per le simulazioni quindi le condizioni di funzionamento del ciclo bottoming non vengono variate ma pressione e temperatura di evaporazione vengono mantenute costanti e pari a quelle determinate dai vincoli imposti dai controlli.

Come per il ciclo topping, vengono determinate le proprietà del fluido nei vari punti salienti del ciclo: all'ingresso nella pompa (punto 1), all'ingresso nell'economizzatore (punto 2), all'ingresso nell'evaporatore (punto 2b), all'ingresso in turbina (punto 3), all'ingresso nel condensatore (punto 4) e alle condizioni di vapore saturo alla pressione di condensazione (punto 5).

Determinati i punti salienti il programma esegue un bilancio termico tra il ciclo bottoming e il calore disponibile nel serbatoio ad acqua e il calore

ceduto tramite condensazione dal ciclo topping, con un procedimento simile (ma meno complesso) a quello descritto per il ciclo topping (nel paragrafo §6.2.2), per determinare la portata del fluido di lavoro a bassa temperatura e il calore di scarto non recuperato dal serbatoio esterno.

6.2.6. Dimensionamento delle aree di scambio termico per il riscaldamento del fluido del ciclo a bassa temperatura

Stabilita la portata è possibile determinare le aree necessarie allo scambio termico con il serbatoio esterno e il ciclo topping utilizzando il metodo della temperatura media logaritmica [36].

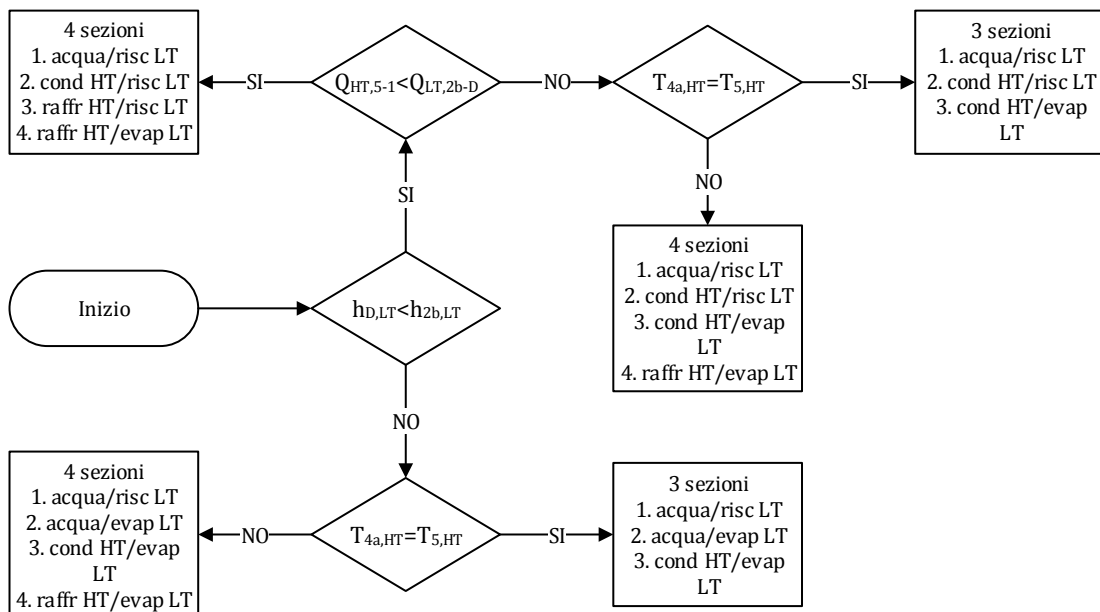
Per eseguire il dimensionamento sono state fatte alcune assunzioni e semplificazioni:

- a) La velocità del fluido all'uscita della pompa è stata posta pari a $w_2 = 0,25 \text{ m/s}$
- b) Per lo scambio termico con il serbatoio ad acqua vengono utilizzate delle serpentine immerse nel fluido del serbatoio. In prima approssimazione le serpentine sono considerate un tubo orizzontale dritto, quindi sono trascurate variazioni di energia potenziale ed effetti centrifughi
- c) Per lo scambio termico tra ciclo topping e ciclo bottoming viene modellizzato uno scambiatore a tubi multipli, con il fluido del ciclo topping condensante nell'anello esterno e il fluido del ciclo bottoming evaporante nei tubi interni
- d) Per le simulazioni è stata considerata la possibilità di dividere la portata in più tubi di diametro interno imposto e pari a $D_{int} = 0,0209 \text{ m}$ e spessore pari a $Spess = 0,0029 \text{ m}$. Il diametro esterno si ricava quindi tramite la (6.9)

- e) Il numero di tubi necessari a mantenere una velocità simile a quella imposta si determina dividendo la sezione di passaggio di tutta la portata per la sezione di passaggio permessa da un singolo tubo di diametro D_{int} tramite la (6.10)
- f) Secondo quanto dichiarato e verificato sperimentalmente da F.D.E. il coefficiente di scambio esterno, lato fluido contenuto nei serbatoi, vale $\alpha_{ext} = 0,100 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
- g) La conduttività termica del tubo, ipotizzato essere di acciaio, è stata posta $k_{tubo} = 0,05 \text{ kW}/(\text{m} \cdot \text{K})$

A causa della particolarità dello scambio termico, il dimensionamento deve tenere conto di tutti i casi possibili di accoppiamento termico tra ciclo bottoming con il serbatoio ad acqua e con il ciclo topping. Il diagramma di flusso in Figura 15 rappresenta la serie di controlli effettuati dal programma per discernere i vari casi e per ogni caso è riportato come sono suddivisi economizzatore ed evaporatore.

Figura 15: Flowsheet per valutare la suddivisione di economizzatore, evaporatore del ciclo bottoming



Il dimensionamento delle aree di scambio tra ciclo bottoming e serbatoio di acqua viene effettuato con lo stesso approccio utilizzato per il ciclo

topping. Per il dimensionamento delle aree di scambio tra i due cicli, raffreddamento del ciclo topping e riscaldamento del ciclo bottoming, si usa un approccio simile: per il fluido in condizioni monofase si valutano le proprietà alla temperatura media della sezione mentre per il fluido in condizioni bifase si suddivide la sezione in n intervalli; valutati i coefficienti di scambio per ciascun lato, si determina il coefficiente di scambio termico globale, quindi l'area di scambio conoscendo il ΔT_{ml} della sezione; conoscendo l'area di scambio si determina la lunghezza dei tubi e quindi è possibile determinare le perdite di carico per ciascun fluido con le stesse correlazioni usate nel caso monofase e nel caso bifase nel dimensionamento delle aree di riscaldamento del fluido del ciclo topping.

Poiché il fluido del ciclo topping condensa bisogna valutare il coefficiente di scambio in queste condizioni.

Il coefficiente di scambio termico per condensazione all'esterno di un tubo orizzontale (essendo il fluido condensante all'interno dell'anello e all'esterno dei tubi) può essere valutato con la correlazione di Nusselt fornita in [40] e [41]:

$$\alpha_{cond,ext} = 0,75 \cdot 0,95 \cdot k_l \cdot \left[\frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g}{\mu_l \cdot \Gamma} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (6.47)$$

Dove con i pedici l e v sono indicate le proprietà del fluido calcolate nelle condizioni di liquido e vapore saturo alla pressione di condensazione. Γ è la portata di condensato media per unità di lunghezza valutata come:

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_f \cdot (1 - x_{med,i})}{Perimetro\ scambio} \quad (6.48)$$

6.2.7. Dimensionamento del condensatore ad aria (air cooler)

Sia per la configurazione a ciclo semplice, sia per quella a ciclo Double Stage, il ciclo (ad alta temperatura nel primo caso o a bassa temperatura nel

secondo caso) deve rigettare il calore della condensazione all'ambiente e secondo quanto espresso da F.D.E. lo deve fare attraverso un condensatore ad aria in modo da non dover dipendere dalla presenza di una risorsa idrica. A differenza della condensazione ad acqua, quella ad aria avviene a più alta temperatura, quindi il ciclo è meno efficiente e richiede aree di scambio elevate (a causa del basso coefficiente di scambio lato aria), ma soprattutto risente particolarmente nelle prestazioni delle fluttuazioni stagionali e giornaliere della temperatura dell'aria ambiente. Nonostante ciò, l'aria è molto più abbondante dell'acqua e soprattutto è gratuita.

Il dimensionamento del condensatore ad aria è effettuato, facendo le dovute semplificazioni, seguendo le linee guida fornite in [40].

Poiché il coefficiente di scambio termico dominante è quello lato aria, gli air cooler sono realizzati con tubi alettati a superficie estesa. Poiché in questa fase è sconosciuto il design dell'alettatura viene assunto come coefficiente di scambio termico dell'aria $\alpha_{air} = 0,032 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Trascurando gli effetti di sporcamento e assumendo, come suggerito, un'efficienza della superficie alettata pari a $\varepsilon_{sup} = 0,90$ e un rapporto tra superficie estesa e superficie del tubo liscio $R_{sup} = 20$, il coefficiente di scambio termico effettivo lato esterno sarà dato da:

$$\alpha_{ext} = \varepsilon_{sup} \cdot R_{sup} \cdot \alpha_{air} \quad (6.49)$$

La portata di aria necessaria a condensare il fluido sarà quella per cui l'aumento di temperatura che subisce durante la condensazione del fluido da 5 a 1 sia $\Delta T_{air} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, ovvero:

$$\dot{m}_{air} = \frac{\dot{m}_f \cdot (h_5 - h_1)}{\Delta T_{air} \cdot c_{p,air}} \quad (6.50)$$

Imposta la perdita di carico ammissibile per l'aria nel passaggio attraverso lo scambiatore $\Delta p_{air} = 0,00150 \text{ bar}$ e imposta l'efficienza del ventilatore $\eta_{fan} = 0,70$ si può calcolare la potenza del ventilatore come:

$$Pot_{fan} = \frac{((\dot{m}_{air}/\rho_{air}) \cdot \Delta p_{air})}{\eta_{fan}} \quad (6.51)$$

Gli air cooler sono in genere costituiti da banchi di tubi all'interno dei quali si suddivide la portata del fluido da raffreddare. Per determinare il numero di tubi, si impone la velocità del fluido all'uscita della turbina pari a $w_4 = 30 \text{ m/s}$, e dall'area di passaggio del fluido, conoscendo i diametri tipici delle tubazioni ($D_{int,cond} = 7 \text{ mm}$ e $D_{ext,cond} = 10 \text{ mm}$), si determina il numero di tubi necessari ad accogliere la portata:

$$N_t = \frac{Area}{\frac{\pi}{4} \cdot D_{int,cond}} \quad (6.52)$$

Il dimensionamento è fatto in maniera simile al dimensionamento delle serpentine considerando le proprietà del fluido alla temperatura media nel raffreddamento monofase e suddividendo la sezione in n intervalli nel cambiamento di fase. Mentre il coefficiente di scambio termico monofase si determina con le correlazioni usate in §6.2.3.2 per lo scambio termico monofase in fase di riscaldamento, per la condensazione entro tubo si usa la correlazione di Cavallini-Zecchin [37]:

$$\alpha_{int} = \alpha_l \cdot \left(2,64 \cdot \left(1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \cdot \frac{x_{med,i}}{1 - x_{med,i}} \right) \right)^{0,8} \quad (6.53)$$

dove α_l è il coefficiente della fase liquida fluente nel tubo e calcolato con la sua portata con la correlazione di Dittus-Boelter:

$$\alpha_l = 0,023 \cdot \left(\frac{G_f \cdot (1 - x_{med,i}) \cdot D_{int}}{\mu_l} \right)^{0,8} \cdot Pr_l^{0,33} \cdot \frac{k_l}{D_{int}} \quad (6.54)$$

Determinato il coefficiente di scambio termico lato fluido in cambiamento di fase, come fatto in §6.2.3 il coefficiente di scambio termico per ogni intervallo i viene valutato con la (6.18) e l'area totale dei tubi (lisci senza alettatura) dell'intervallo $A_{ext,i}$ e la lunghezza di un tubo dell'intervallo $L_{tubo,i}$ con la (6.19) e con la (6.21) rispettivamente.

Nello scambio termico tra aria e fluido, poiché lo scambio tra i due fluidi non è in controcorrente perfetta ma a flussi incrociati, la differenza di temperatura media logaritmica verrà corretta tramite un fattore di temperatura $F_T = 0,95$.

6.2.8. Prestazioni e parametri caratteristici del ciclo

Dimensionati gli scambiatori è possibile determinare alcuni parametri caratteristici del ciclo e dalle perdite di carico determinare i consumi di pompaggio. Si ribadisce che le perdite di carico sono considerate solo nel calcolo dei consumi di pompaggio¹⁷ e non nel calcolo dei punti caratteristici del ciclo poiché la trattazione sarebbe divenuta più complessa e di poco agevole implementazione tramite un programma sequenziale come Matlab.

Nella determinazione dei consumi di pompaggio si deve considerare la somma di tutte le perdite di carico calcolate nelle varie sezioni: di riscaldamento (evaporazione), di recupero (per il ciclo ad alta temperatura), di raffreddamento (condensazione), distinguendo quelle del ciclo topping da quelle del ciclo bottoming.

$$\Delta p_{HT} = \Delta p_{risc,HT} + \Delta p_{rec,HT} + \Delta p_{cond,HT} \quad (6.55)$$

$$\Delta p_{LT} = \Delta p_{risc,LT} + \Delta p_{cond,LT} \quad (6.56)$$

Conteggiate le perdite è possibile determinare il lavoro specifico fornito dalla pompa:

$$w_{p,HT} = (h_2 - h_1)_{HT} + \Delta p_{HT} \cdot v_{1,HT} \quad (6.57)$$

$$w_{p,LT} = (h_2 - h_1)_{LT} + \Delta p_{LT} \cdot v_{1,LT} \quad (6.58)$$

Da cui si può calcolare la potenza necessaria ai pompaggi:

$$Pot_{p,HT} = \dot{m}_{f,HT} \cdot w_{p,HT} \quad (6.59)$$

$$Pot_{p,LT} = \dot{m}_{f,LT} \cdot w_{p,LT} \quad (6.60)$$

¹⁷ Questo è anche l'approccio utilizzato in diversi articoli consultati

Allo stesso modo per l'espansore si determina il lavoro specifico di espansione:

$$w_{t,HT} = (h_3 - h_4)_{HT} \quad (6.61)$$

$$w_{t,LT} = (h_3 - h_4)_{LT} \quad (6.62)$$

e la potenza sviluppata tramite l'espansore:

$$Pot_{t,HT} = \dot{m}_{f,HT} \cdot w_{t,HT} \quad (6.63)$$

$$Pot_{t,LT} = \dot{m}_{f,LT} \cdot w_{t,LT} \quad (6.64)$$

Conoscendo il lavoro specifico di espansione e il lavoro specifico di compressione, si può determinare il BWR:

$$BWR = \frac{w_p}{w_t} \quad (6.65)$$

La potenza elettrica netta erogata dall'impianto, nella configurazione Double Stage, deve considerare le potenze degli espansori e delle pompe e quella del ventilatore dell'air cooler e il rendimento delle macchine elettriche:

$$Pot_{el,net} = (Pot_{t,HT} + Pot_{t,LT}) \cdot \eta_{el} + \frac{Pot_{p,HT} + Pot_{p,LT} + Pot_{fan}}{\eta_{el}} \quad (6.66)$$

Il rendimento di ciclo (rapporto tra input e output netto) sarà pari a:

$$\eta_{ciclo} = \frac{Pot_{el,net}}{Q_{th,rec}} \quad (6.67)$$

Dove $Q_{th,rec}$ è la potenza termica effettivamente assorbita dal ciclo dai serbatoi. Poiché può esserci del calore che non si riesce a recuperare, vale la pena tenerne conto tramite l'efficienza di recupero:

$$\chi = \frac{Q_{th,rec}}{Q_{th,disp}} = \frac{Q_{th,disp} - \sum Q_{th,scarto}}{Q_{th,disp}} = \frac{\sum Q_{th,serbatoi} - \sum Q_{th,scarto}}{\sum Q_{th,serbatoi}} \quad (6.68)$$

Considerando il rendimento di recupero, il rendimento di conversione effettivo della potenza termica disponibile sarà dato da:

$$\eta_{eff} = \eta_{ciclo} \cdot \chi \quad (6.69)$$

Questo parametro tiene conto non solo dell'efficienza del ciclo ma anche della sua capacità di recuperare il calore disponibile e convertirlo in potenza.

Altri parametri che vale la pena di calcolare sono il rapporto di espansione e il Size Parameter dell'espansore [9]. Il rapporto di espansione è definito come il rapporto tra i volumi specifici tra ingresso e uscita dell'espansore e permette di avere un'idea degli stadi di espansione necessari e degli ingombri:

$$r_{ex,HT} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)_{HT} \quad (6.70)$$

$$r_{ex,LT} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)_{LT} \quad (6.71)$$

Il Size Parameter è un parametro proporzionale alle effettive dimensioni dell'espansore e dà un'idea delle sue dimensioni relative:

$$SP_{HT} = \frac{\sqrt{v_{4,HT} \cdot \dot{m}_{f,HT}}}{(\Delta h_{is,t,HT})^{1/4}} \quad (6.72)$$

$$SP_{LT} = \frac{\sqrt{v_{4,LT} \cdot \dot{m}_{f,LT}}}{(\Delta h_{is,t,LT})^{1/4}} \quad (6.73)$$

Dove $\Delta h_{is,t}$ è il salto entalpico isoentropico del fluido nell'espansore ed è pari a:

$$\Delta h_{is,t} = h_3 - h_{4,is} \quad (6.74)$$

6.2.9. Valutazione economica

La valutazione economica dell'impianto è stata realizzata sulla base delle indicazioni fornite da F.D.E., derivante dalla loro esperienza industriale.

La quota parte più consistente del costo dell'impianto è da attribuirsi ai componenti principali dell'impianto: gli scambiatori di calore (serpentine e scambiatore a tubi multipli), gli espansori, le pompe e l'air cooler. Il costo di acquisto di questi componenti dipende sensibilmente dalle dimensioni (per

gli scambiatori) e dalle potenze (per pompe e espansori). Quindi il costo dei vari componenti può variare a seconda della configurazione, dei parametri caratteristici di ciclo e del fluido utilizzato. È necessario quindi utilizzare delle correlazioni che sulla base della/e grandezza/e caratteristica del componente ne diano una valutazione di costo ragionevole e consistente con la realtà.

Il costo di acquisto dei componenti è valutato facendo uso, per quanto possibile, di correlazioni già utilizzate in letteratura, eventualmente modificate ma confermate da F.D.E.

Tabella 5: Coefficienti per la valutazione del costo di acquisto di alcuni componenti

Componente	Dimensione caratteristica	K_1	K_2	K_3
Espansore	Potenza [kW]	2,248	1,497	-0,162
Scambiatore a tubi multipli	Area [m^2]	2,765	0,728	0,078
Air Cooler	Area [m^2]	4,034	0,234	0,050

Il costo di alcuni componenti (espansori, scambiatore a tubi multipli, air cooler) è valutato utilizzando il costo d'acquisto ("*Purchased cost*") usato nella tecnica del "*Module costing*" sviluppata in [42] ed utilizzata anche in [29], [43], [44], [45], [46] e [47]. La tecnica del "*Module costing*" è una tecnica comune per stimare il costo di un nuovo impianto ed è considerata la migliore tecnica per fare delle stime preliminari del costo di un impianto. Questa tecnica riferisce tutti i costi al costo d'acquisto, "*Purchased cost*", del componente, valutato a determinate condizioni base e permette tramite dei coefficienti di determinare tutti i costi diretti e indiretti associati al componente e alla realizzazione dell'impianto. Di questa tecnica è stato preso in prestito solo il calcolo del "*Purchased cost*", mentre la valutazione dei costi diretti e indiretti è fatta sulla base delle indicazioni e dell'esperienza industriale di F.D.E.

Il "*Purchased cost*" C_p è valutato tramite una correlazione del tipo:

$$\log_{10} C_p = K_1 + K_2 \cdot \log_{10} X + K_3 \cdot (\log_{10} X)^2 \quad (6.75)$$

Dove X è la grandezza caratteristica del componente e K_1, K_2, K_3 sono costanti che dipendono dal componente e sono riportati in Tabella 5.

Le varie costanti K sono ottenute da informazioni fornite dai costruttori nell'estate del 2001. A causa dell'inflazione il costo dei componenti dal 2001 ad oggi è cambiato. È possibile contabilizzare la variazione dei prezzi tramite il *CEPCI* (Chemical Engineering Plant Cost Index). Inoltre poiché le correlazioni e le costanti restituiscono il costo del componente in Dollari è conveniente riportare il risultato in Euro. Tenendo conto di questi dettagli il costo di acquisto attualizzato è dato da:

$$C_{p,2013} = \frac{CEPCI_{2013}}{CEPCI_{2001}} \cdot \frac{C_{p,2001}}{Cambio_{\$/\€}} \quad [€] \quad (6.76)$$

Dove $CEPCI_{2013} = 564$, $CEPCI_{2001} = 397$ e $Cambio_{\$/\€} = 1,35 \text{ \$/€}$.

Il costo ottenuto per l'air cooler è corretto tramite un coefficiente moltiplicativo pari a 0,2 per rendere i risultati consistenti con gli effettivi costi commerciali.

I coefficienti per il costo della turbina si riferiscono a potenze superiori a 100 kW, quindi le potenze ottenibili in questo lavoro risulterebbero fuori scala usando quei valori. Nonostante ciò, i risultati utilizzando quei coefficienti sono consistenti con il costo specifico per unità di potenza ipotizzato e utilizzato in [48] pari a 400 €/kW.

Il costo dell'unità di potenza deve tener conto dell'espansore, della macchina elettrica e dei sistemi di condizionamento dell'energia elettrica (inverter di controllo). Si considera per il costo dell'unità di potenza un contributo fisso da aggiungere al costo dell'espansore, che tenga conto di macchina elettrica e inverter, pari a:

- 20 mila € per l'unità di potenza della configurazione in ciclo semplice con o senza recupero interno ($Pot_{el,net} = 45 - 55 \text{ kW}$)

- 15 mila € per l'unità di potenza del ciclo topping della configurazione Double Stage ($Pot_{el,net} = 30 - 35 kW$)
- 10 mila € per l'unità di potenza del ciclo bottoming della configurazione Double Stage ($Pot_{el,net} = 15 - 20 kW$)

Il costo delle serpentine è calcolato utilizzando una correlazione per il calcolo del costo dei tubi, usata in [28], e corretta del costo di lavorazione per ottenere le serpentine:

$$C_{p,serp} = 4 \cdot (0,897 + 0,21 \cdot D_{ext}[mm]) \cdot L_{tubi}[m] \quad (6.77)$$

Il costo delle pompe, comprensivo di macchina elettrica, è calcolato utilizzando una correlazione usata in [28]:

$$C_{p,pompa} = 900 \cdot \left(\frac{Pot_p[kW]}{0,3} \right)^{0,25} \quad (6.78)$$

Tabella 6: Costi dei materiali ausiliari alla realizzazione dell'impianto

Voce	Costo
Telaio e cofanatura	2000 €
Quadro parallelo rete	2500 €
Linee di collegamento e distribuzione	2000 €
Coibentazione	1500 €
Sensori	2000 €
Automazione	5000 €
Impianto elettrico bordo macchina	4000 €
Montaggio officina (80 h a 30 €/h)	2400 €
Prove a freddo in sede (10 h a 30 €/h)	300 €
Componentistica minore	4000 €
<i>Totale costi ausiliari</i>	<i>28400 €</i>

Il costo di realizzazione dell'impianto deve tenere conto di altri costi oltre a quelli di acquisto dei componenti principali, ovvero i costi dei materiali ausiliari e dei componenti necessari alla realizzazione dell'impianto (manodopera compresa). Questi costi, riportati in Tabella 6, si possono considerare, con buona approssimazione, indipendenti dal tipo di configurazione e quindi si possono considerare dei costi fissi.

Sommando il costo dei componenti principali al costo di acquisto dei componenti ausiliari si ottiene il costo di realizzazione dell'impianto:

$$C_{p,imp} = (\sum C_{p,comp} + \sum C_{p,aux}) \cdot K_{ATEX} \quad (6.79)$$

Nella formula precedente è considerato un coefficiente moltiplicativo K_{ATEX} che tiene in considerazione l'adeguamento dei componenti in base alla direttiva ATEX (*dir. 94/9/CE*). Nel caso in cui il fluido di lavoro (del ciclo topping o bottoming) sia combustibile si considera un aumento del costo dei componenti del 20 % e quindi $K_{ATEX} = 1,2$ mentre nel caso in cui il fluido di lavoro non sia combustibile $K_{ATEX} = 1$.

Per determinare il costo finale bisogna però tenere conto anche dei costi diretti e indiretti che deve sostenere l'azienda, dei costi finanziari e dei costi di progettazione, che sono specifici dell'azienda che deve realizzare l'impianto.

I costi di progettazione incidono sul 5,5 % del costo finale, per cui:

$$C_{prog} = 0,055 \cdot C_{finale} \quad (6.80)$$

I costi finanziari incidono sul 3,5 % del costo finale, per cui:

$$C_{finanz} = 0,035 \cdot C_{finale} \quad (6.81)$$

I costi indiretti dell'azienda incidono sul 22 % del costo finale dell'impianto, per cui:

$$C_{ind} = 0,22 \cdot C_{finale} \quad (6.82)$$

Il costo finale dell'impianto sarà dato dalla somma di tutte le componenti determinate:

$$C_{finale} = C_{p,imp} + C_{prog} + C_{finanz} + C_{ind} \quad (6.83)$$

$$C_{finale} = C_{imp} + (0,055 + 0,035 + 0,22) \cdot C_{finale} \quad (6.84)$$

Dai cui esplicitando si risale al costo finale dell'impianto:

$$C_{finale} = \frac{1}{0,69} \cdot C_{p,imp} \cong 1,45 \cdot C_{p,imp} \quad (6.85)$$

Infine, per determinare il prezzo di listino bisogna fare ulteriori considerazioni. Il prezzo di listino deve tenere conto della possibilità di applicare uno sconto del 10 %, per cui il prezzo di vendita risulta:

$$Prezzo_{vendita} = 0,90 \cdot Prezzo_{listino} \quad (6.86)$$

Il prezzo di vendita deve tenere conto di una percentuale per la commercializzazione pari al 5 %, per cui il prezzo minimo risulta:

$$Prezzo_{minimo} = 0,95 \cdot Prezzo_{vendita} \quad (6.87)$$

Il prezzo minimo deve tenere conto di un utile (ante tasse), al netto del costo finale dell'impianto, pari al 10 %, ovvero:

$$C_{finale} = 0,90 \cdot Prezzo_{minimo} \quad (6.88)$$

Sostituendo opportunamente risulta che:

$$Prezzo_{listino} = \frac{1}{0,90 \cdot 0,95 \cdot 0,90} \cdot C_{finale} \cong 1,3 \cdot C_{finale} \quad (6.89)$$

Rispetto al costo di realizzazione dell'impianto il prezzo di listino si può scrivere come:

$$Prezzo_{listino} \cong 1,3 \cdot 1,45 \cdot C_{p,imp} = 1,885 \cdot C_{p,imp} \quad (6.90)$$

Il prezzo di listino, considerando tutte le componenti di costo e di prezzo, risulta quasi 2 volte il prezzo di realizzazione dell'impianto.

Ciò che potrà interessare un eventuale acquirente sarà il prezzo di vendita (prezzo di listino scontato del 10 %) mentre il costo di realizzazione dell'impianto interessa soprattutto il costruttore.

Affinché possa essere interessante e vendibile l'impianto, il suo costo di realizzazione per l'azienda non deve essere superiore a 2500 €/kW di potenza netta sviluppata (indipendentemente dall'impianto di gassificazione o altro impianto a cui è accoppiato). Quindi per valutare la fattibilità economica dell'impianto si calcolerà il costo di realizzazione dell'impianto per unità di potenza e lo si confronterà con il valore di soglia:

$$C_{p,imp/kW} = C_{p,imp}/Pot_{el,net} < 2500 \text{ €/kW} \quad (6.91)$$

7. Simulazione del modello – Prestazioni termodinamiche

In questo capitolo vengono riportati e analizzati i risultati delle simulazioni del modello considerando inizialmente solo le prestazioni termodinamiche dei fluidi senza entrare in merito al dimensionamento degli scambiatori e alla valutazione economica del ciclo. Vengono discussi i risultati delle simulazioni, in particolar modo evidenziando come variano i parametri caratteristici dei cicli al variare della temperatura di ingresso in turbina (TIT) e della pressione di evaporazione. Nei grafici (raccolti in §7.4) sono riportati i risultati delle simulazioni confrontando il ciclo semplice senza recupero (a linea continua) e il ciclo con recupero (a linea tratteggiata). Si tenga presente che le potenze calcolate e il rendimento di ciclo non tengono conto, in questo capitolo, della potenza del ventilatore dell'air cooler e non sono conteggiate le perdite di carico. Il rendimento di ciclo e la potenza però tengono conto del rendimento delle macchine elettriche.

Le condizioni stagionali medie sono valutate ipotizzando che la temperatura di condensazione (del ciclo semplice o del ciclo bottoming nella configurazione Double Stage) sia 20 °C maggiore della temperatura media dell'aria di 15 °C, come detto in §6.1. I risultati per le condizioni invernali ed estive sono valutati ipotizzando la temperatura media dell'aria pari a 0 °C e a 30 °C rispettivamente.

7.1. Configurazione in ciclo semplice con e senza scambiatore recuperativo (IHE)

7.1.1. Configurazione senza recupero - condizioni stagionali medie

In questa sezione si considera la configurazione in ciclo semplice senza recupero, con fluido condensante a 20 °C sopra la temperatura media stagionale, ovvero 15 °C.

7.1.1.1. Analisi dei parametri al variare della TIT a pressione di evaporazione costante

Viene analizzato e riportato (Grafico 7-Grafico 14) l'andamento dei parametri variando la temperatura di ingresso in turbina (ovvero il surriscaldamento), dalla temperatura di saturazione alla temperatura massima stabilita mantenendo costante la pressione di evaporazione pari a 30 bar.

7.1.1.1.1. Rendimento e lavoro specifico

Il comportamento dei fluidi nella configurazione senza recupero dipende in particolar modo dal tipo di fluido stesso, ovvero se è di tipo "wet", "dry" o "isentropic". Per i fluidi "wet" come l'acqua e il metanolo si vede che all'aumentare della TIT aumenta il rendimento di ciclo. Per i fluidi "isentropic" come il benzene e l'acetone il rendimento aumenta fino a raggiungere un valore massimo e poi cala, mentre per i fluidi "dry" all'aumentare del surriscaldamento diminuisce il rendimento.

Per spiegare questo comportamento si può analizzare l'andamento del lavoro specifico al variare della TIT. Aumentando il surriscaldamento aumenta il lavoro specifico di espansione per tutti i fluidi ma per i fluidi "wet" come l'acqua e il metanolo il suo valore è molto maggiore di quello degli altri fluidi (maggiore è l'entalpia di vaporizzazione del fluido, maggiore è il lavoro specifico in espansione) ed aumenta molto più velocemente dell'entalpia necessaria per riscaldare il fluido. Per i fluidi "isentropic" e

“dry” pur aumentando il lavoro specifico con la TIT l’entalpia necessaria per riscaldare il fluido aumenta più velocemente (l’entalpia di surriscaldamento rispetto alla totale entalpia di riscaldamento è proporzionalmente più importante per i fluidi “dry” che per i fluidi “wet”) motivo per cui con l’aumento del surriscaldamento il rendimento dei fluidi “dry” diminuisce. Per questo motivo nella configurazione senza recupero si evita il surriscaldamento per i fluidi “dry” mentre si predilige per i fluidi “wet” (oltre che per evitare di entrare nella zona del vapore umido durante l’espansione). In ciclo semplice senza recupero il fluido più performante dal punto di vista del rendimento è l’acqua.

7.1.1.1.2. *Potenza e portata*

La potenza ha gli stessi andamenti del rendimento. Infatti la potenza può essere vista anche come prodotto tra il rendimento e la potenza termica assorbita: se la potenza assorbita rimane circa costante la potenza avrà lo stesso andamento del rendimento.

La potenza, a meno dei consumi di pompaggio, può essere anche vista come prodotto tra il lavoro specifico in espansione che aumenta all’aumentare del surriscaldamento e la portata del fluido. A parità di calore disponibile la portata dipende dall’entalpia necessaria al riscaldamento del fluido, quindi all’aumentare del surriscaldamento aumenta anche l’entalpia necessaria al riscaldamento e di conseguenza diminuisce la portata. Come detto precedentemente (§7.1.1.1.1) aumentando il surriscaldamento aumenta anche l’entalpia ma per i fluidi di tipo “dry” aumenta più velocemente rispetto ai fluidi “wet”. Questo è particolarmente evidente osservando il grafico della portata: per l’acqua e il metanolo la diminuzione di portata all’aumentare del surriscaldamento è abbastanza lenta mentre è molto più marcata (si vede dalla pendenza) per gli altri fluidi. Questo spiega gli andamenti analoghi tra rendimento e potenza.

Si può osservare inoltre che i fluidi “wet” a causa delle loro caratteristiche (alta entalpia di vaporizzazione e alto lavoro specifico) richiedono una minore portata rispetto agli altri. In particolar modo l’acqua è il fluido che permette di produrre più potenza e con la portata minore.

7.1.1.1.3. Rapporto di espansione

Il rapporto di espansione, rapporto tra il volume specifico in uscita dalla turbina e quello in ingresso, è un indice degli ingombri dell’espansore. In particolar modo maggiore è il rapporto di espansione, maggiore saranno gli ingombri e più numerosi saranno gli stadi di espansione richiesti. Quindi questo parametro indica la complessità dell’impianto. Poiché il volume specifico dipende dall’inverso della pressione, minore è la pressione di condensazione maggiore è il volume specifico a fine espansione e quindi maggiore è il rapporto di espansione. Per questo motivo ai fluidi che condensano ad una pressione minore di quella atmosferica corrisponde un maggiore rapporto di espansione. È preferibile quindi avere dei rapporti di espansione i più bassi possibile per avere un espansore semplice e contenere le dimensioni. Solo il metanolo e l’acetone hanno rapporti di espansione minori di 100, gli xileni invece hanno rapporti superiori a 1000.

All’aumentare del surriscaldamento il rapporto di espansione, che è inversamente proporzionale al volume specifico in ingresso in turbina (come da equazione (6.70)) diminuisce. Questo perché all’aumentare della TIT il volume specifico di ingresso in turbina aumenta essendo proporzionale alla temperatura¹⁸. Quindi il surriscaldamento sembra benefico per diminuire il rapporto di espansione.

7.1.1.1.4. Size parameter

¹⁸ Considerando in prima approssimazione il vapore un gas perfetto per la legge dei gas perfetti $P \cdot v = R \cdot T$ il volume specifico risulta proporzionale alla temperatura

Il size parameter dà un'indicazione delle dimensioni relative dell'espansore e quindi del suo ingombro e dipende dal volume specifico di fine espansione, dalla portata e dal salto entalpico isoentropico di espansione (da cui dipende il lavoro specifico). All'aumentare del surriscaldamento il size parameter diminuisce in particolar modo a causa della riduzione di portata e all'aumento del salto entalpico. Quindi, anche questo indice dimostra come il surriscaldamento sia benefico per contenere le dimensioni. In particolar modo i fluidi da cui ci si aspetta un espansore più contenuto sono il metanolo e l'acetone, perché hanno portate minori e salti entalpici maggiori degli altri fluidi e un volume specifico a fine espansione contenuto. L'acqua, pur avendo bassa portata e alto salto entalpico, a causa della condensazione a pressione inferiore di quella atmosferica avrà volumi specifici maggiori degli altri due fluidi e per questo il suo size parameter è quasi il doppio di quello di metanolo e acetone. Gli xileni a causa della portata maggiore, del salto entalpico minore e della condensazione a pressione molto inferiore di quella atmosferica, hanno size parameter da 2 a 4 volte maggiori di quelli degli altri fluidi.

7.1.1.1.5. BWR

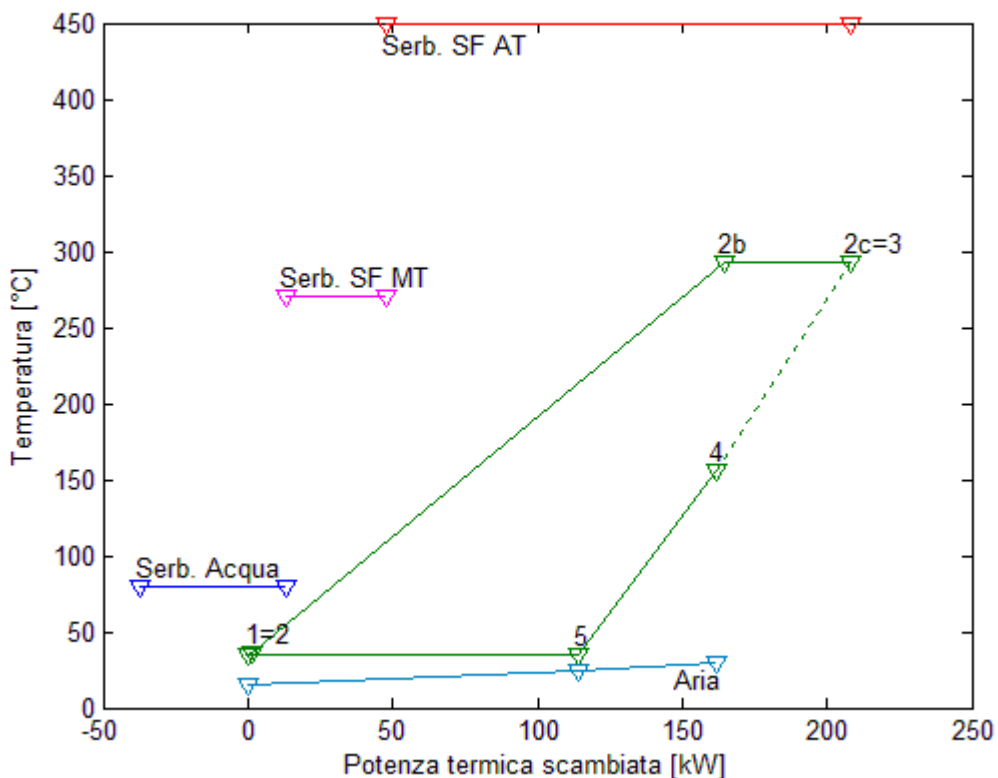
Il BWR, rapporto tra lavoro specifico di pompaggio in fase liquida e lavoro specifico di espansione (equazione (6.65)), diminuisce all'aumentare del surriscaldamento. Questo perché aumentando il surriscaldamento aumenta il salto entalpico, ma mantenendo costante la pressione di evaporazione rimane costante anche il lavoro specifico di pompaggio. I fluidi che presentano una minore incidenza del pompaggio sono i fluidi "wet" come l'acqua e il metanolo, che essendo dal punto di vista molecolare più semplici degli altri fluidi, hanno una densità minore e quindi anche minori costi di pompaggio. I fluidi "dry" ad alta densità hanno BWR che sono più di 4 volte quelli dell'acqua. Maggiori sono i consumi di pompaggio minore sarà la potenza netta e la loro incidenza non può essere trascurata. Inoltre i

consumi di pompaggio danno anche un'idea dell'incidenza che possono avere le perdite di carico nella riduzione della potenza netta. L'acqua è il fluido che presenta il minore BWR con consumi di pompaggio pari a circa lo 0,5 % del lavoro di espansione.

7.1.1.1.6. **Rendimento di recupero**

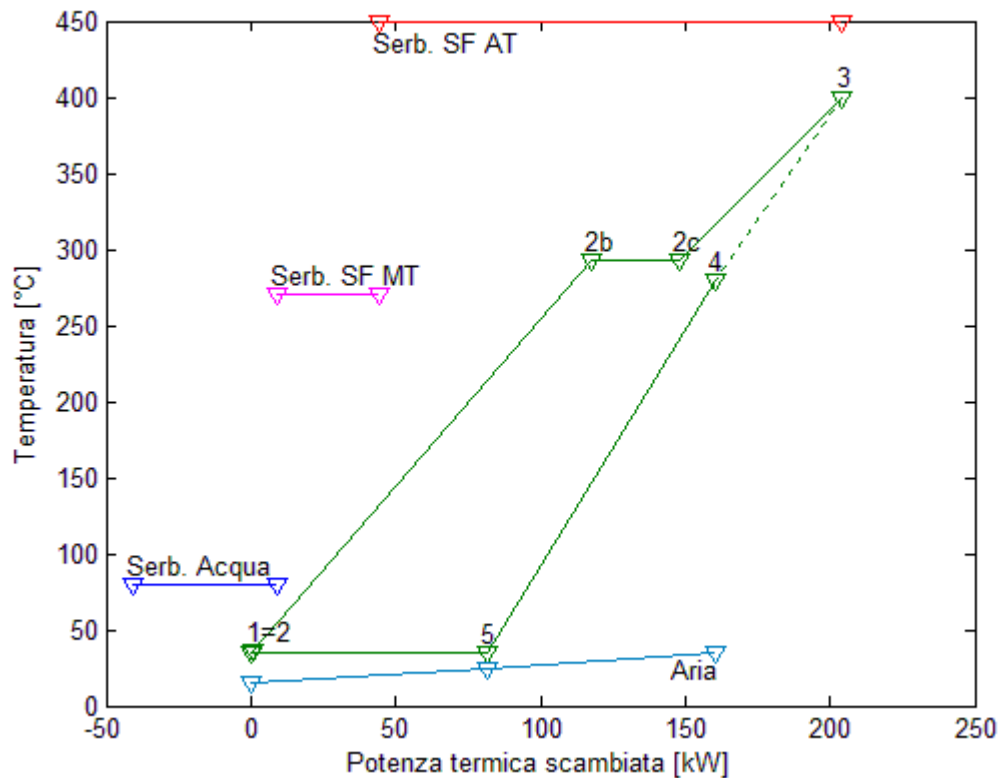
Il rendimento di recupero rappresenta la percentuale di calore che è stato recuperato sul calore totale disponibile. È evidente che nessuno dei fluidi nella configurazione analizzata permetta di recuperare efficacemente tutto il calore disponibile. In particolar modo non si riesce a recuperare tutto il calore disponibile nel serbatoio ad acqua a bassa temperatura mentre si riesce a recuperare tutto quello disponibile negli altri due serbatoi. Il rendimento di recupero ha lo stesso andamento della portata, quindi diminuisce all'aumentare del surriscaldamento: infatti, diminuendo la portata diminuirà anche la potenza termica che il fluido assorbirà dal serbatoio ad acqua. Questo è particolarmente evidente confrontando Figura

Figura 16: Scambio termico tra toluene (a $P_{evap} = 30 \text{ bar}$ e surriscaldamento nullo) e i serbatoi



16 e Figura 17: per il toluene, per esempio, all'aumentare del surriscaldamento, nel grafico Potenza termica-Temperatura, la pendenza della curva di riscaldamento aumenta, significando che diminuiscono la portata e la potenza termica recuperata dal serbatoio a bassa temperatura diminuisce (rimanendo la temperatura di Pinch Point la stessa).

Figura 17: Scambio termico tra toluene (a $P_{evap} = 30 \text{ bar}$ e $TIT = 400 \text{ °C}$) e i serbatoi



7.1.1.2. *Analisi dei parametri al variare della pressione di evaporazione a TIT costante*

Viene analizzato e riportato (Grafico 15-Grafico 22) l'andamento dei parametri variando la pressione di evaporazione da 5 *bar* sopra la pressione di condensazione fino a 30 *bar*, mantenendo costante la temperatura di ingresso in turbina pari a 400 °C.

7.1.1.2.1. *Rendimento e lavoro specifico*

L'andamento del rendimento al variare della pressione di evaporazione è simile per tutti i fluidi indipendentemente dal tipo ed è crescente all'aumentare della pressione con una tendenza ad appiattirsi all'aumentare della pressione, motivo per cui l'aumento della pressione di evaporazione oltre certi valori non porta particolari vantaggi termodinamici oltre ad incidere negativamente sul costo dell'impianto. Questo è maggiormente evidente analizzando il lavoro specifico di espansione che all'aumentare della pressione aumenta leggermente per poi appiattirsi, in maniera più marcata per i fluidi "dry", mentre aumenta in maniera più consistente per i fluidi "wet".

7.1.1.2.2. *Potenza e portata*

La potenza ha esattamente gli stessi andamenti del rendimento. Infatti la potenza può essere vista anche come prodotto tra il rendimento e la potenza termica assorbita: se la potenza assorbita rimane circa costante la potenza avrà lo stesso andamento del rendimento.

La portata di fluido all'aumentare della pressione di evaporazione rimane praticamente costante per i fluidi "wet", mentre aumenta per gli altri fluidi. La pressione di evaporazione determina l'entalpia di vaporizzazione del fluido e questo influisce sulla portata di fluido: aumentando la pressione di evaporazione diminuisce l'entalpia di vaporizzazione e il salto entalpico di surriscaldamento (dalla temperatura di saturazione a quella di ingresso in turbina se quest'ultima rimane costante) e di conseguenza aumenta la portata di fluido a parità di calore disponibile.

7.1.1.2.3. *Rapporto di espansione*

Poiché il volume specifico è inversamente proporzionale alla pressione, maggiore è la pressione di evaporazione minore è il volume specifico all'ingresso della turbina. Per questo motivo, a parità di pressione di

condensazione, all'aumentare della pressione di evaporazione aumenta anche il rapporto di espansione. Per contenere il rapporto di espansione un'idea potrebbe essere quella di contenere la pressione di evaporazione e di aumentare la pressione di condensazione.

7.1.1.2.4. *Size parameter*

Il size parameter dipende dal volume specifico di fine espansione, dalla portata e dal salto entalpico isoentropico di espansione (da cui dipende il lavoro specifico). All'aumentare della pressione di evaporazione il size parameter diminuisce fino ad assestarsi attorno ad un valore costante, in particolar modo a causa della riduzione di portata e all'aumento del salto entalpico.

7.1.1.2.5. *BWR*

Il BWR, rapporto tra lavoro specifico di pompaggio in fase liquida e lavoro specifico di espansione, aumenta all'aumentare della pressione di evaporazione. È chiaro che aumentando la pressione di evaporazione aumentano i costi di pompaggio, ma se il BWR aumenta significa che i costi di pompaggio aumentano molto di più rispetto all'aumento di lavoro specifico. Quindi con l'aumentare della pressione di evaporazione aumenta l'incidenza del pompaggio sulla potenza netta disponibile, indipendentemente dal tipo di fluido.

7.1.1.2.6. *Rendimento di recupero*

Il rendimento di recupero rappresenta la percentuale di calore che è stato recuperato sul calore totale disponibile. Per tutti i fluidi l'aumento di pressione di evaporazione non incide sul rendimento di recupero che è praticamente costante con la pressione. Nessun fluido, come precedentemente detto, riesce a recuperare tutto il calore disponibile (in particolar modo dal serbatoio a bassa temperatura).

7.1.1.3. Confronto stagionale

La variazione della temperatura dell'aria ambiente influisce sulla temperatura e sulla pressione di condensazione del fluido all'interno del ciclo. L'andamento qualitativo dei vari parametri al variare della pressione di evaporazione e della TIT è lo stesso indipendentemente dalla pressione di condensazione, quindi le considerazioni sono analoghe a quelle fatte in precedenza. Vale la pena però valutare di quanto cambiano i parametri relativamente tra di loro con il variare della pressione di condensazione. Per fare questo si prendono come riferimento i parametri dei vari fluidi alla TIT e alla pressione di evaporazione per le quali si ottiene, nelle simulazioni, la potenza maggiore in condizioni stagionali medie (Tabella 7).

Tabella 7: Parametri dei fluidi in condizioni medie: $T_{air} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $T_{cond} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone	Acqua
P_{evap} [bar]	30	30	30	30	30	30	30
T_{evap} [°C]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32	233,85
TIT [°C]	293,07	266,97	338,65	330,33	400,00	313,48	400,00
$T_{surr,in}$ [°C]	0,00	16,63	0,00	0,00	214,99	108,15	166,15
$T_{surr,out}$ [°C]	120,71	105,51	163,31	154,71	141,21	152,29	0,00
$Q_{th,cond}$ [kW]	162,01	164,02	160,09	160,43	156,29	165,19	151,26
P_{cond} [bar]	0,0624	0,1979	0,0158	0,0195	0,2789	0,4652	0,0563
r_{ex}	681,49	168,35	3084,72	2524,35	74,12	59,71	242,31
SP	0,337	0,209	0,584	0,540	0,138	0,135	0,218
Pot_{el} [kW]	42,51	41,11	43,16	42,99	43,59	38,94	47,95
m_f [kg/s]	0,2813	0,2909	0,2421	0,2538	0,1120	0,2161	0,0655
η_{ciclo}	0,2055	0,1982	0,2099	0,2089	0,2156	0,1887	0,2377
η_{rec}	0,8444	0,8466	0,8393	0,8400	0,8254	0,8420	0,8235
η_{eff}	0,1735	0,1678	0,1762	0,1755	0,1779	0,1589	0,1957
$x_{out,t}$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,96
BWR	0,0267	0,0281	0,0224	0,0240	0,0115	0,0245	0,0049
w_t [kJ/kg]	163,92	153,52	192,44	183,17	415,11	194,90	775,07

Rispetto alle condizioni stagionali medie con la $T_{air} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, con la $T_{air} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Tabella 8 e Tabella 9) l'efficienza del ciclo migliora del 7-9 % e la potenza aumenta del 9-13 % a seconda del fluido. I rapporti di espansione praticamente raddoppiano perché diminuisce la pressione di condensazione

e il size parameter aumenta del 40 %. Grazie alla minore pressione di condensazione aumenta anche il lavoro specifico estraibile durante l'espansione e, di conseguenza, aumentano potenza e rendimento di ciclo. Il BWR diminuisce per il maggiore lavoro specifico non risentendo del maggiore costo di pompaggio. La portata rimane la stessa perché la temperatura di Pinch Point non cambia. Aumenta però il rendimento di recupero del 3 % perché diminuendo la minima temperatura di ciclo e rimanendo la portata costante si riesce a recuperare una piccola frazione di calore in più.

Tabella 8: Parametri dei fluidi in condizioni invernali: $T_{air} = 0\text{ }^{\circ}\text{C} - T_{cond} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone	Acqua
P_{evap} [bar]	30	30	30	30	30	30	30
T_{evap} [°C]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32	233,85
TIT [°C]	293,07	266,97	338,65	330,33	400,00	313,48	400,00
$T_{surr,in}$ [°C]	0,00	16,63	0,00	0,00	214,99	108,15	166,15
$T_{surr,out}$ [°C]	124,43	108,16	167,58	158,93	130,08	152,43	0,00
Qth_{cond} [kW]	164,17	166,39	161,73	162,14	155,64	166,70	150,88
P_{cond} [bar]	0,0292	0,1003	0,0066	0,0083	0,1297	0,2466	0,0234
r_{ex}	1420,55	322,74	7168,86	5779,70	150,31	109,25	545,81
SP	0,474	0,281	0,869	0,797	0,192	0,177	0,320
Pot_{el} [kW]	47,32	46,10	47,72	47,61	48,28	44,13	52,22
m_f [kg/s]	0,2813	0,2909	0,2421	0,2538	0,1120	0,2161	0,0655
η_{ciclo}	0,2210	0,2144	0,2250	0,2242	0,2338	0,2069	0,2536
η_{rec}	0,8739	0,8777	0,8656	0,8668	0,8429	0,8705	0,8403
η_{eff}	0,1931	0,1882	0,1948	0,1943	0,1971	0,1801	0,2131
$x_{out,t}$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,94
BWR	0,0237	0,0248	0,0201	0,0214	0,0103	0,0214	0,0044
w_t [kJ/kg]	181,86	171,52	212,23	202,24	459,15	220,14	843,55

Tabella 9: Variazione dei parametri nelle condizioni invernali rispetto le condizioni medie

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone	Acqua
r_{ex}	108,45%	91,71%	132,40%	128,96%	102,79%	82,97%	125,26%
SP	40,68%	34,67%	48,76%	47,61%	38,86%	31,21%	46,94%
Pot_{el} [kW]	11,32%	12,15%	10,58%	10,73%	10,76%	13,35%	8,88%
m_f [kg/s]	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
η_{ciclo}	7,56%	8,17%	7,21%	7,31%	8,46%	9,64%	6,71%

η_{rec}	3,50%	3,67%	3,14%	3,19%	2,12%	3,39%	2,04%
η_{eff}	11,32%	12,15%	10,58%	10,73%	10,76%	13,35%	8,88%
<i>BWR</i>	-11,21%	-11,82%	-10,59%	-10,74%	-10,75%	-12,69%	-8,40%
w_t [kJ/kg]	10,94%	11,72%	10,28%	10,41%	10,61%	12,95%	8,84%

Tabella 10: Parametri dei fluidi in condizioni estive: $T_{air} = 30\text{ }^\circ\text{C} - T_{cond} = 50\text{ }^\circ\text{C}$

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone	Acqua
P_{evap} [bar]	30	30	30	30	30	30	30
T_{evap} [°C]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32	233,85
<i>TIT</i> [°C]	293,07	266,97	338,65	330,33	400,00	313,48	400,00
$T_{surr,in}$ [°C]	0,00	16,63	0,00	0,00	214,99	108,15	166,15
$T_{surr,out}$ [°C]	116,02	101,83	158,07	149,52	151,90	151,08	0,00
$Q_{th_{cond}}$ [kW]	159,28	161,12	157,91	158,17	156,85	163,20	151,50
P_{cond} [bar]	0,1229	0,3621	0,0341	0,0416	0,5548	0,8195	0,1235
r_{ex}	354,12	94,27	1454,99	1206,83	39,35	34,80	117,55
<i>SP</i>	0,250	0,161	0,412	0,383	0,104	0,107	0,155
Pot_{el} [kW]	38,03	36,44	38,94	38,72	38,83	34,06	43,83
m_f [kg/s]	0,2813	0,2909	0,2421	0,2538	0,1120	0,2161	0,0655
η_{ciclo}	0,1907	0,1826	0,1956	0,1945	0,1963	0,1710	0,2217
η_{rec}	0,8140	0,8148	0,8123	0,8125	0,8073	0,8129	0,8068
η_{eff}	0,1552	0,1487	0,1589	0,1580	0,1585	0,1390	0,1789
$x_{out,t}$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,97
<i>BWR</i>	0,0302	0,0320	0,0251	0,0270	0,0130	0,0281	0,0053
w_t [kJ/kg]	147,24	136,70	174,15	165,53	370,35	171,21	708,73

Tabella 11: Variazione dei parametri nelle condizioni estive rispetto le condizioni medie

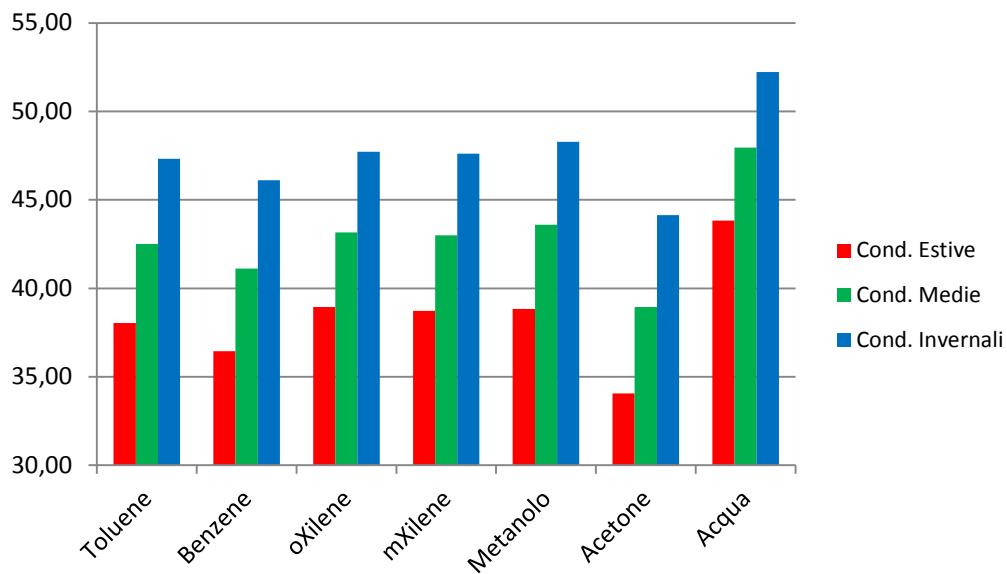
	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone	Acqua
r_{ex}	-48,04%	-44,00%	-52,83%	-52,19%	-46,91%	-41,72%	-51,49%
<i>SP</i>	-25,95%	-22,96%	-29,58%	-29,08%	-25,03%	-21,15%	-28,77%
Pot_{el} [kW]	-10,53%	-11,35%	-9,78%	-9,93%	-10,93%	-12,52%	-8,61%
m_f [kg/s]	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
η_{ciclo}	-7,20%	-7,88%	-6,78%	-6,88%	-8,93%	-9,40%	-6,71%
η_{rec}	-3,60%	-3,76%	-3,22%	-3,28%	-2,20%	-3,45%	-2,04%
η_{eff}	-10,53%	-11,35%	-9,78%	-9,93%	-10,93%	-12,52%	-8,61%
<i>BWR</i>	12,96%	13,80%	12,07%	12,29%	13,12%	15,01%	9,78%
w_t [kJ/kg]	-10,18%	-10,96%	-9,51%	-9,63%	-10,78%	-12,15%	-8,56%

Rispetto alle condizioni stagionali medie con la $T_{air} = 15\text{ }^\circ\text{C}$, con la $T_{air} = 30\text{ }^\circ\text{C}$ (

Tabella 10-Tabella 11) l'efficienza del ciclo peggiora del 7-9 % e la potenza diminuisce del 9-12 % a seconda del fluido. I rapporti di espansione praticamente dimezzano per l'aumento della pressione di condensazione e il size parameter diminuisce del 20-30 %. Diminuisce il lavoro specifico e di conseguenza aumenta il BWR. La portata rimane la stessa perché la temperatura di Pinch Point non cambia. Diminuisce però il rendimento di recupero del 3-4 % perché aumenta la minima temperatura di ciclo e rimanendo la portata costante si riesce a recuperare meno calore.

In maniera efficace si può vedere la variazione della potenza al variare delle condizioni stagionali e del fluido nel Grafico 1.

Grafico 1: Potenza [kW] al variare delle condizioni stagionali per il ciclo semplice senza recupero



7.1.1.4. Considerazioni generali

Dall'analisi effettuata è importante notare come la pressione di condensazione, e quindi la temperatura di condensazione, influenzi molto di più le prestazioni rispetto la pressione di evaporazione. Tutti i fluidi, nelle condizioni di funzionamento analizzate, condensano sotto vuoto: realizzare un impianto che lavora a pressione inferiore di quella atmosferica è più

complesso e costoso perché è necessario anche un degasatore per evitare le infiltrazioni di aria nell'impianto che possono creare dei problemi (cfr. §5.1.9). Inoltre le basse pressioni di condensazione determinano grandi portate volumetriche a fine espansione, quindi maggiori ingombri, e soprattutto alti rapporti di espansione. Il valore del rapporto di espansione è determinante anche per la selezione del tipo di espansore e per il numero di stadi di espansione necessari. Quando il rapporto di espansione è minore di 50 si possono ottenere efficienze isoentropiche di espansione $\eta_{is,t}$ maggiori di 0,80 usando una turbina monostadio [9]. È chiaro quindi che quando i rapporti di espansione sono molto alti, oltre ai problemi legati alla pressione inferiore a quella atmosferica, ci sono i problemi legati alla maggiore complessità impiantistica derivante dalla suddivisione dell'espansione in più stadi. Inoltre bisogna tenere presente che per le potenze ottenibili in questo lavoro non sono disponibili sul mercato espansori che sfruttano rapporti di espansione particolarmente elevati. Si può pensare di ridurre il rapporto di espansione eventualmente limitando la pressione di evaporazione (la potenza e le prestazioni ne risentono relativamente poco mentre si riduce sensibilmente il valore del rapporto di espansione) oppure aumentando la temperatura di condensazione.

Indipendentemente dalla pressione di evaporazione e dalla temperatura di ingresso in turbina, il ciclo ad acqua, in configurazione semplice, è il più efficiente ($\eta_{ciclo} > 0,23$) e permette di produrre più potenza tra i fluidi analizzati ($Pot > 45 kW$), mentre l'acetone è il meno performante. Alle alte pressioni e TIT i fluidi di tipo "wet" spiccano per efficienza e potenza prodotta rispetto gli altri fluidi. Infatti, in configurazione semplice, il surriscaldamento per i fluidi "dry" e "isentropic" non è affatto benefico, per cui è preferibile evitarlo.

7.1.2. Configurazione con recupero - condizioni stagionali medie

A parità di pressioni e temperature, nella configurazione con recupero i parametri come il rapporto di espansione, il BWR e il lavoro specifico sono gli stessi della configurazione senza recupero essendo parametri che dipendono solo da temperatura e pressione. La configurazione a recupero non viene considerata con l'acqua, mentre con il metanolo solo quando a fine espansione il vapore è surriscaldato. Con l'acqua teoricamente si potrebbe adottare la configurazione rigenerativa come avviene nei grandi impianti termoelettrici. È chiaro però che date le dimensioni in gioco una simile complessità nel caso analizzato non avrebbe senso.

7.1.2.1. *Analisi dei parametri al variare della TIT a pressione di evaporazione costante*

Viene analizzato e riportato l'andamento dei parametri variando la temperatura di ingresso in turbina (ovvero il surriscaldamento), dalla temperatura di saturazione alla temperatura massima stabilita mantenendo costante la pressione di evaporazione pari a 30 *bar*.

7.1.2.1.1. *Rendimento*

I benefici del recupero di calore per preriscaldare il fluido allo stato liquido in uscita dalla pompa con lo stesso fluido allo stato di vapore surriscaldato in uscita dalla turbina sono particolarmente evidenti con i fluidi del tipo "dry". In particolar modo più il fluido è "dry" più il rendimento è alto. Si può notare in particolar modo che maggiore è la temperatura critica del fluido maggiore è il suo rendimento in configurazione con recupero. Con l'aumento della TIT aumenta il rendimento di ciclo, perché aumenta il surriscaldamento del fluido all'uscita della turbina e di conseguenza aumenta la temperatura del fluido all'inizio dello scambio con

le sorgenti esterne. Aumentando questa temperatura aumenta la temperatura media alla quale il fluido riceve calore dall'esterno e di conseguenza aumenta anche il rendimento. Rispetto la configurazione senza recupero il rendimento è molto più alto perché a parità di lavoro specifico di espansione, con il recupero si riduce l'entalpia di riscaldamento che è necessario soddisfare tramite l'apporto esterno. La configurazione rigenerativa è particolarmente vantaggiosa per le prestazioni perché permette di aumentare fino a 10 punti percentuali il rendimento, ad esempio con gli xileni e il toluene.

7.1.2.1.2. Potenza e portata

La potenza ha andamenti simili al rendimento per motivazioni analoghe a quelle fatte in precedenza.

Allo stesso modo la portata all'aumentare del surriscaldamento diminuisce poiché aumenta l'entalpia necessaria al riscaldamento del fluido, per cui è richiesta meno portata per recuperare la medesima quantità di calore.

A parità di fluido la configurazione con recupero permette di aumentare la potenza erogata di 10 – 15 kW. Inoltre le portate sono maggiori per la configurazione recuperativa perché è minore l'entalpia di riscaldamento da supplire tramite sorgenti di calore esterne. Diversamente dalla configurazione senza recupero l'andamento della portata nella configurazione con recupero è molto più lineare.

La diminuzione di potenza degli xileni per la massima temperatura è spiegabile tramite considerazioni che verranno fatte in seguito.

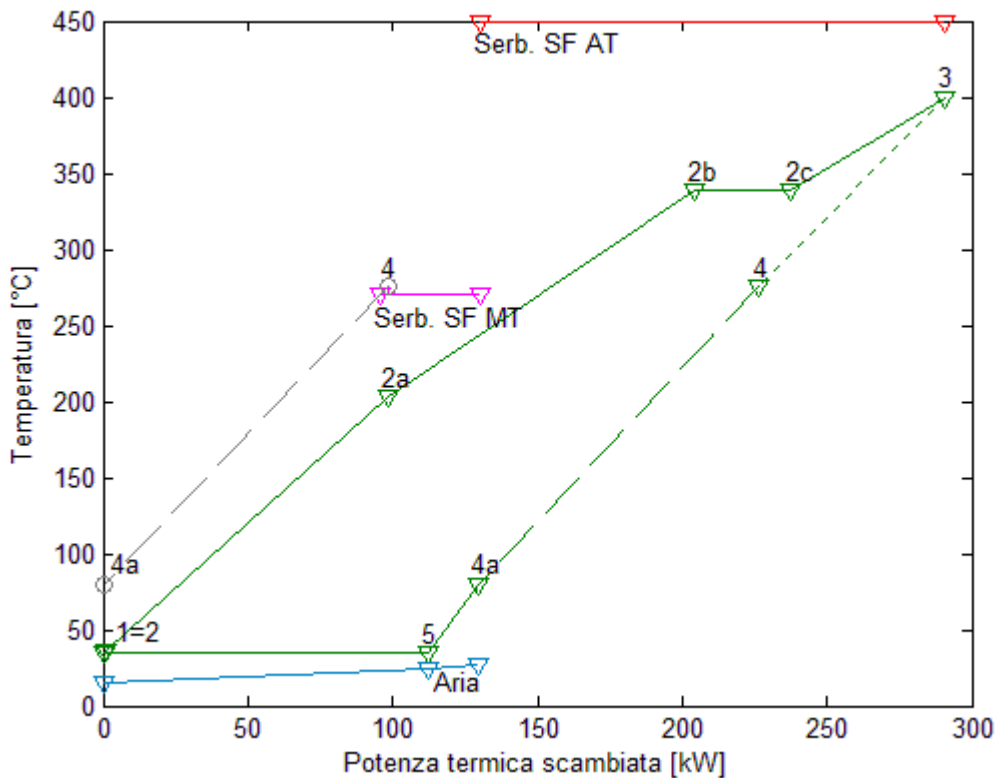
La potenza del metanolo ricalca per basse TIT l'andamento della configurazione senza recupero mentre per alte TIT aumenta. Questo perché, essendo il metanolo un fluido "wet", alle basse TIT a fine espansione il fluido si trova nella zona del vapore umido, mentre aumentando la TIT si trova nella zona del vapore surriscaldato.

7.1.2.1.3. Size parameter

Il size parameter, come già detto, dipende da portata, salto entalpico isoentropico in turbina e volume specifico di fine espansione. Rispetto al caso senza recupero, il size parameter ha andamento appena decrescente, quasi costante e maggiore rispetto alla configurazione più semplice a causa della maggiore portata.

7.1.2.1.4. Rendimento di recupero

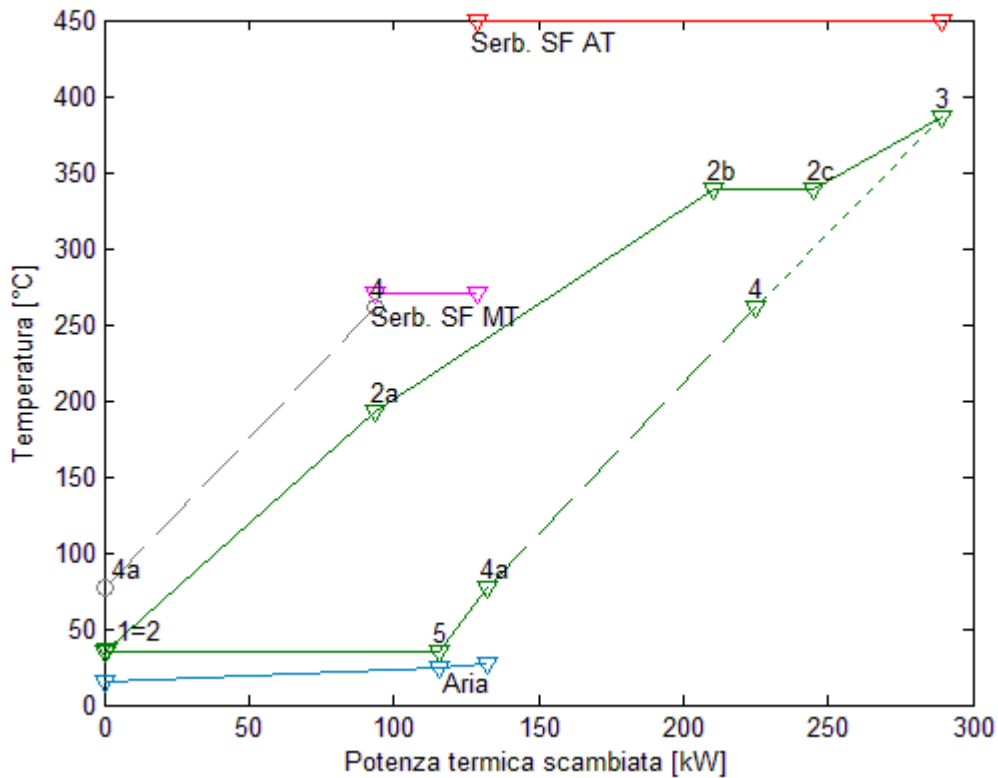
Figura 18: Scambio termico per l'oXilene (a $P_{evap} = 30 \text{ bar}$ e $TIT = 400 \text{ °C}$)



Il rendimento di recupero al variare della TIT è costante, ma inferiore all'unità. I cicli con recupero, recuperano tutto il calore dai serbatoi ad alta temperatura tralasciando il calore disponibile in quello a bassa temperatura. Per la massima temperatura si nota però un calo del rendimento di recupero per gli xileni e il toluene: a causa del vincolo di Pinch Point, con lo specifico rendimento dello scambiatore di recupero imposto nella simulazione, non si riesce a recuperare tutto il calore dal serbatoi di media temperatura. Questo

si intuisce particolarmente bene confrontando i grafici di Figura 19 e Figura 18: si può vedere come per il caso con la TIT maggiore parte della potenza termica disponibile nel serbatoio di sali fusi a media temperatura non è recuperato perché fornito tramite recupero interno. Per questo motivo la potenza assorbita è minore di quella massima disponibile e questo spiega anche perché la potenza per la massima TIT ha un calo rispetto all'andamento che dovrebbe seguire simile a quello del rendimento.

Figura 19: Scambio termico per l'oXilene (a $P_{evap} = 30 \text{ bar}$ e $TIT = 386 \text{ °C}$)



7.1.2.2. *Analisi dei parametri al variare della pressione di evaporazione a TIT costante*

Viene analizzato e riportato l'andamento dei parametri variando la pressione di evaporazione da 5 bar sopra la pressione di condensazione fino a 30 bar, mantenendo costante la temperatura di ingresso in turbina pari a 400 °C.

7.1.2.2.1. *Rendimento*

L'andamento del rendimento al variare della pressione di evaporazione è simile per tutti i fluidi indipendentemente dal tipo ed è crescente all'aumentare della pressione con una tendenza ad appiattirsi all'aumentare della pressione, similmente alla configurazione senza recupero.

7.1.2.2.2. *Potenza e portata*

La potenza ha esattamente gli stessi andamenti del rendimento a meno di salti dovuti alla minore potenza termica recuperata a causa dei vincoli di Pinch Point, come per gli xileni e il toluene. Infatti con il variare della pressione di evaporazione varia il calore recuperato dall'esterno perché varia il punto in cui si rispetta il vincolo del Pinch Point, in maniera simile a quanto visto in Figura 19 e Figura 18.

Per questo stesso motivo anche la portata presenta un andamento discontinuo.

7.1.2.2.3. *Size parameter*

Il size parameter dipende dal volume specifico di fine espansione, dalla portata e dal salto entalpico isoentropico di espansione. Rispetto al caso senza recupero la portata è maggiore e quindi maggiore è anche il size parameter. Inoltre nel caso in cui la portata ha una discontinuità anche il size parameter ne presenterà una.

7.1.2.2.4. *Rendimento di recupero*

Il rendimento di recupero al variare della pressione di evaporazione è costante ma inferiore all'unità. I cicli con recupero recuperano tutto il calore dai serbatoi ad alta temperatura tralasciando il calore disponibile in quello a bassa temperatura. Per un certo valore di pressione di evaporazione però, per gli xileni e il toluene, si ha un calo del rendimento di recupero: a causa del vincolo di Pinch Point, con lo specifico rendimento dello scambiatore di recupero imposto nella simulazione, non si riesce a recuperare tutto il calore

dal serbatoio di media temperatura. Per questo motivo la potenza termica assorbita è minore di quella massima disponibile e questo spiega anche perché la potenza al variare della pressione di evaporazione presenta una discontinuità per questi fluidi.

7.1.2.3. Confronto stagionale

Tabella 12: Parametri dei fluidi in condizioni medie: $T_{atm} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $T_{cond} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone
P_{evap} [bar]	30	30	30	30	30	30
T_{evap} [$^{\circ}\text{C}$]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32
TIT [$^{\circ}\text{C}$]	400,00	400,00	393,18	392,26	400,00	400,00
$T_{surr,in}$ [$^{\circ}\text{C}$]	106,93	149,66	54,54	61,93	214,99	194,68
$T_{surr,out}$ [$^{\circ}\text{C}$]	46,95	48,44	43,66	43,84	17,54	41,51
$Q_{th_{cond}}$ [kW]	133,21	136,31	131,89	132,37	145,04	139,93
P_{cond} [bar]	0,0624	0,1979	0,0158	0,0195	0,2789	0,4652
r_{ex}	484,19	141,66	2180,10	1732,15	74,12	57,51
SP	0,359	0,220	0,653	0,598	0,144	0,148
Pot_{el} [kW]	58,12	55,63	59,82	59,37	47,40	52,20
m_f [kg/s]	0,2857	0,2816	0,2849	0,2913	0,1218	0,2394
η_{ciclo}	0,2988	0,2853	0,3068	0,3045	0,2431	0,2677
η_{rec}	0,7940	0,7959	0,7959	0,7959	0,7959	0,7959
η_{eff}	0,2372	0,2271	0,2442	0,2423	0,1935	0,2131
$x_{out,t}$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
BWR	0,0200	0,0203	0,0191	0,0200	0,0115	0,0203
w_t [kJ/kg]	218,96	212,72	225,82	219,44	415,11	234,81

Come per il caso semplice la variazione della temperatura dell'aria ambiente influisce sulla temperatura e sulla pressione di condensazione del fluido all'interno del ciclo. L'andamento qualitativo dei vari parametri al variare della pressione di evaporazione e della TIT è lo stesso indipendentemente dalla pressione di condensazione, quindi le considerazioni sono analoghe a quelle fatte in precedenza. Vale la pena però valutare di quanto cambiano i parametri relativamente tra di loro con il variare della pressione di condensazione. Per fare questo si confrontano i parametri dei vari fluidi alla TIT e alla pressione di evaporazione si ottiene,

nelle simulazioni, la potenza maggiore in condizioni stagionali medie (Tabella 12).

Rispetto alle condizioni stagionali medie con la $T_{air} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, con la $T_{air} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Tabella 13 e Tabella 14) l'efficienza del ciclo migliora del 5-7,5 % e la potenza aumenta similmente. I rapporti di espansione praticamente raddoppiano, come nella configurazione senza recupero, perché diminuisce la pressione di condensazione e il size parameter aumenta del 30-40 %. Grazie alla minore pressione di condensazione aumenta anche il lavoro specifico estraibile durante l'espansione. Il BWR diminuisce per il maggiore lavoro specifico non risentendo del maggiore costo di pompaggio. La portata diminuisce del 4-5 % e il rendimento di recupero non varia se non minimamente.

Tabella 13: Parametri dei fluidi in condizioni invernali: $T_{air} = 0\text{ }^{\circ}\text{C} - T_{cond} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone
P_{evap} [bar]	30	30	30	30	30	30
T_{evap} [$^{\circ}\text{C}$]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32
TIT [$^{\circ}\text{C}$]	400,00	400,00	393,18	392,26	400,00	400,00
$T_{surr,in}$ [$^{\circ}\text{C}$]	106,93	149,66	54,54	61,93	214,99	194,68
$T_{surr,out}$ [$^{\circ}\text{C}$]	48,33	49,77	44,98	45,30	17,27	42,06
Qth_{cond} [kW]	129,74	132,34	128,29	128,73	141,80	135,78
P_{cond} [bar]	0,0292	0,1003	0,0066	0,0083	0,1297	0,2466
r_{ex}	1013,66	273,04	5077,05	3975,29	150,31	105,50
SP	0,496	0,289	0,951	0,865	0,197	0,190
Pot_{el} [kW]	61,87	59,41	63,26	62,83	50,49	56,15
m_f [kg/s]	0,2737	0,2682	0,2728	0,2788	0,1171	0,2271
η_{ciclo}	0,3173	0,3047	0,3244	0,3222	0,2589	0,2879
η_{rec}	0,7959	0,7959	0,7959	0,7959	0,7959	0,7959
η_{eff}	0,2525	0,2425	0,2582	0,2564	0,2061	0,2292
$x_{out,t}$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
BWR	0,0178	0,0179	0,0171	0,0179	0,0103	0,0177
w_t [kJ/kg]	242,73	237,86	248,81	242,02	459,15	265,42

Tabella 14: Variazione dei parametri nelle condizioni invernali rispetto le condizioni medie

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone
r_{ex}	109,35%	92,74%	132,88%	129,50%	102,79%	83,44%

<i>SP</i>	38,01%	31,76%	45,75%	44,63%	36,16%	27,95%
<i>Pot_{el} [kW]</i>	6,46%	6,80%	5,73%	5,83%	6,50%	7,57%
<i>m_f [kg/s]</i>	-4,21%	-4,75%	-4,25%	-4,28%	-3,85%	-5,11%
<i>η_{ciclo}</i>	6,20%	6,80%	5,73%	5,83%	6,50%	7,57%
<i>η_{rec}</i>	0,25%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
<i>η_{eff}</i>	6,46%	6,80%	5,73%	5,83%	6,50%	7,57%
<i>BWR</i>	-11,14%	-11,90%	-10,51%	-10,64%	-10,75%	-12,76%
<i>w_t [kJ/kg]</i>	10,86%	11,82%	10,18%	10,29%	10,61%	13,04%

Tabella 15: Parametri dei fluidi in condizioni estive: $T_{air} = 30\text{ °C} - T_{cond} = 50\text{ °C}$

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone
<i>P_{evap} [bar]</i>	30	30	30	30	30	30
<i>T_{evap} [°C]</i>	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32
<i>TIT [°C]</i>	400,00	400,00	393,18	392,26	400,00	400,00
<i>T_{surr,in} [°C]</i>	106,93	149,66	54,54	61,93	214,99	194,68
<i>T_{surr,out} [°C]</i>	45,39	46,90	42,16	42,24	17,45	40,69
<i>Q_{th,cond} [kW]</i>	130,87	136,98	131,02	132,55	148,53	144,11
<i>P_{cond} [bar]</i>	0,1229	0,3621	0,0341	0,0416	0,5548	0,8195
<i>r_{ex}</i>	250,72	79,00	1026,50	826,45	39,35	33,45
<i>SP</i>	0,265	0,171	0,461	0,427	0,111	0,120
<i>Pot_{el} [kW]</i>	52,15	50,66	54,63	54,58	44,08	48,22
<i>m_f [kg/s]</i>	0,2857	0,2888	0,2878	0,2966	0,1271	0,2527
<i>η_{ciclo}</i>	0,2805	0,2660	0,2896	0,2870	0,2261	0,2473
<i>η_{rec}</i>	0,7588	0,7773	0,7700	0,7761	0,7959	0,7959
<i>η_{eff}</i>	0,2129	0,2068	0,2230	0,2228	0,1799	0,1968
<i>x_{out,t}</i>	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
<i>BWR</i>	0,0226	0,0231	0,0214	0,0225	0,0130	0,0234
<i>w_t [kJ/kg]</i>	197,05	189,52	204,66	198,65	370,35	206,24

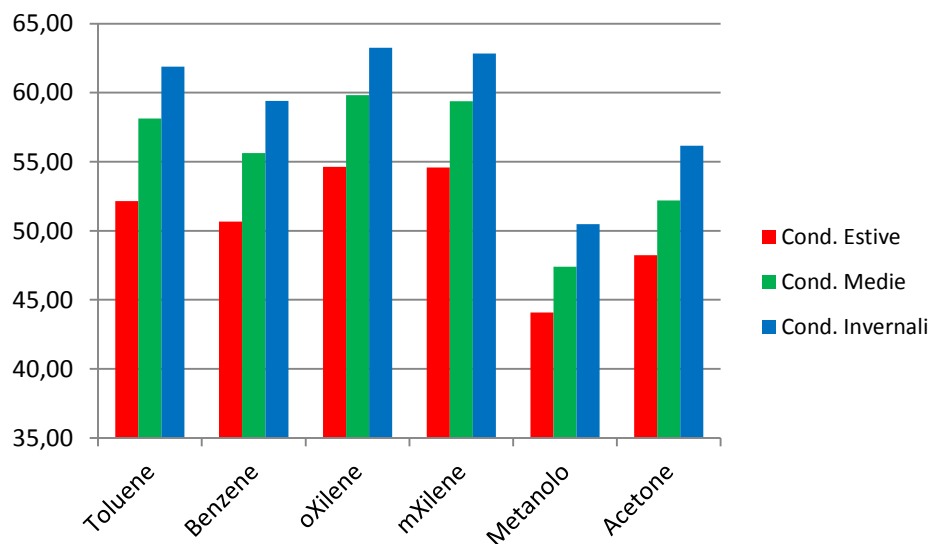
Tabella 16: Variazione dei parametri nelle condizioni estive rispetto le condizioni medie

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone
<i>r_{ex}</i>	-48,22%	-44,23%	-52,91%	-52,29%	-46,91%	-41,83%
<i>SP</i>	-26,12%	-22,16%	-29,32%	-28,54%	-23,39%	-19,06%
<i>Pot_{el} [kW]</i>	-10,26%	-8,93%	-8,69%	-8,07%	-7,00%	-7,62%
<i>m_f [kg/s]</i>	0,00%	2,54%	1,01%	1,84%	4,41%	5,54%
<i>η_{ciclo}</i>	-6,10%	-6,75%	-5,62%	-5,72%	-7,00%	-7,62%
<i>η_{rec}</i>	-4,43%	-2,34%	-3,25%	-2,49%	0,00%	0,00%
<i>η_{eff}</i>	-10,26%	-8,93%	-8,69%	-8,07%	-7,00%	-7,62%
<i>BWR</i>	12,75%	13,74%	11,91%	12,10%	13,12%	15,03%
<i>w_t [kJ/kg]</i>	-10,00%	-10,91%	-9,37%	-9,48%	-10,78%	-12,16%

Rispetto alle condizioni stagionali medie con la $T_{air} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, con la $T_{air} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Tabella 15 e Tabella 16) l'efficienza del ciclo peggiora del 5,5-7,5 % e la potenza diminuisce del 7-10 % a seconda del fluido. I rapporti di espansione praticamente dimezzano per l'aumento della pressione di condensazione e il size parameter diminuisce del 20-30 %. Diminuisce il lavoro specifico e di conseguenza aumenta il BWR. La portata varia dallo 0 al 5 % a seconda del fluido e il rendimento di recupero cala leggermente.

In maniera efficace si può vedere la variazione della potenza al variare delle condizioni stagionali e del fluido nel Grafico 1.

Grafico 2: Potenza [kW] al variare delle condizioni stagionali per il ciclo semplice con recupero



7.1.2.4. Considerazioni generali

Il recupero interno è benefico in termini di rendimento perché aumenta la temperatura media a cui viene fornito calore dall'esterno e riduce al contempo anche il calore che viene rigettato all'esterno dal ciclo tramite condensazione. Il rendimento aumenta fino a 10 punti percentuali in particolar modo per gli xileni e il toluene ($\eta_{ciclo} > 0,29$). La potenza elettrica aumenta anche di 15 kW ($Pot > 55\text{ kW}$) rispetto la configurazione senza recupero, ovvero anche più del 30 %. In termini di rendimento e di potenza prodotta i fluidi migliori sono quelli di tipo "dry" ed in particolar modo gli

xileni e il toluene. A causa però della bassa pressione di condensazione i rapporti di espansione sono elevatissimi per cui, nonostante le alte efficienze teoriche, è improponibile (e irrealizzabile per la mancanza di componenti commerciali che sfruttano flussi con rapporti di espansione così elevati nelle piccole taglie) pensare di realizzare simili impianti nella pratica per le potenze in gioco.

Seppure meno performanti, destano interesse il benzene e l'acetone: rispetto gli altri fluidi hanno pressioni di condensazione, seppur subatmosferiche, molto più alte (e non a vuoto spinto) e il rapporto di espansione in condizioni stagionali medie è di almeno un ordine di grandezza inferiore a quello degli altri fluidi. Anche rispetto al ciclo ad acqua in configurazione semplice senza recupero hanno prestazioni migliori, sia in termini di efficienza e di potenza ma anche di minori rapporti di espansione.

7.2. Configurazione in ciclo Double-Stage con e senza scambiatore recuperativo (IHE)

In questa sezione verranno analizzati prima separatamente il ciclo topping e il ciclo bottoming, poi verranno fatte delle considerazioni sul ciclo double stage derivante dall'accoppiamento di ciclo topping e bottoming.

7.2.1. Ciclo topping senza recupero

La temperatura e la pressione di condensazione del ciclo topping sono svincolate dalla temperatura dell'aria esterna e quindi le prestazioni del ciclo topping non sono influenzate dalle condizioni stagionali. Per contenere il rapporto di espansione e non lavorare a vuoto spinto nel ciclo topping, è preferibile condensare ad una pressione almeno pari a quella atmosferica (cfr. § 5.1.9). Per questo motivo le simulazioni del ciclo topping sono fatte con una temperatura di condensazione di 80 °C per benzene, metanolo e acetone mentre per gli altri fluidi la temperatura di condensazione è

aumentata fino la temperatura di saturazione corrispondente alla pressione atmosferica, riportata in Tabella 2.

7.2.1.1. *Analisi dei parametri al variare della TIT a pressione di evaporazione costante*

Viene analizzato e riportato (Grafico 23-Grafico 30) l'andamento dei parametri variando la temperatura di ingresso in turbina (ovvero il surriscaldamento), dalla temperatura di saturazione alla temperatura massima stabilita mantenendo costante la pressione di evaporazione pari a 30 bar.

Il rendimento e il lavoro specifico del ciclo topping hanno andamenti simili a quelli del ciclo semplice, ovviamente i valori assoluti al variare della TIT saranno diversi a causa della mutata pressione di condensazione. A causa della maggiore pressione di condensazione, sarà minore il salto entalpico in turbina e questo è particolarmente evidente su potenza e rendimento. Quindi, pur rimanendo simile l'andamento varia la posizione relativa tra le curve dei diversi fluidi rispetto ai grafici relativi al ciclo semplice. Per esempio, il toluene e il benzene (e anche l'acetone) che in ciclo semplice avevano rendimento minore degli xileni e del metanolo, pur lavorando tra il medesimo salto di pressione, in ciclo topping hanno rendimento maggiore. Osservazioni analoghe possono essere fatte anche per gli altri parametri.

Al variare della TIT la potenza ha lo stesso andamento del rendimento e la portata presenta gli stessi andamenti osservati per il ciclo semplice, con una sua diminuzione all'aumentare della TIT. In valore assoluto la portata è leggermente maggiore rispetto alla configurazione semplice perché aumentando la temperatura di condensazione diminuisce l'entalpia necessaria a riscaldare il fluido e quindi per recuperare la stessa potenza termica deve aumentare la portata.

Il rapporto di espansione, a causa della pressione di condensazione almeno pari a quella atmosferica presenta valori molto più contenuti rispetto alla configurazione in ciclo semplice. Per tutti i fluidi il rapporto di espansione è inferiore a 50. Rapporti di espansione così contenuti permettono di utilizzare espansori più semplici (anche a singolo stadio di espansione) e più compatti.

Il size parameter ha lo stesso andamento della configurazione a ciclo semplice, ma valore assoluto maggiore in conseguenza alle maggiori portate e al minore lavoro specifico.

Il BWR ha lo stesso andamento del ciclo semplice ma valore assoluto doppio, il che significa che raddoppiano i consumi di pompaggio e la loro incidenza sulla potenza netta.

Il rendimento di recupero riportato fa riferimento solo al calore che si riesce a recuperare dai serbatoi ad alta temperatura, non essendo fisicamente possibile recuperare calore anche dal serbatoio a bassa temperatura, essendo la temperatura di condensazione maggiore (o al massimo uguale) della temperatura a cui è disponibile il calore nel serbatoio ad acqua. Nonostante ciò, tutti i fluidi nella configurazione topping senza recupero riescono a recuperare tutto il calore disponibile nei serbatoi ad alta temperatura al variare della TIT.

7.2.1.2. Analisi dei parametri al variare della pressione di evaporazione a TIT costante

Viene analizzato e riportato (Grafico 31-Grafico 38) l'andamento dei parametri variando la pressione di evaporazione da 5 *bar* sopra la pressione di condensazione fino a 30 *bar*, mantenendo costante la temperatura di ingresso in turbina pari a 400 °C.

Anche in questo caso rendimento e lavoro specifico presentano gli stessi andamenti manifestati nella configurazione a ciclo semplice, con un

andamento che, indipendentemente dal fluido, è inizialmente crescente all'aumentare della pressione e poi tende ad appiattirsi a pressioni maggiori.

La potenza ha esattamente gli stessi andamenti del rendimento.

La portata di fluido all'aumentare della pressione di evaporazione rimane praticamente costante per i fluidi "wet" mentre aumenta leggermente per gli altri fluidi.

Poiché il volume specifico dipende dall'inverso della pressione, maggiore è la pressione di evaporazione minore è il volume specifico all'ingresso della turbina. Di conseguenza, a parità di pressione di condensazione, all'aumentare della pressione di evaporazione aumenta anche il rapporto di espansione. Anche qui si può notare come i rapporti di espansione siano molto minori della configurazione a ciclo semplice.

All'aumentare della pressione di evaporazione il size parameter diminuisce fino ad assestarsi attorno ad un valore costante, in particolar modo a causa della riduzione di portata e all'aumento del salto entalpico.

Il BWR ha lo stesso andamento del ciclo semplice all'aumentare della pressione ma valore assoluto doppio.

Il rendimento di recupero al variare della pressione di evaporazione rimane costante per tutti i fluidi.

7.2.1.3. Considerazioni generali

L'aumento della pressione di condensazione incide pesantemente su rendimento e potenza producibile, con il rendimento che non supera mai lo 0,17. Come per il ciclo semplice, con condensazione prossima alla temperatura ambiente, le prestazioni migliori alle alte pressioni e temperature si hanno con i fluidi "wet" in particolar modo acqua e metanolo, ma con potenze e prestazioni molto minori rispetto al caso semplice. Nonostante questo, non si hanno i problemi dovuti alla condensazione a pressione subatmosferica, i rapporti di espansione sono più di due ordini di grandezza minori e il size parameter è di un ordine di grandezza minore,

quindi gli espansori saranno molto più semplici, economici e compatti. In Tabella 17 sono riportati a scopo di confronto i valori dei parametri del ciclo per i quali per ciascun fluido si ottiene la potenza massima.

Tabella 17: Parametri del ciclo topping senza recupero per cui si ottiene la potenza massima nelle simulazioni

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone	Acqua
P_{evap} [bar]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
T_{evap} [°C]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32	233,85
TIT [°C]	293,07	266,97	338,65	330,33	400,00	313,48	400,00
$T_{surr,in}$ [°C]	0,00	16,63	0,00	0,00	214,99	108,15	166,15
$T_{surr,out}$ [°C]	89,32	91,94	109,15	104,56	171,22	146,06	26,66
Qth_{cond} [kW]	166,65	163,45	169,82	169,42	162,98	166,79	160,43
P_{cond} [bar]	1,02	1,01	1,03	1,01	1,81	2,15	1,01
r_{ex}	45,02	35,03	51,85	53,30	13,28	13,78	18,11
SP	0,1086	0,1076	0,1046	0,1067	0,0658	0,0741	0,0683
Pot_{el} [kW]	26,78	29,83	23,77	24,15	30,36	26,69	32,82
m_f [kg/s]	0,3286	0,3093	0,3090	0,3196	0,1160	0,2284	0,0694
η_{ciclo}	0,1373	0,1530	0,1219	0,1238	0,1557	0,1368	0,1683
$\eta_{rec^{19}}$	1	1	1	1	1	1	1
η_{eff}	0,1373	0,1530	0,1219	0,1238	0,1557	0,1368	0,1683
$x_{out,t}$	1	1	1	1	1	1	1
BWR	0,0511	0,0418	0,0545	0,0564	0,0171	0,0376	0,0075
w_t [kJ/kg]	90,91	106,45	86,18	84,84	280,93	128,31	501,77

7.2.2. Ciclo topping con recupero

A parità di pressioni e temperature, nella configurazione del ciclo topping con recupero i parametri come il rapporto di espansione, il BWR e il lavoro specifico sono gli stessi della configurazione senza recupero essendo parametri che dipendono solo da temperatura e pressione. La configurazione a recupero non viene considerata con l'acqua, mentre con il metanolo solo quando a fine espansione il vapore è surriscaldato.

¹⁹ Si ricorda che in questo caso il rendimento di recupero è riferito al recupero solo dai serbatoi a sali fusi

7.2.2.1. *Analisi dei parametri al variare della TIT a pressione di evaporazione costante*

Viene analizzato e riportato (Grafico 23-Grafico 30) l'andamento dei parametri variando la temperatura di ingresso in turbina (ovvero il surriscaldamento), dalla temperatura di saturazione alla temperatura massima stabilita mantenendo costante la pressione di evaporazione pari a 30 *bar*.

Le considerazioni su rendimento, potenza, portata e size parameter sono le stesse fatte nella configurazione a ciclo semplice con recupero. Nel caso di ciclo topping però è maggiormente evidente l'influenza del recupero interno sulla capacità di recupero di calore dall'esterno, come si può evincere dalle discontinuità che presentano le curve degli xileni, del benzene e del toluene: all'aumentare della TIT aumenta il recupero interno ma diminuisce, a causa dei vincoli imposti dal Pinch Point, il calore recuperabile dall'esterno e di conseguenza la portata ottimale, la potenza e il rendimento di recupero. Il rendimento di ciclo invece non presenta discontinuità perché indipendente dalla portata.

7.2.2.2. *Analisi dei parametri al variare della pressione di evaporazione a TIT costante*

Viene analizzato e riportato l'andamento (Grafico 31-Grafico 38) dei parametri variando la pressione di evaporazione da 5 *bar* sopra la pressione di condensazione fino a 30 *bar*, mantenendo costante la temperatura di ingresso in turbina pari a 400 °C.

Le considerazioni su rendimento, potenza, portata e size parameter sono le stesse fatte nella configurazione a ciclo semplice con recupero. Anche qui è maggiormente evidentemente la discontinuità che si ha, per gli xileni, il benzene e il toluene, nell'andamento della potenza, del size parameter, della

portata e del rendimento di recupero. Come sopra, il rendimento di ciclo non presenta discontinuità perché non dipende dalla portata.

7.2.2.3. Considerazioni generali

Grazie al recupero interno alcuni fluidi riescono a raggiungere rendimenti dello 0,20 ed a produrre anche più di 40 kW, come il benzene. Variando la pressione di evaporazione e la TIT varia anche il rendimento di recupero che influisce sulla potenza. In particolar modo si vede che le condizioni di potenza massima non coincidono con la massima temperatura o con la massima pressione di evaporazione ammissibile, ma con valori minori. Di conseguenza a valori di pressione e temperatura minori l'impianto funzionerà anche in condizioni meno gravose e i rapporti di espansione in turbina saranno minori.

In Tabella 18 sono riportati a scopo di confronto i valori dei parametri del ciclo per i quali per ciascun fluido si ottiene la potenza massima.

Tabella 18: Parametri del ciclo topping con recupero per cui si ottiene la potenza massima nelle simulazioni

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone
P_{evap} [bar]	30,00	27,33	30,00	30,00	30,00	30,00
T_{evap} [°C]	293,07	243,45	338,65	330,33	185,01	205,32
TIT [°C]	340,59	400,00	338,65	330,33	400,00	400,00
$T_{surr,in}$ [°C]	47,52	156,55	0,00	0,00	214,99	194,68
$T_{surr,out}$ [°C]	25,59	44,04	17,62	16,89	16,63	38,41
$Q_{th,cond}$ [kW]	154,98	148,79	155,14	160,21	156,23	152,55
P_{cond} [bar]	1,02	1,01	1,03	1,01	1,81	2,15
r_{ex}	35,06	26,45	51,85	53,30	13,28	13,23
SP	0,1205	0,1187	0,1213	0,1245	0,0724	0,0858
Pot_{el} [kW]	37,83	43,77	31,96	32,84	36,76	40,19
m_f [kg/s]	0,3876	0,3274	0,4155	0,4346	0,1404	0,2831
η_{ciclo}	0,1940	0,2245	0,1691	0,1684	0,1885	0,2061
η_{rec}	1	1	0,969179	1	1	1
η_{eff}	0,1544	0,2245	0,1304	0,1340	0,1885	0,2061
$x_{out,t}$	1	1	1	1	1	1
BWR	0,0430	0,0278	0,0545	0,0564	0,0171	0,0312
w_t [kJ/kg]	107,87	145,21	86,18	84,84	280,93	154,77

7.2.3. Ciclo bottoming – condizioni stagionali medie

Il ciclo bottoming è analizzato nella sola configurazione semplice, subcritica, senza recupero e senza surriscaldamento prima dell'ingresso in turbina, in modo da non aumentarne la complessità. L'analisi delle prestazioni del ciclo bottoming isolato dal resto (Grafico 39-Grafico 46) è effettuata ipotizzando di variare la temperatura a cui è disponibile il calore del ciclo topping (ovvero la sua temperatura di condensazione) e di evaporare il fluido del ciclo bottoming a 10 °C in meno se possibile oppure fino a 0,9 volte la temperatura critica, senza superare la temperatura a cui corrisponde una pressione di evaporazione di 30 *bar*. Inoltre l'analisi è effettuata pensando che siano disponibili dalla condensazione del ciclo topping 160 *kW* termici. In questa maniera l'analisi delle prestazioni è effettuata valutando l'influenza della temperatura di evaporazione.

7.2.3.1. *Analisi dei parametri al variare della temperatura di evaporazione*

7.2.3.1.1. *Rendimento e lavoro specifico*

L'andamento del rendimento al variare della temperatura di evaporazione è simile per tutti i fluidi indipendentemente dal tipo ed è crescente all'aumentare della temperatura. Il rendimento dell'R152a, dell'R134a e dell'R227ea è limitato dalla massima temperatura raggiungibile a causa del vincolo di mantenere il ciclo subcritico e di non superare i 30 *bar* di pressione. Anche l'isobutano e l'R236fa sono limitati, ma non tanto quanto i fluidi precedenti. Di conseguenza i fluidi più performanti e che possono lavorare in un campo di temperature più ampio sono l'R123 e l'R245fa che hanno rendimenti superiori all'8 %. Si può notare che i fluidi più performanti sono anche quelli che hanno la maggiore temperatura critica.

Il lavoro specifico è crescente con la temperatura di evaporazione ed è maggiore per i fluidi che hanno una maggiore entalpia di vaporizzazione,

ovvero che hanno una curva di saturazione più larga nel diagramma entalpico.

7.2.3.1.2. *Potenza e portata*

La potenza rispecchia lo stesso andamento del rendimento. Infatti la potenza può essere vista anche come prodotto tra il rendimento e la potenza termica assorbita: se la potenza termica assorbita rimane circa costante la potenza avrà lo stesso andamento del rendimento.

La portata di fluido all'aumentare della temperatura di evaporazione rimane sostanzialmente costante per i fluidi "wet" mentre aumenta per gli altri fluidi. Confrontando i valori della portata dei fluidi del ciclo bottoming con quelli del ciclo topping si può notare come la portata dei primi sia anche un ordine di grandezza maggiore della portata dei secondi.

7.2.3.1.3. *Rapporto di espansione*

Il rapporto di espansione dei fluidi del ciclo bottoming è sempre minore di 18, diversamente dai valori che si avevano con i fluidi ad alta temperatura nella configurazione a ciclo semplice. Questo è dovuto al fatto che i fluidi del ciclo bottoming condensano tutti a pressione maggiore di quella atmosferica, per cui i volumi specifici a fine espansione sono molto ridotti rispetto a quelli dei fluidi ad alta temperatura che condensano a pressioni molto basse. Il rapporto di espansione molto ridotto permette di utilizzare espansori semplici e potenzialmente anche espansori volumetrici invece delle turbine.

7.2.3.1.4. *Size parameter*

Il size parameter dipende dal volume specifico di fine espansione, dalla portata e dal salto entalpico isoentropico di espansione (da cui dipende il lavoro specifico). All'aumentare della temperatura di evaporazione il size parameter diminuisce. Rispetto ai valori dei cicli ad alta temperatura il size

parameter per il ciclo bottoming è molto minore a causa dei volumi specifici minori, nonostante le maggiori portate in gioco. Questo significa che le dimensioni degli espansori saranno anche più contenute rispetto a quelle dei cicli ad alta temperatura.

7.2.3.1.5. BWR

Il BWR, rapporto tra lavoro specifico di pompaggio in fase liquida e lavoro specifico di espansione, aumenta all'aumentare della temperatura di evaporazione esattamente come per i fluidi ad alta temperatura. Diversamente però dai cicli ad alta temperatura il BWR è molto più importante: per quasi tutti i fluidi analizzati i consumi di pompaggio rappresentano anche più del 10 % della potenza sviluppata in turbina. Solo l'R123 e l'R245fa hanno un BWR minore dell'8 %. Si può notare inoltre che all'aumentare della temperatura critica del fluido il BWR diminuisce.

A causa dell'alta incidenza dei costi di pompaggio è bene scegliere una pompa efficiente per non incidere ulteriormente sulla potenza netta prodotta.

7.2.3.1.6. Rendimento di recupero

Il rendimento di recupero rappresenta la percentuale di calore che è stato recuperato sul calore totale disponibile. Per tutti i fluidi l'aumento di temperatura di evaporazione riduce il rendimento di recupero. I fluidi più efficienti come l'R123 e l'R245fa presentano anche minor rendimento di recupero pur potendo produrre una maggiore potenza. Il rendimento di recupero non unitario significa che non si riesce a recuperare efficacemente tutto il calore disponibile nel serbatoio a bassa temperatura.

7.2.3.2. Confronto stagionale

La variazione della temperatura dell'aria ambiente influisce unicamente sulla temperatura e sulla pressione di condensazione del fluido del ciclo

bottoming mentre il ciclo topping non risente delle variazioni stagionali. L'andamento qualitativo dei vari parametri del ciclo bottoming al variare della temperatura di evaporazione è lo stesso indipendentemente dalla pressione di condensazione, quindi le considerazioni sono analoghe a quelle fatte in precedenza. Vale la pena però valutare di quanto cambiano i parametri relativamente tra di loro con il variare della pressione di condensazione. Per fare questo si confrontano i parametri dei vari fluidi alla temperatura di evaporazione massima compatibilmente con i vincoli imposti al variare delle condizioni stagionali con i valori dei parametri in condizioni stagionali medie (Tabella 19).

Tabella 19: Parametri dei fluidi del ciclo bottoming in condizioni medie: $T_{air} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $T_{cond} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$

	R123	R134a	R152a	R227ea	R236fa	R245fa	Isobutano
P_{evap} [bar]	16,04	30,00	30,00	23,74	24,95	25,77	28,95
T_{evap} [°C]	135,00	86,20	92,07	91,58	112,43	135,00	121,20
TIT [°C]	135,00	86,20	92,07	91,58	112,43	135,00	121,20
$T_{surr,out}$ [°C]	35,19	0,00	0,00	13,90	19,30	29,73	21,34
Qth_{cond} [kW]	158,97	186,60	176,17	193,87	176,56	164,28	169,67
P_{cond} [bar]	1,31	8,87	7,94	6,11	3,75	2,12	4,65
r_{ex}	14,15	4,26	4,45	5,75	9,88	16,80	9,02
SP	0,132	0,074	0,066	0,095	0,097	0,104	0,073
Pot_{el} [kW]	20,57	12,46	13,70	13,04	16,14	19,39	17,07
m_f [kg/s]	0,824	1,137	0,692	1,634	1,123	0,769	0,474
η_{ciclo}	0,1138	0,0623	0,0718	0,0627	0,0833	0,1049	0,0908
η_{rec}	0,8607	0,9524	0,9088	0,9900	0,9229	0,8804	0,8950
η_{eff}	0,0979	0,0593	0,0653	0,0621	0,0769	0,0923	0,0813
$x_{out,t}$	1	0,98	0,96	1	1	1	1
BWR	0,0492	0,1693	0,1366	0,1686	0,1216	0,0822	0,1347
w_t [kJ/kg]	27,79	14,20	24,57	10,33	17,48	29,19	44,57

Rispetto alle condizioni stagionali medie con la $T_{air} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, con la $T_{air} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Tabella 20 e Tabella 21) l'efficienza del ciclo migliora dal 15-20 %, per i fluidi che raggiungono temperature più elevate, al 25-30 % per i fluidi che sono vincolati nella temperatura. La potenza aumenta dal 20 al 40 % a seconda del fluido. I rapporti di espansione aumentano del 55-70 % per

la diminuzione della pressione di condensazione e il size parameter aumenta del 10-25 %. Per beneficio della minore pressione di condensazione aumenta anche il lavoro specifico estraibile durante l'espansione. Il BWR diminuisce del 20 % per il maggiore lavoro specifico non risentendo del maggiore costo di pompaggio. La portata rimane la stessa o diminuisce di poco. Aumenta però il rendimento di recupero fino al 10 % perché diminuendo la minima temperatura di ciclo si riesce a recuperare una piccola frazione di calore in più. Pur diminuendo la pressione di condensazione per quasi tutti i fluidi è superiore a quella atmosferica. Solo l'R123 si ritrova a condensare a 0,76 bar che pur essendo inferiore alla pressione atmosferica non è così gravosa come quella che si ottiene con i fluidi del ciclo ad alta temperatura.

Tabella 20: Parametri dei fluidi del ciclo bottoming in condizioni invernali: $T_{air} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $T_{cond} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

	R123	R134a	R152a	R227ea	R236fa	R245fa	Isobutano
P_{evap} [bar]	16,04	30,00	30,00	23,74	24,95	25,77	28,95
T_{evap} [°C]	135,00	86,20	92,07	91,58	112,43	135,00	121,20
TIT [°C]	135,00	86,20	92,07	91,58	112,43	135,00	121,20
$T_{surr,out}$ [°C]	40,80	0,00	0,00	20,85	25,99	35,84	27,40
$Q_{th,cond}$ [kW]	166,74	191,87	189,41	192,11	187,73	174,57	181,77
P_{cond} [bar]	0,76	5,72	5,13	3,89	2,29	1,23	3,02
r_{ex}	24,08	6,74	6,91	9,27	16,30	28,76	13,93
SP	0,164	0,083	0,077	0,105	0,116	0,129	0,085
Pot_{el} [kW]	25,16	16,94	18,95	16,71	20,91	24,17	22,05
m_f [kg/s]	0,824	1,065	0,692	1,448	1,099	0,769	0,474
η_{ciclo}	0,1301	0,0807	0,0904	0,0796	0,0996	0,1207	0,1074
η_{rec}	0,9207	1,0000	0,9982	1,0000	1,0000	0,9534	0,9776
η_{eff}	0,1198	0,0807	0,0902	0,0796	0,0996	0,1151	0,1050
$x_{out,t}$	1	0,99	0,96	1	1	1	1
BWR	0,0410	0,1339	0,1104	0,1317	0,0974	0,0676	0,1108
w_t [kJ/kg]	21,22	5,25	5,84	6,10	10,88	21,00	9,58

Rispetto alle condizioni stagionali medie con la $T_{air} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, con la $T_{air} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Tabella 22 e Tabella 23) l'efficienza del ciclo peggiora dal 25 % al 45 % e la potenza diminuisce dal 35 % al 45 % a seconda del fluido. I

rapporti di espansione praticamente dimezzano per l'aumento della pressione di condensazione e il size parameter diminuisce del 20-30 %. Diminuisce il lavoro specifico e aumenta il BWR dal 40 al 60 %. La portata rimane la stessa per alcuni fluidi e per altri aumenta leggermente. Diminuisce il rendimento di recupero del 15-18 % perché aumenta la minima temperatura di ciclo.

Tabella 21: Variazione dei parametri nelle condizioni invernali rispetto le condizioni medie

	R123	R134a	R152a	R227ea	R236fa	R245fa	Isobutano
r_{ex}	70,16%	58,21%	55,29%	61,26%	64,91%	71,25%	54,41%
SP	24,33%	12,20%	15,89%	10,39%	19,28%	24,39%	17,45%
Pot_{el} [kW]	22,32%	35,97%	38,29%	28,15%	29,54%	24,69%	29,18%
m_f [kg/s]	0,00%	-6,35%	0,00%	-11,35%	-2,20%	0,00%	0,00%
η_{ciclo}	14,35%	29,50%	25,90%	26,88%	19,55%	15,15%	18,27%
η_{rec}	6,97%	5,00%	9,84%	1,01%	8,35%	8,29%	9,23%
η_{eff}	22,32%	35,97%	38,29%	28,15%	29,54%	24,69%	29,18%
BWR	-16,59%	-20,89%	-19,22%	-21,88%	-19,90%	-17,84%	-17,71%
w_t [kJ/kg]	21,16%	38,51%	33,71%	37,63%	28,47%	22,50%	25,29%

Tabella 22: Parametri dei fluidi del ciclo bottoming in condizioni estive: $T_{air} = 30\text{ }^\circ\text{C}$ - $T_{cond} = 50\text{ }^\circ\text{C}$

	R123	R134a	R152a	R227ea	R236fa	R245fa	Isobutano
P_{evap} [bar]	16,04	30,00	30,00	23,74	24,95	25,77	28,95
T_{evap} [°C]	135,00	86,20	92,07	91,58	112,43	135,00	121,20
TIT [°C]	135,00	86,20	92,07	91,58	112,43	135,00	121,20
$T_{surr,out}$ [°C]	29,27	0,00	0,00	7,65	12,88	23,50	15,39
$Q_{th,cond}$ [kW]	150,54	166,41	161,50	168,93	159,95	153,10	156,31
P_{cond} [bar]	2,13	13,18	11,78	9,16	5,83	3,44	6,85
r_{ex}	8,76	2,76	2,95	3,65	6,22	10,32	6,03
SP	0,110	0,066	0,059	0,084	0,083	0,086	0,063
Pot_{el} [kW]	16,38	7,67	9,10	8,15	11,56	15,09	12,65
m_f [kg/s]	0,824	1,137	0,692	1,634	1,123	0,769	0,474
η_{ciclo}	0,0976	0,0439	0,0531	0,0458	0,0671	0,0892	0,0745
η_{rec}	0,7995	0,8320	0,8157	0,8465	0,8208	0,8056	0,8091
η_{eff}	0,0780	0,0365	0,0433	0,0388	0,0551	0,0719	0,0603
$x_{out,t}$	1	0,96	0,95	1	1	1	1
BWR	0,0592	0,2167	0,1707	0,2193	0,1534	0,1008	0,1649
w_t [kJ/kg]	7,54	2,28	2,55	2,59	4,28	7,49	4,23

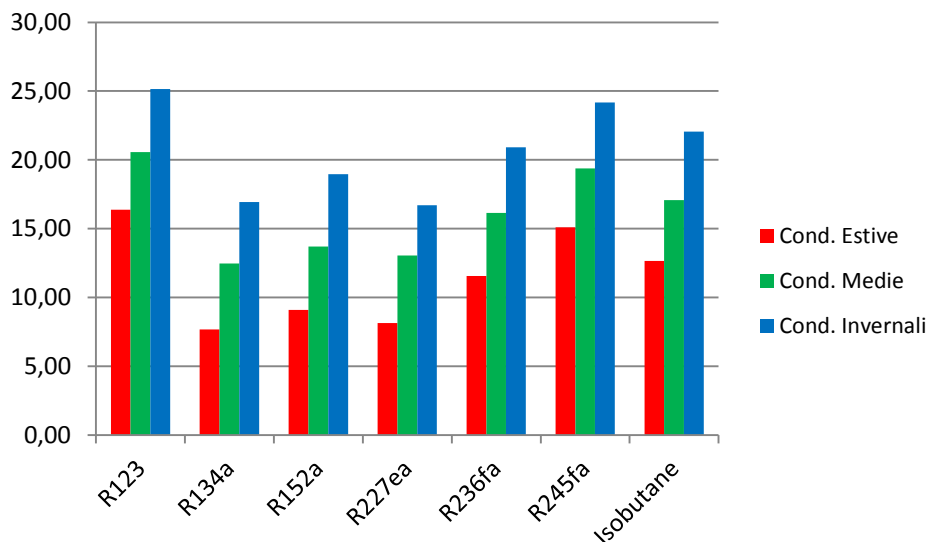
Rispetto alla configurazione in ciclo semplice con fluidi ad alta temperatura, per i fluidi a bassa temperatura le variazioni relative di potenza e rendimento sono più importanti in quanto la variazione di temperatura di condensazione su un salto entalpico minore si fa risentire molto di più. Le variazioni dei rapporti di espansione e del size parameter invece sono più contenute visto che sono fluidi che lavorano a pressione superiore di quella atmosferica (unica eccezione il funzionamento invernale dell'R123 la cui pressione di condensazione è leggermente inferiore a quella atmosferica).

Tabella 23: Variazione dei parametri nelle condizioni estive rispetto le condizioni medie

	R123	R134a	R152a	R227ea	R236fa	R245fa	Isobutano
r_{ex}	-63,62%	-59,04%	-57,34%	-60,60%	-61,81%	-64,13%	-56,72%
SP	-33,21%	-20,34%	-23,08%	-20,23%	-28,43%	-33,30%	-25,74%
$Pot_{el} [kW]$	-34,87%	-54,74%	-51,98%	-51,24%	-44,72%	-37,58%	-42,61%
$m_f [kg/s]$	0,00%	6,78%	0,00%	12,80%	2,25%	0,00%	0,00%
η_{ciclo}	-25,01%	-45,60%	-41,24%	-42,41%	-32,64%	-26,12%	-30,67%
η_{rec}	-13,16%	-16,80%	-18,28%	-15,35%	-17,92%	-15,50%	-17,23%
η_{eff}	-34,87%	-54,74%	-51,98%	-51,24%	-44,72%	-37,58%	-42,61%
BWR	44,42%	61,85%	54,65%	66,51%	57,43%	49,16%	48,77%
$w_t [kJ/kg]$	-33,47%	-52,49%	-48,02%	-51,23%	-41,90%	-34,99%	-38,41%

In maniera efficace si può vedere la variazione della potenza al variare delle condizioni stagionali e del fluido nel Grafico 3.

Grafico 3: Potenza [kW] al variare delle condizioni stagionali per il ciclo bottoming



7.2.4. Ciclo Double Stage

La simulazione del ciclo Double Stage è fatta variando la TIT e la pressione di evaporazione del ciclo topping e mantenendo costante la temperatura di evaporazione del ciclo bottoming ad un valore di 10 °C inferiore alla temperatura di condensazione del ciclo topping, compatibilmente con i vincoli di temperatura e pressione imposti.

Di conseguenza i valori e gli andamenti dei parametri di ciclo topping e ciclo bottoming sono quelli descritti precedentemente, mentre il rendimento di ciclo, la potenza e il rendimento di recupero del ciclo complessivo hanno l'andamento del ciclo topping traslati verso l'alto di un valore che dipende dal contributo sul ciclo complessivo del ciclo bottoming e quindi dal tipo di fluido.

La simulazione è stata fatta considerando le due configurazioni del ciclo topping (con recupero e senza recupero) per tutti i fluidi ad alta temperatura mentre per il ciclo bottoming sono stati omessi dall'analisi l'R152a, l'R134a e l'R227ea perché meno performanti e perché, per i vincoli imposti, sono limitati nella temperatura massima di evaporazione.

Poiché gli andamenti delle prestazioni al variare del fluido del ciclo bottoming sono simili, si riporteranno solamente i grafici degli andamenti della potenza al variare di pressione di evaporazione e della TIT (Grafico 47- Grafico 54) e le tabelle riassuntive delle prestazioni e dei parametri salienti del ciclo alla pressione di evaporazione e alla TIT del ciclo topping per cui la potenza complessiva del ciclo è maggiore. Nelle tabelle sono riportati anche la potenza termica scambiata tra i due cicli, la potenza termica rilasciata al condensatore dal ciclo bottoming e il contributo di potenza di topping e bottoming distintamente. Il rendimento di recupero si riferisce in questo caso a tutto il calore disponibile nei tre serbatoi.

7.2.4.1. Ciclo Double Stage con bottoming a R123

Nella configurazione con topping senza recupero (Tabella 24) la combinazione più interessante è sicuramente quella con l'acqua che permette di produrre la maggiore potenza, con il maggiore rendimento di ciclo, rispetto alle altre combinazioni.

Nella configurazione con topping con recupero (Tabella 25) spiccano il toluene e in particolar modo il benzene che permette anche un campo di funzionamento più ampio. Inoltre la massima potenza si ottiene a pressioni di evaporazione o TIT inferiori a quelle massime per cui in condizioni meno gravose. Questo perché, nonostante il rendimento di ciclo della configurazione con recupero interno si trovi alla massima TIT e alla massima pressione di evaporazione, il massimo rendimento di recupero si trova per pressioni e temperature diverse.

Tabella 24: Parametri del ciclo Double Stage – Topping senza recupero e Bottoming a R123

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone	Acqua
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32	233,85
TIT_{HT} [°C]	293,07	266,97	338,65	330,33	400,00	291,85	400,00
Qth_{inter} [kW]	166,65	163,45	169,82	169,42	162,98	166,77	160,43
$Qth_{cond,LT}$ [kW]	172,63	178,52	168,73	169,38	178,01	182,14	169,03
Pot_{el} [kW]	43,85	40,52	45,60	45,30	41,02	37,61	47,42
Pot_{LT} [kW]	17,07	10,69	21,83	21,15	10,66	10,91	14,60
Pot_{HT} [kW]	26,78	29,83	23,77	24,15	30,36	26,70	32,82
η_{ciclo}	0,2002	0,1831	0,2101	0,2084	0,1854	0,1695	0,2165
η_{rec}	0,8940	0,9035	0,8858	0,8871	0,9031	0,9056	0,8940
η_{eff}	0,1790	0,1654	0,1861	0,1849	0,1674	0,1535	0,1935

Vale la pena notare anche il contributo della potenza del ciclo bottoming sulla totale potenza: in base alla temperatura di condensazione del ciclo topping varia la temperatura di evaporazione del ciclo bottoming e quindi la potenza che rende disponibile. L'R123 in particolar modo si adatta bene a ciò e maggiore è la temperatura a cui il ciclo topping condensa maggiore è il contributo del ciclo bottoming: con gli xileni in ciclo senza recupero interni il

suo contributo è quasi pari a quello del ciclo topping. Chiaramente con il recupero interno diventa ulteriormente maggiore il contributo di potenza del ciclo topping sul bottoming.

Tabella 25: Parametri del ciclo Double Stage – Topping con recupero e Bottoming a R123

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	27,33	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	243,45	338,65	330,33	185,01	205,32
TIT_{HT} [°C]	340,59	400,00	338,65	330,33	400,00	400,00
Qth_{inter} [kW]	154,98	148,79	155,14	160,21	156,23	152,55
$Qth_{cond,LT}$ [kW]	160,55	162,50	154,14	160,18	170,63	166,62
Pot_{el} [kW]	53,71	53,50	51,90	52,83	46,98	50,16
Pot_{LT} [kW]	15,88	9,73	19,94	20,00	10,22	9,98
Pot_{HT} [kW]	37,83	43,77	31,96	32,84	36,76	40,19
η_{ciclo}	0,2471	0,2443	0,2482	0,2445	0,2134	0,2284
η_{rec}	0,8871	0,8938	0,8535	0,8822	0,8987	0,8963
η_{eff}	0,2192	0,2184	0,2118	0,2157	0,1918	0,2047

Si può notare anche che le prestazioni del ciclo double stage sono massime quando sono massime le prestazioni del ciclo topping.

7.2.4.2. Ciclo Double Stage con bottoming a R236fa

Nella configurazione con topping senza recupero (Tabella 26) la combinazione più interessante è ancora una volta quella con l'acqua che permette di produrre la maggiore potenza, con il maggiore rendimento di ciclo, rispetto alle altre combinazioni.

Nella configurazione con topping con recupero (Tabella 27) spiccano anche in questo caso il toluene e in particolar modo il benzene che permette anche un campo di funzionamento più ampio. In questo caso i fluidi che condensano ad alta temperatura (come gli xileni) sono svantaggiati dal fatto che l'R236fa è limitato nella massima temperatura di evaporazione dai vincoli sulla temperatura critica e la massima pressione di evaporazione: infatti il contributo del ciclo bottoming risulta limitato in combinazione a questi fluidi rispetto il caso precedente.

Tabella 26: Parametri del ciclo Double Stage – Topping senza recupero e Bottoming a R236fa

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone	Acqua
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32	233,85
TIT_{HT} [°C]	293,07	266,97	338,65	330,33	400,00	291,85	400,00
Qth_{inter} [kW]	166,65	163,45	169,82	169,42	162,98	166,77	160,43
$Qth_{cond,LT}$ [kW]	185,88	192,62	187,40	186,95	192,07	196,54	181,82
Pot_{el} [kW]	42,57	40,45	40,91	41,24	40,95	37,53	46,69
Pot_{LT} [kW]	15,80	10,62	17,14	17,10	10,59	10,83	13,87
Pot_{HT} [kW]	26,78	29,83	23,77	24,15	30,36	26,70	32,82
η_{ciclo}	0,1842	0,1718	0,1772	0,1787	0,1740	0,1589	0,2020
η_{rec}	0,9431	0,9610	0,9424	0,9421	0,9605	0,9643	0,9435
η_{eff}	0,1738	0,1651	0,1670	0,1683	0,1671	0,1532	0,1906

Tabella 27: Parametri del ciclo Double Stage – Topping con recupero e Bottoming a R236fa

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	27,33	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	243,45	338,65	330,33	185,01	205,32
TIT_{HT} [°C]	340,59	400,00	338,65	330,33	400,00	400,00
Qth_{inter} [kW]	154,98	148,79	155,14	160,21	156,23	152,55
$Qth_{cond,LT}$ [kW]	172,87	175,34	171,20	176,80	184,12	179,78
Pot_{el} [kW]	52,52	53,43	47,61	49,00	46,91	50,10
Pot_{LT} [kW]	14,69	9,67	15,65	16,17	10,15	9,91
Pot_{HT} [kW]	37,83	43,77	31,96	32,84	36,76	40,19
η_{ciclo}	0,2298	0,2305	0,2147	0,2141	0,2008	0,2152
η_{rec}	0,9328	0,9462	0,9052	0,9341	0,9537	0,9500
η_{eff}	0,2144	0,2181	0,1943	0,2000	0,1915	0,2045

7.2.4.3. Ciclo Double Stage con bottoming a R245fa

Nella configurazione con topping senza recupero (Tabella 28) la combinazione più interessante è ancora quella con l'acqua che permette di produrre la maggiore potenza, con il maggiore rendimento di ciclo, rispetto alle altre combinazioni.

Nella configurazione con topping con recupero (Tabella 29) spiccano anche in questo caso il toluene e in particolar modo il benzene che permette anche un campo di funzionamento più ampio. Le considerazioni da fare sono

le stesse fatte con l'R123 in quanto le prestazioni di R123 e R245fa sono molto simili. Rispetto all'R236fa, l'R245fa permette di accoppiarsi meglio alla temperatura di condensazione dei cicli topping per cui le prestazioni sono migliori.

Tabella 28: Parametri del ciclo Double Stage - Topping senza recupero e Bottoming a R245fa

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone	Acqua
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32	233,85
TIT_{HT} [°C]	293,07	266,97	338,65	330,33	400,00	291,85	400,00
Qth_{inter} [kW]	166,65	163,45	169,82	169,42	162,98	166,77	160,43
$Qth_{cond,LT}$ [kW]	177,71	184,04	174,37	174,78	183,51	187,77	174,03
Pot_{el} [kW]	43,43	40,54	44,34	44,23	41,03	37,62	47,19
Pot_{LT} [kW]	16,65	10,70	20,58	20,08	10,67	10,92	14,38
Pot_{HT} [kW]	26,78	29,83	23,77	24,15	30,36	26,70	32,82
η_{ciclo}	0,1941	0,1787	0,2003	0,1995	0,1809	0,1653	0,2109
η_{rec}	0,9130	0,9261	0,9037	0,9048	0,9257	0,9287	0,9135
η_{eff}	0,1773	0,1655	0,1810	0,1805	0,1675	0,1536	0,1926

Tabella 29: Parametri del ciclo Double Stage - Topping con recupero e Bottoming a R245fa

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	27,33	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	243,45	338,65	330,33	185,01	205,32
TIT_{HT} [°C]	340,59	400,00	338,65	330,33	400,00	400,00
Qth_{inter} [kW]	154,98	148,79	155,14	160,21	156,23	152,55
$Qth_{cond,LT}$ [kW]	165,27	167,53	159,29	165,28	175,91	171,77
Pot_{el} [kW]	53,32	53,51	50,76	51,82	46,99	50,17
Pot_{LT} [kW]	15,49	9,74	18,80	18,99	10,23	9,99
Pot_{HT} [kW]	37,83	43,77	31,96	32,84	36,76	40,19
η_{ciclo}	0,2405	0,2388	0,2382	0,2353	0,2084	0,2232
η_{rec}	0,9048	0,9144	0,8699	0,8989	0,9204	0,9174
η_{eff}	0,2176	0,2184	0,2072	0,2115	0,1918	0,2048

7.2.4.4. Ciclo Double Stage con bottoming a Isobutano

Nella configurazione con topping senza recupero (Tabella 30) la combinazione più interessante è ancora una volta quella con l'acqua che

permette di produrre la maggiore potenza, con il maggiore rendimento di ciclo, rispetto alle altre combinazioni.

Nella configurazione con topping con recupero (Tabella 31) spiccano anche in questo caso il toluene e benzene. In questo caso i fluidi che condensano ad alta temperatura (come gli xileni) sono svantaggiati dal fatto che l'isobutano, come l'R236fa, è limitato nella massima temperatura di evaporazione dai vincoli sulla temperatura critica e la massima pressione di evaporazione, infatti il contributo del ciclo bottoming risulta limitato in combinazione a questi fluidi rispetto l'R123 e l'R245fa.

Tabella 30: Parametri del ciclo Double Stage – Topping senza recupero e Bottoming a isobutano

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone	Acqua
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32	233,85
TIT_{HT} [°C]	293,07	266,97	338,65	330,33	400,00	291,85	400,00
Qth_{inter} [kW]	166,65	163,45	169,82	169,42	162,98	166,77	160,43
$Qth_{cond,LT}$ [kW]	180,60	187,20	180,09	179,45	186,66	191,00	176,82
Pot_{el} [kW]	42,70	40,33	41,88	42,34	40,83	37,41	46,70
Pot_{LT} [kW]	15,92	10,49	18,12	18,19	10,46	10,70	13,88
Pot_{HT} [kW]	26,78	29,83	23,77	24,15	30,36	26,70	32,82
η_{ciclo}	0,1890	0,1754	0,1864	0,1886	0,1777	0,1622	0,2065
η_{rec}	0,9221	0,9383	0,9170	0,9164	0,9379	0,9412	0,9231
η_{eff}	0,1743	0,1646	0,1710	0,1728	0,1666	0,1527	0,1906

Tabella 31: Parametri del ciclo Double Stage – Topping con recupero e Bottoming a isobutano

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	27,33	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	243,45	338,65	330,33	185,01	205,32
TIT_{HT} [°C]	340,59	400,00	338,65	330,33	400,00	400,00
Qth_{inter} [kW]	154,98	148,79	155,14	160,21	156,23	152,55
$Qth_{cond,LT}$ [kW]	167,96	170,40	164,52	169,70	178,93	174,72
Pot_{el} [kW]	52,64	53,32	48,51	50,04	46,79	49,98
Pot_{LT} [kW]	14,81	9,55	16,55	17,20	10,03	9,79
Pot_{HT} [kW]	37,83	43,77	31,96	32,84	36,76	40,19
η_{ciclo}	0,2352	0,2351	0,2245	0,2245	0,2049	0,2196
η_{rec}	0,9133	0,9255	0,8820	0,9099	0,9320	0,9288
η_{eff}	0,2148	0,2176	0,1980	0,2042	0,1910	0,2040

7.2.5. Considerazioni generali

La configurazione di ciclo topping senza recupero migliore, indipendentemente dal fluido del ciclo bottoming, è quella che prevede l'utilizzo dell'acqua (Grafico 4). La potenza producibile è più o meno lo stessa e varia da 47,5 kW a 46,5 kW con il ciclo topping funzionante alla massima pressione di evaporazione e alla massima TIT e con un rendimento di ciclo leggermente superiore al 20 %. Le pressioni di condensazione di ciclo ad alta temperatura e di quello a bassa temperatura sono superiori o uguali a quella atmosferica, quindi senza problemi di funzionare sottovuoto. Anche per questo motivo i rapporti di espansione sono limitati: per l'acqua il rapporto di espansione è intorno a 18, mentre per i fluidi a bassa temperatura è anche inferiore. Non c'è un fluido ottimale per il ciclo bottoming perché le variazioni di potenza sono esigue, quindi ulteriori considerazioni si possono fare a seguito del dimensionamento e della valutazione economica.

Grafico 4: Potenza [kW] del ciclo Double Stage con topping senza recupero al variare del fluido del ciclo bottoming

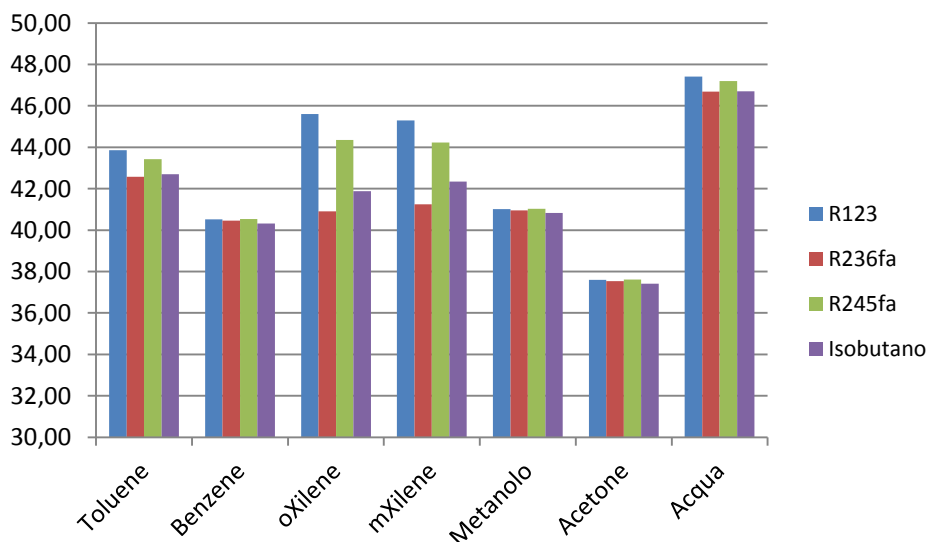
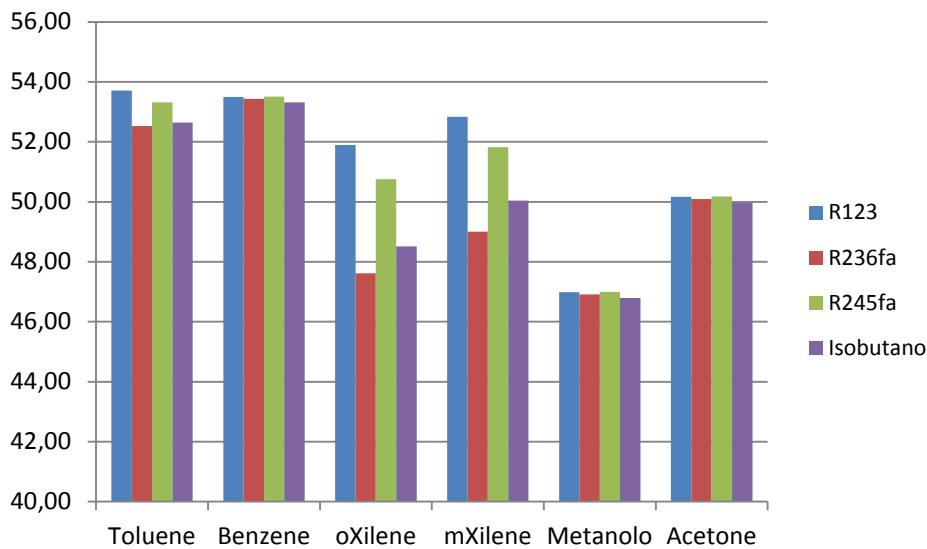


Grafico 5: Potenza [kW] del ciclo Double Stage con topping con recupero al variare del fluido del ciclo bottoming



Nella configurazione di ciclo topping con recupero, indipendentemente dal fluido del ciclo bottoming, risultano particolarmente performanti il toluene e il benzene (Grafico 5) con potenze superiori ai 52 – 53 kW e con rendimenti di ciclo del 23 %. Entrambi i fluidi hanno rapporti di espansione inferiori a 50 ma maggiori rispetto a quelli dell'acqua. Anche in questo caso non c'è un fluido ottimale per il ciclo bottoming perché le variazioni di potenze sono esigue quindi ulteriori considerazioni si possono fare a seguito del dimensionamento e della valutazione economica.

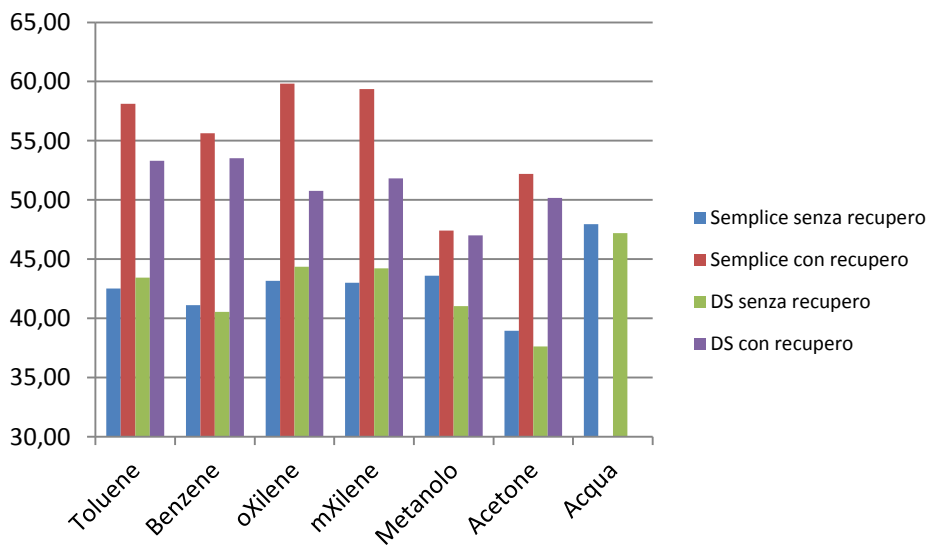
7.3. Commento alle simulazioni

Nella configurazione in ciclo semplice senza recupero (Grafico 6) il fluido che presenta prestazioni migliori è indubbiamente l'acqua che nelle ipotesi di funzionamento analizzate riesce a produrre quasi 48 kW di potenza con un'efficienza superiore al 23,5 %. Il limite più grande di questa configurazione, condensando a temperature vicine a quella ambiente, è la bassa pressione di condensazione e i rapporti di espansione superiori a 240 in condizioni stagionali medie ma che possono più che raddoppiare al diminuire della temperatura ambiente. Per questo motivo, nonostante il limitato numero di componenti della configurazione, l'impianto si complicherebbe e aumenterebbe considerevolmente di costo per la

necessità di lavorare sotto vuoto (e quindi la necessità di inserire un degasatore e adottare una serie di precauzioni per limitare le infiltrazioni di aria §5.1.9) e per la necessità di adottare un espansore multistadio più ingombrante, complesso e costoso.

Nella configurazione in ciclo semplice con recupero i fluidi che presentano le prestazioni migliori sono il toluene e gli xileni che nelle ipotesi di funzionamento analizzate riescono a produrre più di 58 kW di potenza con un'efficienza superiore al 29 %, di molto superiori a quelle dell'acqua in ciclo semplice senza recupero. Come per l'acqua e più dell'acqua questi fluidi hanno dei grossi limiti: la bassissima pressione di condensazione e l'altissimo rapporto di espansione (soprattutto per gli xileni). Quindi nonostante le ottime prestazioni termodinamiche, la maggiore complessità e il costo derivante dalla bassa pressione e dagli alti rapporti di espansione, potrebbe non giustificare la realizzazione pratica di cicli che utilizzino questi fluidi. Si tenga inoltre presente che il calore presente nel serbatoio a bassa temperatura con questa configurazione non viene recuperato.

Grafico 6: Potenza [kW] al variare del fluido del ciclo ad alta temperatura e della configurazione²⁰



²⁰ Il ciclo bottoming nella configurazione Double Stage è stato preso a R245fa

Nella configurazione in ciclo Double stage con ciclo topping senza recupero interno il fluido migliore per il ciclo topping è l'acqua. Rispetto al ciclo in configurazione semplice le prestazioni sono leggermente peggiori e l'impianto richiede un numero maggiore di componenti e soprattutto due espansori con le annesse macchine elettriche. L'impianto dal punto di vista della gestione risulta più complesso ma rispetto al ciclo semplice, con questa configurazione, i fluidi, sia di ciclo topping che bottoming, non lavorano sotto vuoto e i rapporti di espansione sono molto ridotti. Quindi i vantaggi che si possono ottenere utilizzando espansori più semplici e non scendendo sotto la pressione atmosferica possono compensare e giustificare economicamente l'aumento di numero di componenti.

Nella configurazione in ciclo Double Stage con recupero interno i fluidi migliori per il ciclo topping sono il toluene e il benzene. Anche in questo caso, rispetto al ciclo in configurazione semplice le prestazioni sono leggermente peggiori nonostante il maggior numero di componenti, ma sono valide tutte le considerazioni fatte poco sopra per la configurazione con il topping ad acqua.

Quindi, fintantoché non saranno valutati i costi di ciascuna configurazione risulta ancora difficile dire quale sia la configurazione più conveniente e quale combinazione di fluidi più efficace. Infatti, nonostante l'importanza delle prestazioni, è importante anche che l'impianto sia facilmente realizzabile e sia economico.

Poiché lo scopo principale dell'impianto è produrre energia elettrica, per massimizzare la produzione vale la pena spingersi verso il basso con le pressioni di condensazione e quindi avvicinarsi con le temperature alla temperatura dell'aria esterna che stagionalmente (ma anche giornalmente) può essere molto variabile e come visto questa variabilità incide sensibilmente anche sulle prestazioni del ciclo e sui vari parametri

significativi. Si potrebbe allora pensare di evitare di spingersi troppo in basso con la pressione e mantenerla fissa, indipendentemente dalla temperatura esterna (eventualmente variando la portata di aria al condensatore). Sotto questa logica, risultano particolarmente interessanti, come fatto notare anche in precedenza, il benzene e l'acetone.

Tabella 32: Prestazioni di Benzene e Acetone condensanti a $P_{cond} = 1 atm$

	Benzene	Acetone
P_{evap} [bar]	27,33	30,00
T_{evap} [°C]	243,45	205,32
TIT [°C]	400	400
$T_{surr,in}$ [°C]	156,55	194,68
$T_{surr,out}$ [°C]	44,04	40,29
Qth_{cond} [kW]	148,79	145,79
P_{cond} [bar]	1,01	1,01
T_{cond} [°C]	80	65
r_{ex}	26,45	27,37
SP	0,12	0,11
Pot_{el} [kW]	43,77	46,62
m_f [kg/s]	0,3274	0,2583
η_{ciclo}	0,2245	0,2391
η_{rec}	0,7959	0,7959
η_{eff}	0,1786	0,1903
$x_{out,t}$	1	1
BWR	0,0278	0,0247
w_t [kJ/kg]	145,21	195,36

Entrambi, se fatti condensare a pressione atmosferica (il benzene a 80 °C e l'acetone a 56 °C), raggiungono efficienze superiori al 22 % e potenze maggiori di 43,5 kW (quindi paragonabili a quelli del ciclo Double stage ad acqua), mantenendo i rapporti di espansione molto limitati, minori di 30 (Tabella 32). È possibile allora pensare di utilizzarli in un ciclo semplice con recupero, senza cicli bottoming, fermando l'espansione alla pressione atmosferica indipendentemente dalla temperatura ambiente. Le prestazioni sono minori di altre configurazioni con altri parametri ma c'è il notevole vantaggio del limitato rapporto di espansione, della pressione di

condensazione maggiore di quella atmosferica, della configurazione più semplice rispetto al Double Stage, della maggiore differenza di temperatura tra la temperatura di condensazione e la temperatura dell'aria ambiente che permetterebbe di avere un condensatore più compatto. Quest'ultimo fatto permette inoltre di gestire le variazioni termiche ambientali agendo sulla portata dell'aria refrigerante piuttosto che sulla pressione di condensazione del ciclo e quindi sulle prestazioni del ciclo.

7.4. Grafici risultanti dalle simulazioni

Grafico 7: Ciclo semplice - Andamento del rendimento a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

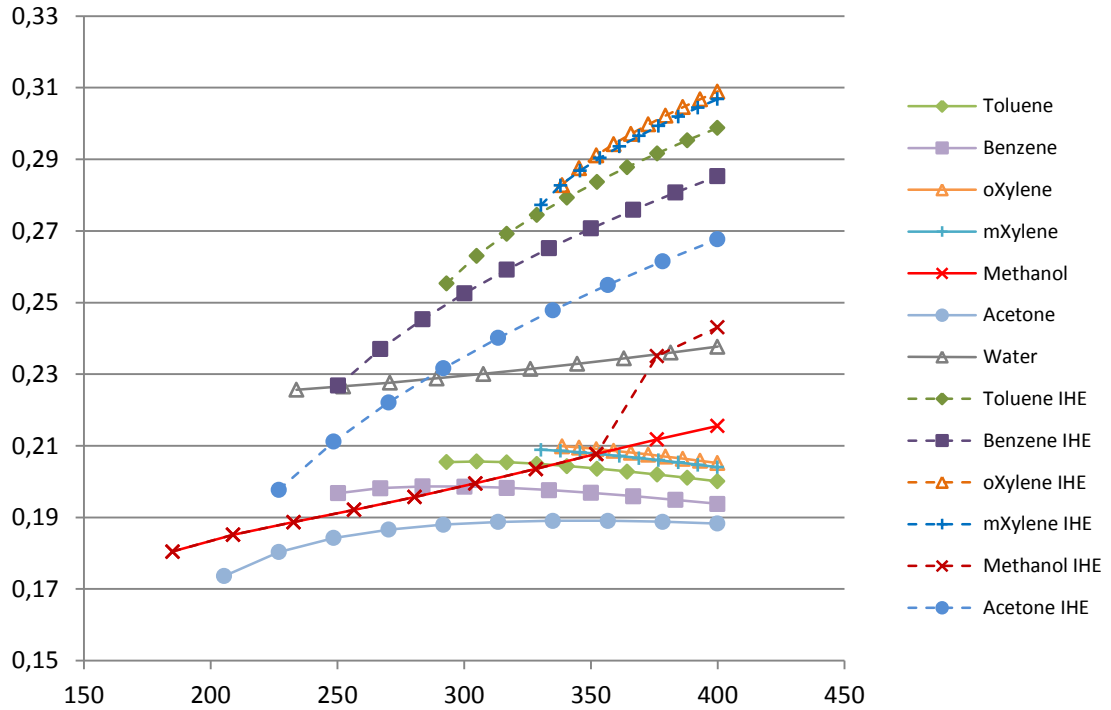


Grafico 8 Ciclo semplice - Andamento del lavoro specifico [kJ/kg] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

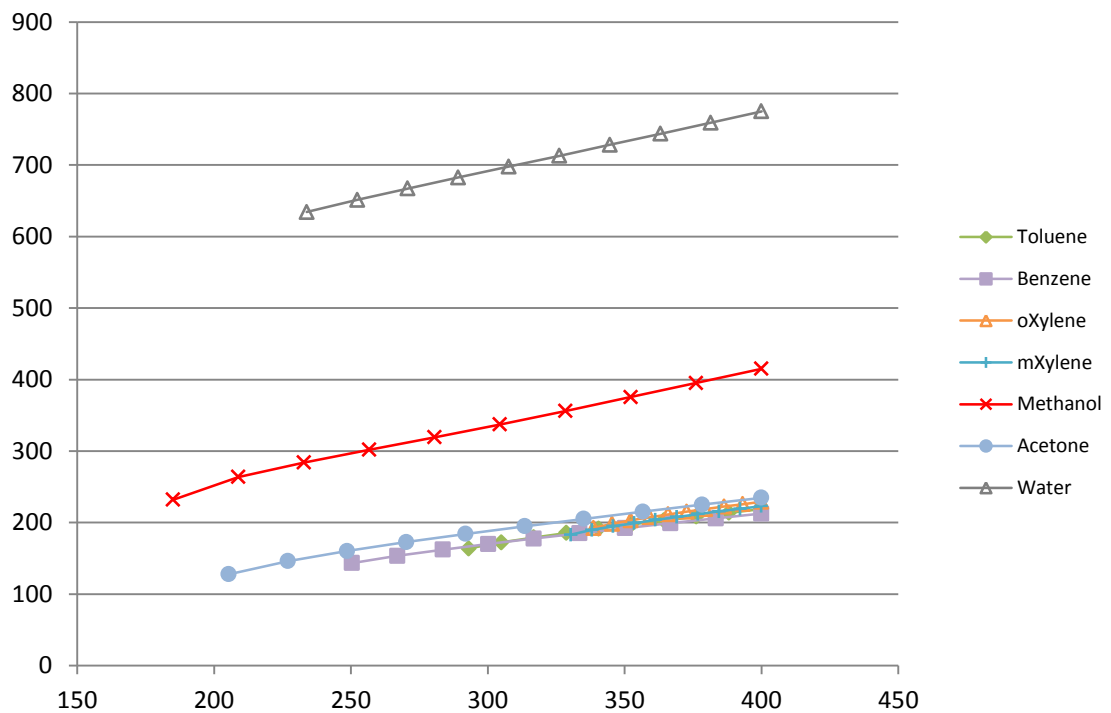


Grafico 9: Ciclo semplice - Andamento della potenza [kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

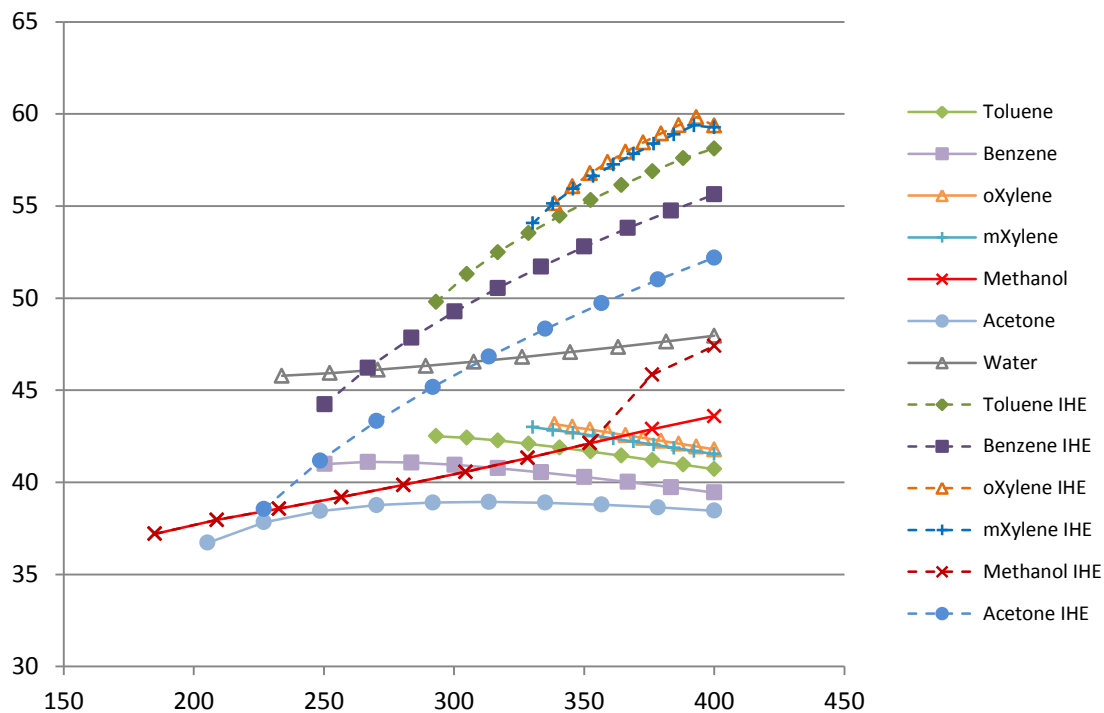


Grafico 10 Ciclo semplice - Andamento della portata [kg/s] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

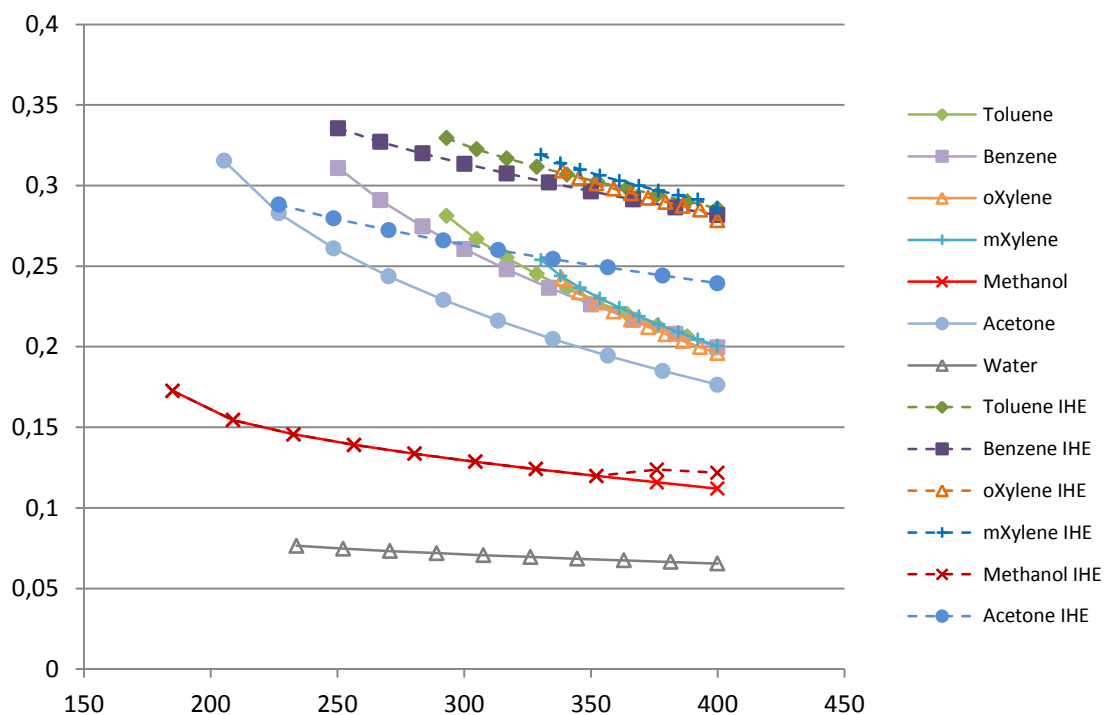


Grafico 11: Ciclo semplice - Andamento del rapporto di espansione a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

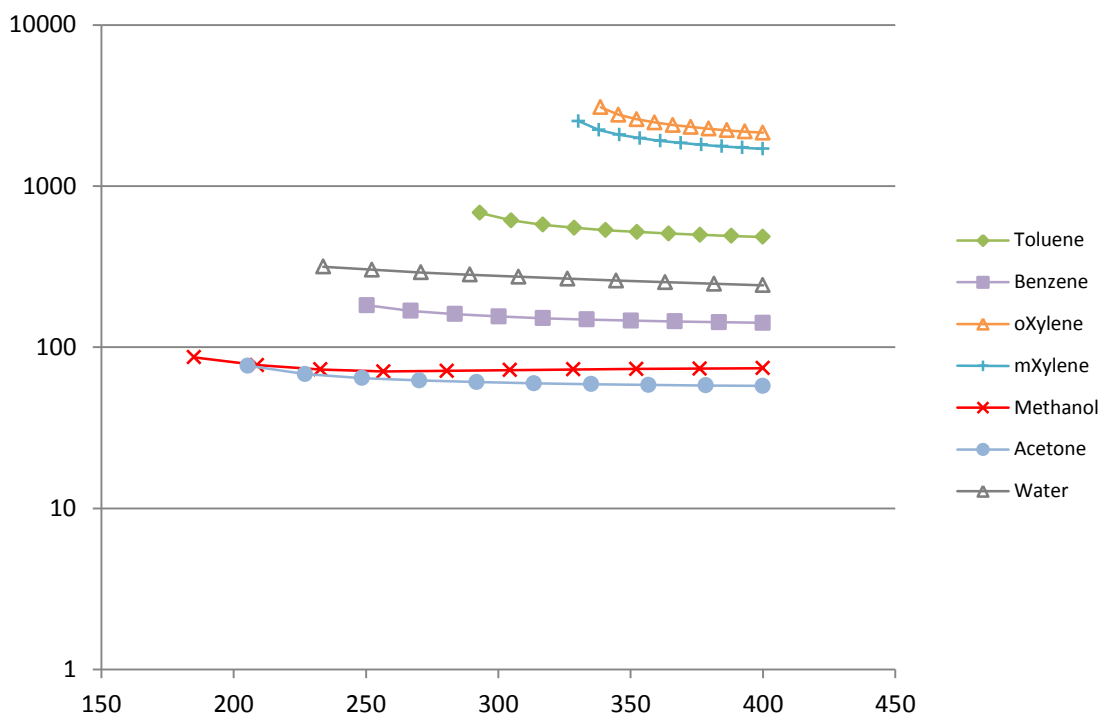


Grafico 12: Ciclo semplice - Andamento del size parameter a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

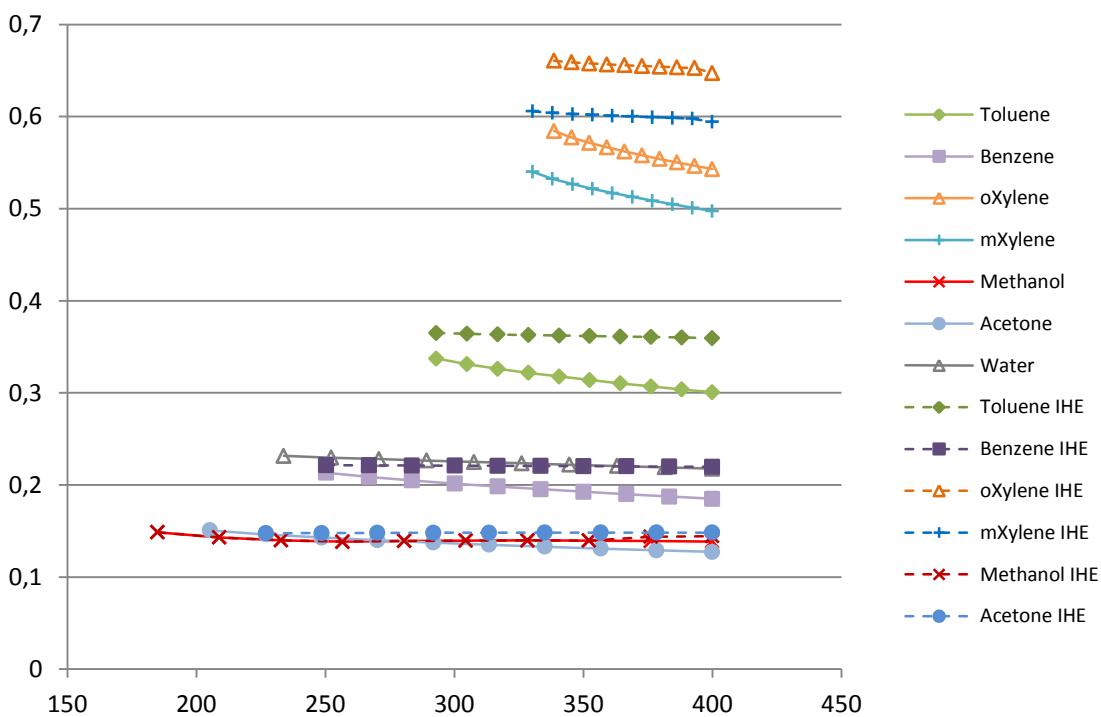


Grafico 13: Ciclo semplice - Andamento BWR a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

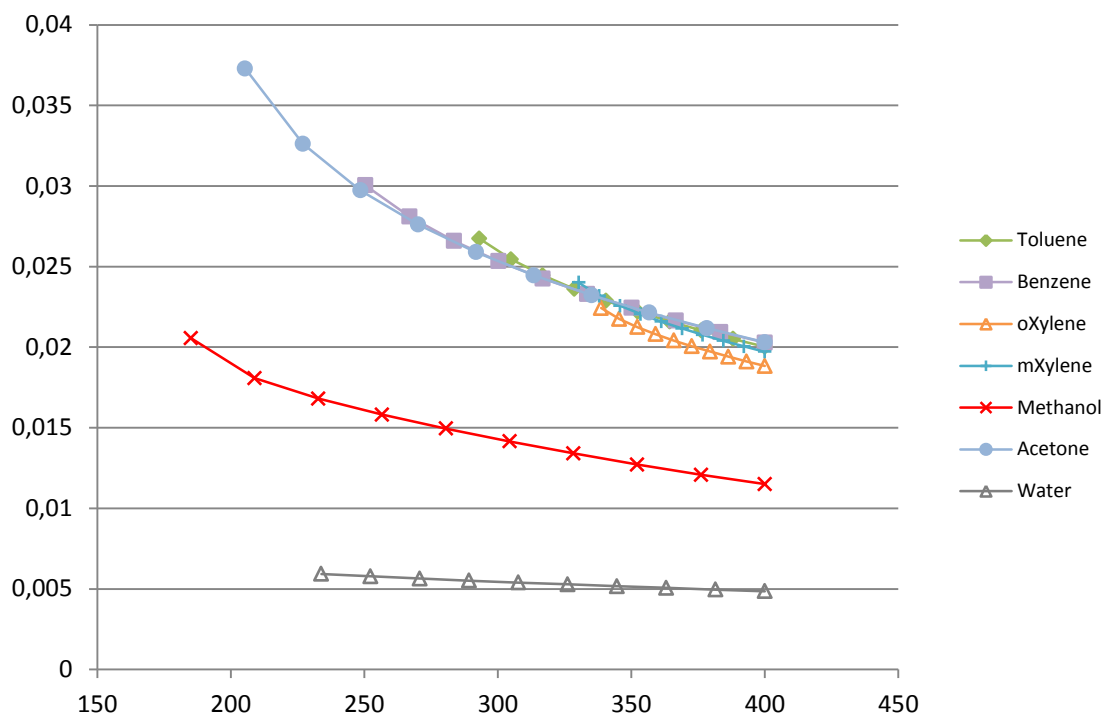


Grafico 14: Ciclo semplice - Andamento del rendimento di recupero a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

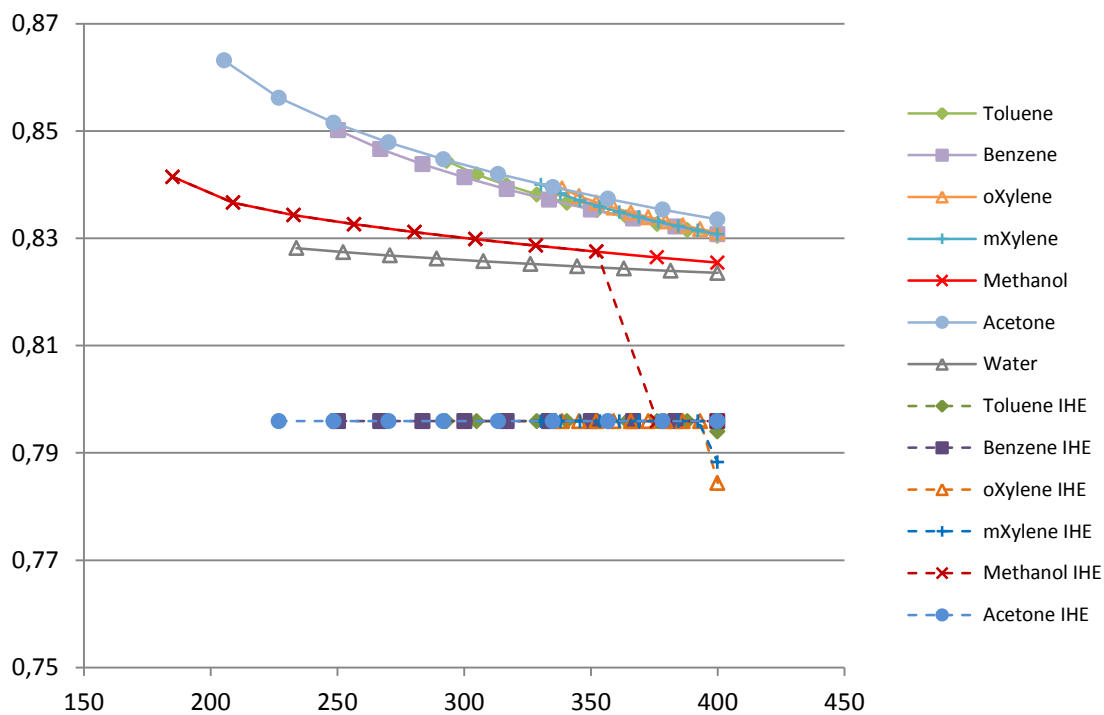


Grafico 15: Ciclo semplice - Andamento del rendimento a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

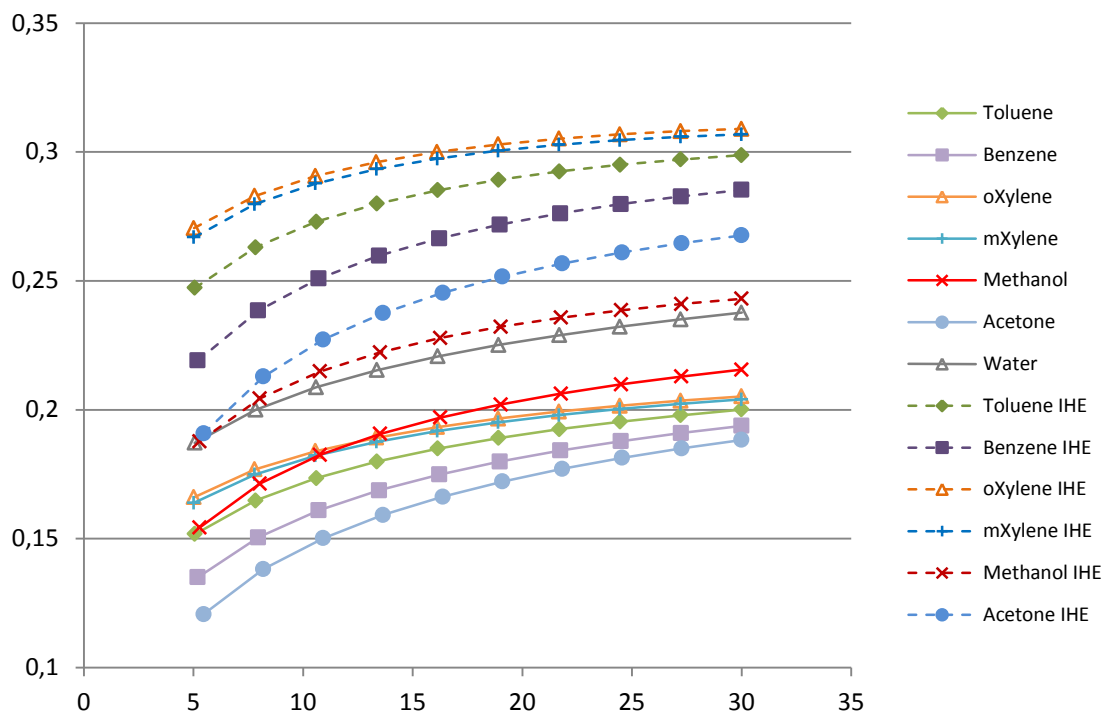


Grafico 16: Ciclo semplice - Andamento del lavoro specifico [kJ/kg] a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

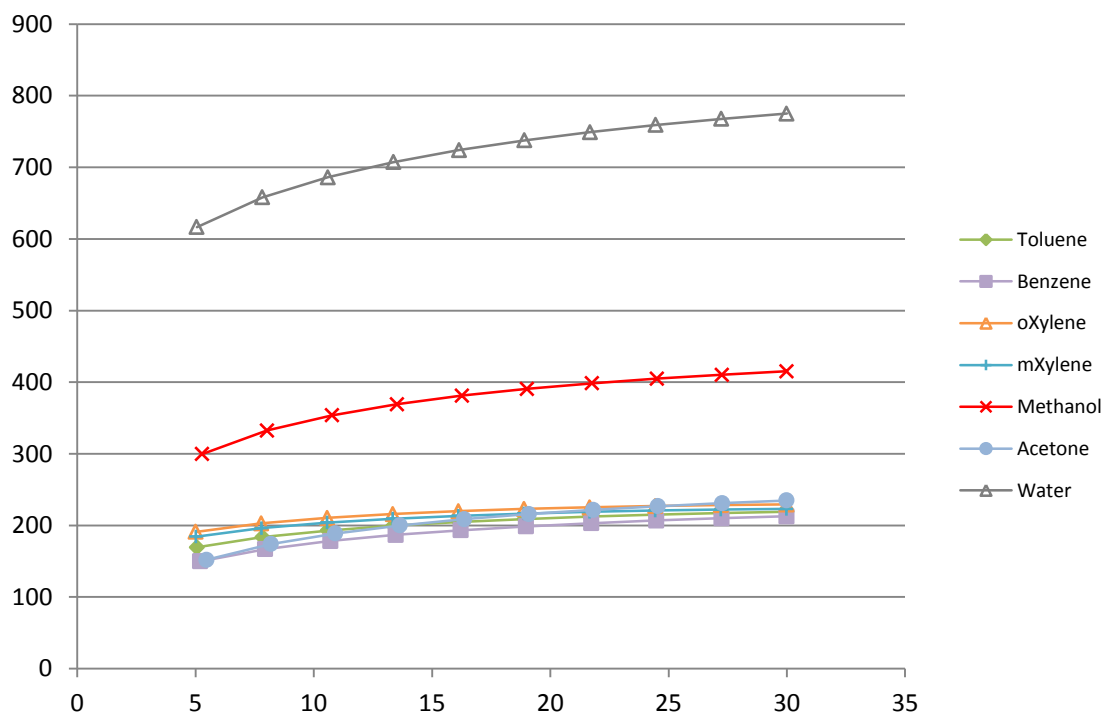


Grafico 17: Ciclo semplice - Andamento della potenza [kW] a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

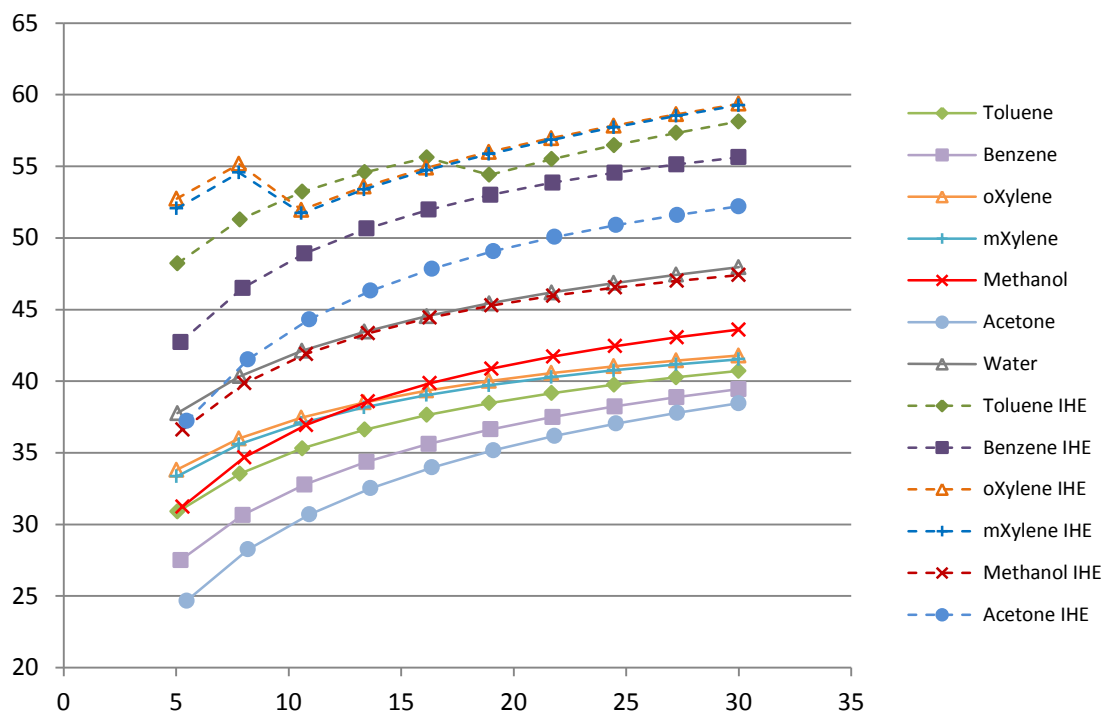


Grafico 18: Ciclo semplice - Andamento della portata [kg/s] a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

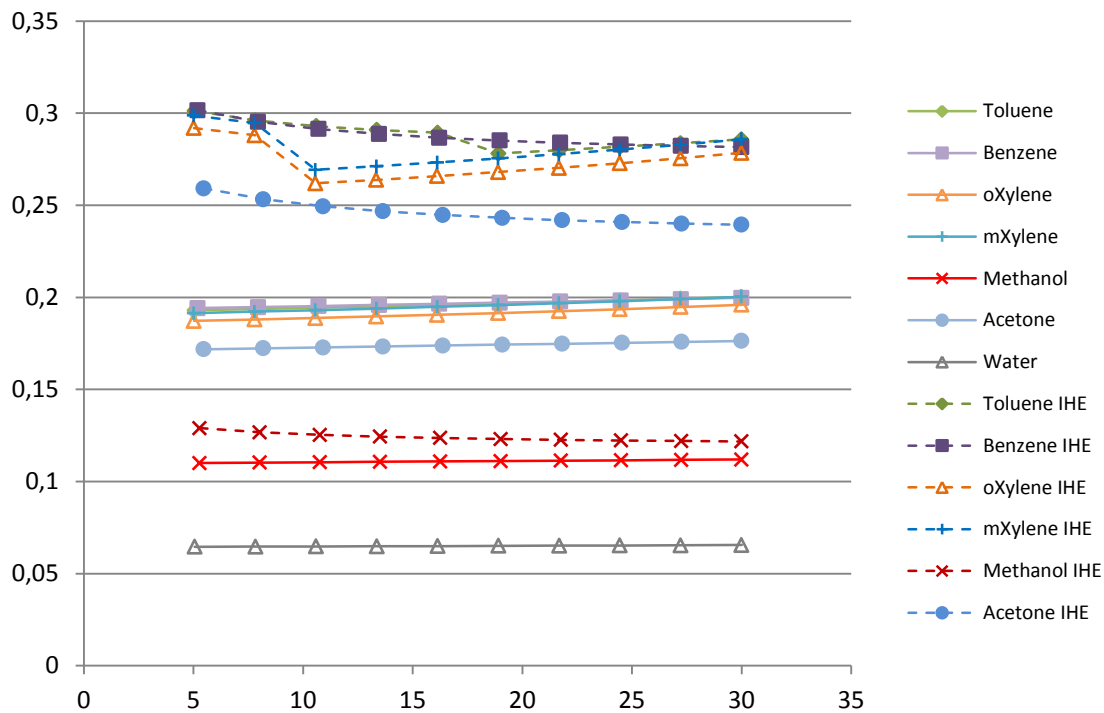


Grafico 19: Ciclo semplice - Andamento del rapporto di espansione a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

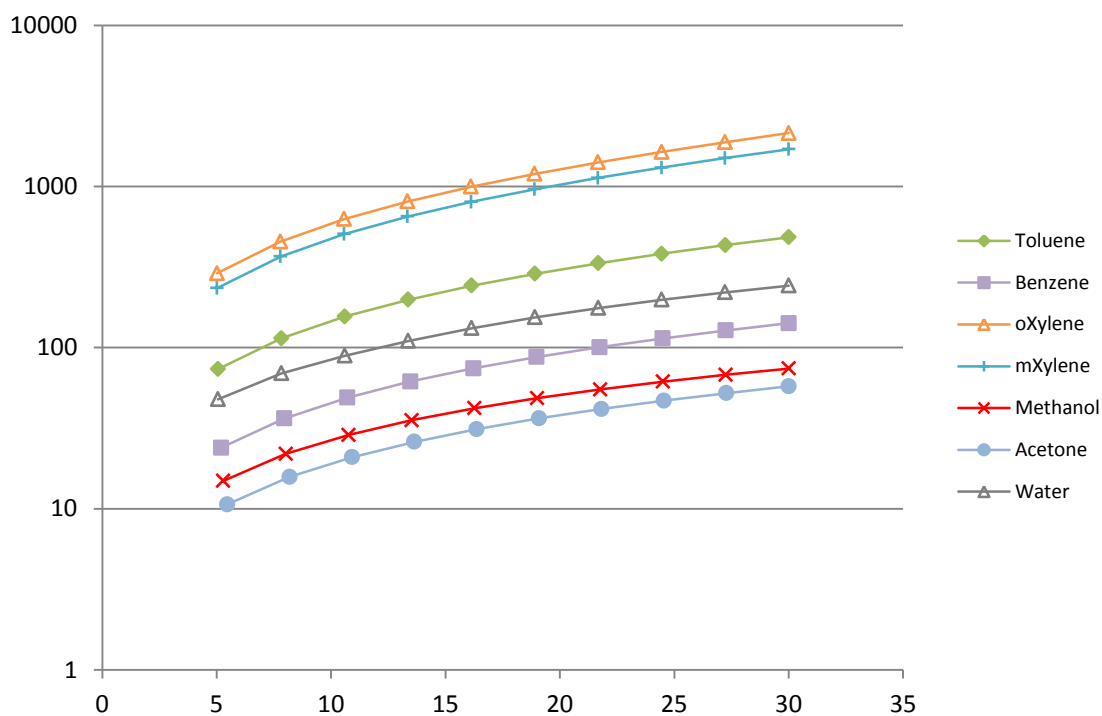


Grafico 20: Ciclo semplice - Andamento del Size Parameter a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

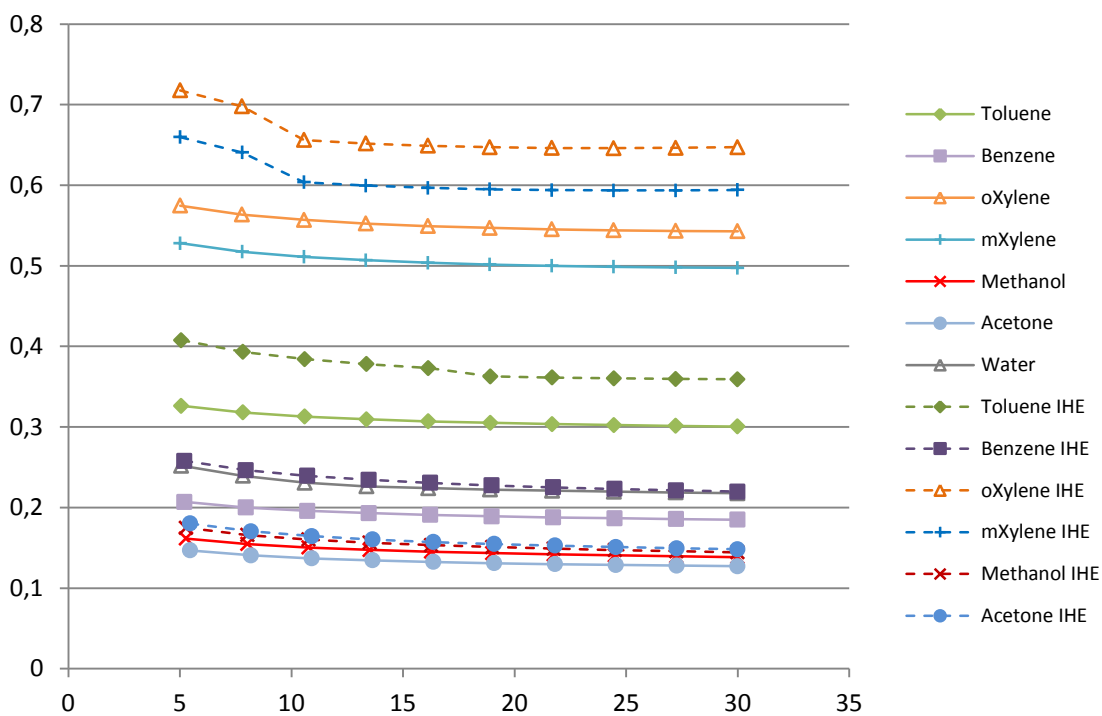


Grafico 21: Ciclo semplice - Andamento del BWR a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

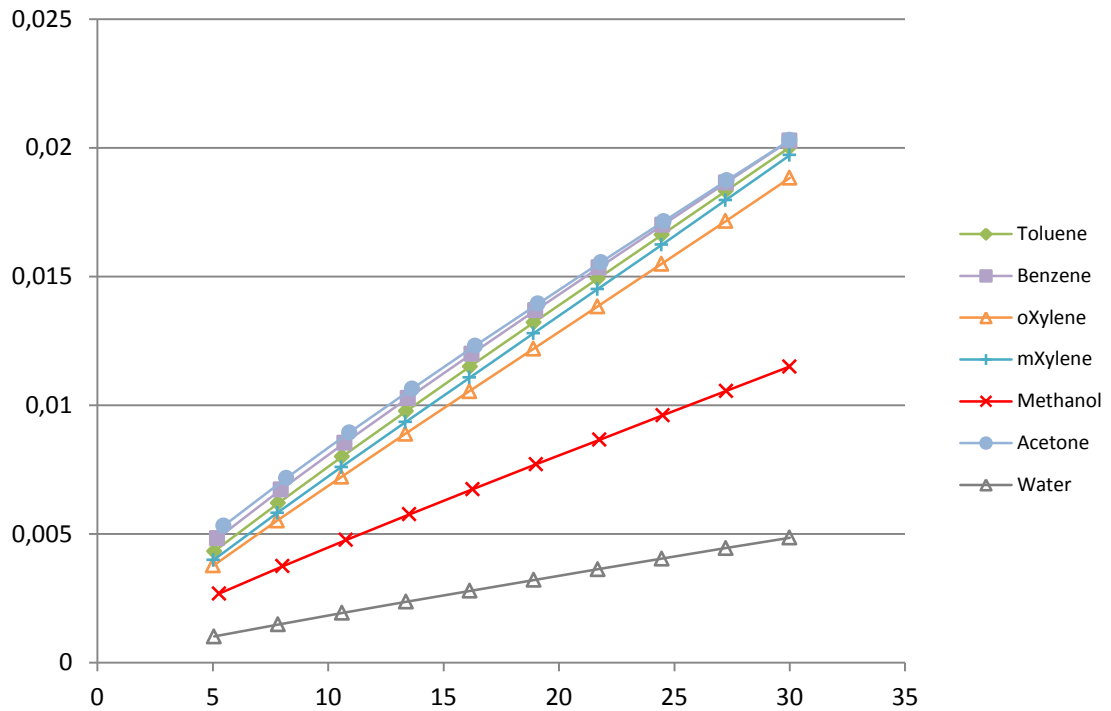


Grafico 22: Ciclo semplice - Andamento del rendimento di recupero a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

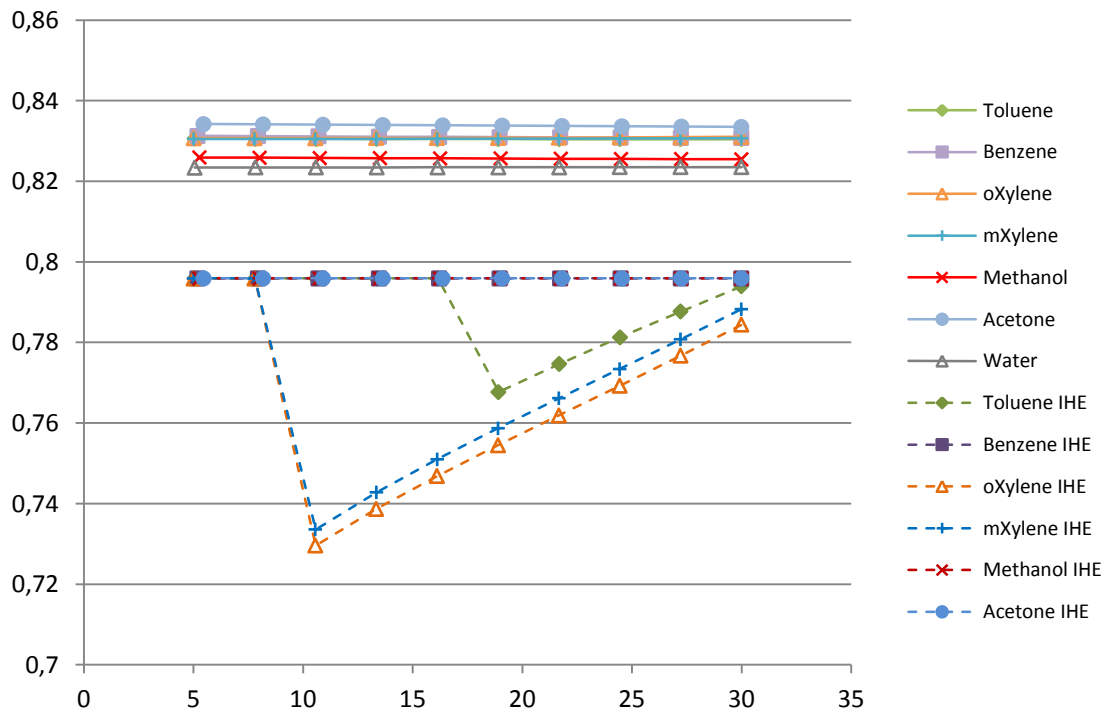


Grafico 23: Ciclo topping - Andamento del rendimento a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

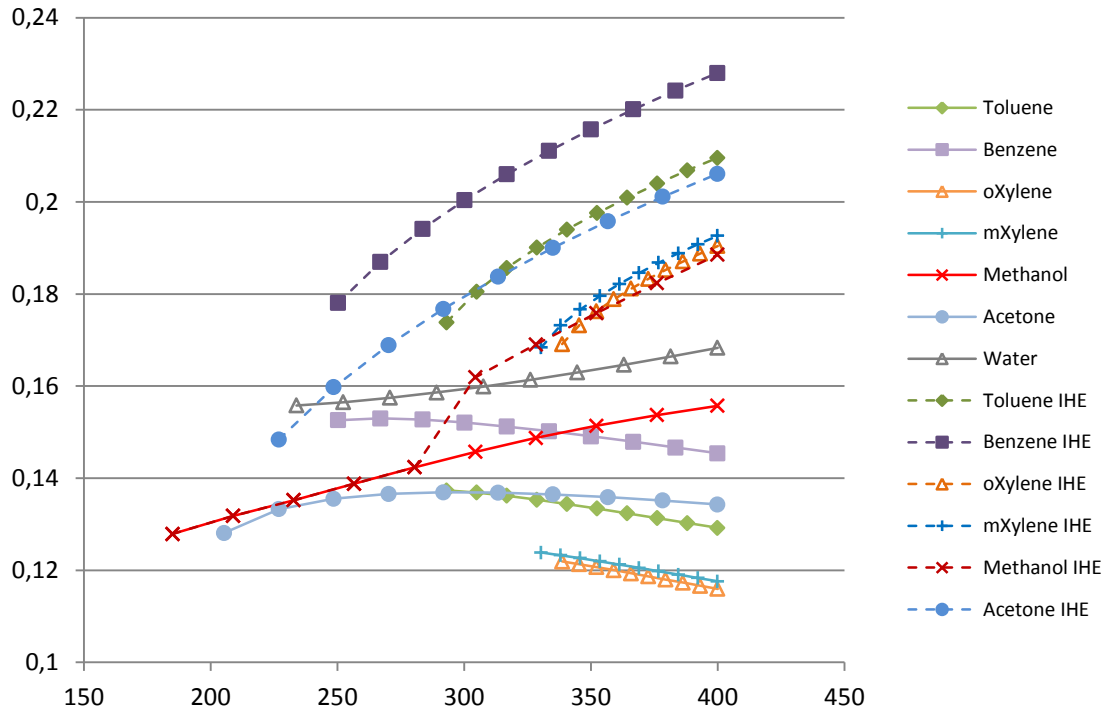


Grafico 24: Ciclo topping - Andamento del lavoro specifico [kJ/kg] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

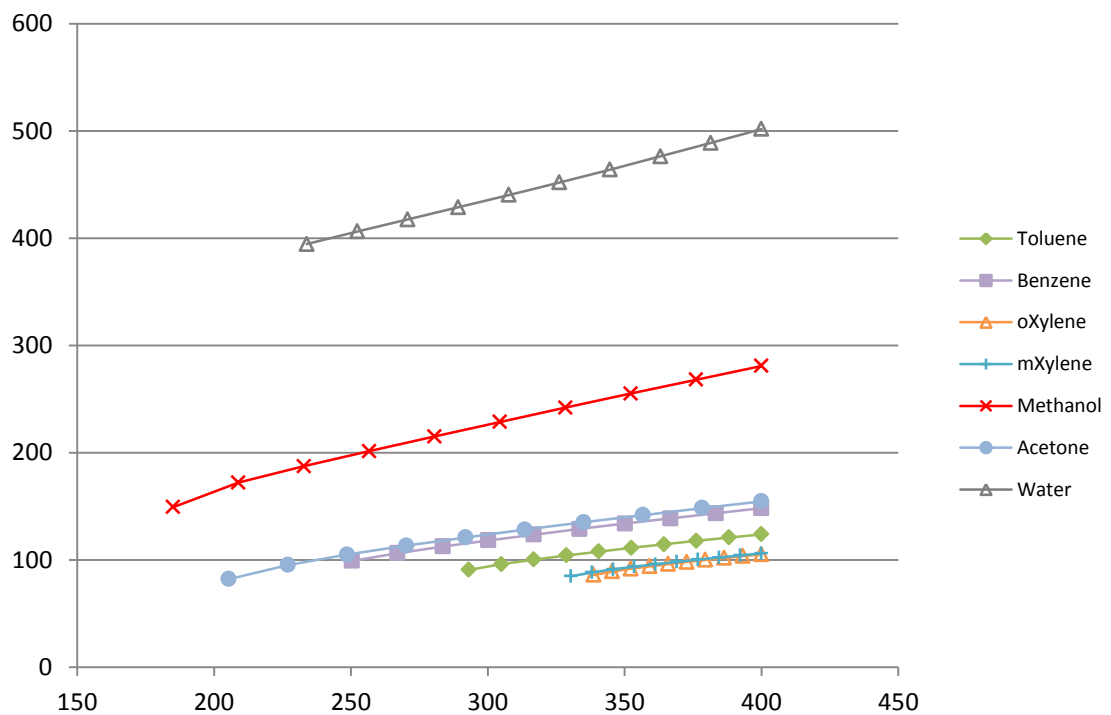


Grafico 25: Ciclo topping – Andamento della potenza [kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

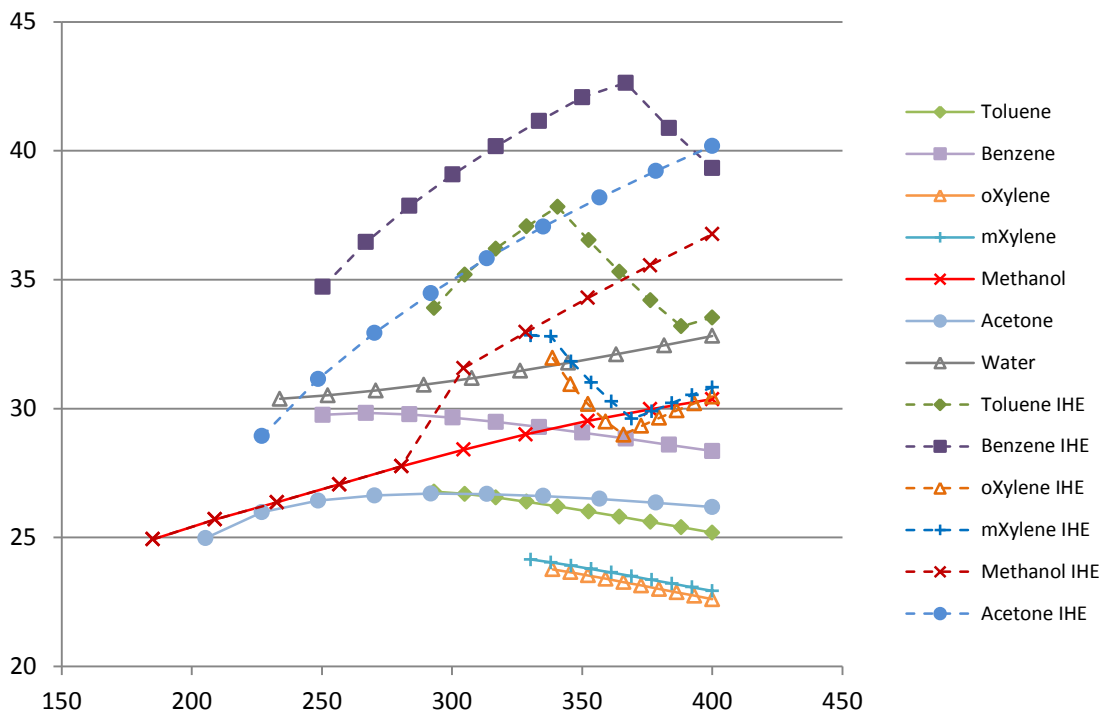


Grafico 26: Ciclo topping – Andamento della portata [kg/s] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

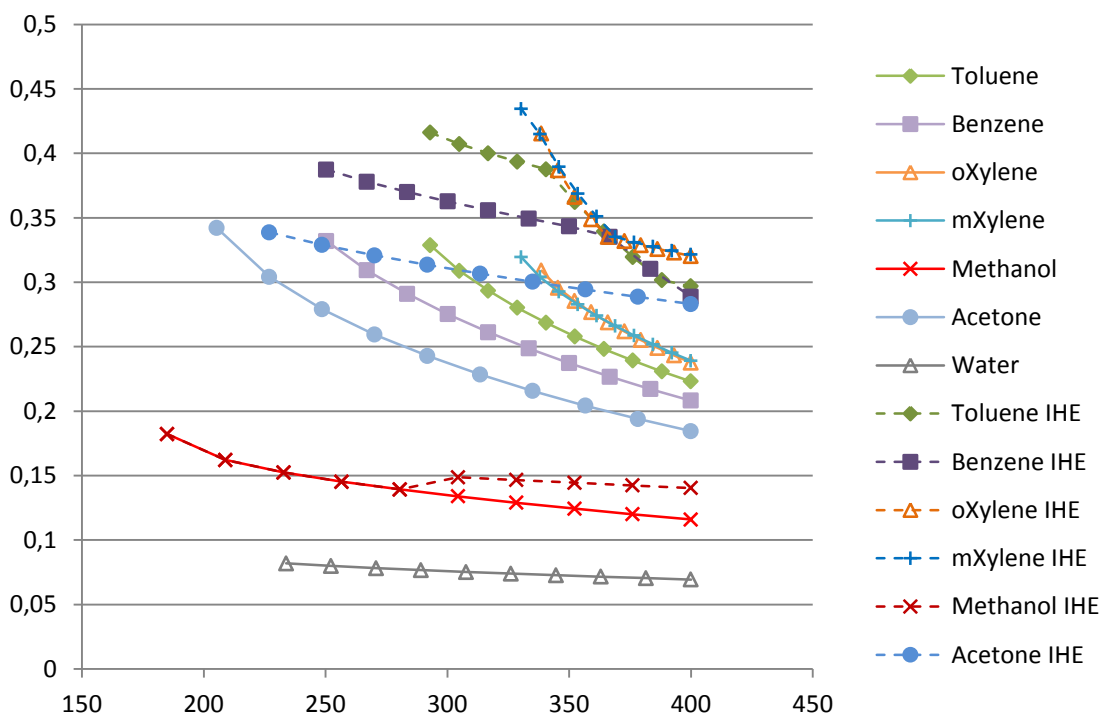


Grafico 27: Ciclo topping - Andamento del rapporto di espansione a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

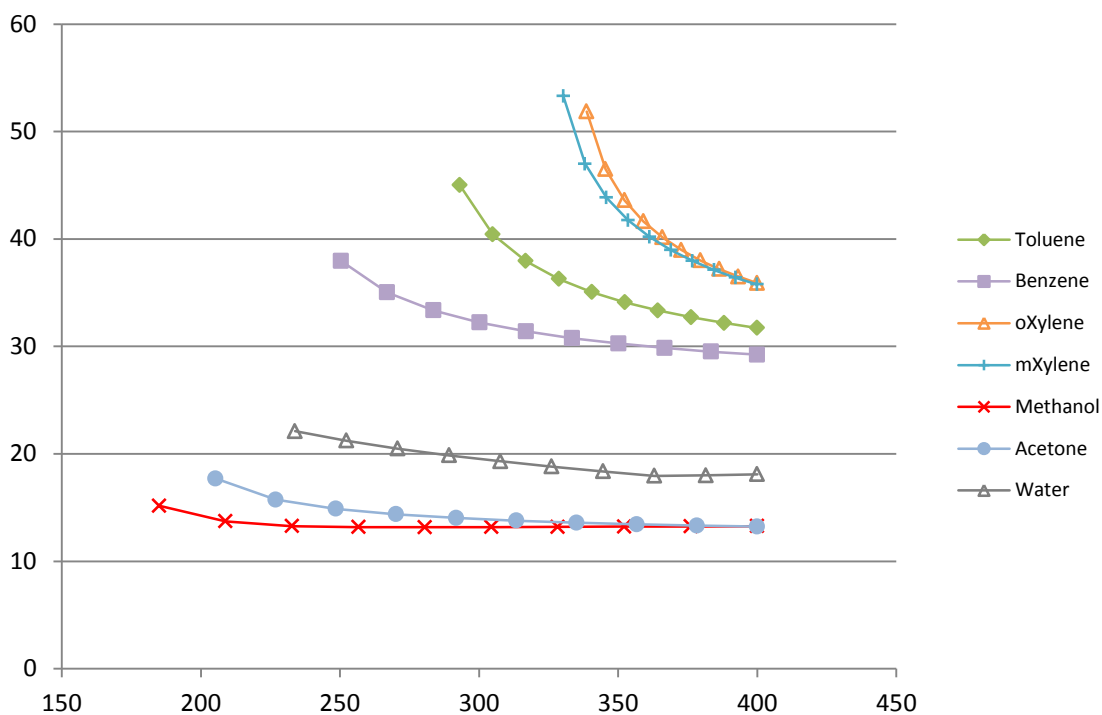


Grafico 28: Ciclo topping - Andamento del Size Parameter a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

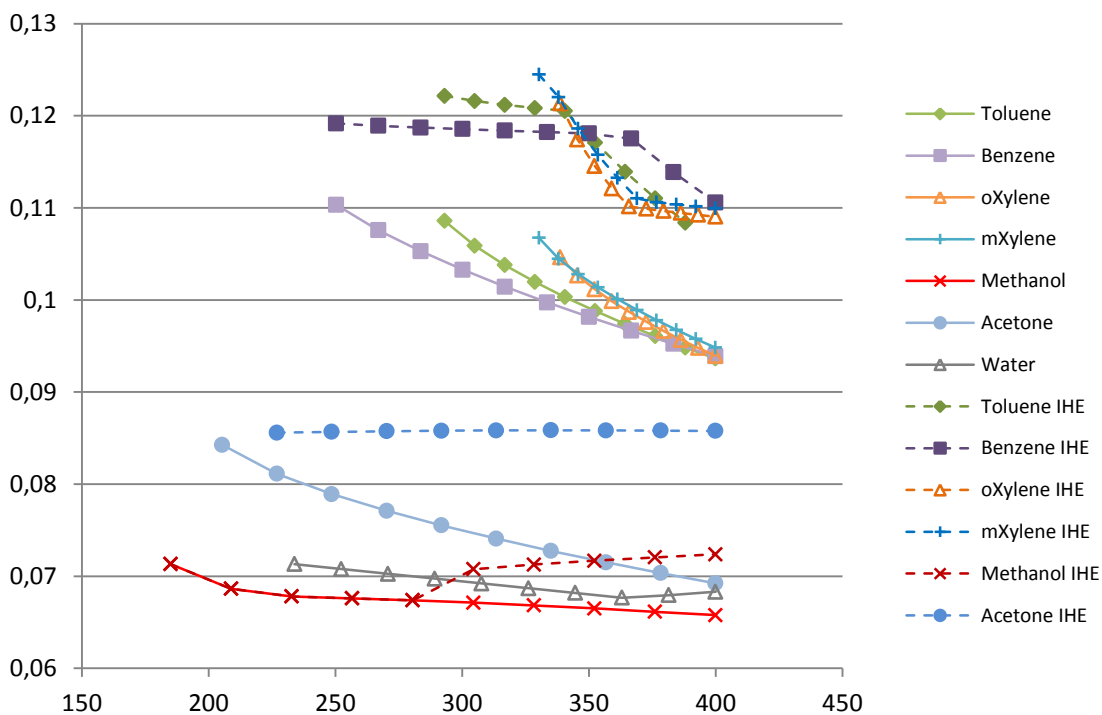


Grafico 29: Ciclo topping - Andamento del BWR a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

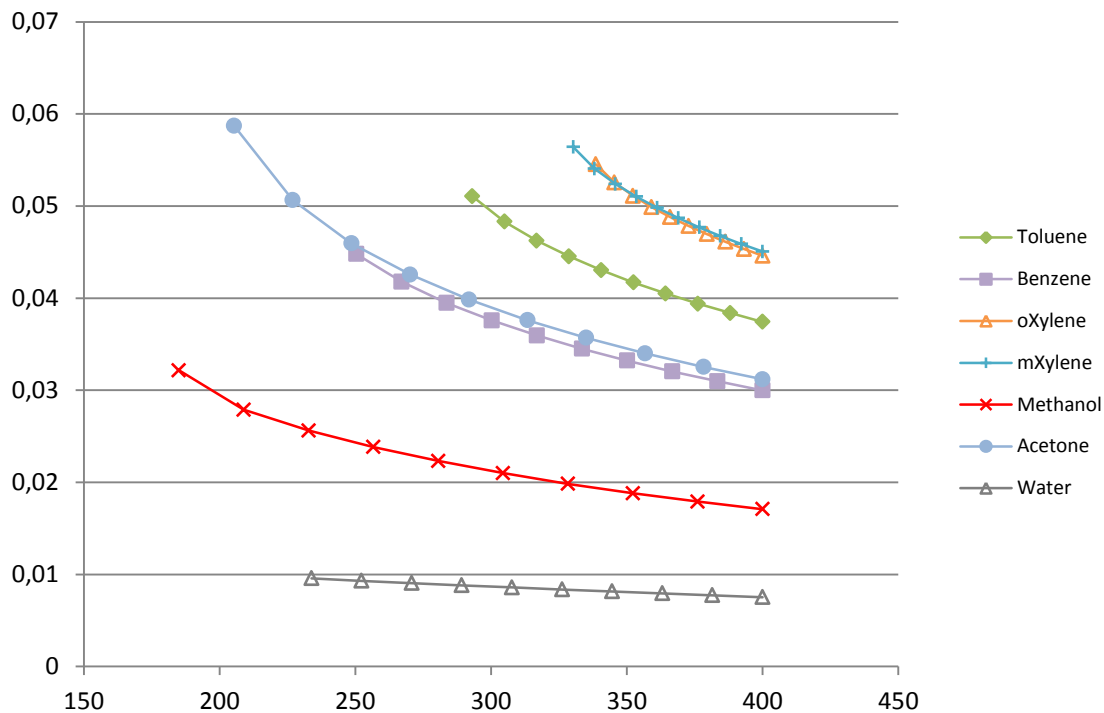


Grafico 30: Ciclo topping - Andamento del rendimento di recupero a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

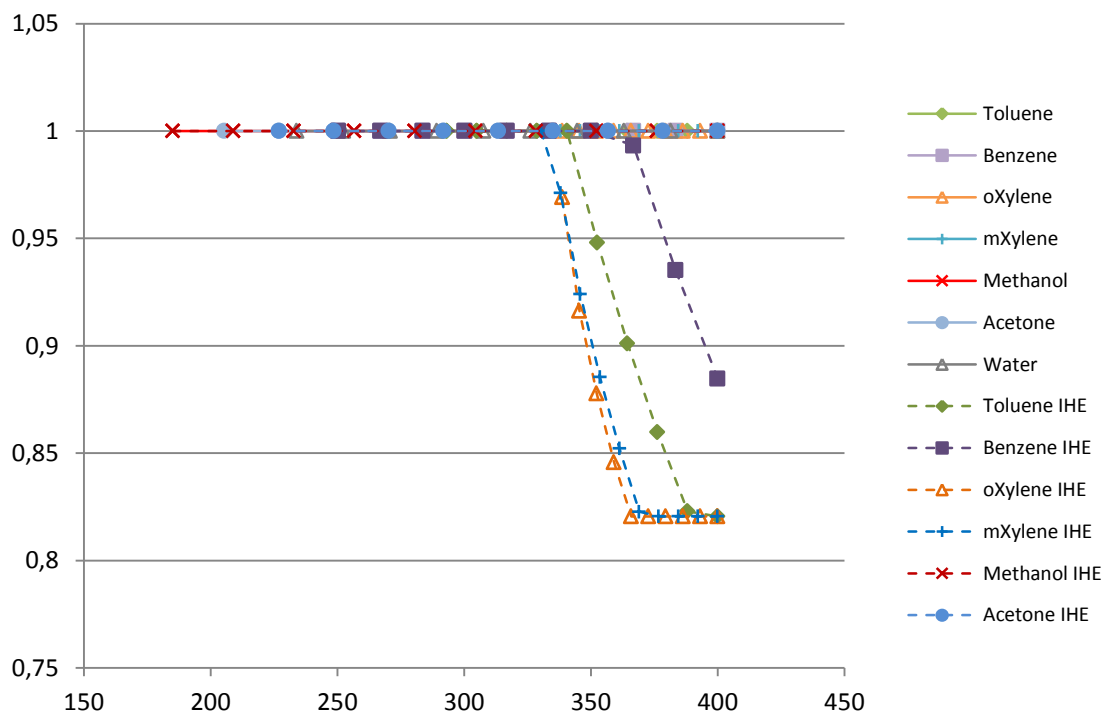


Grafico 31: Ciclo topping - Andamento del rendimento a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

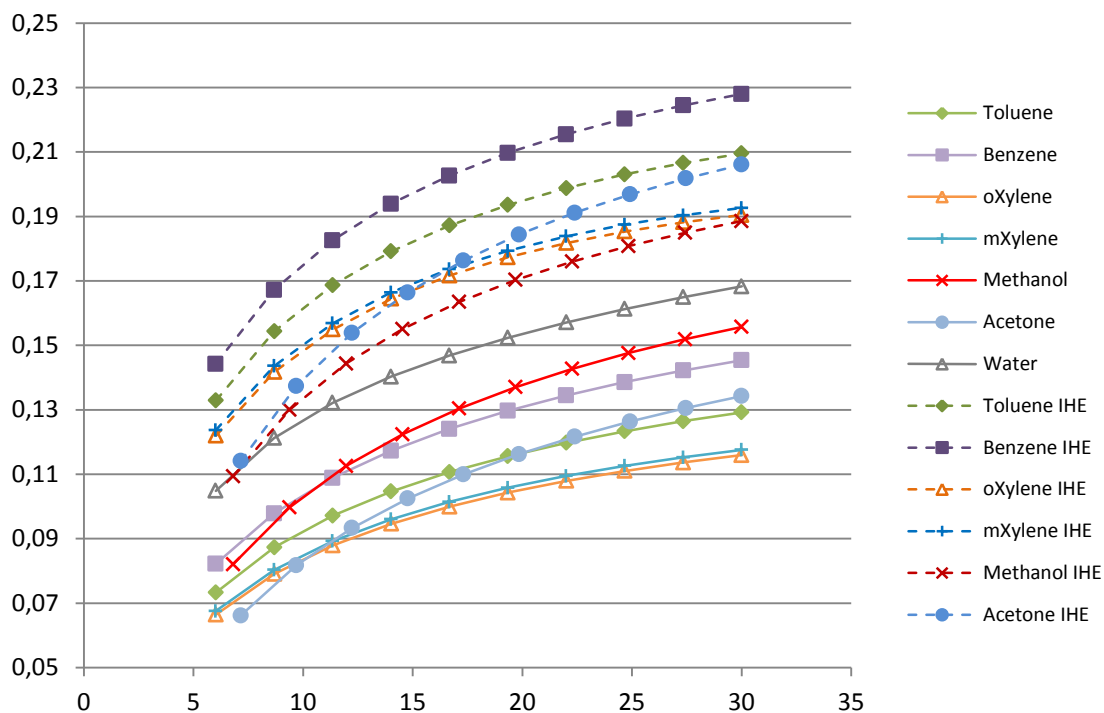


Grafico 32: Ciclo topping - Andamento del lavoro specifico [kJ/kg] a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

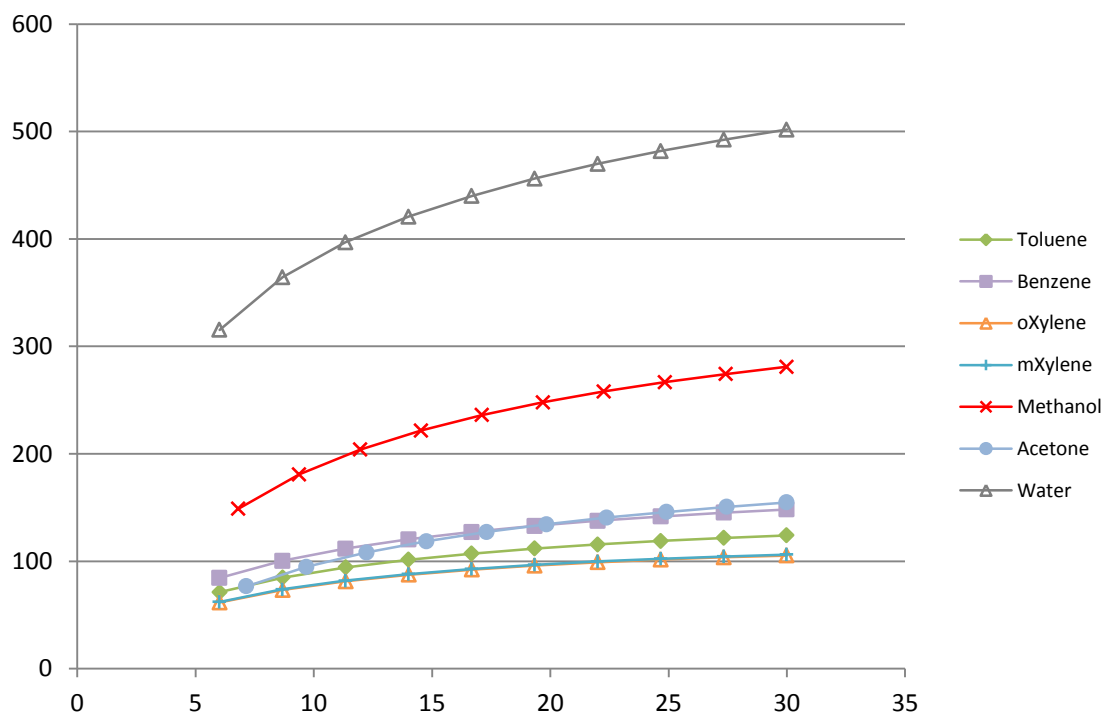


Grafico 33: Ciclo topping – Andamento della potenza [kW] a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

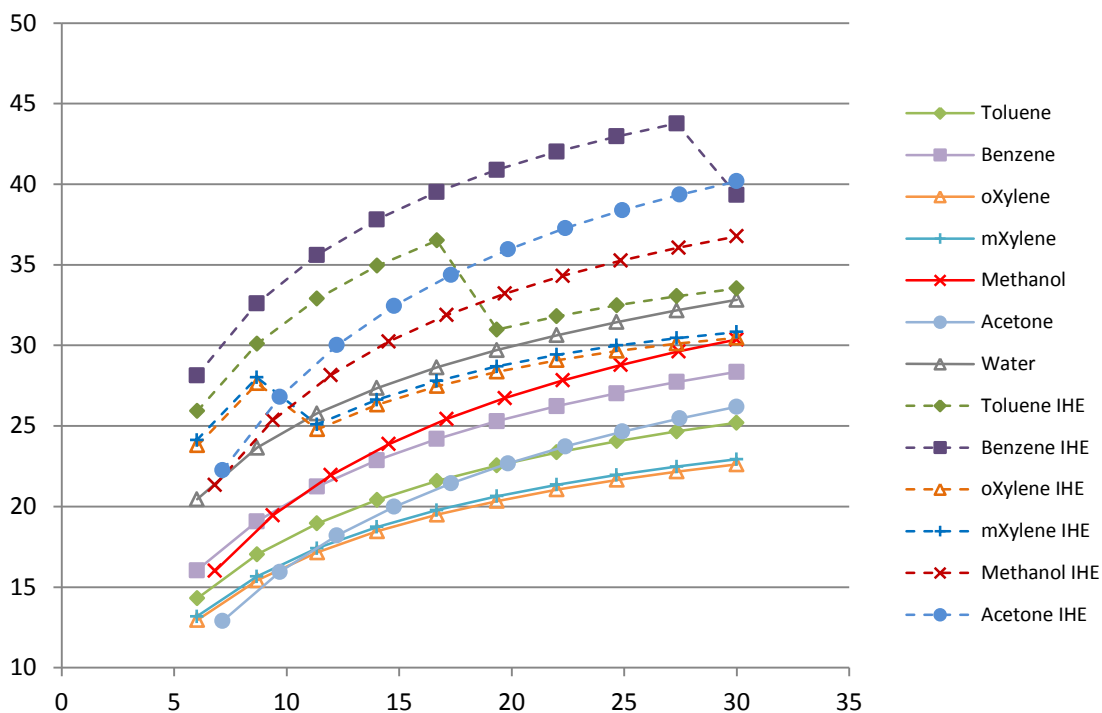


Grafico 34: Ciclo topping – Andamento della portata [kg/s] a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

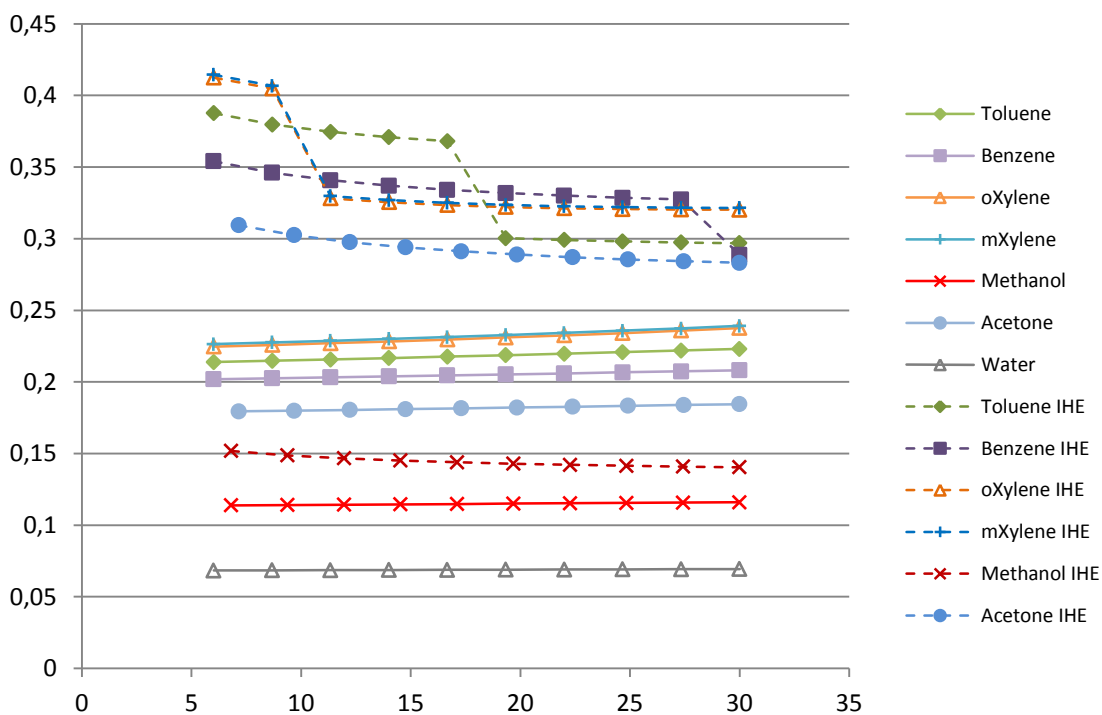


Grafico 35: Ciclo topping - Andamento del rapporto di espansione a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

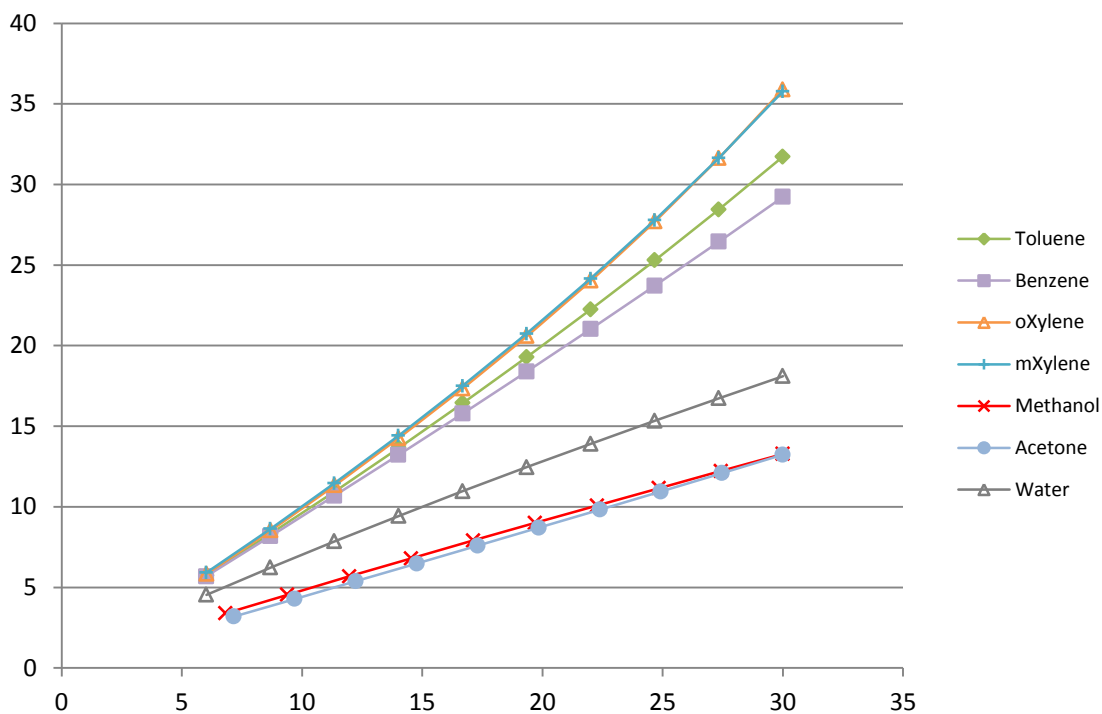


Grafico 36: Ciclo topping - Andamento del Size Parameter a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

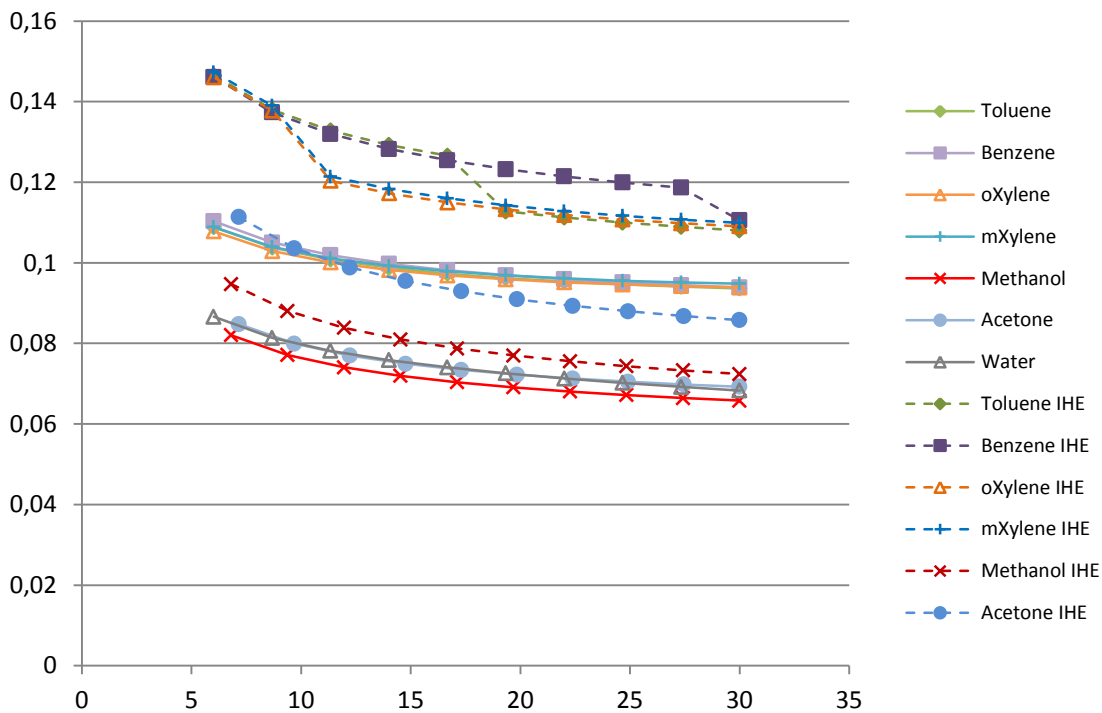


Grafico 37: Ciclo topping - Andamento del BWR a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

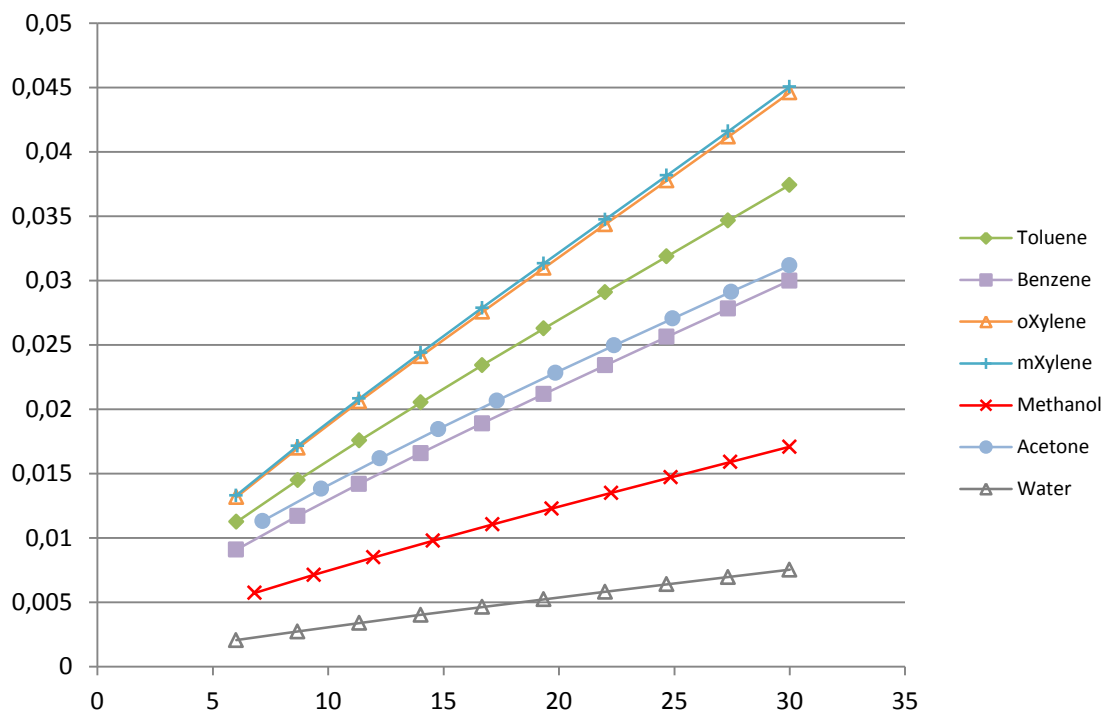


Grafico 38: Ciclo topping - Andamento del rendimento di recupero a $TIT = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

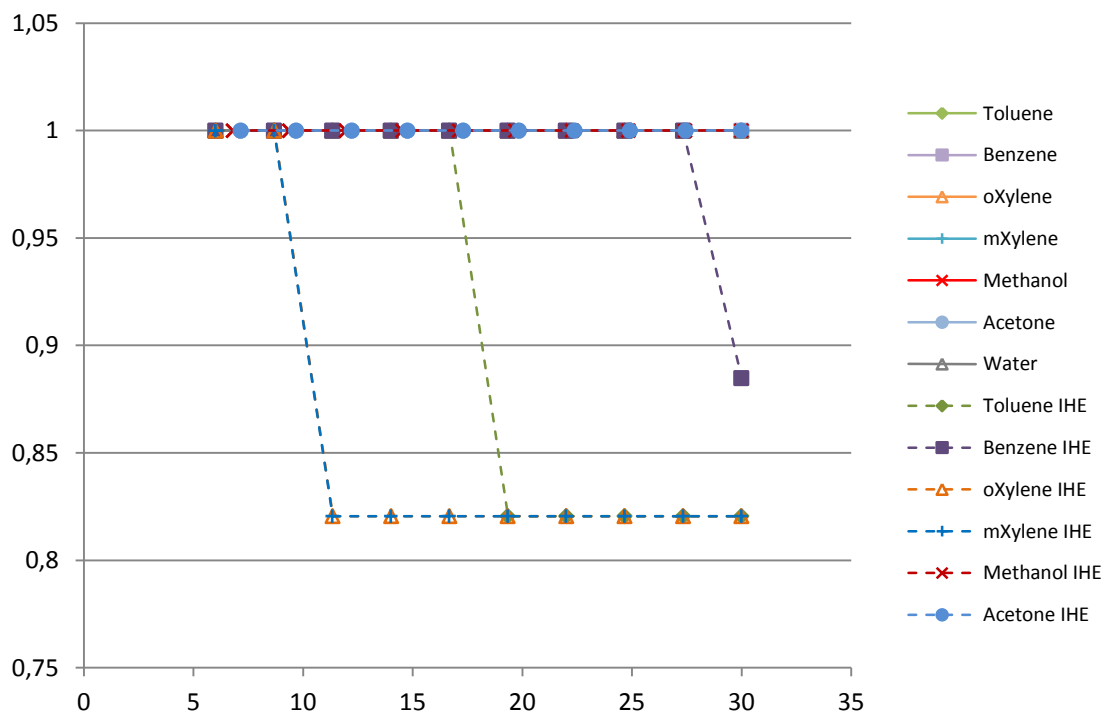


Grafico 39: Ciclo bottoming - Andamento del rendimento al variare di T_{evap} [°C]

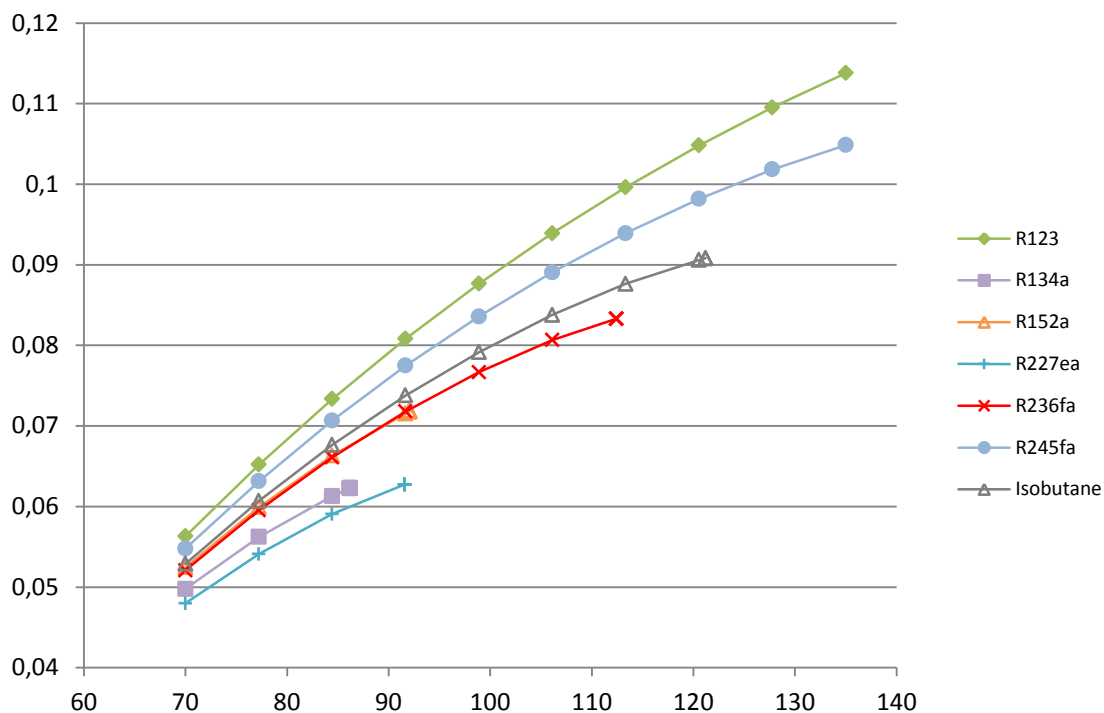


Grafico 40: Ciclo bottoming - Andamento del lavoro specifico [kJ/kg] al variare di T_{evap} [°C]

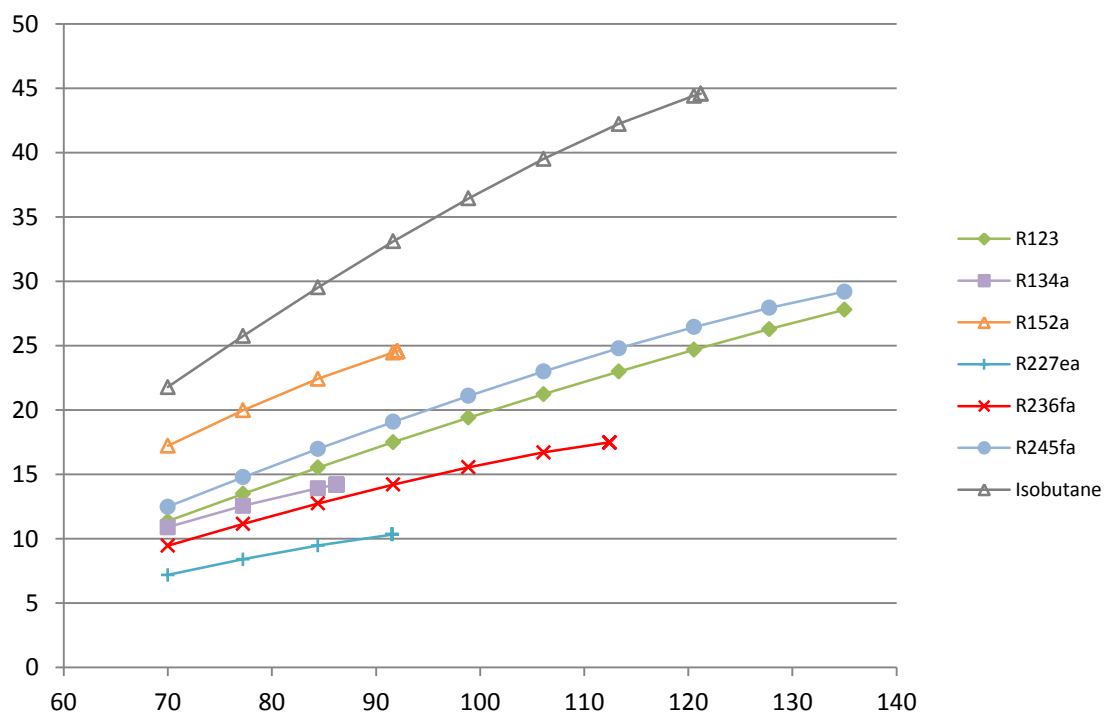


Grafico 41: Ciclo bottoming - Andamento della potenza [kW] al variare di T_{evap} [°C]

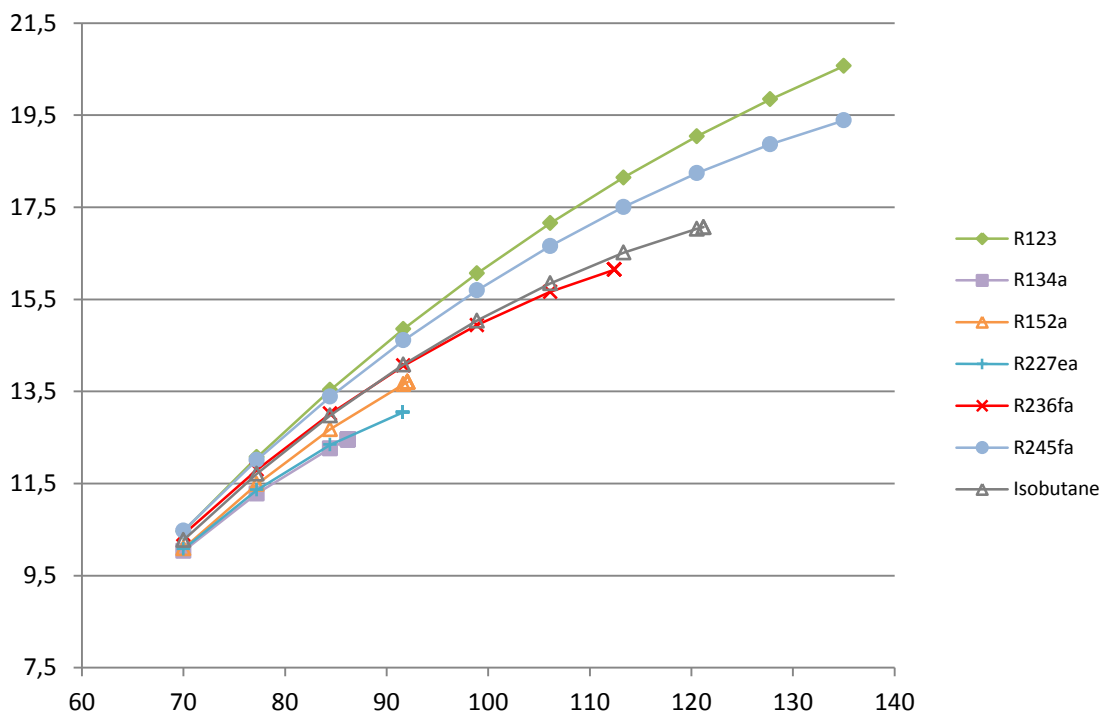


Grafico 42: Ciclo bottoming - Andamento della portata [kg/s] al variare di T_{evap} [°C]

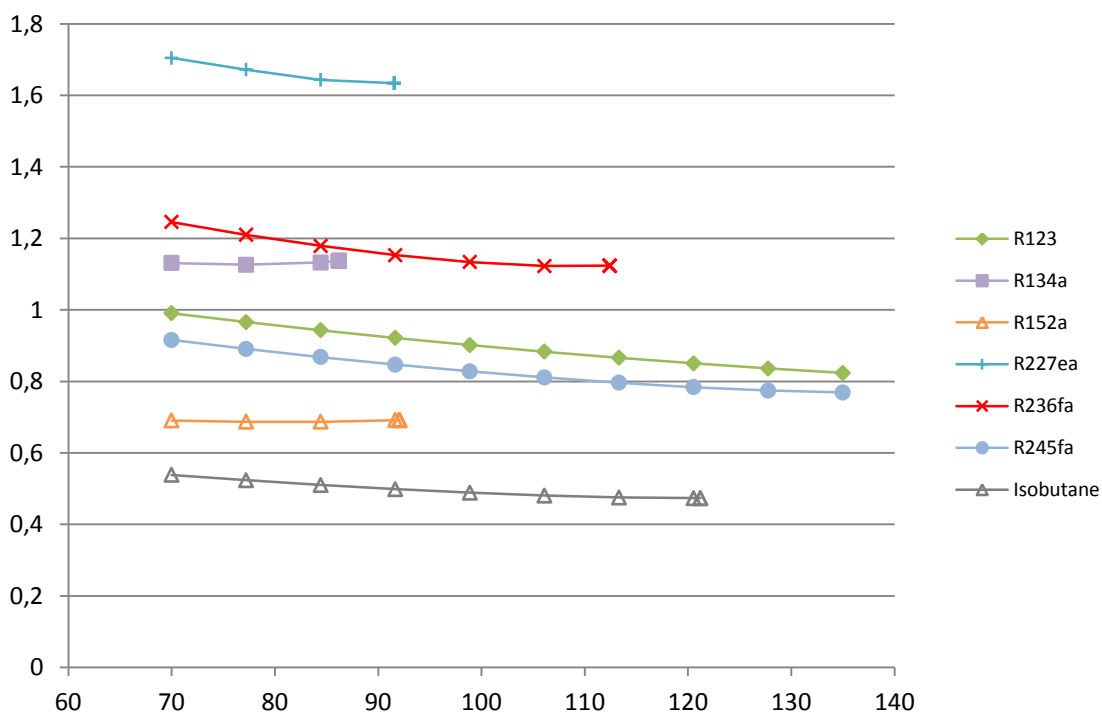


Grafico 43: Ciclo bottoming - Andamento del rapporto di espansione al variare di T_{evap} [°C]

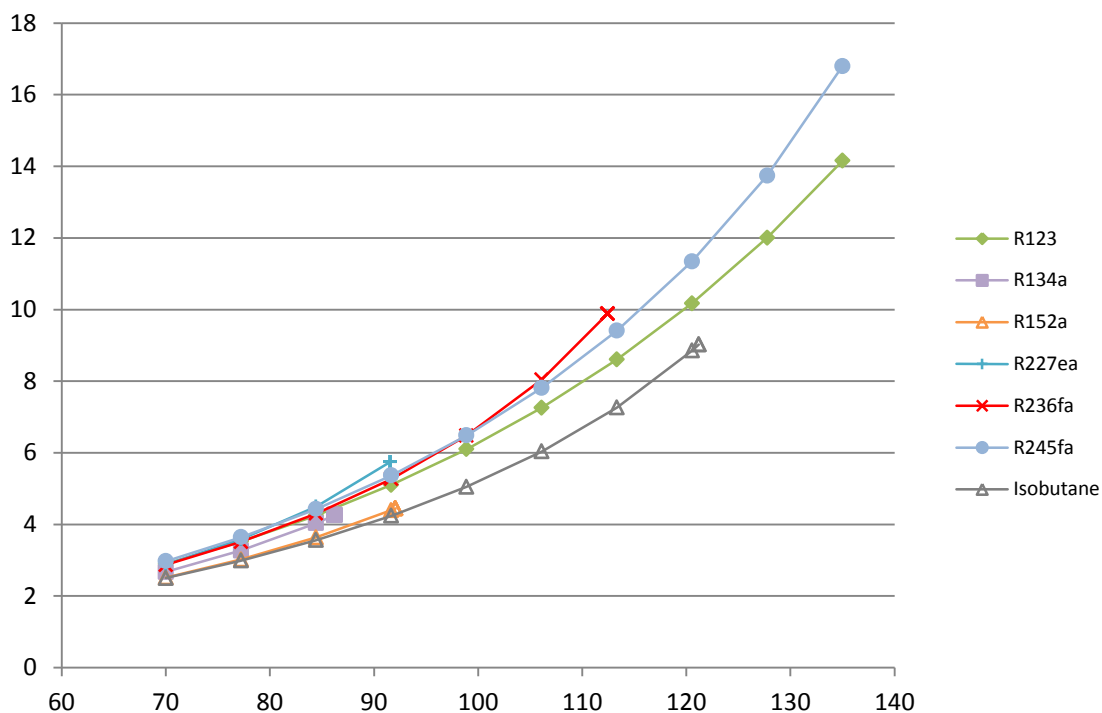


Grafico 44: Ciclo bottoming - Andamento del Size Parameter al variare di T_{evap} [°C]

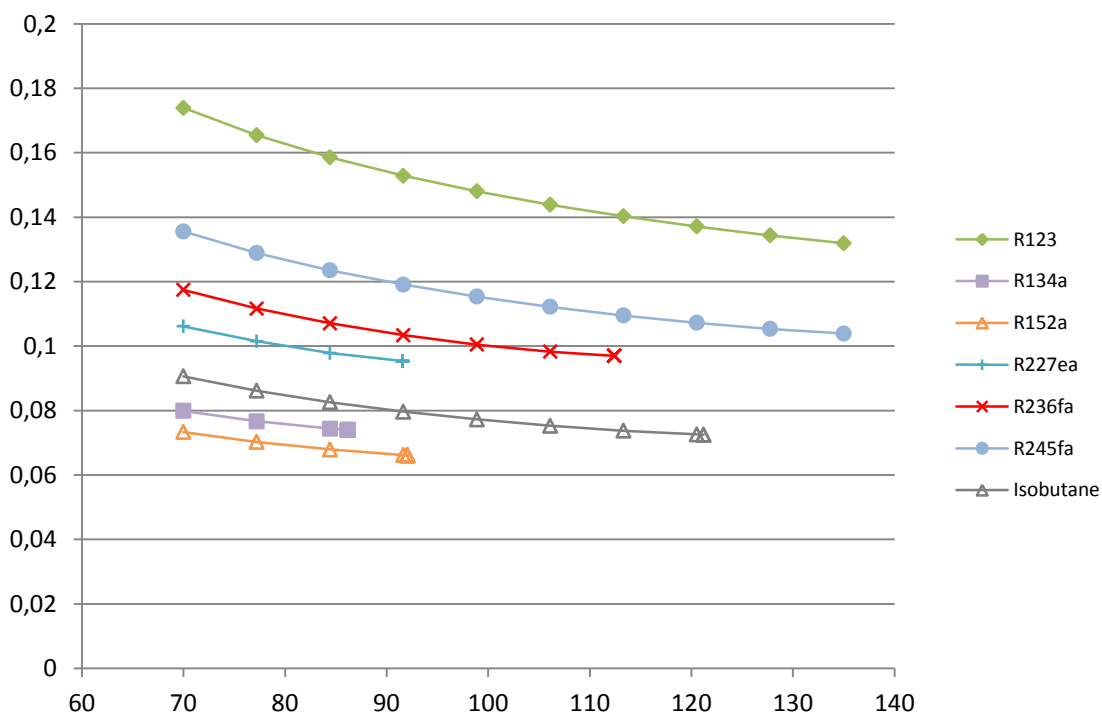


Grafico 45: Ciclo bottoming - Andamento del BWR al variare di T_{evap} [°C]

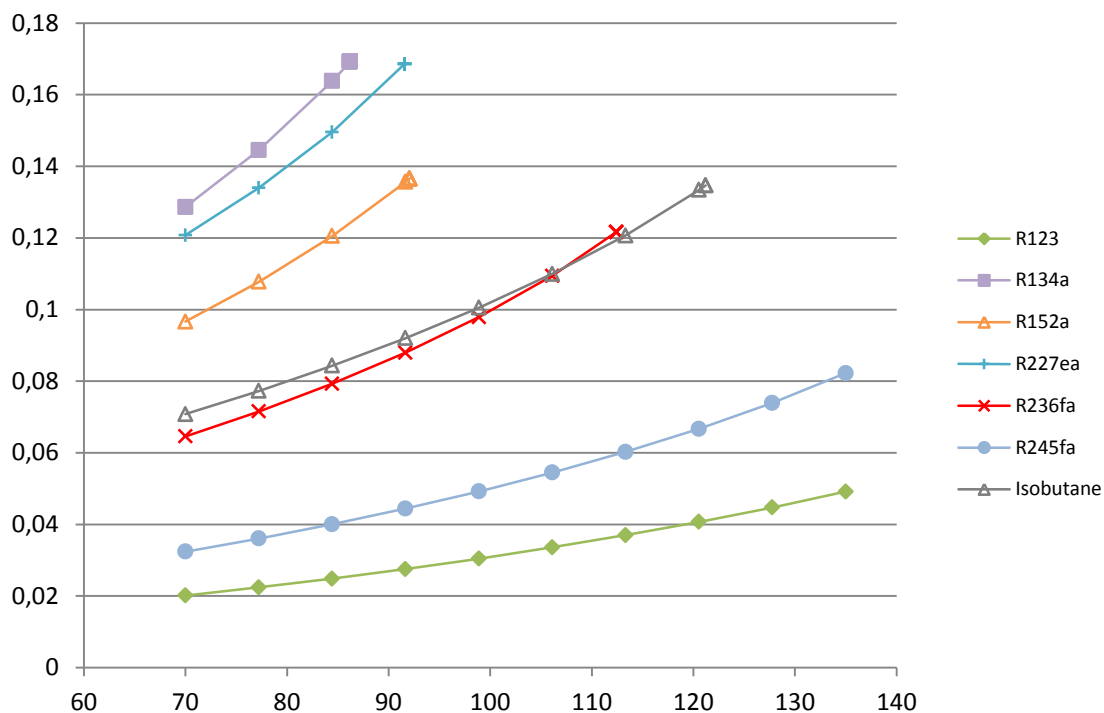


Grafico 46: Ciclo bottoming - Andamento del rendimento di recupero al variare di T_{evap} [°C]

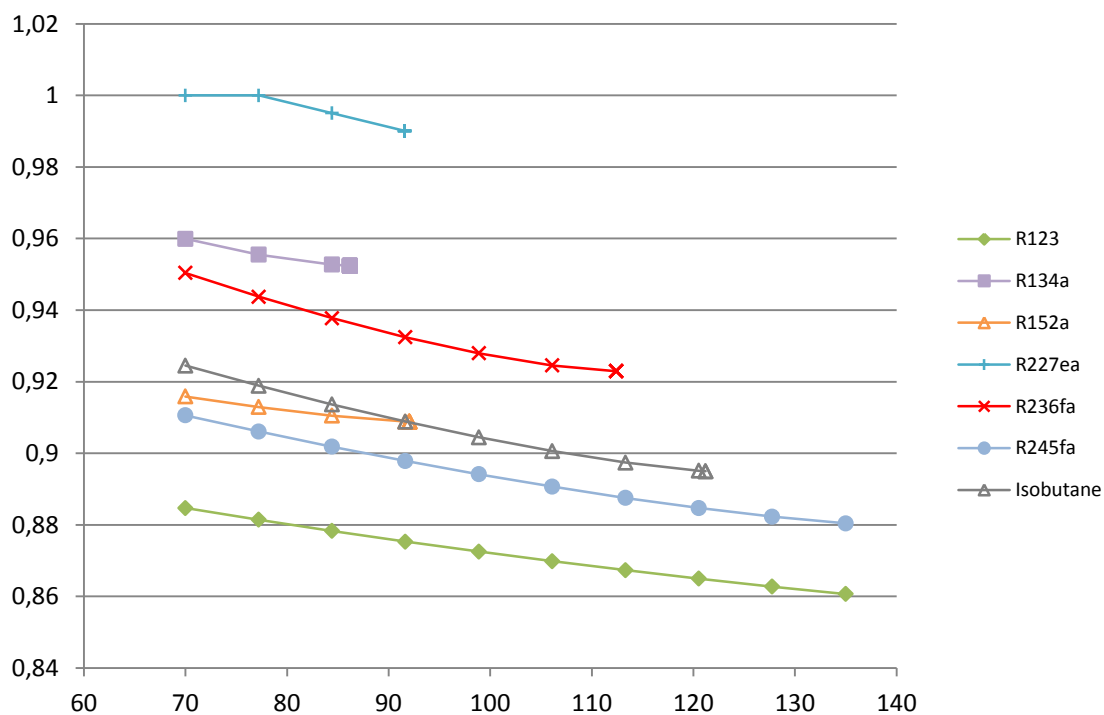


Grafico 47: Ciclo Double Stage con bottoming a R123 - Andamento della potenza [kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C] del ciclo topping

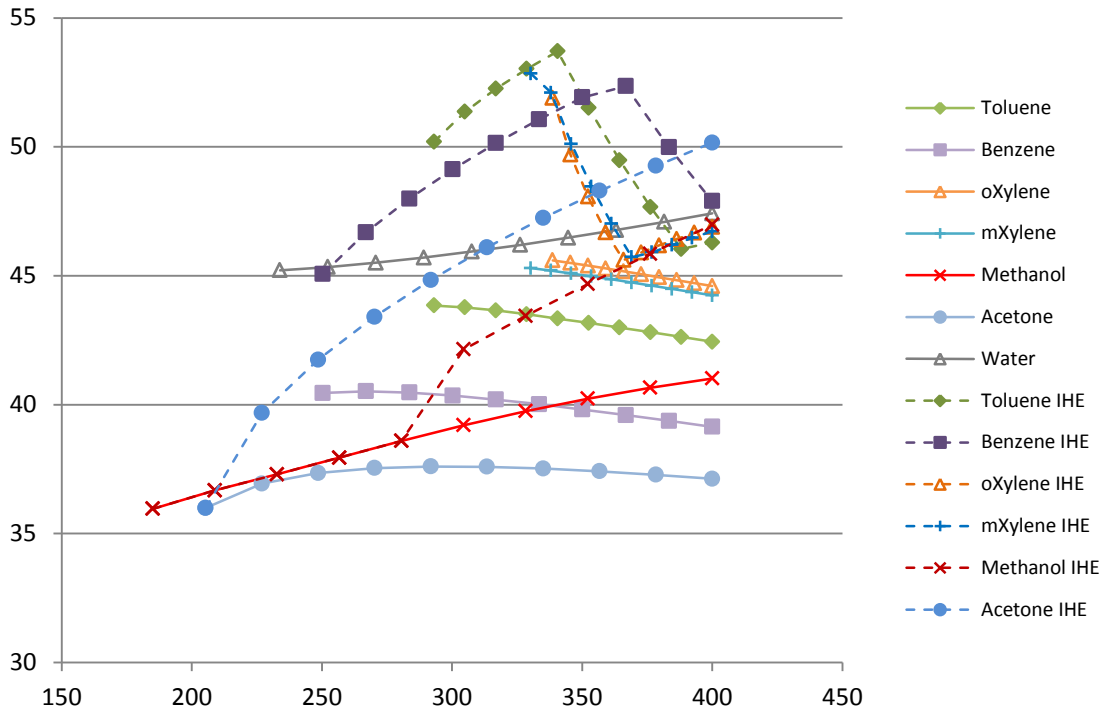


Grafico 48: Ciclo Double Stage con bottoming a R123 - Andamento della potenza [kW] a $TIT = 400 \text{ °C}$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping

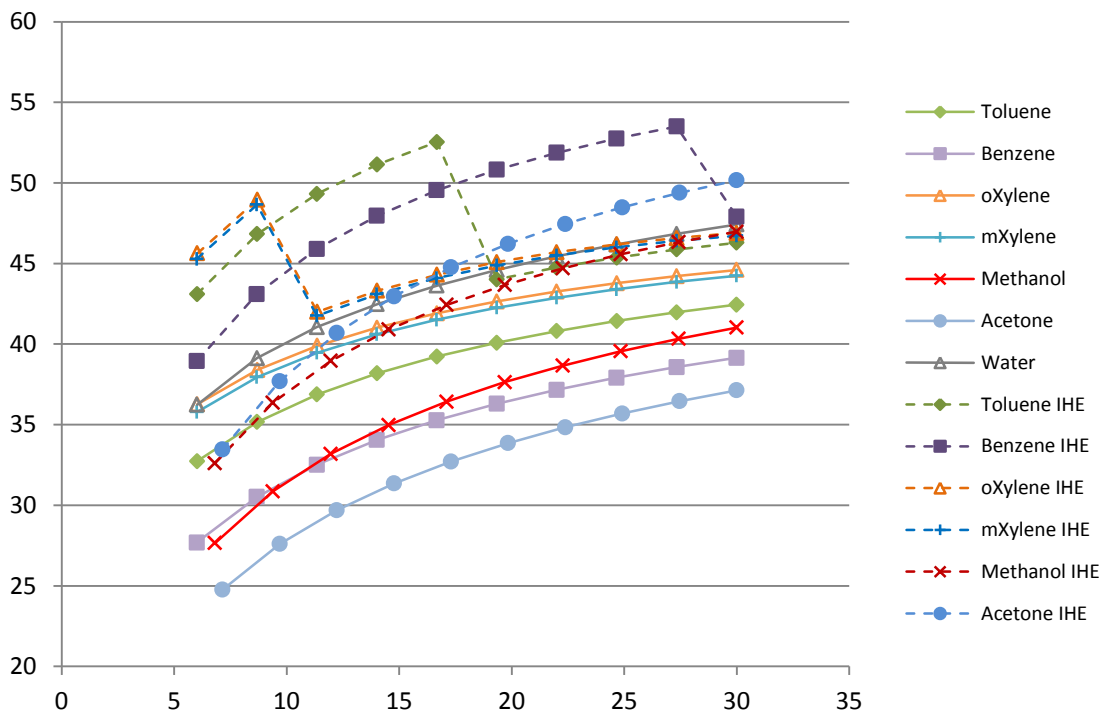


Grafico 49: Ciclo Double Stage con bottoming a R236fa - Andamento della potenza [kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C] del ciclo topping

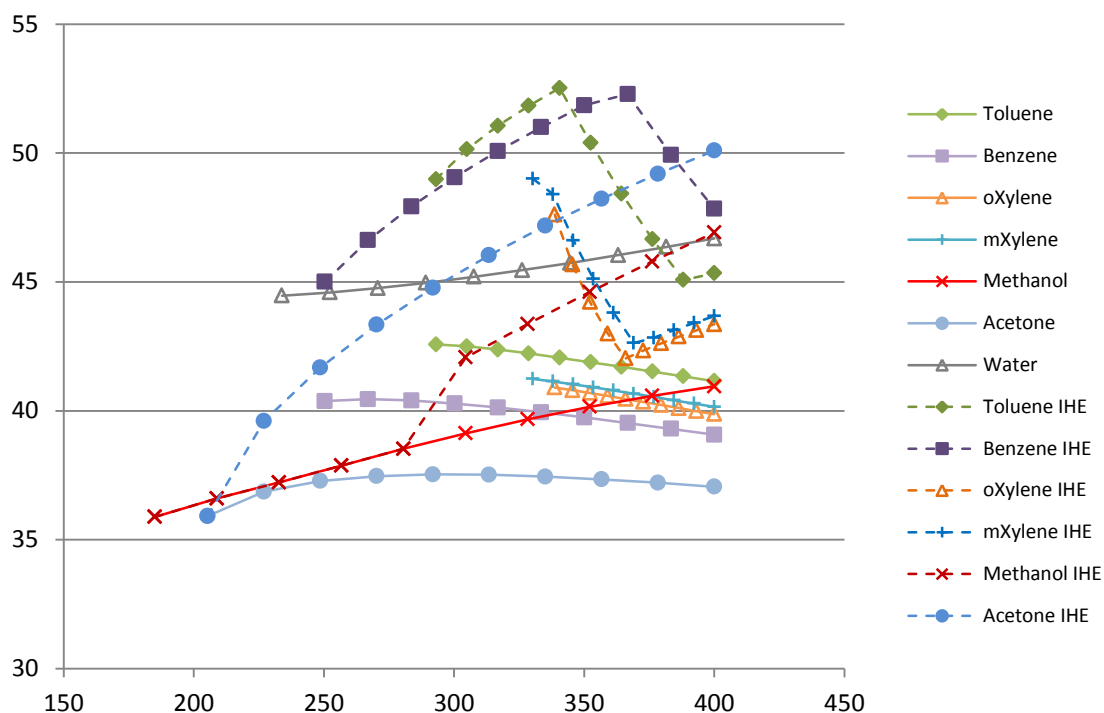


Grafico 50: Ciclo Double Stage con bottoming a R236fa - Andamento della potenza [kW] a $TIT = 400 \text{ °C}$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping

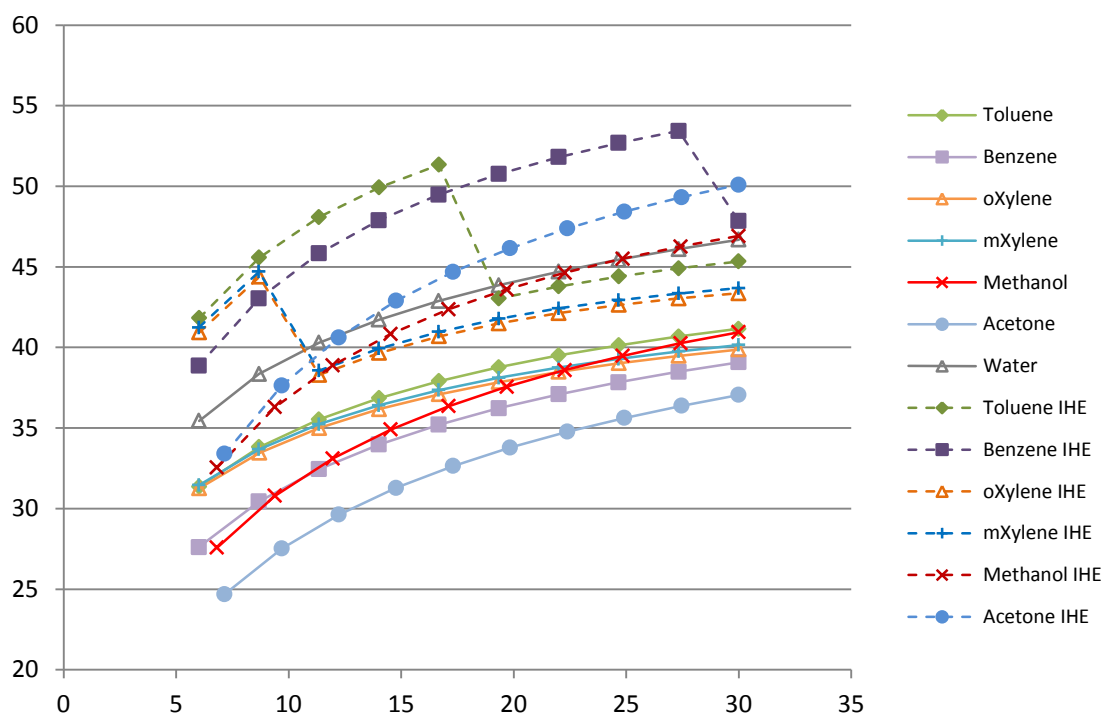


Grafico 51: Ciclo Double Stage con bottoming a R245fa - Andamento della potenza [kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C] del ciclo topping

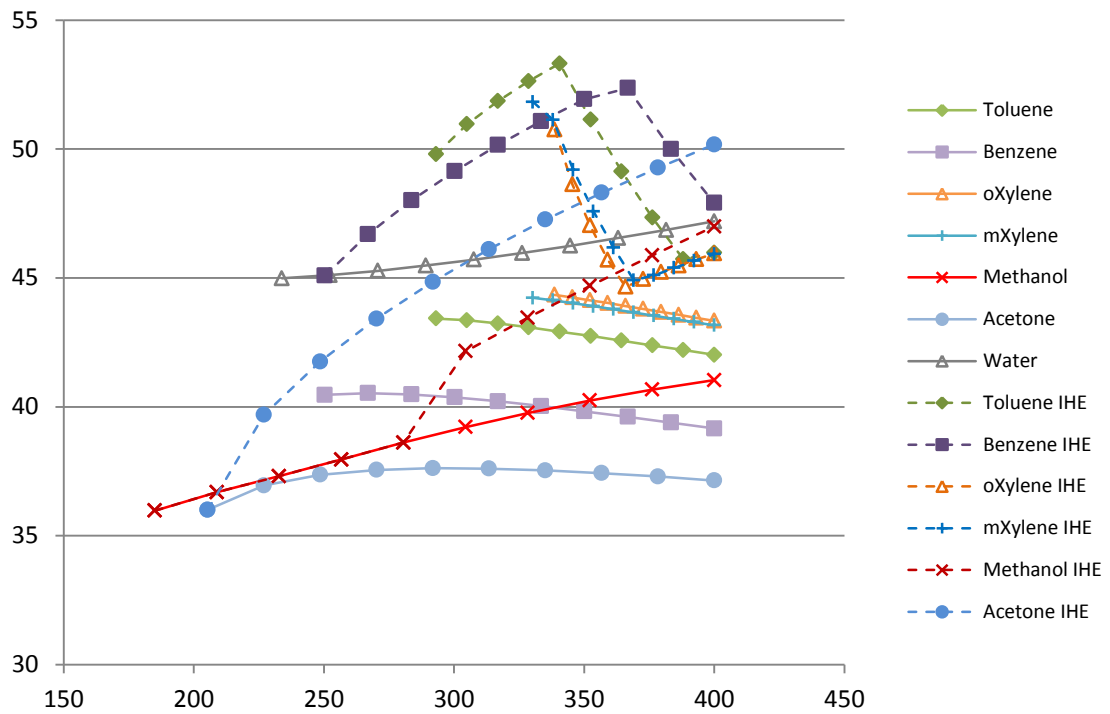


Grafico 52: Ciclo Double Stage con bottoming a R245fa - Andamento della potenza [kW] a $TIT = 400 \text{ °C}$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping

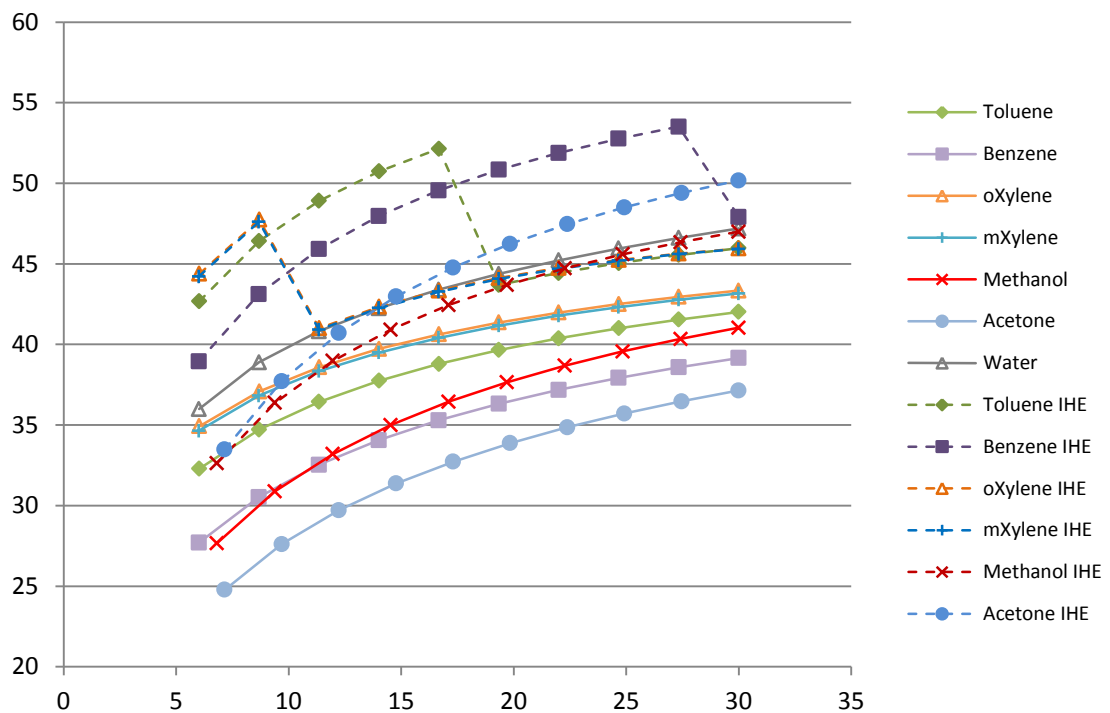


Grafico 53: Ciclo Double Stage con bottoming a isobutano - Andamento della potenza [kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C] del ciclo topping

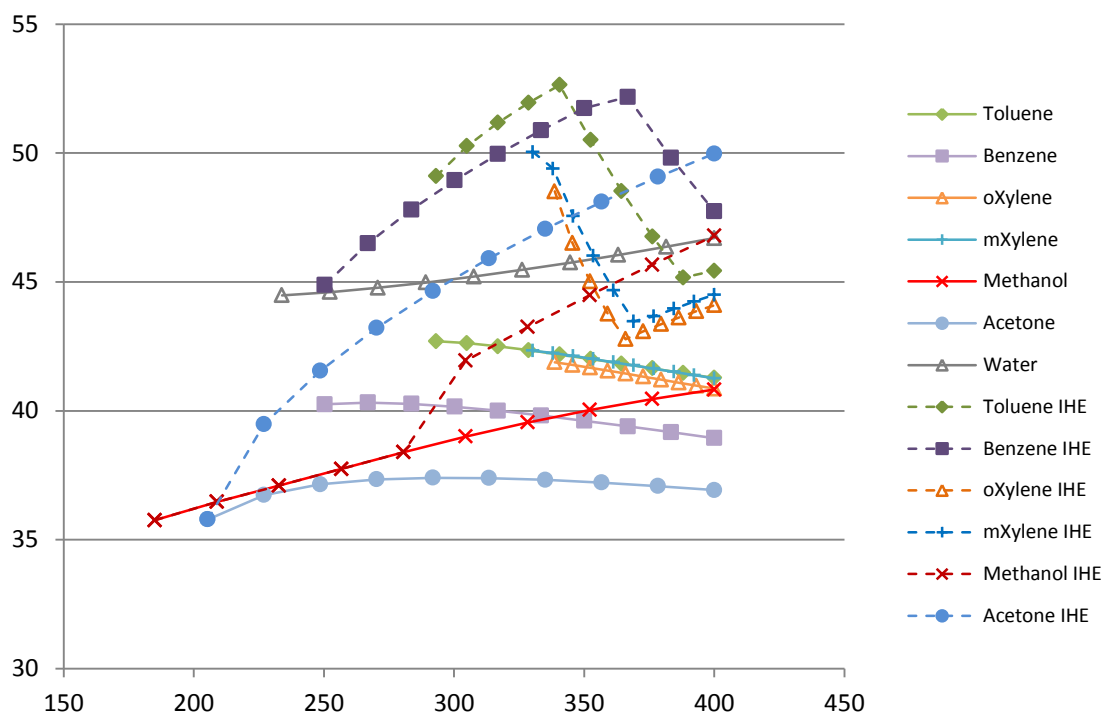
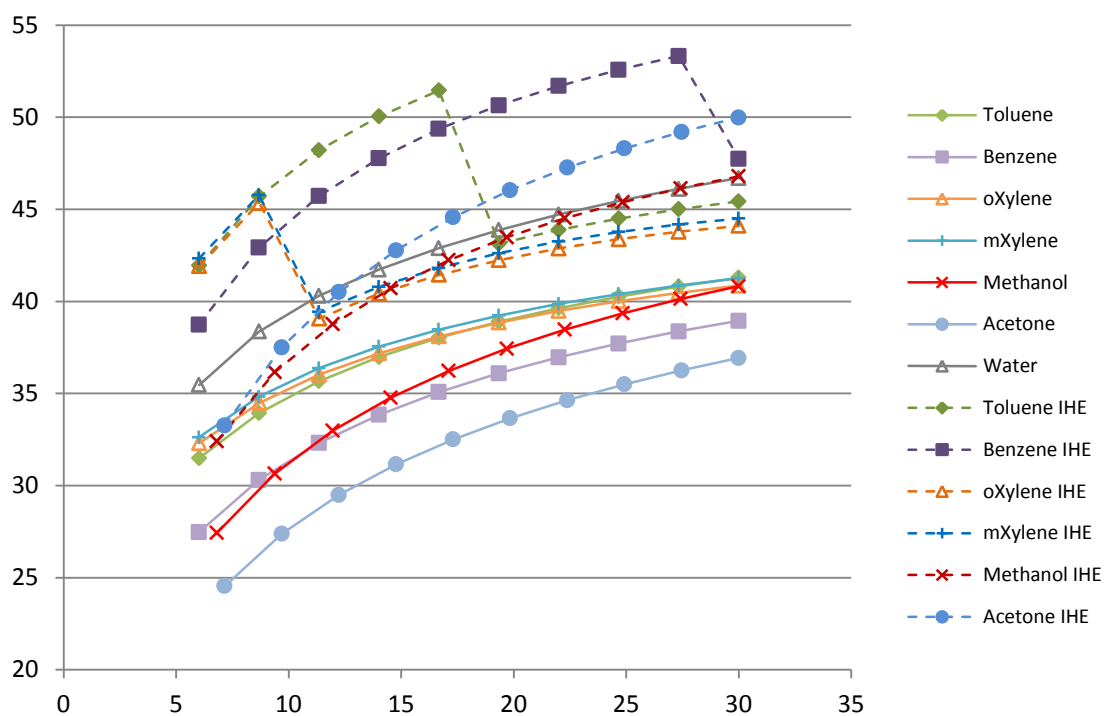


Grafico 54: Ciclo Double Stage con bottoming a isobutano - Andamento della potenza [kW] a $TIT = 400 \text{ °C}$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping



8. Dimensionamento e valutazione economica

In questo capitolo vengono analizzati i risultati delle simulazioni focalizzandosi principalmente sui risultati del dimensionamento di massima degli scambiatori e sulla valutazione economica dell'impianto.

A differenza del capitolo precedente, i risultati delle simulazioni di questo capitolo tengono conto delle perdite di carico all'interno degli scambiatori e della presenza del ventilatore dell'air cooler. Conseguentemente a ciò le potenze e i rendimenti sono leggermente inferiori a quelli presentati nel capitolo precedente, ma gli andamenti al variare di pressione di evaporazione e TIT rimangono gli stessi.

8.1. Configurazione in ciclo semplice con e senza scambiatore recuperativo (IHE)

Come visto nel capitolo §7 le configurazioni in ciclo semplice con condensazione a temperatura prossima a quella ambiente (e quindi $P_{cond} < 1 \text{ bar}$ per i fluidi analizzati) sono particolarmente critiche: nonostante le ottime prestazioni termodinamiche teoricamente ottenibili, i rapporti di espansione elevati e la pressione inferiore a quella atmosferica ne pregiudicano l'effettiva realizzabilità, in particolar modo in impianti di piccola taglia. Per le potenze in gioco, inoltre, non sono commercialmente disponibili espansori che sfruttano rapporti di espansione come quelli visti precedentemente, quindi non si è in grado di dare una valutazione economica coerente. È chiaro, perciò, che la presenza di componenti non commerciali e il funzionamento a pressione inferiore a quella atmosferica (che è preferibile evitare per le complicazioni che comporta) escludono di fatto la realizzabilità di queste configurazioni e di conseguenza ne viene

tralasciata la valutazione economica, mentre per completezza verrà comunque analizzato il dimensionamento di massima degli scambiatori.

Poiché in precedenza si erano evidenziate le prestazioni interessanti di acetone e benzene condensanti a pressione atmosferica nella configurazione a ciclo semplice con recupero, saranno valutati sia il dimensionamento che il costo dell'impianto utilizzando questi due fluidi.

8.1.1. Configurazione senza recupero – condensazione a temperatura prossima quella ambiente

In questa sezione si considera la configurazione in ciclo semplice senza recupero, con fluido condensante a 20 °C sopra la temperatura media stagionale di 15 °C.

8.1.1.1. Considerazioni riguardo lo scambio termico

L'area di scambio dipende dal coefficiente di scambio termico globale e dalla differenza di temperatura media logaritmica.

Durante il riscaldamento il coefficiente di scambio termico globale è guidato dal coefficiente di scambio lato serbatoi che è molto basso ($\alpha_{ext} = 0,100 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$), di conseguenza il coefficiente di scambio termico globale è praticamente costante ed è simile per tutti i fluidi e per tutte le condizioni operative (tende al valore del coefficiente di scambio lato serbatoi se il coefficiente di scambio del fluido è molto alto). Di conseguenza la variazione dell'area di scambio in riscaldamento, considerando costante il coefficiente di scambio termico globale, dipende sostanzialmente solo dalla differenza di temperatura media logaritmica. A causa della particolarità dello scambio termico che avviene con serbatoi a temperatura costante, la differenza di temperatura media logaritmica è particolarmente alta (come si può intuire dalla Figura 16 e Figura 17) e questo permette di limitare le aree di scambio nonostante il basso coefficiente di scambio termico.

In raffreddamento e condensazione la differenza di temperatura, rispetto al riscaldamento, è molto più bassa, dovendo essere la temperatura di condensazione la più bassa possibile (minore è la temperatura di condensazione maggiore è il rendimento). Ciò che governa lo scambio termico è il coefficiente di scambio termico globale che, fissato il coefficiente di scambio lato aria costante, dipende dal coefficiente di scambio lato fluido.

Durante la sola condensazione i coefficienti di scambio termico lato fluido condensante sono elevati e quindi le aree di scambio sono sostanzialmente limitate. Per i fluidi di tipo “dry” e “isentropic”, durante il desurriscaldamento del vapore in uscita dalla turbina, i coefficienti di scambio termico lato fluido di lavoro sono molto bassi a causa della bassa densità del fluido e della velocità imposta. Per questo motivo i fluidi “dry” e “isentropic” presentano aree di scambio maggiori rispetto ai fluidi di tipo “wet”.

Il coefficiente di scambio termico (equazione (6.16)) è funzione del numero di Reynolds (equazione (6.12)) che dipende da densità e velocità. Quindi a bassa densità e velocità limitata il coefficiente di scambio termico sarà limitato, come accade per il vapore surriscaldato in uscita dalla turbina. Per aumentare il coefficiente di scambio e diminuire l'area di scambio, una soluzione è quella di aumentare la velocità del fluido che influisce sul numero di Reynolds. Poiché all'aumentare della velocità aumentano anche le perdite di carico è chiaro che la velocità ottimale avrà un limite superiore che non può essere superato e che dipende dalle massime perdite di carico ammissibili. A questo proposito bisogna tenere presente che le perdite di carico in cambiamento di fase determinano una diminuzione della temperatura di saturazione (che è stata ipotizzata costante) e ciò comporta una variazione della differenza di temperatura media logaritmica. A parità di caduta di pressione, la diminuzione della temperatura di saturazione è tanto più alta tanto più bassa è la pressione. Anche per questo motivo il

funzionamento a pressione inferiore a quella atmosferica è molto delicato, perché le perdite di carico incidono molto pesantemente e possono variare sensibilmente la temperatura di condensazione, richiedendo una progettazione molto accurata, con velocità contenute, aree di scambio maggiori e costi più elevati.

8.1.1.2. Analisi dei parametri al variare della TIT a pressione di evaporazione costante

Viene analizzato e riportato (Grafico 55 e Grafico 56) l'andamento dei parametri variando la temperatura di ingresso in turbina (ovvero il surriscaldamento), dalla temperatura di saturazione alla temperatura massima stabilita mantenendo costante la pressione di evaporazione pari a 30 bar.

8.1.1.2.1. Area di scambio totale

Analizzando il Grafico 55, si nota che l'area di scambio totale (riscaldamento più raffreddamento) rimane sostanzialmente costante al variare della TIT.

Per i fluidi di tipo "dry" e "isentropic" l'aumento della TIT diminuisce la temperatura media logaritmica e quindi aumenta l'area di scambio termico necessaria al riscaldamento, al contempo aumenta la temperatura di uscita dalla turbina, aumentando così la differenza di temperatura media logaritmica in raffreddamento e quindi diminuisce l'area di scambio termico necessaria al raffreddamento del vapore in uscita dalla turbina. Questo spiega l'andamento leggermente decrescente dell'area totale di scambio all'aumentare della TIT, ovvero la diminuzione dell'area di raffreddamento con l'aumentare della TIT è leggermente più importante dell'aumento dell'area di riscaldamento.

Per i fluidi di tipo "wet" come metanolo e acqua, l'area di scambio termico necessaria al riscaldamento aumenta con l'aumentare della TIT, per

lo stesso motivo dei fluidi “dry” e “isentropic”. In questo caso però, poiché il fluido a fine espansione si trova praticamente sempre all’interno della zona del vapore saturo umido, la temperatura di fine espansione è sempre la stessa e, a parità di potenza termica rilasciata al condensatore, l’area di scambio per il raffreddamento rimane costante. Per questo motivo l’area totale di scambio termico ha un leggero aumento all’aumentare della TIT.

8.1.1.2. Rapporto Area/Potenza

Il rapporto Area/Potenza (Grafico 56) dà un’indicazione delle dimensioni dell’impianto, ma anche del suo costo specifico. Maggiore è questo rapporto maggiore sarà anche il costo degli scambiatori di calore (perché maggiore è la loro superficie) a parità di potenza e maggiore sarà anche il volume occupato dagli scambiatori e quindi il loro ingombro. Il fluido che presenta il rapporto Area/Potenza più basso è l’acqua, sia per la minore area di scambio necessaria rispetto gli altri fluidi, sia per la maggiore potenza teoricamente producibile. Gli xileni invece presentano il rapporto Area/Potenza più alto, a causa sia della minore potenza producibile rispetto l’acqua, ma soprattutto a causa della maggiore area di scambio necessaria, in particolar modo per il raffreddamento. Questo è dovuto principalmente al basso coefficiente di scambio che discende dalla bassa densità di fine espansione dei fluidi e dalla velocità di uscita dalla turbina che nelle simulazioni è imposta a priori.

8.1.1.3. Analisi dei parametri al variare della pressione di evaporazione a TIT costante

Viene analizzato e riportato (Grafico 57 e Grafico 58) l’andamento dei parametri variando la pressione di evaporazione da 5 *bar* sopra la pressione di condensazione fino a 30 *bar*, mantenendo costante la temperatura di ingresso in turbina pari a 400 °C.

8.1.1.3.1. Area di scambio totale

L'area di scambio totale con il variare della pressione di evaporazione è sostanzialmente costante con un leggero aumento dovuto al fatto che all'aumentare della pressione di evaporazione diminuisce la differenza di temperatura media logaritmica ed aumenta l'area di scambio. L'unico fluido ad avere un andamento diverso è l'acqua per la quale alle basse pressioni l'area di scambio è elevata e poi cala fino ad assestarsi ad un valore circa costante con l'aumentare della pressione di evaporazione. Il motivo per cui alle basse pressioni presenta una maggiore area di scambio è dovuto al fatto che in quelle condizioni (bassa pressione ed elevata TIT) a fine espansione il vapore non si trova nella zona di vapore saturo umido bensì nella zona del vapore surriscaldato. Conseguentemente a ciò, poiché il coefficiente di scambio termico per il vapore a bassa densità è molto basso, l'area di scambio è maggiore per la necessità di desurriscaldare questo vapore. Aumentando la pressione di evaporazione il vapore a fine espansione si troverà nella zona del vapore umido per cui non è necessario il desurriscaldamento e l'area di scambio è minore.

8.1.1.3.2. Rapporto Area/Potenza

All'aumentare della pressione di evaporazione il rapporto Area/Potenza diminuisce fino ad assestarsi attorno ad un valore costante. Come già visto, infatti, con l'aumento della pressione la potenza aumenta fino a stabilizzarsi, mentre l'area di scambio non varia di molto. Anche per questo motivo non ha senso spingersi troppo con la pressione di evaporazione, poiché i vantaggi termodinamici sono abbastanza limitati mentre può aumentare l'incidenza sul costo per la necessità di utilizzare componenti più resistenti alle maggiori pressioni.

8.1.1.4. Considerazioni generali

L'analisi effettuata permette di escludere, di fatto, la possibile realizzazione di un ciclo semplice senza recupero con condensazione

subatmosferica. Oltre alle complicazioni impiantistiche e ai problemi fatti emergere nei paragrafi e capitoli precedenti, come conseguenza della condensazione subatmosferica, i rapporti di espansione sono molto elevati. Per le potenze in gioco in questo lavoro non sono disponibili commercialmente espansori che siano in grado di elaborare flussi con tali rapporti di espansione per cui la realizzazione di tali cicli è esclusa a priori.

Tabella 33: Parametri del ciclo semplice senza recupero per cui si sarebbe conseguito il minimo costo specifico nelle simulazioni

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone	Acqua
P_{evap} [bar]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
T_{evap} [°C]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32	233,85
TIT [°C]	316,83	316,86	338,65	330,33	400,00	335,11	400,00
P_{cond} [bar]	0,0624	0,1979	0,0158	0,0195	0,2789	0,4652	0,0563
T_{cond} [°C]	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00
r_{ex}	575,68	151,53	3084,72	2524,35	74,12	58,93	242,31
x_4	1	1	1	1	1	1	0,95536
m_f [kg/s]	0,2551	0,2480	0,2421	0,2538	0,1120	0,2047	0,0655
Pot_{el} [kW]	40,34	38,80	41,35	41,12	41,19	36,89	45,15
η_{ciclo}	0,1961	0,1887	0,2011	0,1998	0,2037	0,1793	0,2238
η_{rec}	0,8399	0,8391	0,8393	0,8400	0,8254	0,8395	0,8235
η_{eff}	0,1647	0,1584	0,1688	0,1678	0,1681	0,1506	0,1843
$Area_{Totale}$ [m ²]	53,01	41,64	77,67	72,85	39,82	37,01	36,25
$Rapp A/P$	1,31	1,07	1,88	1,77	0,97	1,00	0,80
$Q_{th,risc}$ [kW]	205,78	205,59	205,63	205,80	202,23	205,69	201,76
$Area_{risc}$ [m ²]	17,05	16,10	18,59	18,08	15,86	15,83	14,83
$Q_{th,cond}$ [kW]	161,16	162,57	160,09	160,43	156,29	164,65	151,26
$Area_{cond}$ [m ²]	35,96	25,53	59,08	54,77	23,96	21,18	21,42
Pot_t [kW]	45,73	44,09	46,59	46,49	46,48	42,02	50,75
Pot_p [kW]	1,12	1,08	1,05	1,12	0,54	0,99	0,25
ΔP_{Totale} [bar]	0,0967	0,2186	0,0529	0,0575	0,3415	0,4338	0,7770
ΔP_{risc} [bar]	0,0585	0,0738	0,0448	0,0470	0,2188	0,0806	0,7693
ΔP_{cond} [bar]	0,0382	0,1448	0,0082	0,0105	0,1227	0,3532	0,0077
m_{air} [kg/s]	10,32	10,51	9,71	10,01	12,86	10,66	15,04
Pot_{fan} [kW]	1,83	1,86	1,72	1,77	2,28	1,89	2,66

Per completezza in Tabella 33 sono riportati i risultati delle simulazioni di dimensionamento, alla potenza e alla temperatura che avrebbero permesso di conseguire il minor costo specifico (se fosse stata inserita la

valutazione economica) nelle simulazioni per ciascun fluido. Oltre ai parametri già visti in capitolo §7, sono riportate le potenze termiche scambiate nel riscaldamento e nella condensazione, le aree di scambio e le perdite di carico (valutate con le velocità viste nel capitolo §6), la portata di aria necessaria alla condensazione e la potenza del ventilatore.

8.1.2. Configurazione con recupero – condensazione a temperatura prossima quella ambiente

In questa sezione si considera la configurazione in ciclo semplice con recupero, con fluido condensante a 20 °C sopra la temperatura media stagionale di 15 °C.

8.1.2.1. Considerazioni riguardo lo scambio termico

Le considerazioni sullo scambio termico sono simili a quelle fatte in §8.1.1.1 considerando la presenza dello scambiatore per il recupero interno (IHE). A causa di questo l'area di scambio rispetto al caso senza recupero interno è sensibilmente maggiore e per diversi fluidi l'area di scambio necessaria al recupero è molto elevata. Lo scambio interno avviene tra il fluido allo stato liquido in uscita della pompa e il vapore surriscaldato in uscita dalla turbina. Lo scambio termico recuperativo è modellizzato ipotizzando di utilizzare uno scambiatore a tubi multipli, con il liquido all'interno dei tubi e il vapore all'esterno. Come già detto precedentemente, il vapore è a bassa pressione e a bassa densità e questo influenza negativamente lo scambio termico tramite il numero di Reynolds. A causa della bassa densità del vapore la sezione di passaggio è molto elevata rispetto alla superficie di scambio termico e questo incide sul diametro idraulico dello scambio termico che risulta così molto elevato, influenzando negativamente il coefficiente di scambio termico (equazione (6.16)). Ne consegue che il coefficiente di scambio termico globale del recupero interno

è dominato dal coefficiente di scambio lato vapore che è tanto minore quanto minore è la densità del vapore stesso. Per questo motivo le aree di scambio del recupero interno risultano parecchio elevate in particolar modo per gli xileni (che condensano alla pressione minore).

8.1.2.2. Analisi dei parametri al variare della TIT a pressione di evaporazione costante

Viene analizzato e riportato (Grafico 59 e Grafico 60) l'andamento dei parametri variando la temperatura di ingresso in turbina (ovvero il surriscaldamento), dalla temperatura di saturazione alla temperatura massima stabilita mantenendo costante la pressione di evaporazione pari a 30 bar.

8.1.2.2.1. Area di scambio totale

L'area di scambio totale all'aumentare della TIT aumenta perché aumentando le temperature diminuisce la differenza di temperatura media logaritmica. Gli xileni presentano una diminuzione dell'area per la massima TIT, legata alla diminuzione della potenza termica recuperata, per i motivi spiegati in §7.1.2.1.4. Le aree di scambio totali sono molto più elevate rispetto al caso semplice, in particolar modo per i fluidi che condensano a pressione minore (xileni e toluene) per i motivi spiegati in §8.1.2.1.

8.1.2.2.2. Rapporto Area/Potenza

Il rapporto Area/Potenza dà un'indicazione delle dimensioni dell'impianto, ma anche del suo costo specifico. Maggiore è questo rapporto maggiore sarà anche il costo degli scambiatori di calore (perché maggiore è la loro superficie) a parità di potenza e maggiore sarà anche il volume occupato dagli scambiatori e quindi il loro ingombro. Tutti i fluidi nella configurazione con recupero hanno rapporti maggiori di 1 e maggiori dell'acqua nella configurazione senza recupero. In particolar modo gli xileni

hanno il rapporto maggiore e superiore a 7 causa della forte incidenza del recuperatore interno²¹. Anche per questo la realizzazione pratica dei cicli a bassa pressione di condensazione risulta poco interessante economicamente nonostante le buone prestazioni termodinamiche.

8.1.2.3. Analisi dei parametri al variare della pressione di evaporazione a TIT costante

Viene analizzato e riportato (Grafico 61 e Grafico 62) l'andamento dei parametri variando la pressione di evaporazione da 5 *bar* sopra la pressione di condensazione fino a 30 *bar*, mantenendo costante la temperatura di ingresso in turbina pari a 400 °C.

8.1.2.3.1. Area di scambio totale

L'andamento dell'area di scambio totale con il variare della pressione di evaporazione dipende sostanzialmente dall'andamento dell'area dello scambiatore di recupero. A parità di TIT, minore è la pressione di evaporazione maggiore è la temperatura in uscita dalla turbina e maggiore è la potenza termica che può essere recuperata perché maggiore è il salto di temperatura fino alla temperatura di condensazione. Per questo motivo all'aumentare della pressione di evaporazione l'area di scambio totale cala leggermente per tutti i fluidi tranne per gli xileni, per cui si ha una importante diminuzione iniziale fino ad un minimo e poi diviene leggermente crescente.

8.1.2.3.2. Rapporto Area/Potenza

All'aumentare della pressione di evaporazione il rapporto Area/Potenza diminuisce fino ad assestarsi attorno ad un valore costante. Come già visto, infatti, con l'aumento della pressione la potenza aumenta fino a stabilizzarsi,

²¹ Si tenga comunque presente che utilizzando nella pratica uno scambiatore a fascio tubiero i coefficienti di scambio termico potrebbero risultare maggiori a causa delle aree di scambio minori rispetto a quelle calcolate con questo modello

mentre l'area di scambio non varia di molto (soprattutto alle pressioni maggiori).

8.1.2.4. Considerazioni generali

Allo stesso modo del ciclo senza recupero, l'analisi effettuata permette di escludere di fatto la possibile realizzazione di un ciclo semplice senza recupero con condensazione subatmosferica, per le complicazioni e i motivi visti precedentemente.

Tabella 34: Parametri del ciclo semplice con recupero per cui si avrebbe conseguito il minimo costo specifico nelle simulazioni

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone
P_{evap} [bar]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
T_{evap} [°C]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32
TIT [°C]	400,00	400,00	400,00	400,00	400,00	400,00
P_{cond} [bar]	0,0624	0,1979	0,0158	0,0195	0,2789	0,4652
T_{cond} [°C]	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00
r_{ex}	484,19	141,66	2144,74	1703,31	74,12	57,51
x_4	1	1	1	1	1	1
m_f [kg/s]	0,2857	0,2816	0,2785	0,2858	0,1218	0,2394
Pot_{el} [kW]	55,95	53,38	57,26	57,14	44,78	49,85
η_{ciclo}	0,2876	0,2738	0,2980	0,2958	0,2297	0,2556
η_{rec}	0,7940	0,7959	0,7844	0,7883	0,7959	0,7959
η_{eff}	0,2284	0,2179	0,2337	0,2332	0,1828	0,2034
$Area_{totale}$ [m ²]	148,97	76,86	479,33	391,66	55,56	53,83
$Rapp A/P$	2,66	1,44	8,37	6,86	1,24	1,08
$Q_{th,risc}$ [kW]	194,52	195,00	192,18	193,12	195,00	195,00
$Area_{risc}$ [m ²]	26,66	24,02	27,95	27,81	13,95	19,29
$Q_{th,cond}$ [kW]	133,21	136,31	129,56	130,61	145,04	139,93
$Area_{cond}$ [m ²]	36,73	26,74	58,28	54,32	22,54	22,48
$Q_{th,rec}$ [kW]	95,92	92,05	97,12	97,30	24,92	82,18
$Area_{rec}$ [m ²]	85,59	26,10	393,11	309,53	19,07	12,06
Pot_t [kW]	62,57	59,90	63,82	63,77	50,54	56,21
Pot_p [kW]	1,27	1,23	1,22	1,28	0,59	1,17
ΔP_{totale} [bar]	0,4281	0,5727	0,6427	0,5862	0,8557	0,8553
ΔP_{risc} [bar]	0,0904	0,1081	0,0663	0,0715	0,2671	0,1026
ΔP_{rec} [bar]	0,3228	0,4014	0,5736	0,5110	0,5077	0,5741
ΔP_{cond} [bar]	0,0149	0,0633	0,0028	0,0037	0,0808	0,1787
m_{air} [kg/s]	11,56	11,94	11,18	11,28	13,98	12,47
Pot_{fan} [kW]	2,05	2,11	1,98	2,00	2,48	2,21

Per completezza in Tabella 34 sono riportati i risultati delle simulazioni di dimensionamento, alla potenza e alla temperatura che avrebbero permesso di conseguire il minor costo specifico nelle simulazioni per ciascun fluido.

8.1.3. Configurazione con recupero – condensazione a pressione atmosferica

In questa sezione si considera la configurazione in ciclo semplice con recupero utilizzando benzene e acetone condensanti alla pressione atmosferica. Come è emerso nel capitolo precedente (§7.3) questi due fluidi condensando alla pressione atmosferica conseguono rapporti di espansione ridotti e facilmente gestibili da espansori commerciali e hanno prestazioni interessanti confrontati con altri cicli più complessi. L'unico problema è che i due fluidi sono degli idrocarburi e bisogna considerare l'utilizzo di componenti certificati ATEX per la realizzazione dell'impianto.

8.1.3.1. Analisi dei parametri al variare della TIT a pressione di evaporazione costante

Viene analizzato e riportato (Grafico 63-Grafico 65) l'andamento dei parametri variando la temperatura di ingresso in turbina (ovvero il surriscaldamento), dalla temperatura di saturazione alla temperatura massima stabilita mantenendo costante la pressione di evaporazione pari a 30 bar.

8.1.3.1.1. Area di scambio totale

L'area di scambio, come visto in §8.1.2.2, aumenta all'aumentare della TIT perché diminuisce la differenza di temperatura media logaritmica. Il benzene presenta un massimo e poi cala essenzialmente perché c'è una TIT superata la quale non si riesce a recuperare tutto il calore disponibile nel serbatoio a media temperatura.

L'area di scambio totale, confrontata con l'area dei medesimi cicli con condensazione a temperatura prossima a quella ambiente, è minore soprattutto per il minor contributo dell'area di scambio necessaria alla condensazione, per merito della maggiore differenza di temperatura media logaritmica con l'aria e della maggiore densità del fluido in uscita dalla turbina.

8.1.3.1.2. Rapporto Area/Potenza

L'andamento del rapporto Area/Potenza ha una leggera concavità verso l'alto, è per entrambi i fluidi compreso tra 0,9 e 1,1 ed è favorito tra i due l'acetone che presenta il rapporto minore, grazie alla maggiore potenza che riesce a sviluppare condensando, a parità di pressione, ad una temperatura minore rispetto il benzene.

8.1.3.1.3. Costo specifico del kW

Il costo specifico del kW ha un andamento decrescente con l'aumentare della TIT a causa della maggiore potenza che si riesce a produrre all'aumentare della TIT e che quindi riduce il costo specifico. Il benzene presenta una discontinuità dovuta alla discontinuità che ha anche la potenza legata all'impossibilità di recuperare tutto il calore disponibile nel serbatoio a media temperatura al di sopra di una certa TIT. Tra i due fluidi il fluido che presenta le migliori caratteristiche e il costo specifico più basso è l'acetone che riesce a produrre maggiore potenza ad un costo specifico inferiore ai 2500 €/kW. A causa dell'incapacità di recuperare tutto il calore al di sopra di alcuni valore di TIT il benzene ha un minimo di costo specifico ad una temperatura di ingresso in turbina inferiore a quella massima.

8.1.3.2. Analisi dei parametri al variare della pressione di evaporazione a TIT costante

Viene analizzato e riportato (Grafico 66-Grafico 68) l'andamento dei parametri variando la pressione di evaporazione da 5 *bar* sopra la pressione di condensazione fino a 30 *bar*, mantenendo costante la temperatura di ingresso in turbina pari a 400 °C.

8.1.3.2.1. Area di scambio totale

L'area di scambio ha un andamento che complessivamente diminuisce all'aumentare della pressione di evaporazione. Per quanto detto in §8.1.2.3 con l'aumentare della pressione di evaporazione, a parità di TIT, diminuisce il calore recuperabile internamente e quindi diminuisce l'area dello scambiatore di recupero.

8.1.3.2.2. Rapporto Area/Potenza

Il rapporto Area/Potenza diminuisce all'aumentare della pressione di evaporazione, sia per l'aumento della potenza con la pressione ma soprattutto per la diminuzione dell'area di scambio vista nel paragrafo precedente.

8.1.3.2.3. Costo specifico del kW

Il costo specifico del *kW* ha un andamento decrescente con l'aumentare della pressione di evaporazione essenzialmente a causa della maggiore potenza e della minore area di scambio necessaria all'aumentare della pressione di evaporazione che permettono di ridurre il costo specifico. Il benzene presenta una discontinuità dovuta alla discontinuità che ha anche la potenza, legata all'impossibilità di recuperare tutto il calore disponibile nel serbatoio a media temperatura al di sopra di una certa pressione di evaporazione. Dall'andamento della curva dell'acetone si nota come all'aumentare della pressione il costo specifico diminuisca sempre più lentamente, altro motivo che non giustifica un ulteriore aumento della pressione oltre quella fissata.

8.1.3.3. Considerazioni generali

In Tabella 35 sono riportati i risultati delle simulazioni alla pressione di evaporazione e alla TIT che permettono di conseguire il minor costo specifico con i fluidi. Riguardo i risultati ottenuti è possibile fare delle considerazioni.

Tabella 35: Parametri del ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni

	Benzene	Acetone
P_{evap} [bar]	27,33	30,00
T_{evap} [°C]	243,45	205,32
TIT [°C]	400,00	400,00
P_{cond} [bar]	1,0112	1,0107
T_{cond} [°C]	80,00	56,00
r_{ex}	26,45	27,37
x_4	1	1
m_f [kg/s]	0,3274	0,2583
Pot_{el} [kW]	41,36	44,20
η_{ciclo}	0,2121	0,2267
η_{rec}	0,7959	0,7959
η_{eff}	0,1688	0,1804
$Costo_{Totale}$ [€]	107011	105072
$Costo_{kW}$ [€/kW]	2587,55	2376,93
$Area_{Totale}$ [m ²]	50,58	43,45
$Rapp A/P$	1,22	0,98
$Q_{th,risc}$ [kW]	195,00	195,00
$Area_{risc}$ [m ²]	30,26	20,04
$Costo_{risc}$ [€]	9385,32	6215,56
$Q_{th,cond}$ [kW]	148,79	145,79
$Area_{cond}$ [m ²]	6,92	10,76
$Costo_{cond}$ [€]	3877,36	4479,39
$Q_{th,rec}$ [kW]	112,77	92,12
$Area_{rec}$ [m ²]	13,40	12,65
$Costo_{rec}$ [€]	5099,19	4840,62
Pot_t [kW]	47,54	50,46
$Costo_t$ [€]	41104,52	42335,01
Pot_p [kW]	1,34	1,26
$Costo_p$ [€]	1309,25	1289,35
ΔP_{Totale} [bar]	0,5293	0,4767
ΔP_{risc} [bar]	0,1079	0,1275
ΔP_{rec} [bar]	0,4011	0,3158
ΔP_{cond} [bar]	0,0203	0,0334

m_{air} [kg/s]	12,81	12,88
Pot_{fan} [kW]	2,27	2,28

La condensazione a pressione atmosferica rende possibile la realizzazione pratica di un ciclo in configurazione semplice con recupero utilizzando l'acetone o il benzene. La condensazione a pressione atmosferica evita infiltrazioni nell'impianto, svincola dalla necessità di un degasatore ma soprattutto rende possibile l'utilizzo di espansori commerciali a singolo o doppio stadio grazie ai rapporti di espansione limitati intorno al 27. La pressione incide anche sui volumi specifici del fluido in uscita dalla turbina che sono minori rispetto ai casi precedenti e quindi minori saranno anche gli ingombri.

Il rapporto Area/Potenza praticamente unitario indica che l'impianto è relativamente compatto se confrontato con i risultati visti nei paragrafi precedenti.

La condensazione ad una temperatura abbondantemente superiore alla temperatura ambiente permette di mantenere costante la pressione di condensazione durante l'anno, variando eventualmente la portata dell'aria al variare delle condizioni stagionali. Questo ha un indubbio vantaggio: oltre ad avere un condensatore più compatto per le maggiori differenze di temperatura, le condizioni operative del ciclo rimangono costanti durante l'anno e non devono seguire le fluttuazioni stagionali dell'aria ambiente, l'unica cosa variabile è l'assorbimento del ventilatore per la variazione della portata d'aria.

Analizzando i costi è evidente come la componente di costo più importante sia legata al blocco "turbina-macchina elettrica-inverter" che rappresenta quasi la metà del costo dell'impianto.

8.2. Configurazione in ciclo Double Stage con e senza scambiatore recuperativo (IHE)

La simulazione del ciclo Double Stage è fatta variando la TIT e la pressione di evaporazione del ciclo topping e mantenendo costante la temperatura di evaporazione del ciclo bottoming ad un valore di 10 °C inferiore alla temperatura di condensazione del ciclo topping, compatibilmente con i vincoli di temperatura e pressione imposti al ciclo bottoming.

L'andamento dei parametri (area di scambio totale, rapporto Area/Potenza, costo specifico dell'impianto) è simile indipendentemente dal fluido del ciclo bottoming. Per questo motivo verranno presentati e descritti gli andamenti facendo riferimento al caso con l'R245fa come fluido del ciclo bottoming. Verranno poi presentati per ciascun fluido e per ciascuna configurazione i valori nelle condizioni di pressione e temperatura che nelle simulazioni hanno presentato il minor costo specifico (Tabella 36-Tabella 43).

8.2.1. Analisi dei parametri del ciclo Double Stage con topping senza recupero

In questa sezione si considera la configurazione in ciclo Double Stage con ciclo topping senza recupero e ciclo bottoming a R245fa. Le considerazioni fatte sono equivalenti per tutti i fluidi del ciclo bottoming.

8.2.1.1. Analisi dei parametri al variare della TIT del ciclo topping a pressione di evaporazione costante

Viene analizzato e riportato (Grafico 69-Grafico 71) l'andamento dei parametri variando la temperatura di ingresso in turbina del ciclo topping (ovvero il surriscaldamento), dalla temperatura di saturazione alla

temperatura massima stabilita mantenendo costante la pressione di evaporazione pari a 30 *bar*.

8.2.1.1.1. Area di scambio totale

L'area di scambio totale, contrariamente a quanto visto per il ciclo semplice, è leggermente decrescente con l'aumentare della TIT, tranne per l'acqua. Con l'aumentare della TIT l'area di scambio per il riscaldamento del ciclo topping aumenta perché diminuisce la differenza di temperatura. Al contempo con l'aumentare della TIT aumenta la temperatura di uscita dalla turbina a parità di pressione di evaporazione e quindi aumenta la differenza di temperatura nello scambio termico con il ciclo bottoming e quindi diminuisce l'area di scambio. Con l'acqua questo non si verifica perché a fine espansione il vapore si trova alla temperatura di saturazione e quindi l'area totale aumenta. L'area di condensazione del ciclo bottoming invece è ininfluente essendo praticamente costante perché il calore recuperato è praticamente costante e le condizioni operative del ciclo bottoming rimangono invariate.

8.2.1.1.2. Rapporto Area/Potenza

Il rapporto Area/Potenza è decrescente per effetto della diminuzione dell'area totale di scambio con una leggera concavità verso l'alto alle temperature maggiori. La configurazione con ciclo topping ad acqua presenta il rapporto minore per la combinazione della minore area di scambio necessaria e per la maggiore potenza producibile.

8.2.1.1.3. Costo specifico del kW

Il costo specifico del *kW* ha un andamento decrescente per l'acqua e il metanolo per effetto della maggiore potenza producibile all'aumentare della TIT. Per gli altri fluidi l'andamento è inizialmente decrescente e poi tende ad appiattirsi per l'effetto combinato della minore potenza producibile e del

minore costo dell'impianto legato alla minore potenza e alle minori aree di scambio.

8.2.1.2. Analisi dei parametri al variare della pressione di evaporazione del ciclo topping a TIT costante

Viene analizzato e riportato (Grafico 72-Grafico 74) l'andamento dei parametri variando la pressione di evaporazione del ciclo topping da 5 *bar* sopra la pressione di condensazione fino a 30 *bar*, mantenendo costante la temperatura di ingresso in turbina pari a 400 °C.

8.2.1.2.1. Area di scambio totale

L'area di scambio ha un andamento diverso a seconda del tipo di fluido. Con l'aumentare della pressione di evaporazione per i fluidi di tipo "wet", come il metanolo e l'acqua, l'area di scambio diminuisce, essenzialmente perché diminuisce il calore di condensazione del ciclo topping e quindi diminuisce l'area di scambio tra i due cicli. Per i fluidi di tipo "dry", in particolar modo gli xileni e il toluene, l'aumento della pressione di evaporazione aumenta l'area di scambio totale principalmente per l'aumento dell'area di scambio di riscaldamento del ciclo topping dovuto alla diminuzione della differenza di temperatura. Per l'acetone e il benzene l'andamento è costante: l'aumento dell'area di scambio in riscaldamento del ciclo topping è compensato dalla diminuzione dell'area di scambio di condensazione del ciclo bottoming.

8.2.1.2.2. Rapporto Area/Potenza

Il rapporto Area/Potenza diminuisce all'aumentare della pressione di evaporazione, per l'aumento di potenza con la pressione di evaporazione. Anche in questo caso si nota come per pressioni maggiori all'aumentare della pressione di evaporazione la diminuzione diventi più lenta e meno importante.

8.2.1.2.3. Costo specifico del kW

Il costo specifico del kW, come il rapporto Area/Potenza, ha un andamento decrescente con l'aumentare della pressione di evaporazione, fondamentalmente a causa della maggiore potenza producibile all'aumentare della pressione di evaporazione che permettono di ridurre il costo specifico.

L'acqua è il fluido che utilizzato nel ciclo topping permette di ottenere il minore costo specifico, per la maggiore potenza producibile e per le minori aree di scambio necessarie alla realizzazione dell'impianto.

8.2.2. Analisi dei parametri del ciclo Double Stage con topping con recupero

In questa sezione si considera la configurazione in ciclo Double Stage con ciclo topping con recupero interno e ciclo bottoming a R245fa. Le considerazioni fatte sono equivalenti per tutti i fluidi del ciclo bottoming.

8.2.2.1. Analisi dei parametri al variare della TIT del ciclo topping a pressione di evaporazione costante

Viene analizzato e riportato (Grafico 75-Grafico 77) l'andamento dei parametri variando la temperatura di ingresso in turbina del ciclo topping (ovvero il surriscaldamento), dalla temperatura di saturazione alla temperatura massima stabilita mantenendo costante la pressione di evaporazione pari a 30 bar.

8.2.2.1.1. Area di scambio totale

L'area di scambio totale contrariamente al ciclo topping senza recupero presenta delle grosse discontinuità legate alle discontinuità nel recupero della potenza termica dai serbatoi con il variare delle condizioni operative. A causa dei vincoli di Pinch Point con l'aumentare della temperatura di ingresso in turbina, aumenta la temperatura di uscita del fluido lato freddo

dallo scambiatore interno. Conseguentemente a questo aumento per alcuni fluidi non si riesce a recuperare tutto il calore dal serbatoio a media temperatura, motivo per cui l'andamento delle curve di toluene, xileni (e benzene) ha un tratto molto pendente e poi torna ad appiattirsi alle temperature maggiori (perché il ciclo recupera solo dal serbatoio ad alta temperatura). La diminuzione dell'area di scambio quindi è legata alla diminuzione della potenza termica recuperata.

La discontinuità del metanolo è dovuta invece al fatto che, essendo un fluido di tipo "wet", il recupero è possibile solo sopra alcune temperature: quindi il salto indica il punto in cui inizia la possibilità di recuperare calore internamente al ciclo.

8.2.2.1.2. Rapporto Area/Potenza

Il rapporto Area/Potenza è globalmente decrescente per effetto della diminuzione dell'area totale di scambio (per gli xileni e il toluene) e per aumento della potenza producibile (per gli altri fluidi).

8.2.2.1.3. Costo specifico del kW

Il costo specifico del kW è decrescente per tutti i fluidi fintantoché è possibile recuperare il calore dai serbatoi ad alta e media temperatura. Nel momento in cui entrano in gioco i vincoli del Pinch Point e si riduce il calore recuperato, come per toluene e xileni, si hanno delle discontinuità e aumenta il costo specifico a causa della diminuzione di potenza producibile (legata alla minore potenza termica recuperata). Il minore costo specifico coincide con il punto in cui la potenza producibile è massima ed è massimo il recupero di calore dall'esterno.

8.2.2.2. Analisi dei parametri al variare della pressione di evaporazione del ciclo topping a TIT costante

Viene analizzato e riportato (Grafico 78-Grafico 80) l'andamento dei parametri variando la pressione di evaporazione del ciclo topping da 5 *bar* sopra la pressione di condensazione fino a 30 *bar*, mantenendo costante la temperatura di ingresso in turbina pari a 400 °C.

8.2.2.2.1. Area di scambio totale

L'area di scambio ha un andamento globalmente decrescente e che può presentare delle discontinuità come visto precedentemente per l'incapacità di alcuni fluidi di recuperare efficacemente tutto il calore disponibile nei serbatoi, come gli xileni e il toluene e il benzene alle pressioni maggiori. L'acetone e il metanolo hanno un andamento decrescente e più continuo, legato alla minore area di scambio termico tra ciclo topping e bottoming e alla minore area di scambio necessaria per la condensazione del ciclo bottoming, conseguenti alla minore potenza termica scambiata tra i due cicli all'aumentare della pressione di evaporazione.

8.2.2.2.2. Rapporto Area/Potenza

Il rapporto Area/Potenza diminuisce all'aumentare della pressione di evaporazione, per l'aumento di potenza con la pressione di evaporazione e per la diminuzione dell'area totale di scambio termico. Anche in questo caso si nota come per pressioni maggiori all'aumentare della pressione di evaporazione la diminuzione diventi più lenta e meno importante.

8.2.2.2.3. Costo specifico del kW

Il costo specifico del kW, come il rapporto Area/Potenza, ha un andamento decrescente con l'aumentare della pressione di evaporazione essenzialmente a causa della maggiore potenza producibile all'aumentare della pressione di evaporazione che permettono di ridurre il costo specifico.

8.2.3. Ciclo Double Stage con bottoming a R123

L'R123 come fluido del ciclo bottoming grazie alle buone prestazioni termodinamiche dimostrate nel capitolo precedente riesce a ottenere dei costi specifici abbastanza contenuti (intorno ai 3000 €/kW) ma superiori al limite imposto di 2500 €/kW, tranne la configurazione con topping senza recupero ad acqua che riesce ad ottenere costi inferiori ai 2200 €/kW. La maggior parte delle configurazioni, sia con topping con recupero (Tabella 36) che senza (Tabella 37), è penalizzata dall'utilizzo di fluidi di lavoro combustibili che, a causa della necessità di utilizzare componenti certificati ATEX, fanno innalzare il costo dell'impianto.

Nonostante il costo specifico della configurazione con acqua sia inferiore al costo limite, bisogna tenere in considerazione che l'utilizzo dell'R123 verrà limitato nei prossimi anni per il suo *phase out* e che con la variazione della temperatura dell'aria esterna la sua pressione di condensazione, ad esempio nel funzionamento invernale, potrebbe diventare minore di quella atmosferica ed è una situazione che è preferibile evitare (per i problemi che sono stati illustrati in precedenza).

Tabella 36: Parametri del ciclo Double Stage - con topping senza recupero e bottoming a R123 - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone	Acqua
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32	233,85
TIT_{HT} [°C]	364,36	350,11	372,73	376,78	400,00	356,74	400,00
$P_{cond,HT}$ [bar]	1,0249	1,0112	1,0302	1,0115	1,8088	2,1548	1,0142
$T_{cond,HT}$ [°C]	111,00	80,00	145,00	139,00	80,00	80,00	100,00
$r_{ex,HT}$	33,34	30,27	38,97	37,96	13,28	13,44	18,11
$m_{f,HT}$ [kg/s]	0,2482	0,2372	0,2618	0,2586	0,1160	0,2043	0,0694
$x_{A,HT}$	1	1	1	1	1	1	1
$P_{evap,LT}$ [bar]	8,05	3,78	16,04	14,32	3,78	3,78	6,25
$T_{evap,LT}$ [°C]	101,00	70,00	135,00	129,00	70,00	70,00	90,00
$P_{cond,LT}$ [bar]	1,3060	1,3060	1,3060	1,3060	1,3060	1,3060	1,3060
$T_{cond,LT}$ [°C]	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00
$r_{ex,LT}$	6,42	2,90	14,15	12,34	2,90	2,90	4,90

$m_{f,LT}$ [kg/s]	0,9393	1,0172	0,8779	0,8877	1,0091	1,0340	0,9289
$x_{A,LT}$	1	1	1	1	1	1	1
Pot_{el} [kW]	40,02	36,59	42,28	41,81	37,84	34,12	44,50
η_{ciclo}	0,1826	0,1652	0,1947	0,1923	0,1710	0,1538	0,2032
η_{rec}	0,8946	0,9040	0,8861	0,8876	0,9031	0,9058	0,8940
η_{eff}	0,1634	0,1493	0,1726	0,1706	0,1544	0,1393	0,1816
$Costo_{Totale}$ [€]	122243	120859	121085	121364	116253	117091	97534
$Costo_{kW}$ [€/kW]	3054,39	3303,01	2863,79	2902,97	3072,61	3431,58	2191,70
$Area_{Totale}$ [m ²]	85,48	88,71	77,18	78,98	77,04	83,39	69,05
$Rapp A/P$	2,14	2,42	1,83	1,89	2,04	2,44	1,55
$Q_{th,risc,HT}$ [kW]	195,00	195,00	195,00	195,00	195,00	195,00	195,00
$Area_{risc,HT}$ [m ²]	15,83	13,02	19,18	18,80	13,34	12,54	13,46
$Costo_{risc,HT}$ [€]	4908,37	4036,77	5948,36	5831,53	4137,86	3890,53	4173,41
$Q_{th,risc,LT}$ [kW]	191,88	190,77	192,62	192,74	189,25	193,92	184,45
$Area_{serp,LT}$ [m ²]	10,52	11,33	9,58	9,70	11,25	11,49	10,45
$Costo_{serp,LT}$ [€]	3261,53	3514,12	2969,90	3007,44	3490,64	3562,91	3242,56
$Q_{th,cond,HT}$ [kW]	167,71	164,29	170,51	170,28	162,98	167,00	160,43
$Area_{inter}$ [m ²]	29,54	33,90	20,17	21,91	22,22	28,44	16,25
$Costo_{inter}$ [€]	10651,38	12161,66	7425,35	8022,92	8130,77	10269,88	6081,34
$Q_{th,cond,LT}$ [kW]	173,73	179,43	169,42	170,25	178,01	182,40	169,03
$Area_{cond,LT}$ [m ²]	29,59	30,47	28,26	28,57	30,22	30,92	28,89
$Costo_{cond,LT}$ [€]	6438,29	6509,86	6326,14	6352,64	6489,62	6547,03	6379,46
$Pot_{t,HT}$ [kW]	28,45	31,77	25,72	25,96	32,58	28,98	34,84
$Costo_{t,HT}$ [€]	27694,47	29206,43	26440,17	26550,47	29571,30	27940,29	30584,00
$Pot_{p,HT}$ [kW]	1,18	1,08	1,26	1,27	0,57	1,03	0,27
$Costo_{p,HT}$ [€]	1267,50	1238,44	1288,43	1290,54	1056,33	1224,38	877,04
$Pot_{t,LT}$ [kW]	18,74	11,57	24,40	23,56	11,47	11,76	15,84
$Costo_{t,LT}$ [€]	18170,63	14763,73	20827,54	20437,50	14720,05	14854,55	16797,20
$Pot_{p,LT}$ [kW]	0,62	0,28	1,22	1,09	0,27	0,28	0,46
$Costo_{p,LT}$ [€]	1077,20	884,80	1278,46	1243,81	880,56	886,24	999,34
$\Delta P_{Totale,HT}$ [bar]	0,8877	0,7085	0,8780	0,8948	0,8005	1,4832	1,0753
$\Delta P_{risc,HT}$ [bar]	0,0369	0,0810	0,0347	0,0363	0,2343	0,0903	0,8925
$\Delta P_{cond,HT}$ [bar]	0,8508	0,6275	0,8432	0,8586	0,5662	1,3930	0,1828
$\Delta P_{Totale,LT}$ [bar]	0,4369	0,6642	0,3649	0,3737	0,6200	0,6253	0,4617
$\Delta P_{risc,LT}$ [bar]	0,1110	0,3453	0,0536	0,0630	0,3003	0,2996	0,1399
$\Delta P_{cond,LT}$ [bar]	0,3259	0,3190	0,3113	0,3107	0,3197	0,3257	0,3219
m_{air} [kg/s]	15,61	16,90	14,59	14,75	16,76	17,18	15,43
Pot_{fan} [kW]	2,76	2,99	2,58	2,61	2,97	3,04	2,73

Tabella 37: Parametri del ciclo Double Stage - con topping con recupero e bottoming a R123 - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	27,33	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	243,45	338,65	330,33	185,01	205,32
TIT_{HT} [°C]	340,59	400,00	338,65	330,33	400,00	400,00
$P_{cond,HT}$ [bar]	1,0249	1,0112	1,0302	1,0115	1,8088	2,1548
$T_{cond,HT}$ [°C]	111,00	80,00	145,00	139,00	80,00	80,00
$r_{ex,HT}$	35,06	26,45	51,85	53,30	13,28	13,23
$m_{f,HT}$ [kg/s]	0,3876	0,3274	0,4155	0,4346	0,1404	0,2831
$x_{4,HT}$	1	1	1	1	-1	1
$P_{evap,LT}$ [bar]	8,05	3,78	16,04	14,32	3,78	3,78
$T_{evap,LT}$ [°C]	101,00	70,00	135,00	129,00	70,00	70,00
$P_{cond,LT}$ [bar]	1,3060	1,3060	1,3060	1,3060	1,3060	1,3060
$T_{cond,LT}$ [°C]	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00
$r_{ex,LT}$	6,42	2,90	14,15	12,34	2,90	2,90
$m_{f,LT}$ [kg/s]	0,8680	0,9212	0,7988	0,8352	0,9673	0,9445
$x_{4,LT}$	1	1	1	1	1	1
Pot_{el} [kW]	50,90	50,53	49,27	50,08	43,91	47,10
η_{ciclo}	0,2342	0,2308	0,2356	0,2317	0,1994	0,2145
η_{rec}	0,8871	0,8938	0,8535	0,8822	0,8987	0,8963
η_{eff}	0,2077	0,2063	0,2011	0,2044	0,1792	0,1923
$Costo_{Totale}$ [€]	147733	146486	145937	148878	125445	136508
$Costo_{kW}$ [€/kW]	2902,57	2898,90	2962,00	2972,60	2857,00	2898,00
$Area_{Totale}$ [m ²]	128,73	129,74	123,59	130,05	88,77	109,62
$Rapp A/P$	2,53	2,57	2,51	2,60	2,02	2,33
$Q_{th,risc,HT}$ [kW]	195,00	195,00	188,99	195,00	195,00	195,00
$Area_{risc,HT}$ [m ²]	24,70	30,26	25,37	24,66	15,50	20,92
$Costo_{risc,HT}$ [€]	7661,21	9385,32	7869,21	7647,89	4807,03	6487,79
$Q_{th,risc,LT}$ [kW]	177,32	172,77	175,25	181,34	181,41	177,14
$Area_{serp,LT}$ [m ²]	9,63	10,21	8,63	9,22	10,86	10,65
$Costo_{serp,LT}$ [€]	2986,90	3165,25	2676,62	2858,08	3369,28	3303,06
$Q_{th,cond,HT}$ [kW]	241,49	261,56	228,34	230,37	197,33	256,81
$Area_{inter}$ [m ²]	52,07	48,30	47,35	52,34	24,88	39,98
$Costo_{inter}$ [€]	18540,59	17205,03	16870,28	18635,61	9044,63	14280,20
$Q_{th,cond,LT}$ [kW]	160,55	162,50	154,14	160,18	170,63	166,62
$Area_{cond,LT}$ [m ²]	27,36	27,57	25,74	26,83	28,95	28,24
$Costo_{cond,LT}$ [€]	6249,83	6268,07	6107,86	6204,07	6384,45	6324,91
$Q_{th,rec,HT}$ [kW]	86,51	112,77	73,20	70,16	41,10	104,26
$Area_{rec,HT}$ [m ²]	14,96	13,40	16,50	17,00	8,58	9,83
$Costo_{rec,HT}$ [€]	5636,53	5099,19	6164,41	6337,69	3431,17	3865,94
$Pot_{t,HT}$ [kW]	41,82	47,54	35,80	36,87	39,44	43,81
$Costo_{t,HT}$ [€]	33653,17	36104,52	31014,66	31486,34	32620,63	34516,39

$Pot_{p,HT}$ [kW]	1,88	1,36	2,07	2,21	0,70	1,44
$Costo_{p,HT}$ [€]	1423,13	1313,13	1459,02	1482,08	1112,53	1332,05
$Pot_{t,LT}$ [kW]	17,31	10,48	22,20	22,17	11,00	10,74
$Costo_{t,LT}$ [€]	17497,26	14246,67	19801,10	19786,52	14494,72	14372,10
$Pot_{p,LT}$ [kW]	0,58	0,28	1,12	1,04	0,27	0,27
$Costo_{p,LT}$ [€]	1062,15	884,43	1250,84	1227,03	873,20	874,31
$\Delta P_{Totale,HT}$ [bar]	1,5313	0,9269	2,2176	2,2009	1,3846	1,8741
$\Delta P_{risc,HT}$ [bar]	0,0326	0,1079	0,0244	0,0168	0,3974	0,0905
$\Delta P_{rec,HT}$ [bar]	0,6354	0,4011	0,9109	0,8790	0,5775	0,8475
$\Delta P_{cond,HT}$ [bar]	0,8633	0,4179	1,2824	1,3051	0,4096	0,9362
$\Delta P_{Totale,LT}$ [bar]	0,6523	1,0692	0,5073	0,4909	0,6543	0,7701
$\Delta P_{risc,LT}$ [bar]	0,3281	0,7473	0,2000	0,1740	0,3315	0,4432
$\Delta P_{cond,LT}$ [bar]	0,3242	0,3219	0,3073	0,3169	0,3227	0,3269
m_{air} [kg/s]	14,42	15,31	13,27	13,88	16,07	15,69
Pot_{fan} [kW]	2,55	2,71	2,35	2,46	2,85	2,78

8.2.4. Ciclo Double Stage con bottoming a R236fa

Il ciclo a R236fa rispetto all'R123 presenta dei costi specifici leggermente maggiori del caso precedente a causa della potenza leggermente minore per il minor contributo del ciclo bottoming sulla potenza complessiva.

Nella configurazione con topping senza recupero (Tabella 38) la soluzione più conveniente, sia sotto l'aspetto economico sia sotto l'aspetto prestazionale che sotto il profilo di sicurezza, è quella che prevede l'utilizzo dell'acqua per il ciclo topping il cui costo specifico è inferiore al limite dei 2500 €/kW.

Nella configurazione con topping con recupero (Tabella 39) tutte le soluzioni hanno costi specifici pressoché equivalenti, intorno ai 2900 €/kW, superiore al limite imposto: nonostante le prestazioni migliori rispetto al caso senza recupero, queste soluzioni sono particolarmente penalizzate dall'utilizzo di fluidi combustibili che richiedono l'utilizzo di accorgimenti particolari e che fanno lievitare il costo specifico. Nonostante ciò vale la pena evidenziare che (quasi) a parità di costo specifico le soluzioni migliori sono quelle che utilizzano toluene e benzene, per le migliori prestazioni termodinamiche che permettono di conseguire.

Tabella 38: Parametri del ciclo Double Stage - con topping senza recupero e bottoming a R236fa - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone	Acqua
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32	233,85
TIT_{HT} [°C]	340,59	350,11	338,65	330,33	400,00	356,74	400,00
$P_{cond,HT}$ [bar]	1,0249	1,0112	1,0302	1,0115	1,8088	2,1548	1,0142
$T_{cond,HT}$ [°C]	111,00	80,00	145,00	139,00	80,00	80,00	100,00
$r_{ex,HT}$	35,06	30,27	51,85	53,30	13,28	13,44	18,11
$m_{f,HT}$ [kg/s]	0,2685	0,2372	0,3090	0,3196	0,1160	0,2043	0,0694
$x_{4,HT}$	1	1	1	1	1	1	1
$P_{evap,LT}$ [bar]	19,77	9,83	24,95	24,95	9,83	9,83	15,62
$T_{evap,LT}$ [°C]	101,00	70,00	112,43	112,43	70,00	70,00	90,00
$P_{cond,LT}$ [bar]	3,7511	3,7511	3,7511	3,7511	3,7511	3,7511	3,7511
$T_{cond,LT}$ [°C]	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00
$r_{ex,LT}$	6,89	2,87	9,88	9,88	2,87	2,87	5,03
$m_{f,LT}$ [kg/s]	1,1810	1,2793	1,1925	1,1896	1,2691	1,3004	1,1617
$x_{4,LT}$	1	1	1	1	1	1	1
Pot_{el} [kW]	38,80	36,20	37,62	37,97	37,44	33,73	43,50
η_{ciclo}	0,1678	0,1536	0,1630	0,1645	0,1591	0,1427	0,1882
η_{rec}	0,9437	0,9618	0,9424	0,9421	0,9605	0,9646	0,9435
η_{eff}	0,1584	0,1478	0,1536	0,1550	0,1528	0,1377	0,1775
$Costo_{Totale}$ [€]	121603	122306	117671	118497	118190	118752	98568
$Costo_{kW}$ [€/kW]	3133,98	3378,53	3127,52	3121,10	3156,97	3520,97	2266,18
$Area_{Totale}$ [m ²]	79,90	89,63	70,21	71,43	79,10	84,82	69,01
$Rapp A/P$	2,06	2,48	1,87	1,88	2,11	2,51	1,59
$Q_{th,risc,HT}$ [kW]	195,00	195,00	195,00	195,00	195,00	195,00	195,00
$Area_{risc,HT}$ [m ²]	14,70	13,02	17,45	16,45	13,35	12,54	13,46
$Costo_{risc,HT}$ [€]	4559,51	4036,77	5413,00	5102,74	4139,63	3890,53	4173,41
$Q_{th,risc,LT}$ [kW]	203,49	204,93	205,72	205,22	203,30	208,32	196,57
$Area_{serp,LT}$ [m ²]	15,25	16,99	15,18	15,14	16,88	17,23	15,20
$Costo_{serp,LT}$ [€]	4730,44	5270,07	4706,83	4697,15	5234,11	5344,77	4714,54
$Q_{th,cond,HT}$ [kW]	167,28	164,29	169,82	169,42	162,98	167,00	160,43
$Area_{inter}$ [m ²]	23,60	31,11	11,62	13,93	20,63	26,04	14,22
$Costo_{inter}$ [€]	8602,24	11193,81	4487,34	5283,23	7583,38	9443,68	5382,27
$Q_{th,cond,LT}$ [kW]	186,59	193,61	187,40	186,95	192,07	196,81	181,82
$Area_{cond,LT}$ [m ²]	26,35	28,52	25,95	25,90	28,24	29,00	26,13
$Costo_{cond,LT}$ [€]	6162,28	6348,25	6127,10	6122,32	6325,19	6389,21	6142,77
$Pot_{t,HT}$ [kW]	28,96	31,77	26,63	27,11	32,58	28,98	34,84
$Costo_{t,HT}$ [€]	27932,11	29206,43	26859,73	27082,71	29571,30	27940,29	30583,58
$Pot_{p,HT}$ [kW]	1,27	1,07	1,47	1,55	0,57	1,03	0,27
$Costo_{p,HT}$ [€]	1291,66	1238,13	1338,84	1357,02	1056,20	1223,86	876,60
$Pot_{t,LT}$ [kW]	18,80	12,10	20,85	20,80	12,00	12,30	16,13

$Costo_{t,LT}$ [€]	18198,87	15016,89	19166,71	19143,23	14971,15	15112,01	16936,53
$Pot_{p,LT}$ [kW]	2,07	0,98	2,71	2,70	0,98	1,00	1,56
$Costo_{p,LT}$ [€]	1458,66	1211,42	1559,85	1558,78	1210,99	1215,35	1358,54
$\Delta P_{Totale,HT}$ [bar]	0,7652	0,6724	0,4287	0,5038	0,7826	1,4219	1,0598
$\Delta P_{risc,HT}$ [bar]	0,0337	0,0810	0,0169	0,0168	0,2344	0,0903	0,8925
$\Delta P_{cond,HT}$ [bar]	0,7315	0,5914	0,4119	0,4870	0,5482	1,3317	0,1673
$\Delta P_{Totale,LT}$ [bar]	1,9187	2,1054	1,8997	1,8890	2,1724	2,0703	1,9613
$\Delta P_{risc,LT}$ [bar]	0,0371	0,0847	0,0225	0,0242	0,0743	0,0756	0,0435
$\Delta P_{cond,LT}$ [bar]	1,8816	2,0207	1,8772	1,8648	2,0982	1,9947	1,9177
m_{air} [kg/s]	16,37	17,73	16,53	16,49	17,59	18,03	16,10
Pot_{fan} [kW]	2,90	3,14	2,93	2,92	3,12	3,19	2,85

Tabella 39: Parametri del ciclo Double Stage - con topping con recupero e bottoming a R236fa - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	27,33	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	243,45	338,65	330,33	185,01	205,32
TIT_{HT} [°C]	340,59	400,00	338,65	330,33	400,00	400,00
$P_{cond,HT}$ [bar]	1,0249	1,0112	1,0302	1,0115	1,8088	2,1548
$T_{cond,HT}$ [°C]	111,00	80,00	145,00	139,00	80,00	80,00
$r_{ex,HT}$	35,06	26,45	51,85	53,30	13,28	13,23
$m_{f,HT}$ [kg/s]	0,3876	0,3274	0,4155	0,4346	0,1404	0,2831
$x_{4,HT}$	1	1	1	1	1	1
$P_{evap,LT}$ [bar]	19,77	9,83	24,95	24,95	9,83	9,83
$T_{evap,LT}$ [°C]	101,00	70,00	112,43	112,43	70,00	70,00
$P_{cond,LT}$ [bar]	3,7511	3,7511	3,7511	3,7511	3,7511	3,7511
$T_{cond,LT}$ [°C]	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00
$r_{ex,LT}$	6,89	2,87	9,88	9,88	2,87	2,87
$m_{f,LT}$ [kg/s]	1,0941	1,1586	1,0893	1,1250	1,2165	1,1879
$x_{4,LT}$	1	1	1	1	1	1
Pot_{el} [kW]	49,44	50,19	44,56	45,84	43,54	46,74
η_{ciclo}	0,2163	0,2165	0,2009	0,2003	0,1863	0,2008
η_{rec}	0,9328	0,9462	0,9052	0,9341	0,9537	0,9500
η_{eff}	0,2018	0,2049	0,1819	0,1871	0,1777	0,1908
$Costo_{Totale}$ [€]	145280	147486	133043	135808	127525	138030
$Costo_{kW}$ [€/kW]	2938,29	2938,37	2985,66	2962,66	2928,93	2953,35
$Area_{Totale}$ [m ²]	120,07	129,88	95,20	100,09	91,35	110,87
$Rapp A/P$	2,43	2,59	2,14	2,18	2,10	2,37
$Q_{th,risc,HT}$ [kW]	195,00	195,00	188,99	195,00	195,00	195,00
$Area_{serp,HT}$ [m ²]	24,70	30,26	25,37	24,66	15,51	20,92
$Costo_{serp,HT}$ [€]	7661,21	9385,32	7869,21	7647,89	4808,96	6487,79
$Q_{th,risc,LT}$ [kW]	188,53	185,59	187,93	194,07	194,88	190,29

$Area_{risc,LT}$ [m^2]	14,29	15,40	14,05	14,44	16,28	15,73
$Costo_{risc,LT}$ [€]	4431,63	4775,44	4356,75	4477,83	5048,30	4878,97
$Q_{th,cond,HT}$ [kW]	241,49	261,56	228,34	230,37	197,33	256,81
$Area_{inter}$ [m^2]	41,76	45,04	15,58	19,54	23,84	37,96
$Costo_{inter}$ [€]	14901,38	16054,29	5849,35	7209,53	8687,92	13574,92
$Q_{th,cond,LT}$ [kW]	172,87	175,34	171,20	176,80	184,12	179,78
$Area_{cond,LT}$ [m^2]	24,36	25,78	23,70	24,45	27,14	26,43
$Costo_{cond,LT}$ [€]	5984,03	6112,02	5923,23	5992,09	6230,76	6169,16
$Q_{th,rec,HT}$ [kW]	86,51	112,77	73,20	70,16	41,10	104,26
$Area_{rec,HT}$ [m^2]	14,96	13,40	16,50	17,00	8,58	9,83
$Costo_{rec,HT}$ [€]	5636,53	5099,19	6164,40	6337,68	3431,17	3865,94
$Pot_{t,HT}$ [kW]	41,82	47,54	35,80	36,87	39,44	43,81
$Costo_{t,HT}$ [€]	33653,17	36104,52	31014,66	31486,34	32620,63	34516,39
$Pot_{p,HT}$ [kW]	1,87	1,36	2,02	2,15	0,70	1,44
$Costo_{p,HT}$ [€]	1421,84	1312,83	1449,73	1473,25	1112,58	1331,91
$Pot_{t,LT}$ [kW]	17,41	10,96	19,05	19,67	11,51	11,24
$Costo_{t,LT}$ [€]	17544,38	14475,16	18316,65	18610,82	14735,10	14606,61
$Pot_{p,LT}$ [kW]	1,93	0,90	2,47	2,56	0,93	0,93
$Costo_{p,LT}$ [€]	1432,82	1185,93	1525,16	1538,09	1195,10	1193,15
$\Delta P_{Totale,HT}$ [bar]	1,3951	0,8964	1,2506	1,2954	1,3912	1,8591
$\Delta P_{risc,HT}$ [bar]	0,0326	0,1079	0,0244	0,0168	0,3976	0,0905
$\Delta P_{rec,HT}$ [bar]	0,6354	0,4011	0,9109	0,8790	0,5775	0,8475
$\Delta P_{cond,HT}$ [bar]	0,7271	0,3874	0,3154	0,3996	0,4161	0,9211
$\Delta P_{Totale,LT}$ [bar]	2,0313	2,2495	1,9138	1,9617	2,0650	2,2418
$\Delta P_{risc,LT}$ [bar]	0,0606	0,1521	0,0229	0,0280	0,0822	0,1359
$\Delta P_{cond,LT}$ [bar]	1,9707	2,0974	1,8909	1,9337	1,9828	2,1059
m_{air} [kg/s]	15,17	16,06	15,10	15,59	16,86	16,47
Pot_{fan} [kW]	2,69	2,85	2,68	2,76	2,99	2,92

8.2.5. Ciclo Double Stage con bottoming a R245fa

L'R245fa permette di conseguire risultati simili al l'R236fa. I costi specifici sono leggermente minori per l'R245fa per le sue prestazioni migliori. Come per l'R236fa la configurazione migliore con topping senza recupero (Tabella 40) è quella che prevede l'utilizzo come fluido di lavoro l'acqua, l'unica a conseguire un costo specifico minore di 2500 €/kW, di poco superiore al risultato conseguito con l'R123.

Le configurazioni con topping con recupero (

Tabella 41) dal punto di vista del costo specifico sono tutte abbastanza simili tra di loro con valori intorno ai 2900 €/kW, quindi superiore al limite

che si era fissato. Come detto precedentemente il maggiore costo è dovuto essenzialmente all'utilizzo di idrocarburi come fluidi di lavoro.

Nonostante il costo specifico leggermente superiore a quello dell'R123, l'utilizzo dell'R245fa è preferibile perché non è penalizzato dall'imminente *phase out* e dalla pressione di condensazione minore di quella atmosferica in condizioni invernali.

Tabella 40: Parametri del ciclo Double Stage - con topping senza recupero e bottoming a R245fa - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone	Acqua
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32	233,85
TIT_{HT} [°C]	364,36	350,11	359,10	361,29	400,00	356,74	400,00
$P_{cond,HT}$ [bar]	1,0249	1,0112	1,0302	1,0115	1,8088	2,1548	1,0142
$T_{cond,HT}$ [°C]	111,00	80,00	145,00	139,00	80,00	80,00	100,00
$r_{ex,HT}$	33,34	30,27	41,63	40,19	13,28	13,44	18,11
$m_{f,HT}$ [kg/s]	0,2482	0,2372	0,2768	0,2740	0,1160	0,2043	0,0694
$x_{4,HT}$	1	1	1	1	1	1	-1
$P_{evap,LT}$ [bar]	12,93	6,10	25,77	23,00	6,10	6,10	10,06
$T_{evap,LT}$ [°C]	101,00	70,00	135,00	129,00	70,00	70,00	90,00
$P_{cond,LT}$ [bar]	2,1172	2,1172	2,1172	2,1172	2,1172	2,1172	2,1172
$T_{cond,LT}$ [°C]	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00
$r_{ex,LT}$	6,85	2,97	16,80	14,20	2,97	2,97	5,14
$m_{f,LT}$ [kg/s]	0,8625	0,9404	0,8184	0,8214	0,9329	0,9560	0,8540
$x_{4,LT}$	1	1	1	1	1	1	-1
Pot_{el} [kW]	39,55	36,53	41,16	40,91	37,77	34,05	44,22
η_{ciclo}	0,1766	0,1609	0,1858	0,1845	0,1665	0,1496	0,1976
η_{rec}	0,9138	0,9268	0,9040	0,9052	0,9257	0,9289	0,9135
η_{eff}	0,1614	0,1491	0,1680	0,1670	0,1542	0,1390	0,1805
$Costo_{Totale}$ [€]	121306	121411	119939	120237	116796	117664	97634
$Costo_{kW}$ [€/kW]	3067,52	3323,99	2914,05	2939,30	3092,40	3455,18	2208,09
$Area_{Totale}$ [m ²]	81,46	88,55	72,27	73,94	76,84	83,27	67,63
$Rapp A/P$	2,06	2,42	1,76	1,81	2,03	2,45	1,53
$Q_{th,risc,HT}$ [kW]	195,00	195,00	195,00	195,00	195,00	195,00	195,00
$Area_{risc,HT}$ [m ²]	15,83	13,02	18,27	17,76	13,35	12,54	13,46
$Costo_{risc,HT}$ [€]	4908,37	4036,77	5666,40	5508,90	4139,63	3890,53	4173,41
$Q_{th,risc,LT}$ [kW]	196,58	196,35	196,70	196,75	194,78	199,59	189,23
$Area_{serp,LT}$ [m ²]	12,21	13,32	11,18	11,27	13,23	13,51	12,18
$Costo_{serp,LT}$ [€]	3787,67	4131,31	3467,34	3496,63	4103,04	4190,04	3776,21
$Q_{th,cond,HT}$ [kW]	167,71	164,29	170,23	169,97	162,98	167,00	160,43

$Area_{inter}$ [m^2]	25,93	33,25	17,07	18,87	21,56	27,79	15,01
$Costo_{inter}$ [€]	9407,09	11935,94	6360,25	6979,20	7901,74	10047,00	5655,30
$Q_{th,cond,LT}$ [kW]	178,84	184,98	174,78	175,35	183,51	188,04	174,03
$Area_{cond,LT}$ [m^2]	27,49	28,96	25,76	26,04	28,71	29,43	26,99
$Costo_{cond,LT}$ [€]	6261,06	6385,61	6109,49	6134,31	6364,11	6424,55	6217,64
$Pot_{t,HT}$ [kW]	28,45	31,77	26,07	26,34	32,58	28,98	34,84
$Costo_{t,HT}$ [€]	27694,47	29206,43	26603,88	26725,70	29571,30	27940,29	30583,58
$Pot_{p,HT}$ [kW]	1,18	1,08	1,33	1,34	0,57	1,03	0,27
$Costo_{p,HT}$ [€]	1266,84	1238,44	1305,33	1308,39	1056,31	1224,35	876,64
$Pot_{t,LT}$ [kW]	18,69	11,74	23,89	23,14	11,65	11,94	15,90
$Costo_{t,LT}$ [€]	18148,68	14848,26	20589,05	20238,73	14803,89	14940,51	16823,31
$Pot_{p,LT}$ [kW]	0,99	0,44	2,01	1,78	0,44	0,45	0,74
$Costo_{p,LT}$ [€]	1214,51	993,02	1447,20	1405,26	990,34	996,21	1127,51
$\Delta P_{Totale,HT}$ [bar]	0,8101	0,7083	0,7514	0,7908	0,7977	1,4802	1,0670
$\Delta P_{risc,HT}$ [bar]	0,0369	0,0810	0,0325	0,0335	0,2344	0,0903	0,8925
$\Delta P_{cond,HT}$ [bar]	0,7733	0,6273	0,7189	0,7573	0,5633	1,3899	0,1745
$\Delta P_{Totale,LT}$ [bar]	0,7209	0,8947	0,6575	0,6739	0,8772	0,8725	0,7605
$\Delta P_{risc,LT}$ [bar]	0,0626	0,2098	0,0351	0,0403	0,1809	0,1827	0,0806
$\Delta P_{cond,LT}$ [bar]	0,6583	0,6848	0,6224	0,6337	0,6963	0,6898	0,6798
m_{air} [kg/s]	15,80	17,23	14,99	15,05	17,09	17,51	15,64
Pot_{fan} [kW]	2,80	3,05	2,66	2,67	3,03	3,10	2,77

Tabella 41: Parametri del ciclo Double Stage - con topping con recupero e bottoming a R245fa - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	27,33	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	243,45	338,65	330,33	185,01	205,32
TIT_{HT} [°C]	340,59	400,00	338,65	330,33	400,00	400,00
$P_{cond,HT}$ [bar]	1,0249	1,0112	1,0302	1,0115	1,8088	2,1548
$T_{cond,HT}$ [°C]	111,00	80,00	145,00	139,00	80,00	80,00
$r_{ex,HT}$	35,06	26,45	51,85	53,30	13,28	13,23
$m_{f,HT}$ [kg/s]	0,3876	0,3274	0,4155	0,4346	0,1404	0,2831
$x_{4,HT}$	1	1	1	1	1	1
$P_{evap,LT}$ [bar]	12,93	6,10	25,77	23,00	6,10	6,10
$T_{evap,LT}$ [°C]	101,00	70,00	135,00	129,00	70,00	70,00
$P_{cond,LT}$ [bar]	2,1172	2,1172	2,1172	2,1172	2,1172	2,1172
$T_{cond,LT}$ [°C]	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00
$r_{ex,LT}$	6,85	2,97	16,80	14,20	2,97	2,97
$m_{f,LT}$ [kg/s]	0,7970	0,8517	0,7458	0,7742	0,8943	0,8732
$x_{4,LT}$	1	1	1	1	1	1
Pot_{el} [kW]	50,46	50,49	48,05	49,01	43,85	47,05
η_{ciclo}	0,2276	0,2254	0,2255	0,2225	0,1944	0,2093
η_{rec}	0,9048	0,9144	0,8699	0,8989	0,9204	0,9174

η_{eff}	0,2060	0,2061	0,1961	0,2000	0,1790	0,1920
$Costo_{Totale}$ [€]	146864	146754	142516	145938	125961	137021
$Costo_{kW}$ [€/kW]	2910,50	2906,38	2965,83	2977,73	2872,83	2912,39
$Area_{Totale}$ [m ²]	125,05	129,13	114,10	121,61	88,58	109,52
$Rapp A/P$	2,48	2,56	2,37	2,48	2,02	2,33
$Q_{th,risc,HT}$ [kW]	195,00	195,00	188,99	195,00	195,00	195,00
$Area_{risc,HT}$ [m ²]	24,70	30,26	25,37	24,66	15,51	20,92
$Costo_{risc,HT}$ [€]	7661,21	9385,32	7869,21	7647,89	4808,96	6487,79
$Q_{th,risc,LT}$ [kW]	181,67	177,82	179,27	185,45	186,72	182,32
$Area_{serp,LT}$ [m ²]	11,20	12,24	10,33	10,72	12,76	12,50
$Costo_{serp,LT}$ [€]	3472,52	3795,62	3203,09	3323,97	3956,96	3877,28
$Q_{th,cond,HT}$ [kW]	241,49	261,56	228,34	230,37	197,33	256,81
$Area_{inter}$ [m ²]	48,84	47,02	38,43	44,70	24,22	39,37
$Costo_{inter}$ [€]	17396,26	16751,51	13739,76	15936,62	8818,67	14067,49
$Q_{th,cond,LT}$ [kW]	165,27	167,53	159,29	165,28	175,91	171,77
$Area_{cond,LT}$ [m ²]	25,35	26,22	23,47	24,53	27,51	26,90
$Costo_{cond,LT}$ [€]	6073,69	6150,17	5901,57	5999,31	6262,83	6210,06
$Q_{th,rec,HT}$ [kW]	86,51	112,77	73,20	70,16	41,10	104,26
$Area_{rec,HT}$ [m ²]	14,96	13,40	16,50	17,00	8,58	9,83
$Costo_{rec,HT}$ [€]	5636,53	5099,19	6164,40	6337,68	3431,17	3865,94
$Pot_{t,HT}$ [kW]	41,82	47,54	35,80	36,87	39,44	43,81
$Costo_{t,HT}$ [€]	33653,17	36104,52	31014,66	31486,34	32620,63	34516,39
$Pot_{p,HT}$ [kW]	1,87	1,36	2,06	2,20	0,70	1,44
$Costo_{p,HT}$ [€]	1422,91	1312,99	1456,91	1480,71	1112,53	1332,05
$Pot_{t,LT}$ [kW]	17,27	10,64	21,77	21,81	11,17	10,91
$Costo_{t,LT}$ [€]	17476,91	14322,94	19599,51	19617,01	14574,97	14450,38
$Pot_{p,LT}$ [kW]	0,93	0,41	1,83	1,68	0,42	0,42
$Costo_{p,LT}$ [€]	1193,61	972,62	1414,37	1385,30	980,69	976,82
$\Delta P_{Totale,HT}$ [bar]	1,5084	0,9130	1,9961	2,0600	1,3836	1,8751
$\Delta P_{risc,HT}$ [bar]	0,0326	0,1079	0,0244	0,0168	0,3976	0,0905
$\Delta P_{rec,HT}$ [bar]	0,6354	0,4011	0,9109	0,8790	0,5775	0,8475
$\Delta P_{cond,HT}$ [bar]	0,8403	0,4040	1,0609	1,1642	0,4085	0,9371
$\Delta P_{Totale,LT}$ [bar]	0,8645	0,9952	0,6903	0,7287	0,8967	0,9466
$\Delta P_{risc,LT}$ [bar]	0,1842	0,3042	0,0662	0,0909	0,1987	0,2657
$\Delta P_{cond,LT}$ [bar]	0,6804	0,6909	0,6241	0,6378	0,6980	0,6808
m_{air} [kg/s]	14,60	15,60	13,66	14,18	16,38	16,00
Pot_{fan} [kW]	2,59	2,76	2,42	2,51	2,90	2,83

8.2.6. Ciclo Double Stage con bottoming a Isobutano

Le aree di scambio ottenute con l'isobutano sono simili a quelle ottenute con i fluidi precedenti (Tabella 42 e Tabella 43). Di conseguenza poiché le prestazioni non sono molto differenti anche i costi specifici sono molto simili

a quelli visti poco sopra. L'unica differenza evidente è nel costo specifico della configurazione con ciclo topping senza recupero ad acqua: in questo caso il costo specifico è maggiore di quello ottenuto con l'R245fa e l'R236fa perché l'isobutano è combustibile e quindi il costo dell'impianto sarà maggiore, rispetto a quello dei due fluidi frigoriferi non combustibili. Gli altri fluidi del ciclo topping hanno costi specifici simili ai due casi precedenti perché essendo loro stessi combustibili contabilizzavano già il costo maggiore derivante dalla loro natura combustibile. Conseguentemente a ciò, a differenza dei fluidi precedenti, nessuna configurazione con l'isobutano rispetta il limite del costo specifico.

Tabella 42: Parametri del ciclo Double Stage - con topping senza recupero e bottoming a isobutano - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone	Acqua
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	250,34	338,65	330,33	185,01	205,32	233,85
TIT_{HT} [°C]	352,48	350,11	338,65	338,07	400,00	356,74	400,00
$P_{cond,HT}$ [bar]	1,0249	1,0112	1,0302	1,0115	1,8088	2,1548	1,0142
$T_{cond,HT}$ [°C]	111,00	80,00	145,00	139,00	80,00	80,00	100,00
$r_{ex,HT}$	34,11	30,27	51,85	46,99	13,28	13,44	18,11
$m_{f,HT}$ [kg/s]	0,2579	0,2372	0,3090	0,3040	0,1160	0,2043	0,0694
$x_{4,HT}$	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
$P_{evap,LT}$ [bar]	20,24	10,87	28,95	30,00	10,87	10,87	16,42
$T_{evap,LT}$ [°C]	101,00	70,00	121,20	123,29	70,00	70,00	90,00
$P_{cond,LT}$ [bar]	4,6471	4,6471	4,6471	4,6471	4,6471	4,6471	4,6471
$T_{cond,LT}$ [°C]	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00
$r_{ex,LT}$	5,32	2,50	9,02	9,61	2,50	2,50	4,07
$m_{f,LT}$ [kg/s]	0,5089	0,5529	0,5029	0,5030	0,5485	0,5620	0,5025
$x_{4,LT}$	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
Pot_{el} [kW]	38,88	36,21	38,80	39,15	37,46	33,74	43,62
η_{ciclo}	0,1720	0,1574	0,1727	0,1744	0,1630	0,1463	0,1929
η_{rec}	0,9228	0,9390	0,9170	0,9165	0,9379	0,9414	0,9231
η_{eff}	0,1587	0,1478	0,1584	0,1598	0,1529	0,1377	0,1780
$Costo_{Totale}$ [€]	121149	121609	118504	119830	117588	118065	118019
$Costo_{kW}$ [€/kW]	3115,70	3358,13	3054,05	3060,70	3139,06	3499,46	2705,63
$Area_{Totale}$ [m ²]	77,97	87,05	68,40	70,69	76,82	82,26	67,30
$Rapp A/P$	2,01	2,40	1,76	1,81	2,05	2,44	1,54
$Q_{th,risc,HT}$ [kW]	195,00	195,00	195,00	195,00	195,00	195,00	195,00

$Area_{risc,HT}$ [m ²]	15,22	13,02	17,45	16,90	13,35	12,54	13,46
$Costo_{risc,HT}$ [€]	4720,81	4036,77	5413,00	5242,46	4139,63	3890,53	4173,41
$Q_{th,risc,LT}$ [kW]	198,57	199,35	199,49	199,08	197,76	202,65	191,59
$Area_{serp,LT}$ [m ²]	13,43	15,00	12,97	12,93	14,90	15,21	13,44
$Costo_{serp,LT}$ [€]	4165,44	4653,30	4021,56	4009,84	4622,04	4718,25	4167,18
$Q_{th,cond,HT}$ [kW]	167,49	164,29	169,82	169,54	162,98	167,00	160,43
$Area_{inter}$ [m ²]	24,02	31,55	13,79	16,82	21,28	26,54	15,30
$Costo_{inter}$ [€]	8748,06	11346,86	5233,47	6275,90	7807,20	9615,59	5753,14
$Q_{th,cond,LT}$ [kW]	181,52	188,16	180,09	179,58	186,66	191,27	176,82
$Area_{cond,LT}$ [m ²]	25,30	27,48	24,19	24,04	27,29	27,96	25,11
$Costo_{cond,LT}$ [€]	6068,80	6260,32	5968,55	5954,18	6243,70	6301,19	6052,09
$Pot_{t,HT}$ [kW]	28,71	31,77	26,63	26,91	32,58	28,98	34,84
$Costo_{t,HT}$ [€]	27813,93	29206,43	26859,73	26991,13	29571,30	27940,29	30583,58
$Pot_{p,HT}$ [kW]	1,22	1,07	1,47	1,48	0,57	1,03	0,27
$Costo_{p,HT}$ [€]	1278,60	1238,17	1339,77	1341,56	1056,31	1224,04	876,67
$Pot_{t,LT}$ [kW]	19,02	12,05	22,41	22,65	11,95	12,24	16,23
$Costo_{t,LT}$ [€]	18304,06	14991,05	19901,57	20011,49	14945,52	15085,73	16982,39
$Pot_{p,LT}$ [kW]	2,06	0,97	3,11	3,24	0,96	0,99	1,57
$Costo_{p,LT}$ [€]	1457,73	1207,96	1615,38	1631,92	1204,63	1212,09	1361,02
$\Delta P_{Totale,HT}$ [bar]	0,7542	0,6766	0,5304	0,6534	0,7985	1,4436	1,0722
$\Delta P_{risc,HT}$ [bar]	0,0352	0,0810	0,0169	0,0171	0,2344	0,0903	0,8925
$\Delta P_{cond,HT}$ [bar]	0,7190	0,5955	0,5135	0,6363	0,5641	1,3533	0,1797
$\Delta P_{Totale,LT}$ [bar]	1,0889	1,1760	1,0139	1,0056	1,1471	1,1501	1,1275
$\Delta P_{risc,LT}$ [bar]	0,0146	0,0324	0,0080	0,0085	0,0286	0,0290	0,0178
$\Delta P_{cond,LT}$ [bar]	1,0743	1,1435	1,0059	0,9971	1,1184	1,1211	1,1097
m_{air} [kg/s]	16,06	17,45	15,87	15,88	17,31	17,74	15,86
Pot_{fan} [kW]	2,85	3,09	2,81	2,81	3,07	3,14	2,81

Tabella 43: Parametri del ciclo Double Stage - con topping con recupero e bottoming a isobutano - per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni

	Toluene	Benzene	oXilene	mXilene	Metanolo	Acetone
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	27,33	30,00	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	293,07	243,45	338,65	330,33	185,01	205,32
TIT_{HT} [°C]	340,59	400,00	338,65	330,33	400,00	400,00
$P_{cond,HT}$ [bar]	1,0249	1,0112	1,0302	1,0115	1,8088	2,1548
$T_{cond,HT}$ [°C]	111,00	80,00	145,00	139,00	80,00	80,00
$r_{ex,HT}$	35,06	26,45	51,85	53,30	13,28	13,23
$m_{f,HT}$ [kg/s]	0,3876	0,3274	0,4155	0,4346	0,1404	0,2831
$x_{4,HT}$	-1	-1	-1	-1	-1	-1
$P_{evap,LT}$ [bar]	20,24	10,87	28,95	30,00	10,87	10,87
$T_{evap,LT}$ [°C]	101,00	70,00	121,20	123,29	70,00	70,00
$P_{cond,LT}$ [bar]	4,6471	4,6471	4,6471	4,6471	4,6471	4,6471
$T_{cond,LT}$ [°C]	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00

$r_{ex,LT}$	5,32	2,50	9,02	9,61	2,50	2,50
$m_{f,LT}$ [kg/s]	0,4709	0,5007	0,4594	0,4753	0,5258	0,5134
$x_{4,LT}$	-1	-1	-1	-1	-1	-1
Pot_{el} [kW]	49,69	50,21	45,64	47,05	43,55	46,76
η_{ciclo}	0,2221	0,2214	0,2112	0,2111	0,1907	0,2055
η_{rec}	0,9133	0,9255	0,8820	0,9099	0,9320	0,9288
η_{eff}	0,2028	0,2050	0,1863	0,1920	0,1777	0,1909
$Costo_{Totale}$ [€]	145667	146884	134528	139206	126883	137480
$Costo_{kW}$ [€/kW]	2931,56	2925,12	2947,72	2958,55	2913,70	2940,21
$Area_{Totale}$ [m ²]	119,82	127,66	95,33	104,25	88,92	108,76
$Rapp A/P$	2,41	2,54	2,09	2,22	2,04	2,33
$Q_{th,risc,HT}$ [kW]	195,00	195,00	188,99	195,00	195,00	195,00
$Area_{risc,HT}$ [m ²]	24,70	30,26	25,37	24,66	15,51	20,92
$Costo_{risc,HT}$ [€]	7661,21	9385,32	7869,21	7647,89	4808,96	6487,79
$Q_{th,risc,LT}$ [kW]	183,74	180,54	182,24	188,13	189,57	185,11
$Area_{serp,LT}$ [m ²]	12,39	13,61	11,84	12,14	14,19	13,90
$Costo_{serp,LT}$ [€]	3843,85	4222,25	3670,99	3766,44	4400,14	4312,29
$Q_{th,cond,HT}$ [kW]	241,49	261,56	228,34	230,37	197,33	256,81
$Area_{inter}$ [m ²]	44,36	45,50	19,48	27,72	24,50	38,59
$Costo_{inter}$ [€]	15814,27	16216,84	7190,10	10022,16	8915,20	13794,53
$Q_{th,cond,LT}$ [kW]	167,96	170,40	164,52	169,70	178,93	174,72
$Area_{cond,LT}$ [m ²]	23,41	24,89	22,14	22,73	26,14	25,52
$Costo_{cond,LT}$ [€]	5896,06	6031,68	5775,82	5832,25	6143,45	6088,49
$Q_{th,rec,HT}$ [kW]	86,51	112,77	73,20	70,16	41,10	104,26
$Area_{rec,HT}$ [m ²]	14,96	13,40	16,50	17,00	8,58	9,83
$Costo_{rec,HT}$ [€]	5636,53	5099,19	6164,40	6337,68	3431,17	3865,94
$Pot_{t,HT}$ [kW]	41,82	47,54	35,80	36,87	39,44	43,81
$Costo_{t,HT}$ [€]	33653,17	36104,52	31014,66	31486,34	32620,63	34516,39
$Pot_{p,HT}$ [kW]	1,87	1,36	2,03	2,17	0,70	1,44
$Costo_{p,HT}$ [€]	1422,15	1312,84	1450,84	1475,63	1112,68	1332,04
$Pot_{t,LT}$ [kW]	17,60	10,91	20,48	21,40	11,45	11,19
$Costo_{t,LT}$ [€]	17631,70	14451,83	18991,65	19427,46	14710,56	14582,67
$Pot_{p,LT}$ [kW]	1,91	0,88	2,84	3,06	0,93	0,91
$Costo_{p,LT}$ [€]	1430,05	1179,26	1578,90	1608,90	1192,96	1186,38
$\Delta P_{Totale,HT}$ [bar]	1,4278	0,8972	1,3650	1,5381	1,4035	1,8733
$\Delta P_{risc,HT}$ [bar]	0,0326	0,1079	0,0244	0,0168	0,3976	0,0905
$\Delta P_{rec,HT}$ [bar]	0,6354	0,4011	0,9109	0,8790	0,5775	0,8475
$\Delta P_{cond,HT}$ [bar]	0,7598	0,3882	0,4298	0,6423	0,4284	0,9353
$\Delta P_{Totale,LT}$ [bar]	1,1090	1,2038	0,9833	0,9978	1,1789	1,1948
$\Delta P_{risc,LT}$ [bar]	0,0336	0,0571	0,0114	0,0152	0,0401	0,0513
$\Delta P_{cond,LT}$ [bar]	1,0754	1,1467	0,9719	0,9826	1,1388	1,1435
m_{air} [kg/s]	14,86	15,81	14,50	15,00	16,60	16,21
Pot_{fan} [kW]	2,63	2,80	2,57	2,66	2,94	2,87

8.2.7. Considerazioni generali

Dall'analisi effettuata risulta evidente come dal punto di vista del dimensionamento non ci siano sostanziali differenze utilizzando l'R123 piuttosto che l'R245fa o l'R236fa o l'isobutano. Nemmeno dal punto di vista delle prestazioni o dei costi specifici ci sono grosse differenze tra questi quattro fluidi.

Dall'analisi effettuata emerge che nella configurazione Double Stage gli unici due casi interessanti dal punto di vista economico sono quelli che prevedono l'utilizzo dell'acqua in un ciclo topping senza recupero e l'R245fa o l'R236fa in un ciclo bottoming. Tutte le altre combinazioni e configurazioni sono state escluse perché nelle simulazioni conseguivano costi specifici molto superiori al limite imposto. Nonostante le buone prestazioni, i cicli con topping a recupero che prevedono l'utilizzo di idrocarburi sono stati penalizzati per il maggiore costo derivante dalla necessità di utilizzare componenti certificati ATEX. Sebbene l'R123 nelle simulazioni abbia avuto risultati leggermente migliori rispetto all'R245fa e l'R236fa a causa del suo prossimo *phase out* il suo utilizzo potrebbe diventare più problematico che vantaggioso. Di conseguenza sia l'R123 che l'isobutano sono esclusi da ulteriori analisi.

8.3. Commento alle simulazioni

Dai risultati delle simulazioni di dimensionamento e valutazione economica è possibile trarre alcune conclusioni:

- a) È stato evidenziato come le configurazioni in ciclo semplice (con e senza recupero), con condensazione a pressione inferiore di quella atmosferica, risultino irrealizzabili, essenzialmente a causa dell'assenza in commercio di espansori economici e semplici che

elaborino flussi con elevati rapporti di espansione nei range di potenza analizzati (§4.3).

- b) È emerso che 2 dei 7 fluidi analizzati (benzene e acetone) per il ciclo ad alta temperatura possono essere utilizzati in configurazione a ciclo semplice con recupero e con condensazione a pressione atmosferica con prestazioni paragonabili a quelle del ciclo Double Stage senza recupero. Dalle simulazioni è risultato come il ciclo ad acetone consegua un costo specifico inferiore al limite dei 2500 €/kW e con prestazioni migliori rispetto al benzene con cui è stato confrontato.
- c) Tra le possibili combinazioni di fluidi per il ciclo Double Stage, solo le configurazioni con topping senza recupero ad acqua e bottoming a R245fa o R236fa sono risultate compatibili con il limite del costo specifico e interessanti per un loro utilizzo pratico. Le altre combinazioni sono risultate più costose essenzialmente per l'utilizzo di combustibili come fluidi di lavoro o per altre motivazioni che ne hanno stabilito la sconvenienza.
- d) I cicli Double Stage richiedono aree di scambio maggiori di quelle necessarie nei cicli semplici con condensazione a pressione atmosferica, quindi sono più ingombranti anche per la necessità di utilizzare due espansori, due macchine elettriche, ecc.
- e) In tutti i cicli e configurazioni è evidente l'enorme peso economico dell'espansore e della macchina elettrica che rappresentano quasi metà del costo dell'interno impianto.
- f) Rispetto alle simulazioni termodinamiche fatte nel capitolo precedente, nei risultati presentati in questo capitolo si è tenuto conto della presenza del ventilatore dell'air cooler che riduce la potenza netta di almeno il 5 %. Considerando questa riduzione di

potenza non trascurabile si riduce anche il rendimento rispetto ai valori visti nel capitolo precedente.

- g) Le perdite di carico risultanti dalle simulazioni sono abbastanza elevate, in particolar modo quelle relative agli scambiatori di recupero interno per l'alto diametro idraulico lato fluido caldo. Le perdite di carico dipendono dalle velocità del fluido che nelle simulazioni sono imposte e non necessariamente coincidono con quelle ottimali di compromesso da un efficace scambio termico e ridotte perdite di carico.
- h) I costi specifici ottenuti in queste simulazioni sono compatibili con i costi specifici di impianti simili e che si aggirano tra i 2000 e 4000 €/kW [14] [9].
- i) Confrontando i risultati delle simulazioni di questo capitolo con quelli del capitolo precedente si può notare come il minimo costo specifico non necessariamente coincide con le condizioni di massime prestazioni, poiché il costo specifico non dipende solo dalla potenza producibile ma anche dal costo del sistema che può essere minore in condizioni diverse da dove si trova il massimo della potenza.

8.4. Grafici

Grafico 55: Ciclo semplice senza recupero - Andamento dell'area di scambio totale [m^2] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$]

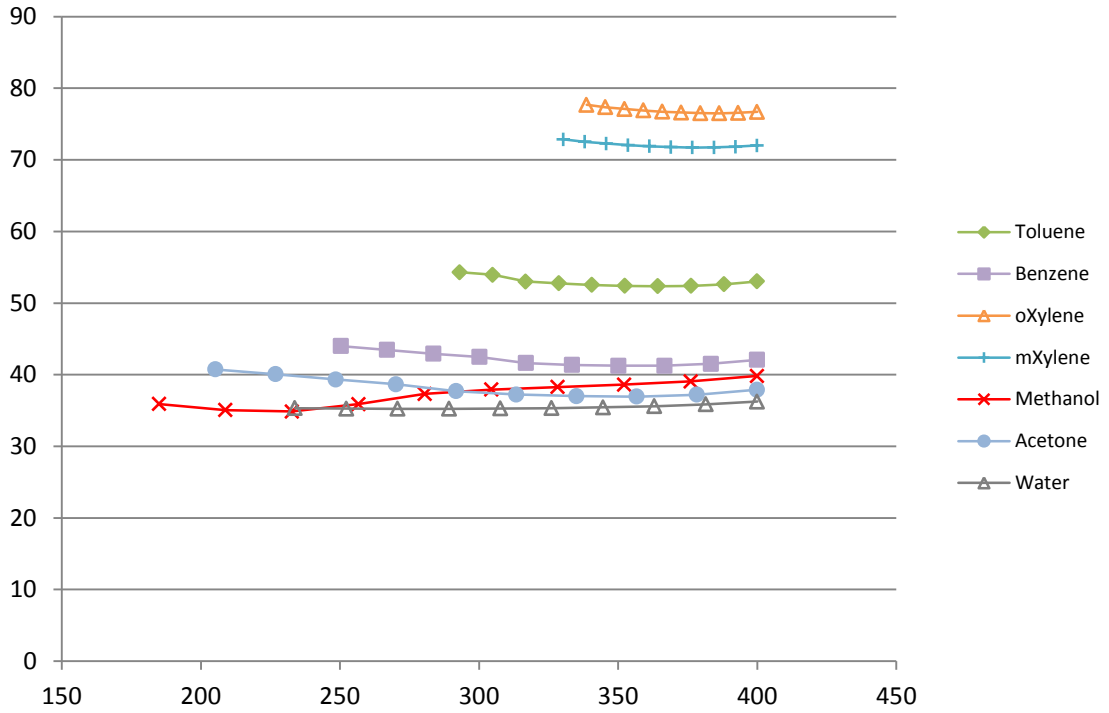


Grafico 56: Ciclo semplice senza recupero - Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$]

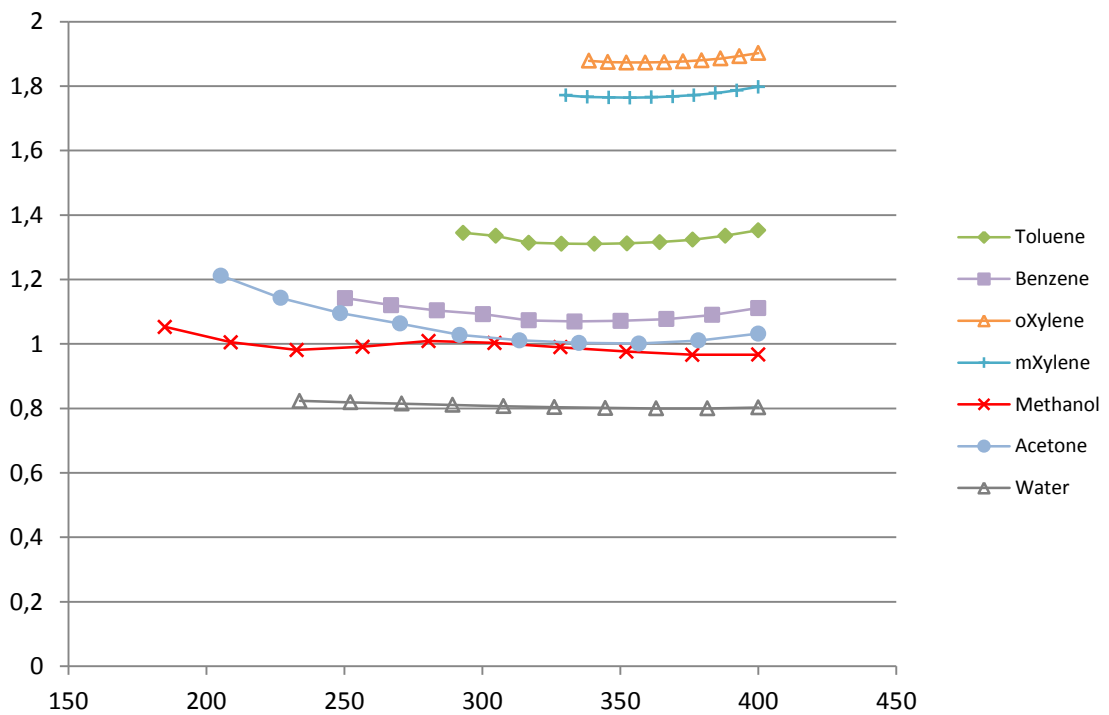


Grafico 57: Ciclo semplice senza recupero - Andamento dell'area di scambio totale [m^2] a $TIT = 400\text{ }^\circ\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

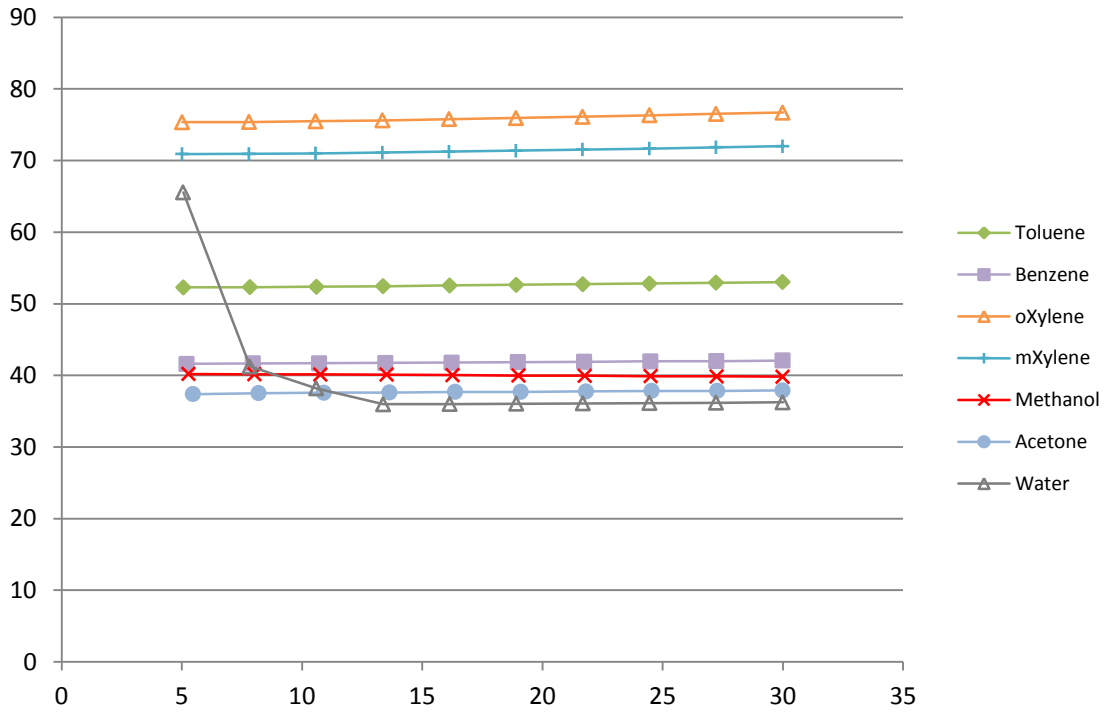


Grafico 58: Ciclo semplice senza recupero - Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $TIT = 400\text{ }^\circ\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

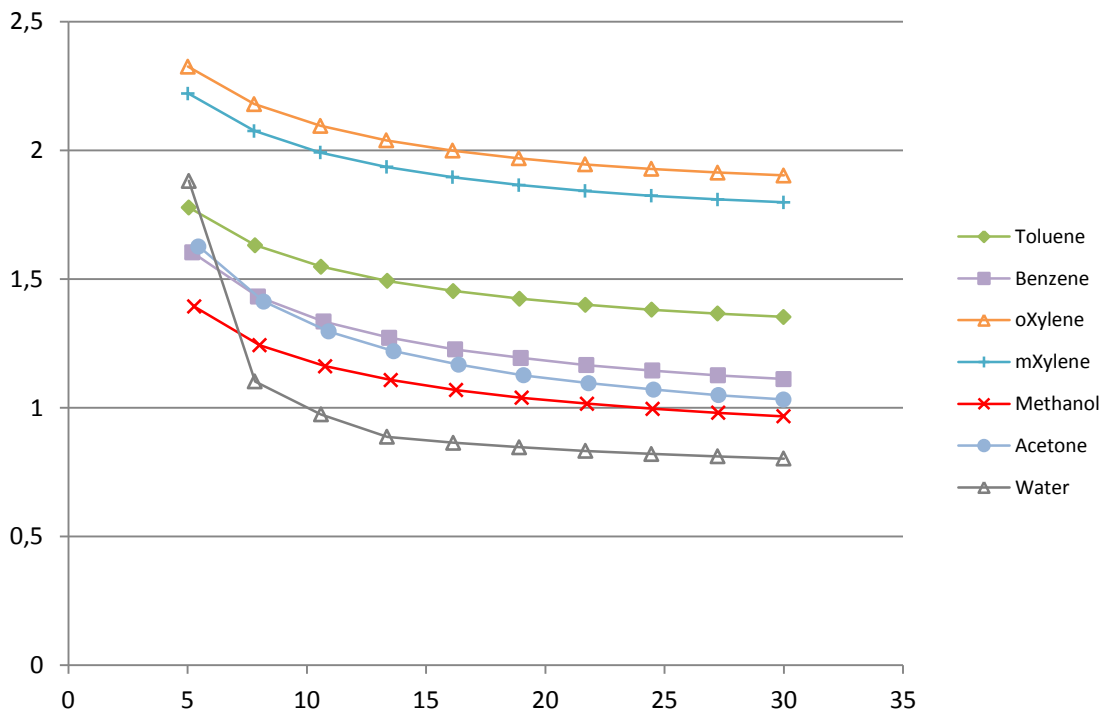


Grafico 59: Ciclo semplice con recupero - Andamento dell'area di scambio totale [m^2] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$]

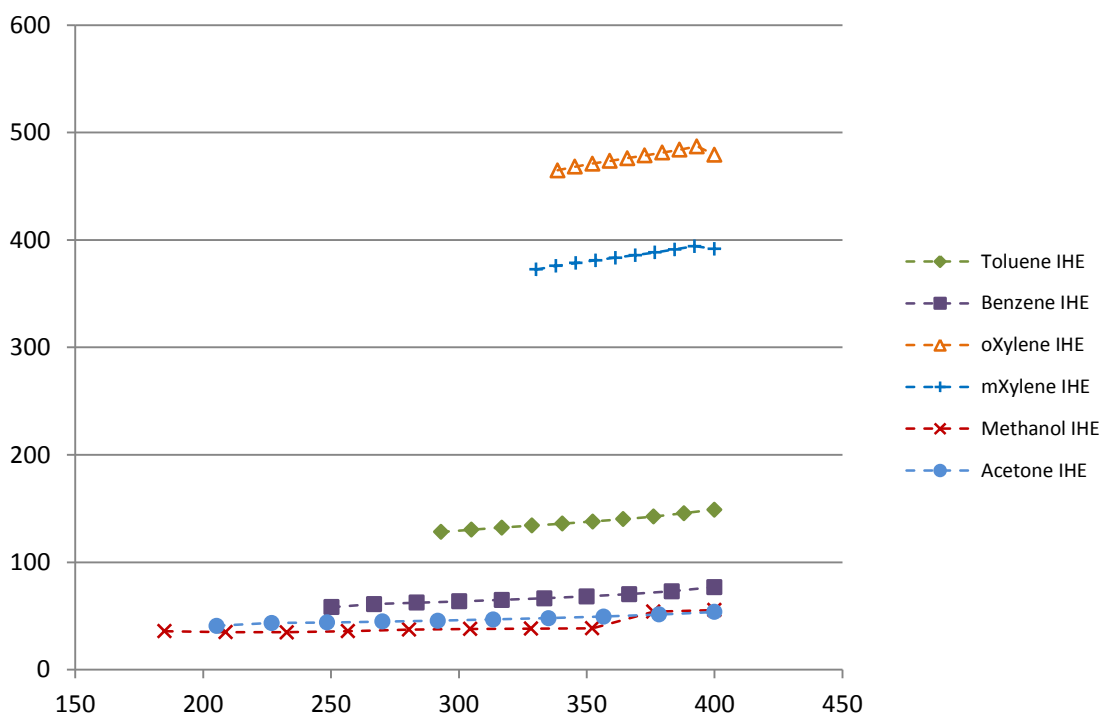


Grafico 60: Ciclo semplice con recupero - Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] di scambio a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$]

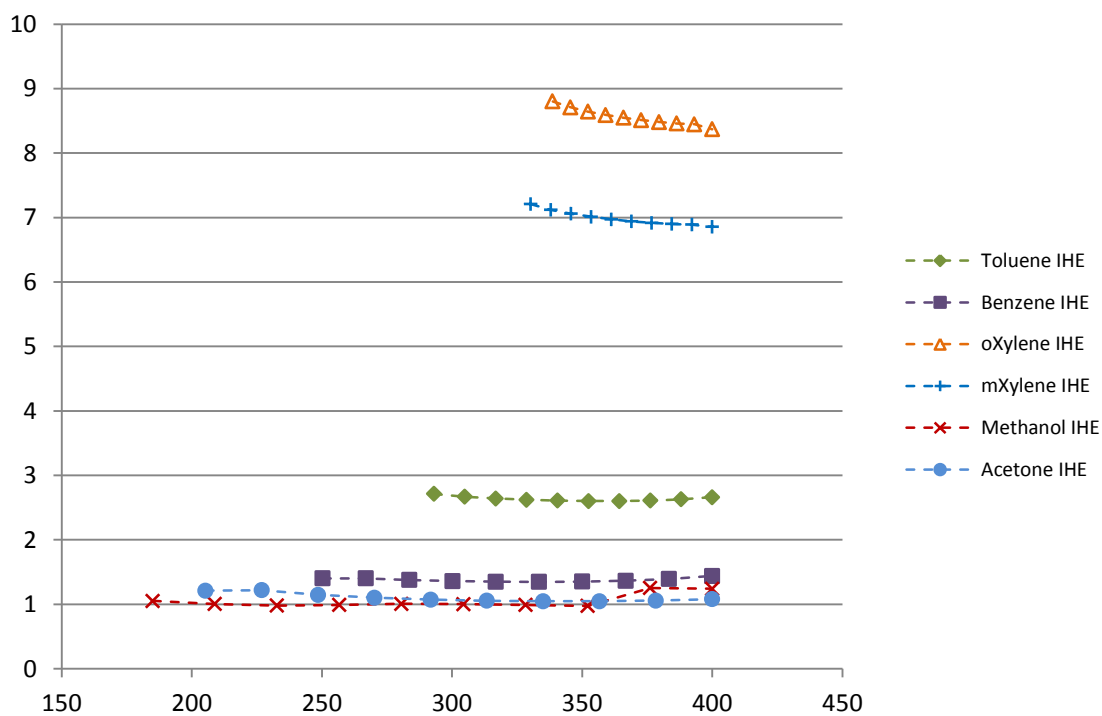


Grafico 61: Ciclo semplice con recupero - Andamento del l'area di scambio totale [m^2] a $TIT = 400\text{ }^\circ\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

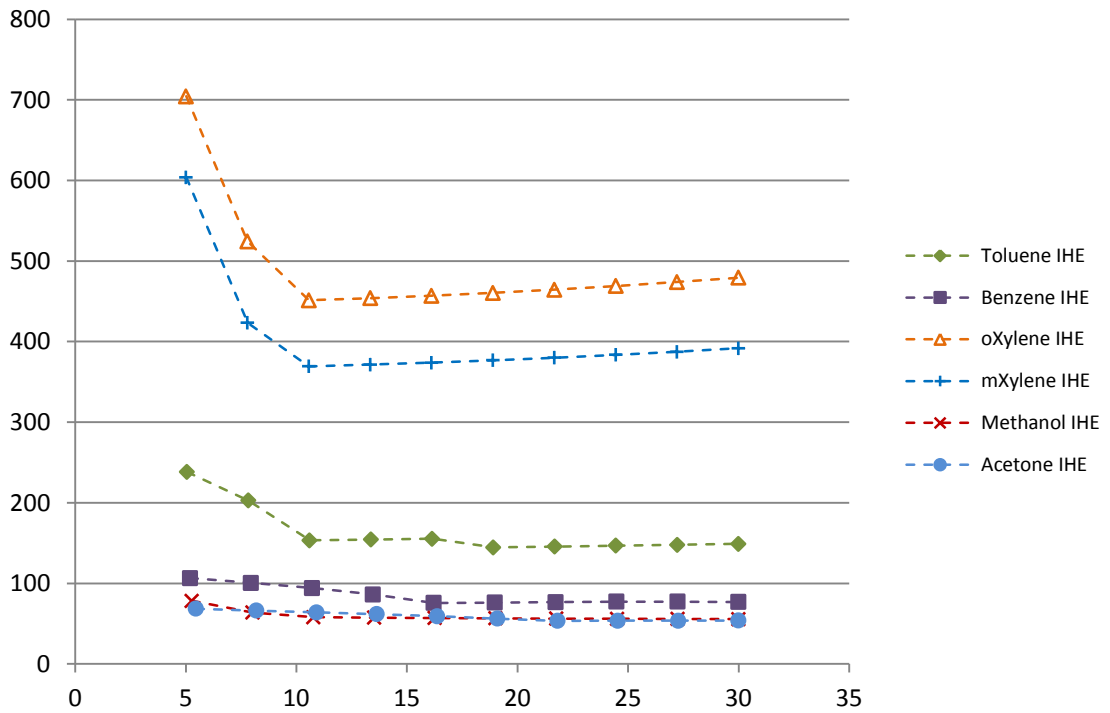


Grafico 62: Ciclo semplice con recupero - Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $TIT = 400\text{ }^\circ\text{C}$ al variare di P_{evap} [bar]

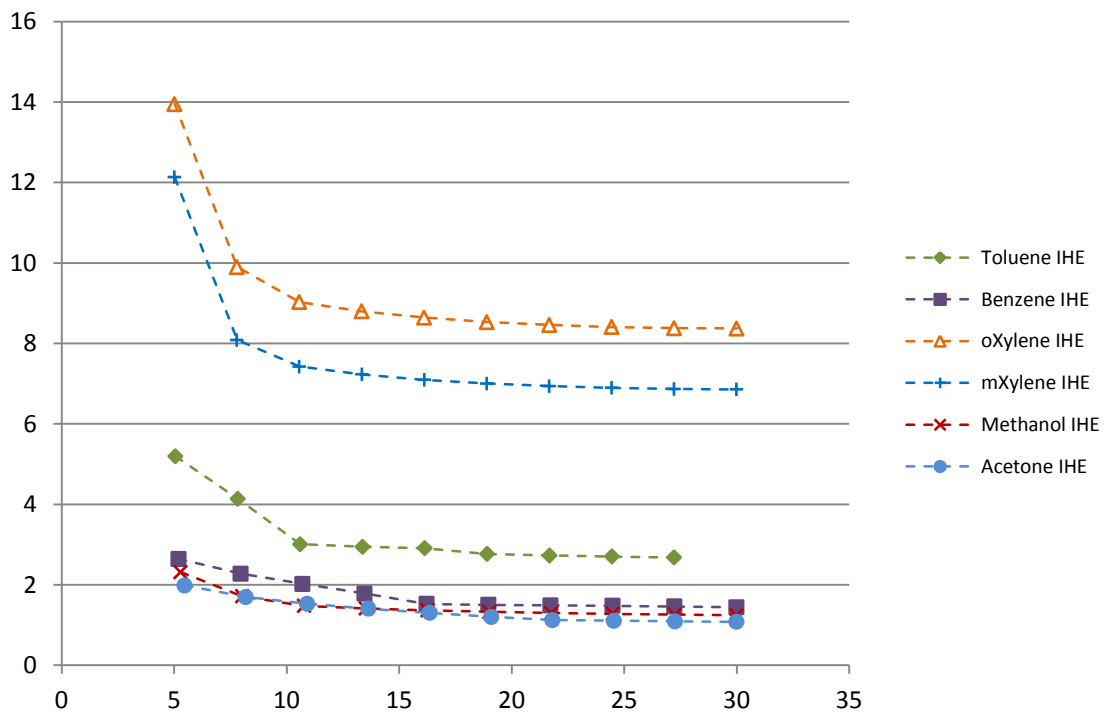


Grafico 63: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica - Andamento dell'area di scambio totale [m^2] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$]

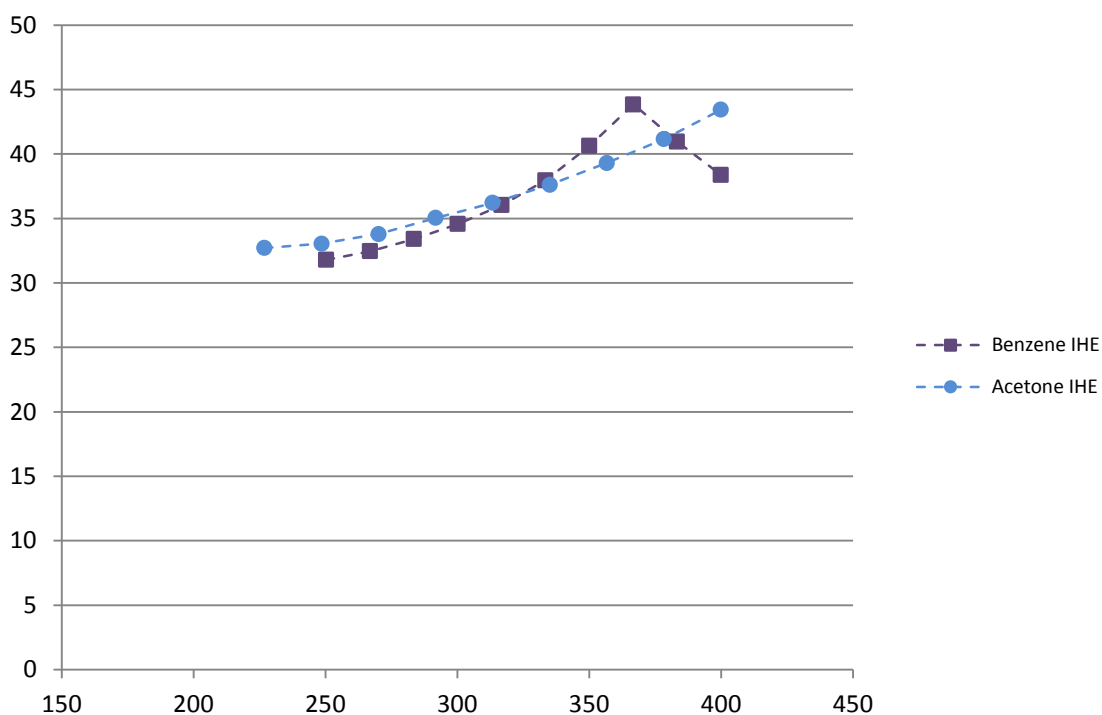


Grafico 64: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica - Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [$^{\circ}C$]

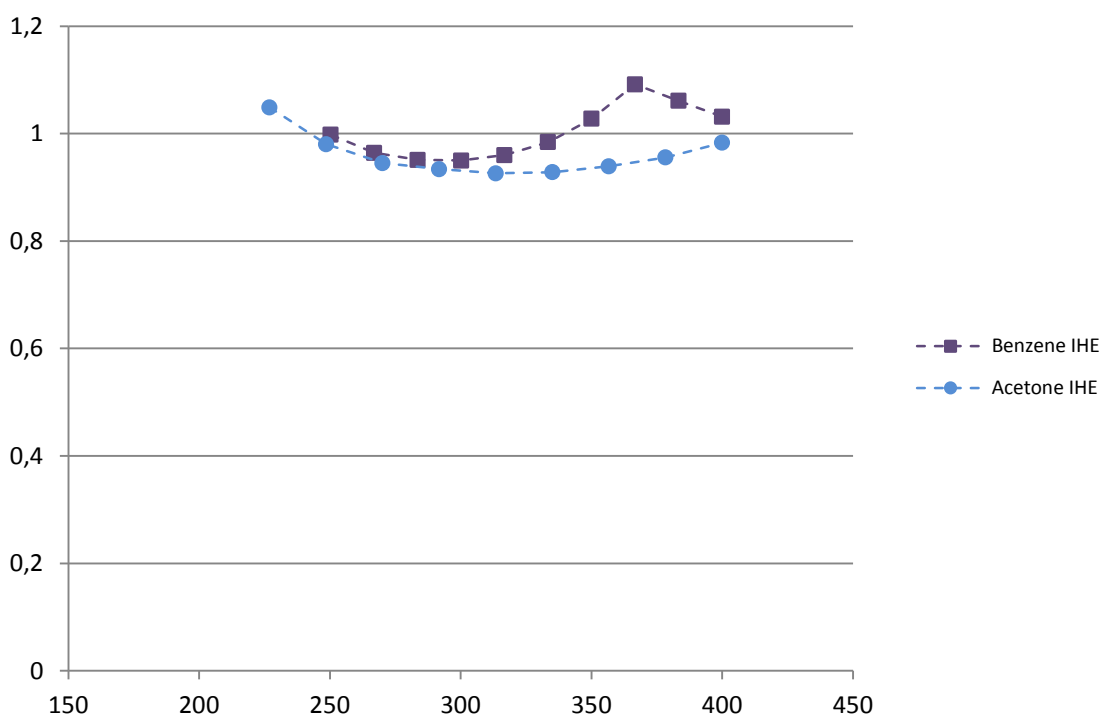


Grafico 65: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica - Andamento del costo specifico del kW [€/kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C]

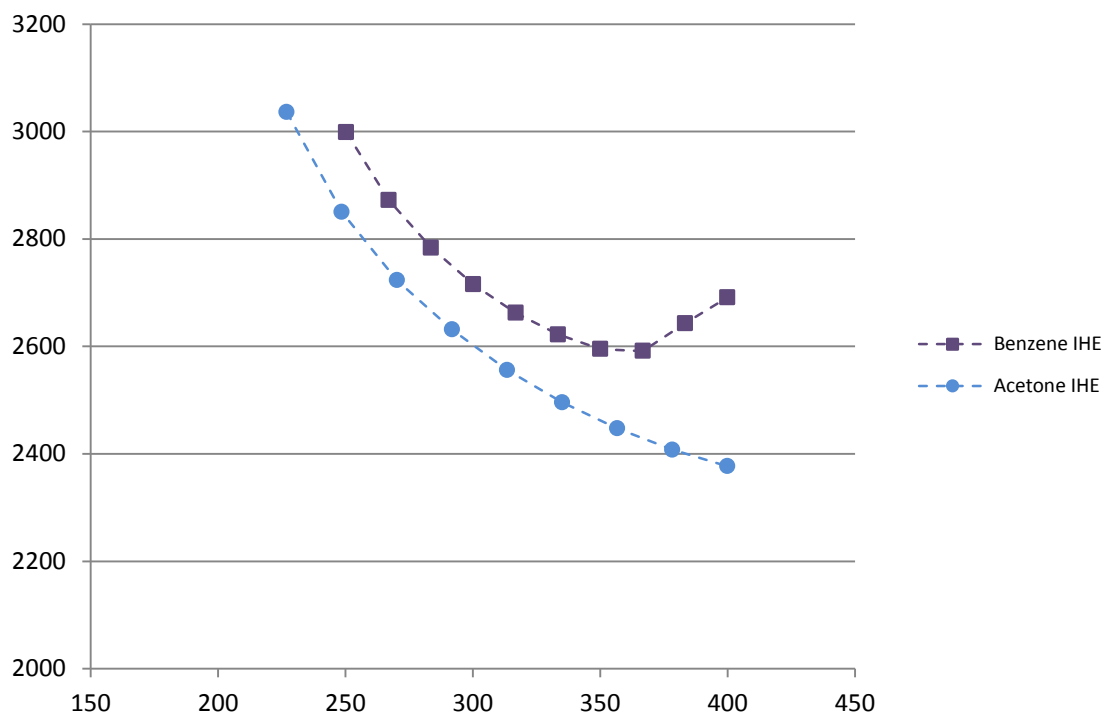


Grafico 66: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica - Andamento dell'area di scambio totale [m^2] a TIT = 400 °C al variare di P_{evap} [bar]

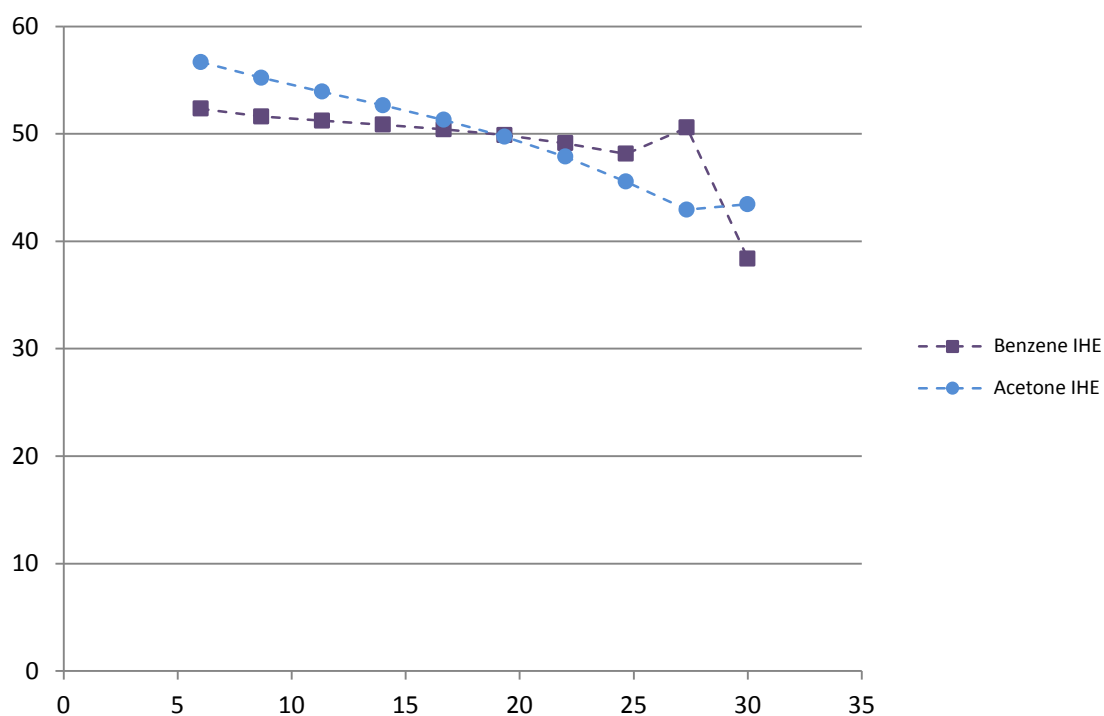


Grafico 67: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica - Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $TIT = 400\text{ }^\circ C$ al variare di P_{evap} [bar]

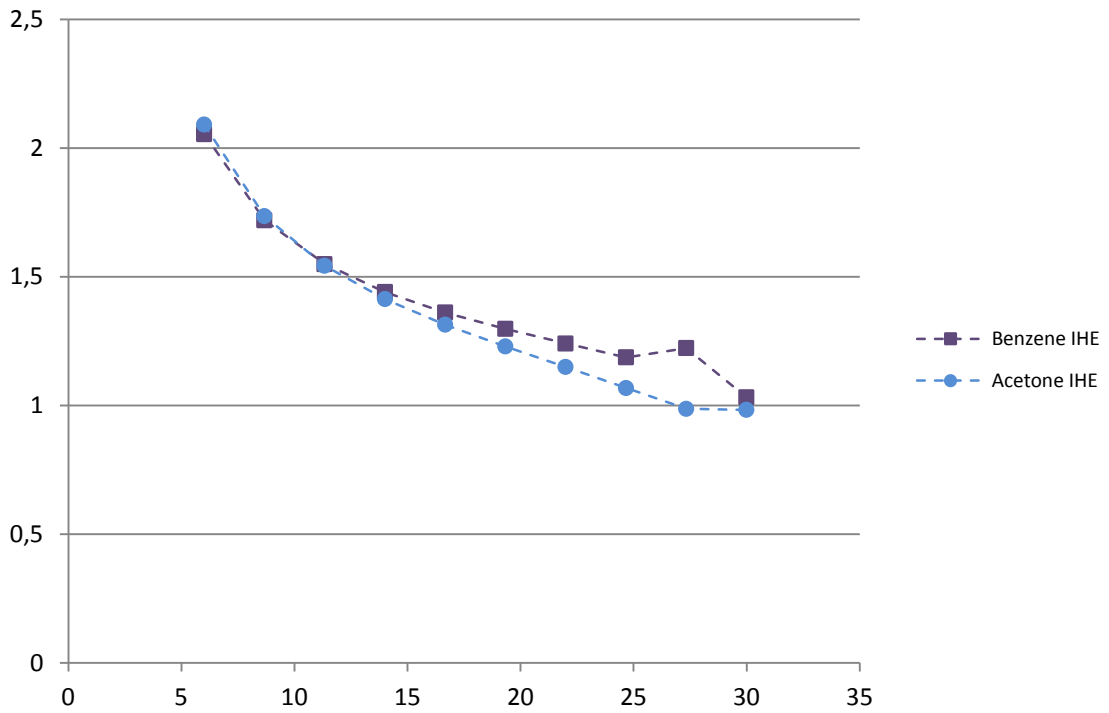


Grafico 68: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica - Andamento del costo specifico del kW [$\text{€}/kW$] a $TIT = 400\text{ }^\circ C$ al variare di P_{evap} [bar]

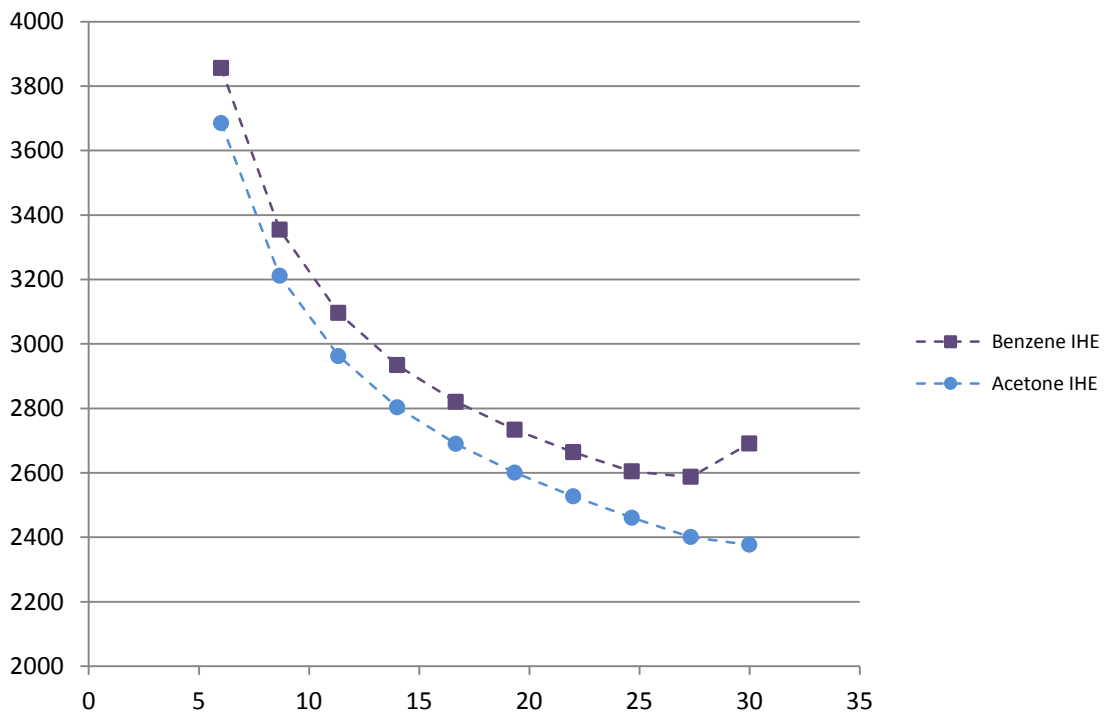


Grafico 69: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa - Andamento della totale area di scambio [m²] a P_{max} = 30 bar al variare di TIT [°C] del ciclo topping

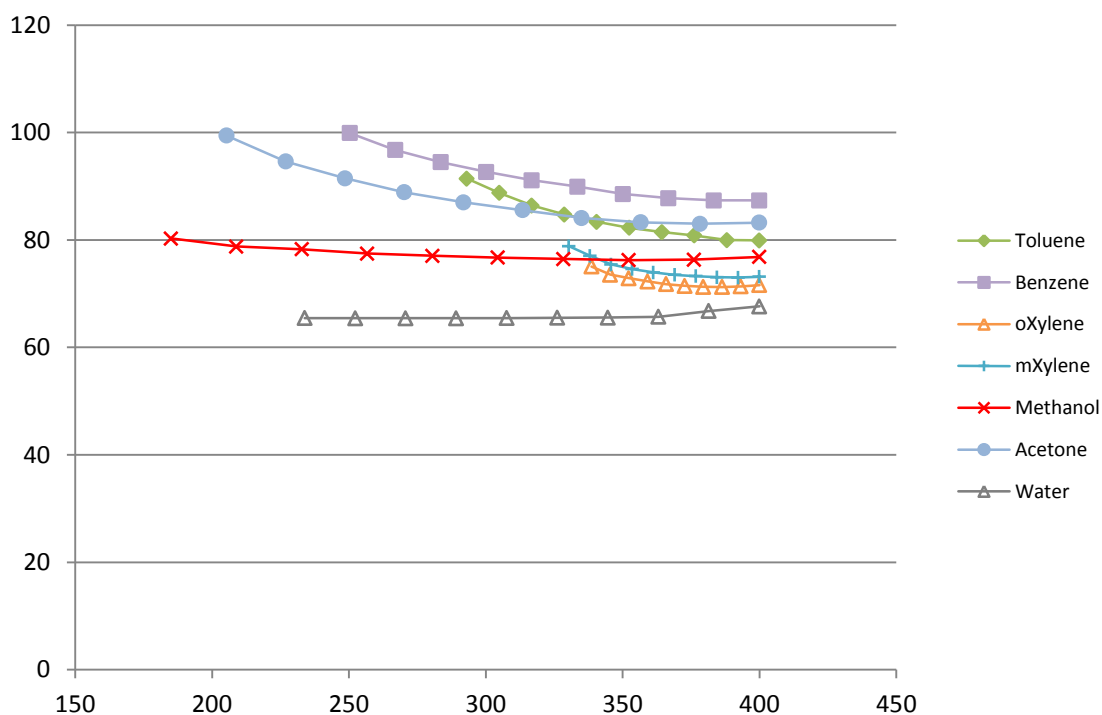


Grafico 70: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa - Andamento rapporto Area/Potenza [m²/kW] a P_{max} = 30 bar al variare di TIT [°C] del ciclo topping

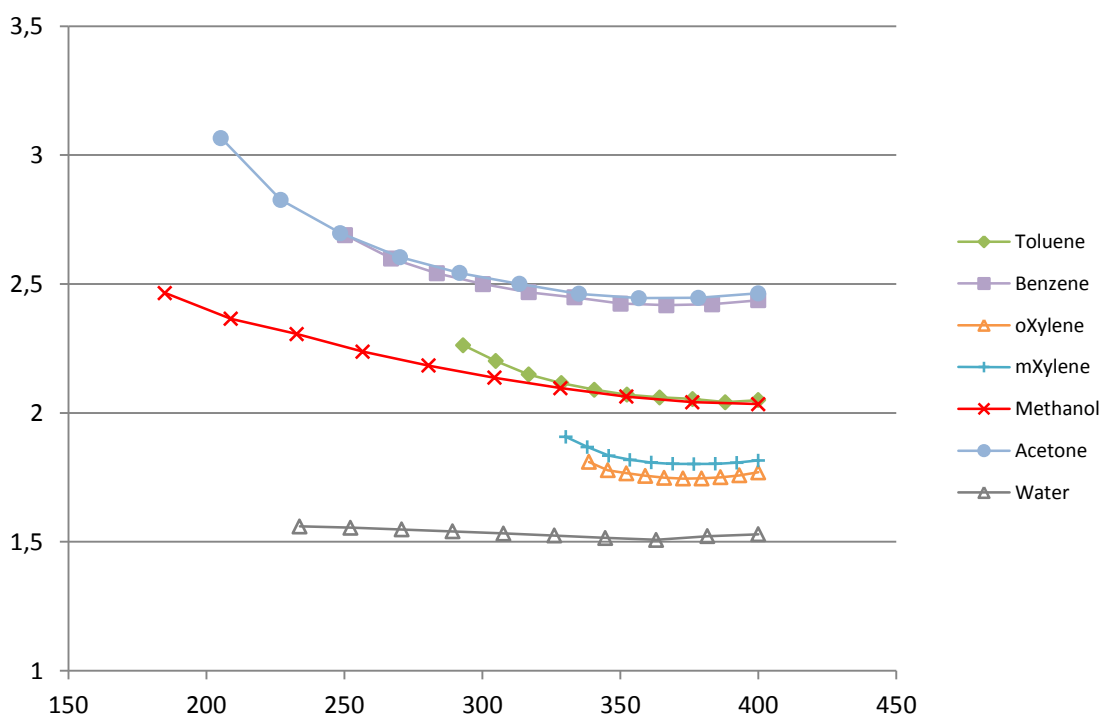


Grafico 71: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa – Andamento del costo specifico del kW [€/kW] a $P_{max} = 30 \text{ bar}$ al variare di TIT [°C] del ciclo topping

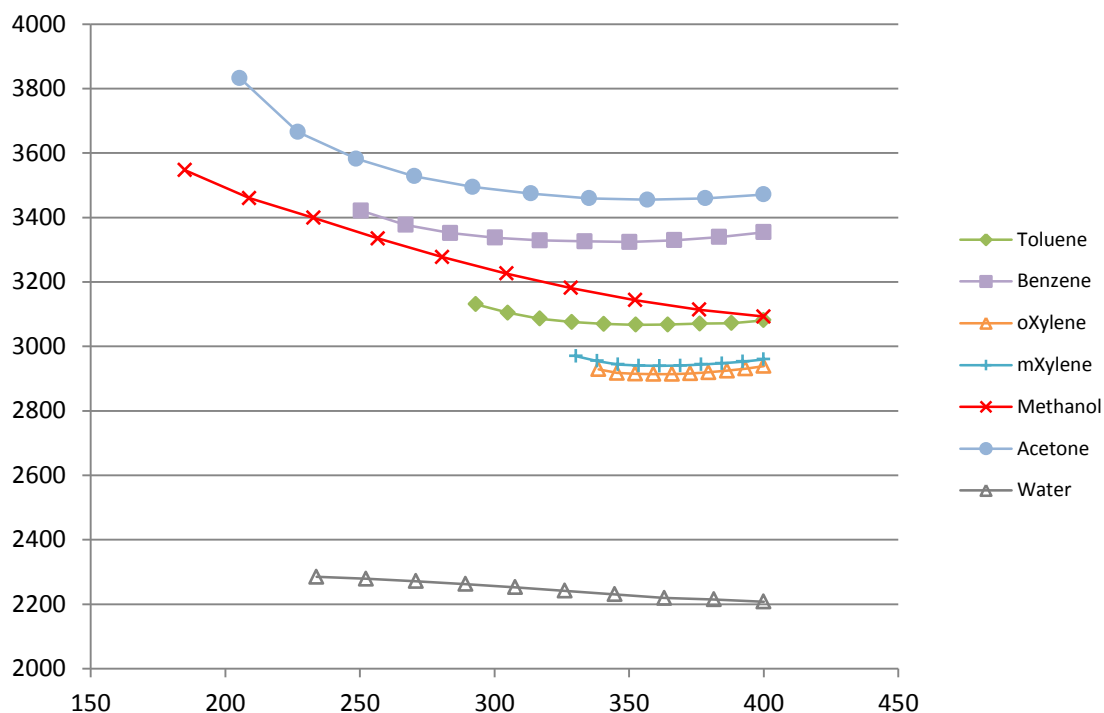


Grafico 72: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa – Andamento della totale area di scambio [m^2] a $TIT = 400 \text{ °C}$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping

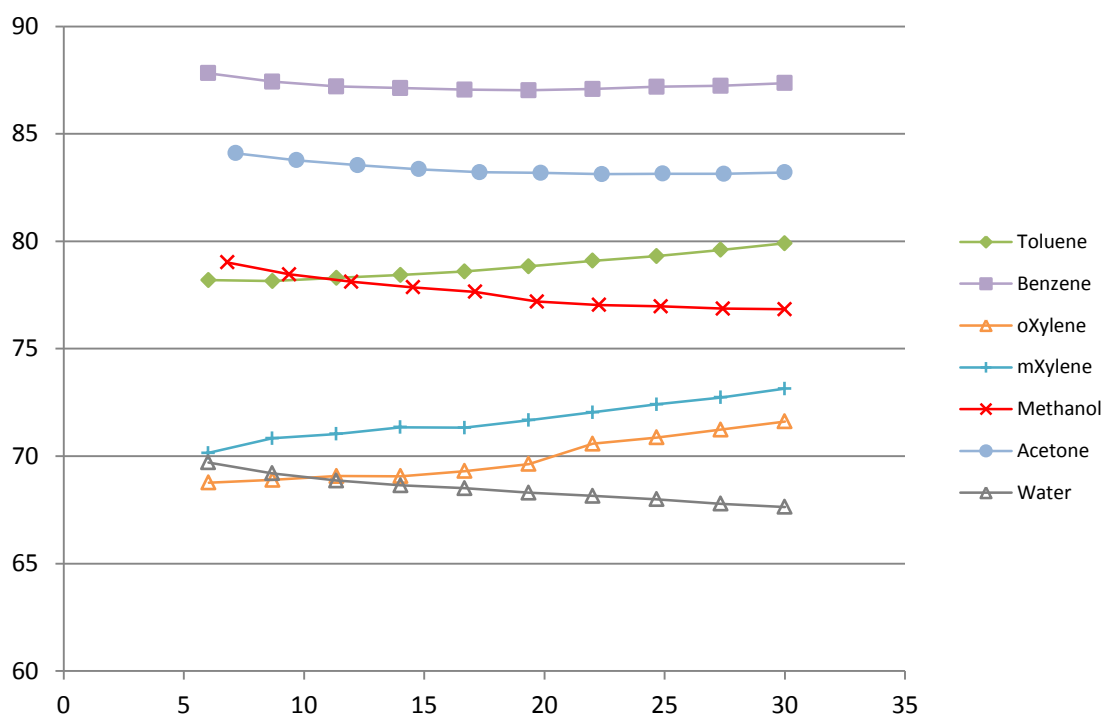


Grafico 73: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa – Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $TIT = 400\text{ }^\circ C$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping

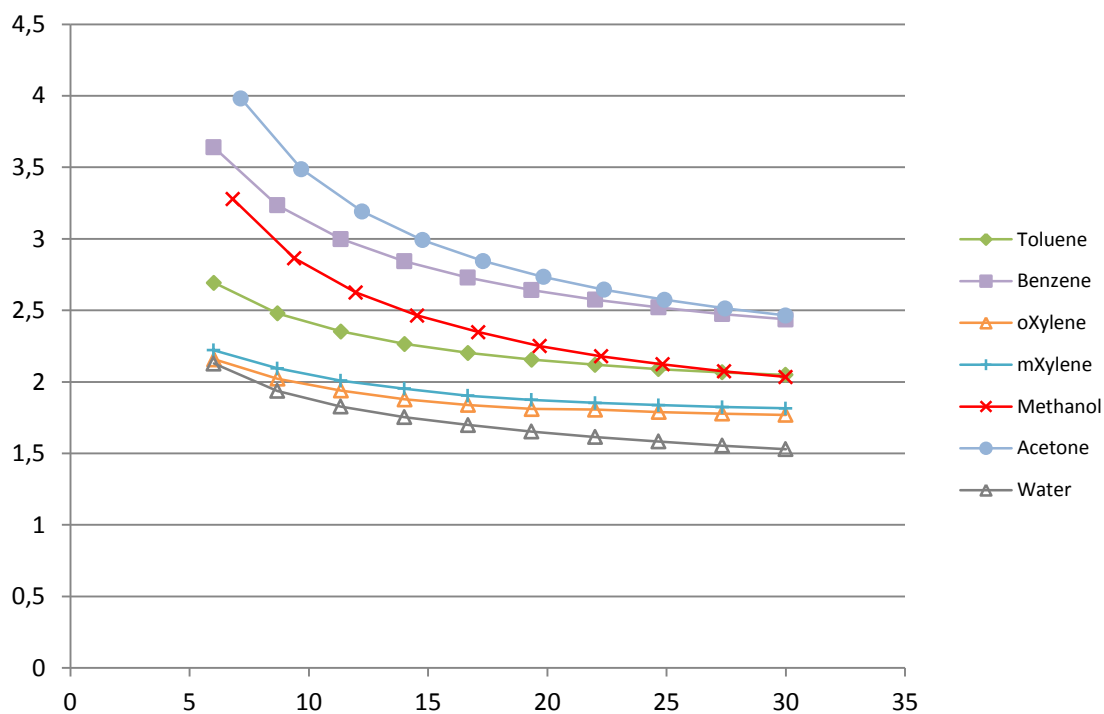


Grafico 74: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa – Andamento del costo specifico del kW [$\text{€}/kW$] a $TIT = 400\text{ }^\circ C$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping

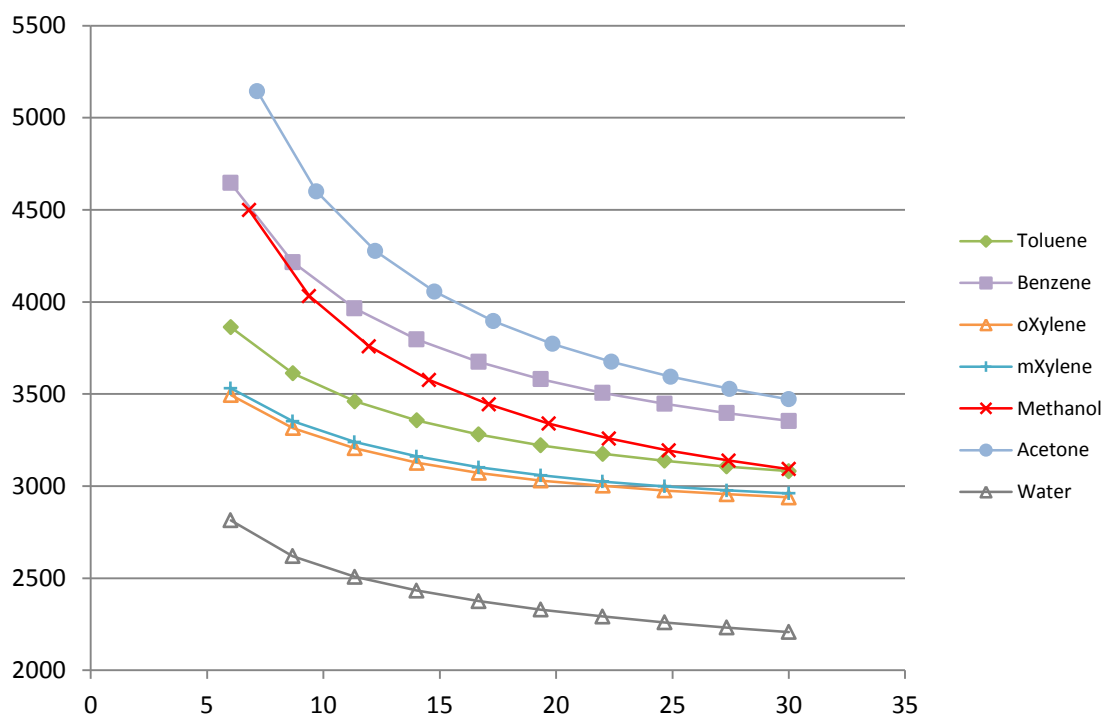


Grafico 75: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa – Andamento della totale area di scambio [m²] a P_{max} = 30 bar al variare di TIT [°C] del ciclo topping

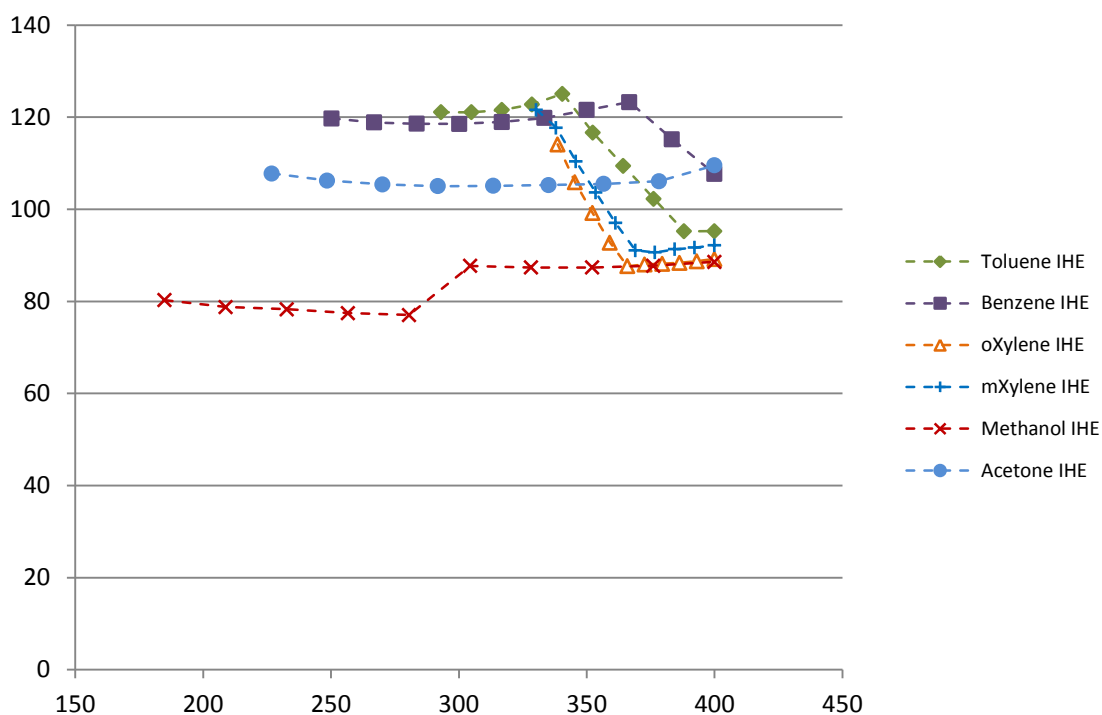


Grafico 76: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa – Andamento del rapporto Area/Potenza [m²/kW] a P_{max} = 30 bar al variare di TIT [°C] del ciclo topping

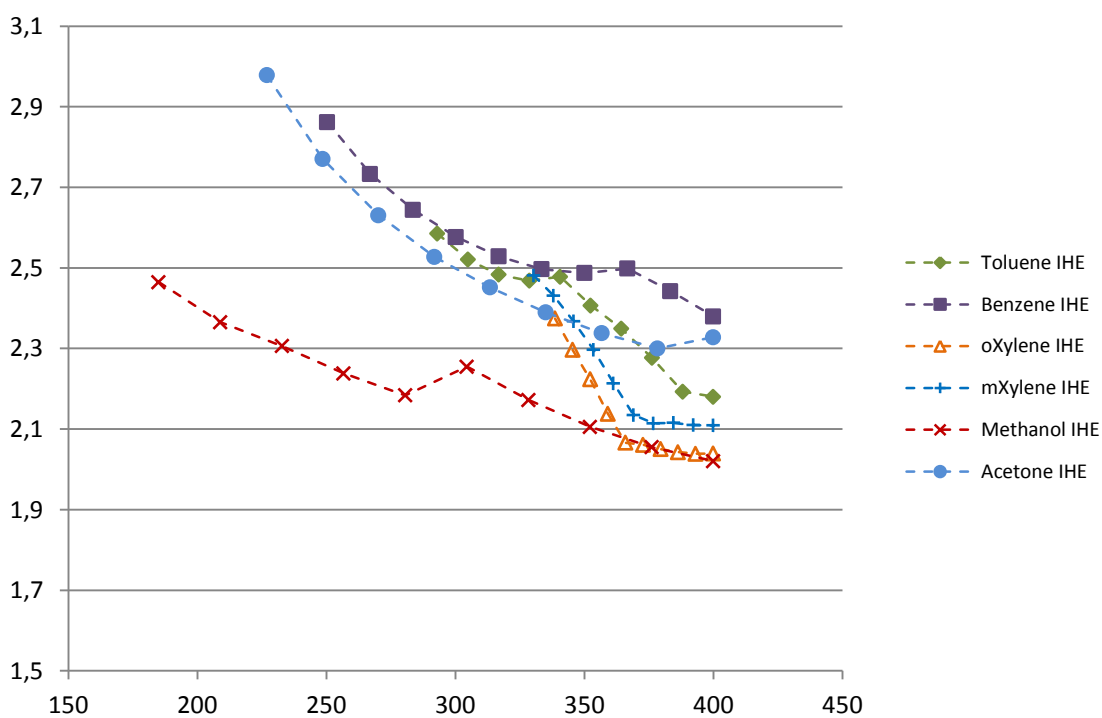


Grafico 77: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa – Andamento del costo specifico del kW [€/kW] a $P_{max} = 30\text{ bar}$ al variare di TIT [°C] del ciclo topping

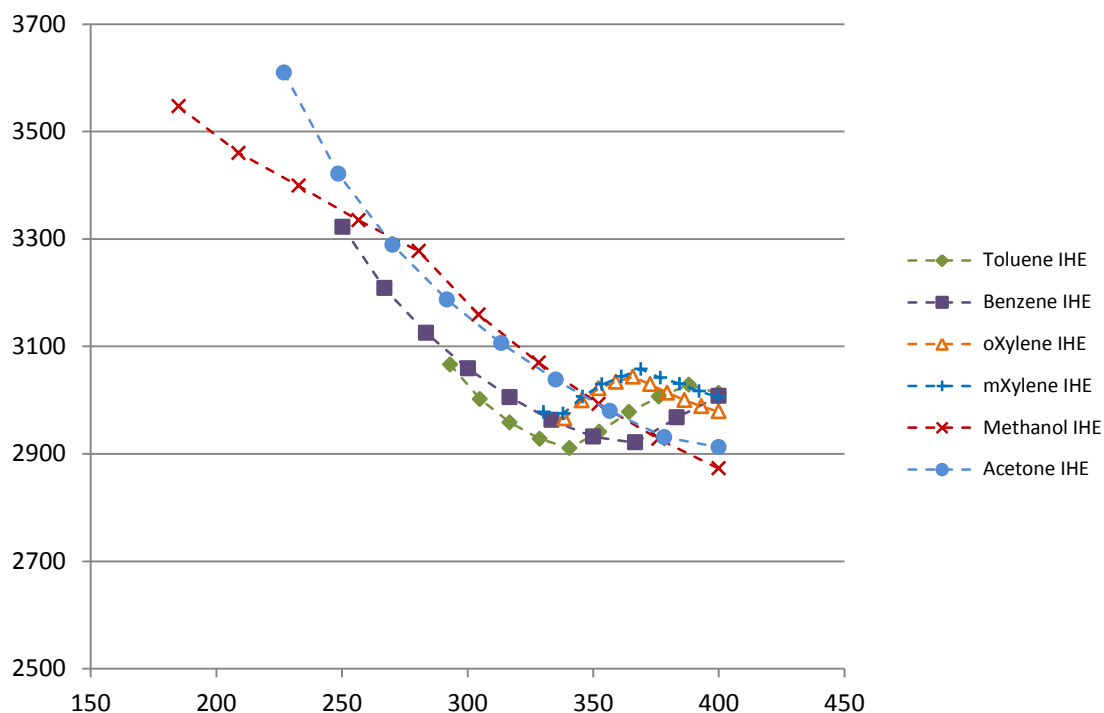


Grafico 78: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa – Andamento della totale area di scambio [m^2] a $TIT = 400\text{ °C}$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping

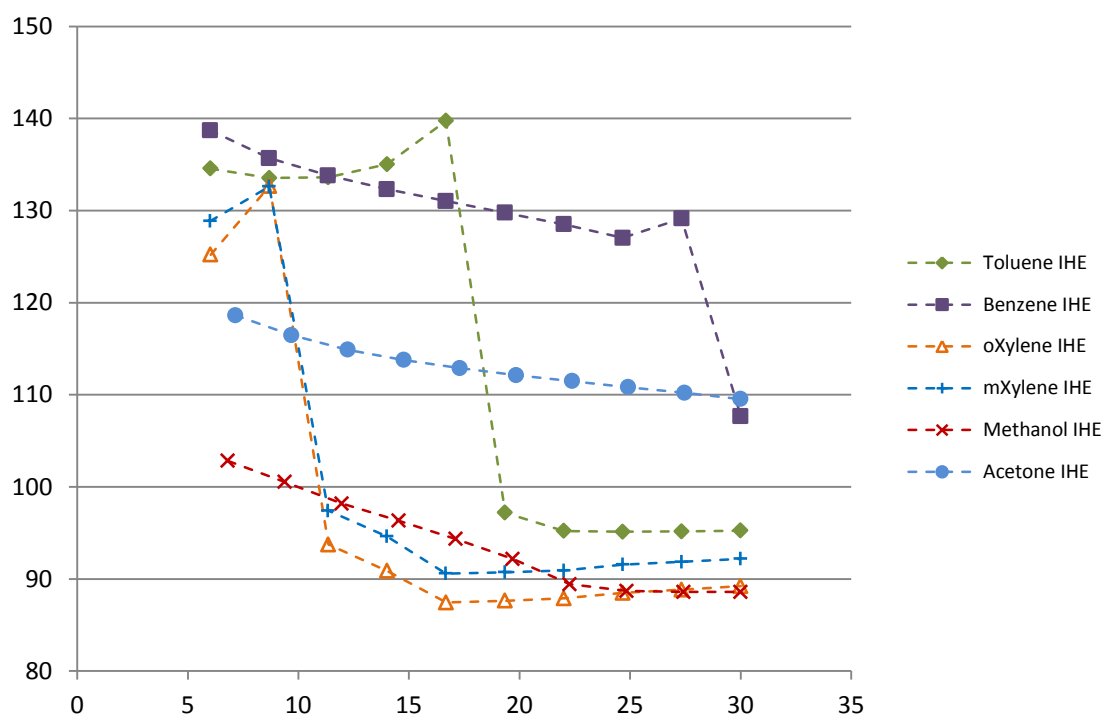


Grafico 79: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa – Andamento del rapporto Area/Potenza [m^2/kW] a $TIT = 400\text{ }^\circ C$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping

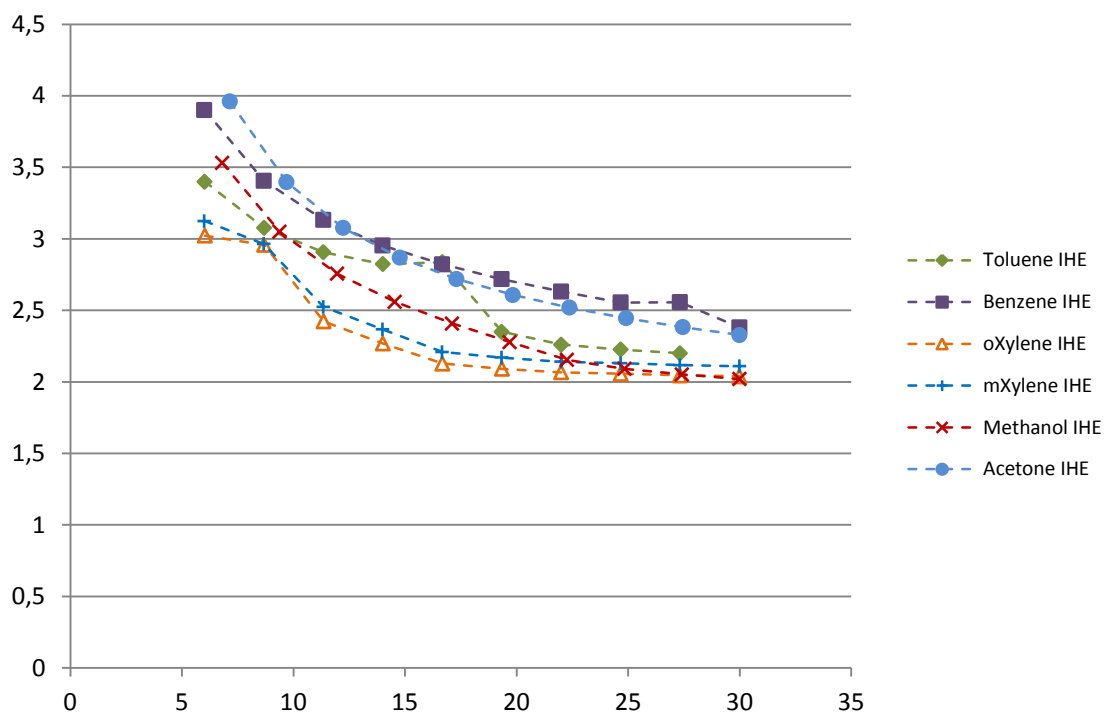
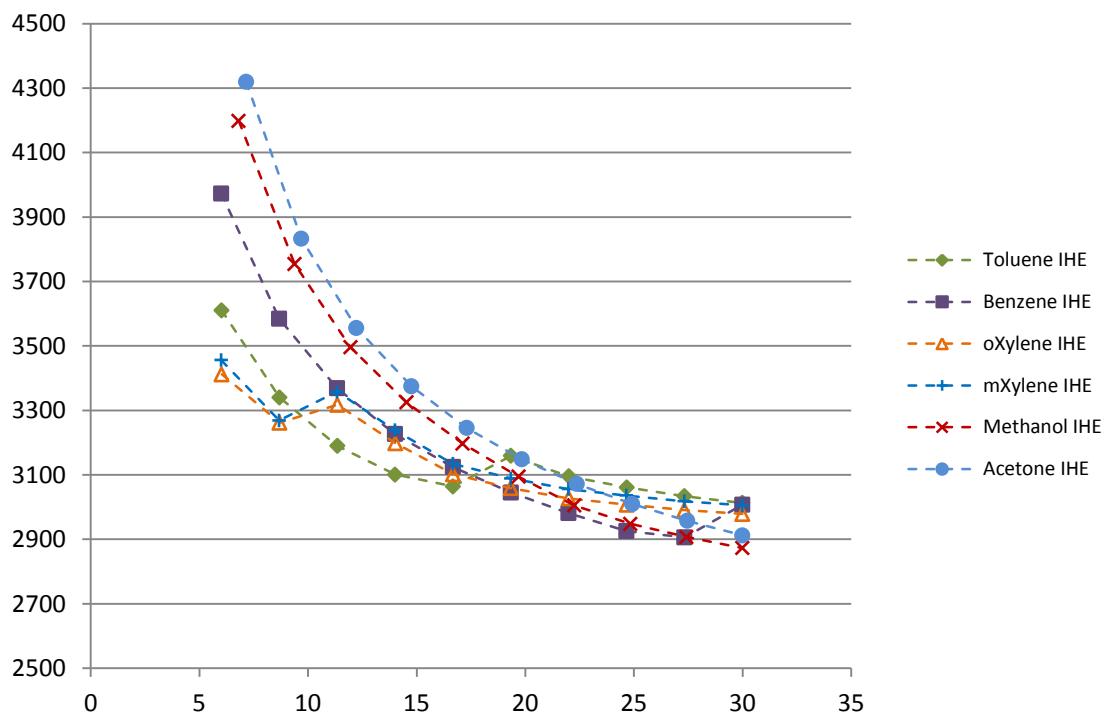


Grafico 80: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa – Andamento del costo specifico del kW [$\text{€}/kW$] a $TIT = 400\text{ }^\circ C$ al variare di P_{evap} [bar] del ciclo topping



9. Ottimizzazione parametrica

I risultati delle simulazioni dei capitoli precedenti sono ottenuti avendo imposto a priori le differenze di temperatura di Pinch Point, le velocità dei fluidi e il rendimento di recupero dello scambiatore interno. I valori imposti non sono necessariamente ottimali, in particolar modo le velocità che possono dar luogo a perdite di carico maggiori di quelle ammissibili. Per questo motivo vale la pena valutare, tramite un processo di ottimizzazione parametrica, quali siano i valori ottimali di questi parametri, applicando questo processo ai cicli che sono risultati vincenti dalla simulazione del capitolo precedente, ovvero:

- Il ciclo semplice ad acetone con recupero interno e condensazione a pressione atmosferica
- Il ciclo Double Stage con topping ad acqua e bottoming a R245fa
- Il ciclo Double Stage con topping ad acqua e bottoming a R236fa

La funzione obiettivo dell'ottimizzazione, che bisogna minimizzare, è il costo specifico dell'impianto. Il costo specifico riassume in sé costo dell'impianto e prestazioni e una sua minimizzazione si ottiene congiuntamente diminuendo il costo dell'impianto e aumentando la potenza producibile.

9.1. Descrizione dell'ottimizzazione

L'ottimizzazione è effettuata tramite un tool presente in Matlab che, scelta la funzione obiettivo da ottimizzare, il costo specifico, permette di determinare, scegliendo tra vari solutori, il valore dei parametri di controllo che minimizzino la funzione.

Il modello utilizzato per le simulazioni è stato quindi adattato e modificato per l'utilizzo nel tool di ottimizzazione in modo da risultare una *function*.

La scelta del solutore di ottimizzazione più adatto per questo modello è stata fatta facendo uso della User's Guide di Matlab per l'Ottimizzazione Globale [49].

Come si è visto nel capitolo precedente l'andamento del costo specifico può essere discontinuo ed è necessario che il solutore non risenta di questo e che sia in grado di trovare il minimo globale del costo specifico e non un minimo locale, ma soprattutto che riesca a raggiungere la convergenza.

I solutori più adatti al problema di questo lavoro sono:

- Il *Genetic Algorithm* [50]
- Il *Simulated Annealing* [51]
- Il *Pattern Search* [52]

9.1.1. Il Genetic Algorithm (l'Algoritmo Genetico)

L'algoritmo genetico è basato sulla teoria della selezione naturale nei processi biologici sviluppata da Charles Darwin. Si differenzia dalle tradizionali tecniche di ottimizzazione perché adotta una ricerca da una popolazione di soluzioni e non da un punto singolo, evitando la convergenza a minimi locali e può affrontare l'ottimizzazione di funzioni non lineari e discontinue.

L'algoritmo genetico considera ogni parametro come un gene e ogni soluzione un cromosoma. Differenti combinazioni di geni costituiscono una popolazione di strutture cromosomiche diverse. Inizialmente viene creata una popolazione iniziale in maniera casuale. Ad ogni iterazione l'algoritmo sceglie casualmente dalla popolazione corrente gli individui che saranno i genitori e li usa per produrre gli elementi della generazione successiva. La popolazione discendente nella generazione successiva diventerà genitrice

dando origine ad una nuova popolazione. L'algoritmo utilizza tre operatori per creare una nuova generazione: la selezione (seleziona gli individui migliori della generazione corrente, *elite*, per formare la generazione successiva), il crossover (combina due genitori per formare i discendenti della generazione successiva) e la mutazione (applica cambiamenti casuali ad un singolo genitore per formare elementi della generazione successiva).

Questo metodo è utilizzato in [46].

9.1.2. Il Simulated Annealing (la “Ricottura Simulata”)

La ricottura simulata ha origine dalla simulazione del processo di ricottura di un solido, come ad esempio la produzione del silicio monocristallino. Per avere un blocco di silicio monocristallino il materiale deve essere ricotto. Prima viene riscaldato fino ad una temperatura che permette alle molecole di muoversi liberamente le une rispetto le altre. Poi è raffreddato lentamente finché il materiale non diventa un cristallo, completamente ordinato, privo di difetti e alla minima energia.

Nel processo di ottimizzazione con questo metodo, la funzione obiettivo corrisponde all'energia del cristallo che deve essere minimizzata e i parametri di controllo corrispondono alla temperatura che deve essere controllata per minimizzare l'energia del sistema. Per ogni valore dei parametri di controllo il solutore genera nuove soluzioni, le valuta e le accetta o le scarta, ripetendo il processo fino ad ottenere il minimo globale.

Questo metodo di ottimizzazione è utilizzato anche in [29].

9.1.3. Il Pattern Search

Il Pattern Search è un metodo che non richiede il gradiente del problema, allo stesso modo dei metodi precedenti, e quindi può essere utilizzato anche per funzioni non continue e non differenziabili.

Il Pattern Search, ad ogni iterazione, analizza dei punti, la *mesh*, attorno ad un punto corrente ricercando il punto per cui la funzione obiettivo è minore del punto corrente. La *mesh* di punti è composta sommando il punto corrente al multiplo²² di un set di vettori chiamato *pattern*. Ogni vettore del *pattern* rappresenta una direzione. Se l'algoritmo trova nella *mesh* un punto che migliora la funzione obiettivo quel punto diventerà il nuovo punto corrente nella iterazione successiva. Se nella *mesh* c'è un punto che migliora la funzione obiettivo, nella iterazione successiva la dimensione della *mesh* viene aumentata, in caso contrario viene diminuita.

A differenza dei metodi precedenti le cui iterazioni sono stocastiche in questo caso sono di tipo deterministico. Il Pattern Search inoltre giunge a convergenza più velocemente e più efficacemente dei metodi precedenti. Per questo motivo è stato scelto come metodo da utilizzare in questo lavoro.

9.2. I parametri di controllo

La minimizzazione del costo specifico viene fatta agendo su dei parametri di controllo che influenzano direttamente costo e prestazioni del sistema. Tramite l'ottimizzazione viene valutato il valore dei parametri (che nelle simulazioni era imposto) che permette di conseguire la minimizzazione del costo. Di seguito vengono descritti quali sono i parametri di controllo su cui agire e come influenzano costo e prestazioni del sistema.

Sebbene in maniera contenuta rispetto al costo dell'espansore, parte del costo dell'impianto è costituito dal costo degli scambiatori. Il costo degli scambiatori è legato all'area di scambio che dipende dalla differenza di temperatura tra ciclo e serbatoi termici (intendendo con serbatoi termici sia

²² I vettori del *pattern* sono moltiplicati per uno scalare che rappresenta la dimensione della *mesh*

i serbatoi fisici del sistema di integrazione del calore ma anche il “serbatoio” ambiente) e dal coefficiente di scambio termico.

È stato visto che nello scambio con i serbatoi di calore esterni l’influenza del coefficiente di scambio termico del fluido di lavoro è trascurabile essendo dominante il coefficiente di scambio termico lato serbatoi, per cui la variazione della velocità del fluido di lavoro non ha effetto sullo scambio termico ma solo sulle perdite di carico che dovranno comunque essere limitate. L’unico parametro su cui si può agire è la differenza di temperatura di Pinch Point tra ciclo e serbatoi che, aumentata, può ridurre le aree di scambio e il costo dell’impianto ma ridurre anche la potenza termica recuperata e quindi influire negativamente sulle prestazioni termodinamiche.

Nello scambio termico con l’ambiente esterno tramite l’air cooler, la differenza di Pinch Point ha una grossa influenza sulle aree di scambio ma anche sulle prestazioni dell’impianto perché impone la temperatura di condensazione del ciclo. Quindi la differenza di temperatura di Pinch Point con l’aria influisce direttamente sul costo specifico dell’impianto. La velocità del fluido nel condensatore influisce anch’essa sull’area di scambio tramite il coefficiente di scambio termico: maggiore è la velocità, maggiore è il coefficiente di scambio termico e quindi minore può essere l’area di scambio. La velocità influisce anche sulle perdite di carico che non devono superare il massimo valore ammissibile.

Nello scambio termico recuperativo interno al ciclo ciò che influenza principalmente l’area di scambio e la potenza recuperata è l’efficienza di recupero dello scambiatore che ha una funzione equivalente alla differenza di temperatura di Pinch Point. Maggiore è l’efficienza di recupero dello scambiatore, minore è la differenza di temperatura tra i due flussi, maggiore è l’area di scambio, maggiore è il calore recuperato internamente e maggiore è il rendimento del ciclo. L’efficienza dello scambiatore quindi agisce sia sul

costo dell'impianto che sulle sue prestazioni, quindi è un parametro che può essere ottimizzato. L'efficienza di recupero inoltre, come visto nel capitolo §7, influisce sulla possibilità di recupero di calore dai serbatoi esterni, quindi deve essere ottimizzata anche tenendo conto di massimizzare il recupero di calore dai serbatoi a sali fusi. L'area di scambio dello scambiatore di recupero interno è legata anche al coefficiente di scambio termico globale che dipende dalle velocità del fluido lato caldo e lato freddo, ma come già detto le velocità influiscono anche sulle perdite di carico che devono essere limitate.

Nello scambio termico tra ciclo topping e ciclo bottoming nella configurazione Double Stage, la differenza di temperatura di Pinch Point tra i due cicli influisce direttamente sulle aree di scambio (e quindi sul costo del sistema) e sulle prestazioni del ciclo bottoming, essendo fissata la temperatura di condensazione del ciclo topping. Al contempo anche le velocità dei due fluidi influiscono sulle aree di scambio e sulle perdite di carico.

Come visto nei capitoli precedenti, la pressione di evaporazione e la temperatura di ingresso in turbina hanno una grande influenza sulle prestazioni del sistema e sul costo specifico dell'impianto. Poiché nelle simulazioni i valori di pressione e temperatura erano discretizzati, vale la pena verificare quali siano i valori ottimali di questi due parametri che minimizzino il costo specifico.

Per ogni ciclo da ottimizzare, di seguito, verranno indicati i parametri di controllo con il loro range di esistenza e i vincoli che devono rispettare.

Per fare in modo che la soluzione dell'ottimizzazione rispetti i vincoli, all'interno della *function* sono state inserite delle penalità che aumentano il costo specifico dell'impianto se i vincoli non sono rispettati, in modo da

allontanare il sistema da quei punti e farlo invece convergere alla soluzione ottimale.

9.2.1. Ciclo semplice ad acetone con recupero interno e condensazione a pressione atmosferica

I parametri di controllo di questo ciclo sono:

- La pressione di evaporazione P_{evap} che può variare da 5 a 30 bar. La pressione non necessita di vincoli perché il limite superiore è minore della pressione critica
- Il surriscaldamento ΔT_{surr} prima dell'ingresso della turbina che può variare da 0 a 250 °C
- La differenza di temperatura di Pinch Point ΔT_{pp} con i serbatoi di sali fusi che può variare da 5 a 40 °C
- La differenza di temperatura di Pinch Point $\Delta T_{pp,air}$ con l'aria non è necessaria perché la pressione di condensazione (e quindi la temperatura) è fissata
- La velocità di uscita del fluido (allo stato liquido) dalla pompa w_2 che può variare da 0,1 a 2 m/s
- La velocità di uscita del fluido (allo stato di vapore) dalla turbina w_4 che può variare da 5 a 150 m/s
- L'efficienza dello scambiatore di recupero interno ε_{IHE} che può variare da 0,6 a 0,9

I parametri di controllo possono variare rispettando dei vincoli:

- La potenza netta deve essere superiore ai 40 kW
- La temperatura di ingresso in turbina non deve superare i 400 °C

- Le perdite di carico durante il processo di riscaldamento devono essere $\Delta P_{risc} \leq 0,15 \text{ bar}$
- Le perdite di carico complessive nello scambiatore di recupero interno devono essere $\Delta P_{rec} \leq 0,1 \text{ bar}$
- Le perdite di carico durante il processo di condensazione devono essere $\Delta P_{cond} \leq 0,1 \text{ bar}$
- Deve essere recuperato tutto il calore disponibile nei serbatoi a sali fusi, quindi deve essere $\eta_{rec} = \frac{150+45}{150+45+50} = 0,7959$

9.2.2. Ciclo Double Stage con topping ad acqua e bottoming a R245fa (o R236fa)

I parametri di controllo di questo ciclo sono:

- La pressione di evaporazione del ciclo topping $P_{evap,HT}$ che può variare da 5 a 30 *bar*. La pressione non necessita di vincoli perché il limite superiore è minore della pressione critica
- Il surriscaldamento del ciclo topping ΔT_{surr} prima dell'ingresso della turbina che può variare da 0 a 250 °C
- La differenza di temperatura di Pinch Point $\Delta T_{pp,HT}$ del ciclo topping con i serbatoi di sali fusi che può variare da 5 a 40 °C
- La differenza di temperatura di Pinch Point $\Delta T_{pp,LT}$ del ciclo bottoming con il serbatoio ad acqua che può variare da 5 a 50 °C²³
- La differenza di temperatura di Pinch Point $\Delta T_{pp,inter}$ tra ciclo topping e ciclo bottoming che può variare da 5 a 40 °C
- La differenza di temperatura di Pinch Point $\Delta T_{pp,air}$ del ciclo bottoming con l'aria nell'air cooler che può variare da 5 a 40 °C

²³ Il limite superiore è più alto per dare la possibilità al tool di ottimizzazione di valutare la possibilità di non recuperare calore dal serbatoio a bassa temperatura

- La velocità di uscita del fluido del ciclo topping (allo stato liquido) dalla pompa $w_{2,HT}$ che può variare da 0,1 a 2 m/s
- La velocità di uscita del fluido del ciclo topping (allo stato di vapore) dalla turbina $w_{4,HT}$ che può variare da 5 a 100 m/s
- La velocità di uscita del fluido del ciclo bottoming (allo stato liquido) dalla pompa $w_{2,LT}$ che può variare da 0,1 a 2 m/s
- La velocità di uscita del fluido del ciclo bottoming (allo stato di vapore) dalla turbina $w_{4,LT}$ che può variare da 5 a 50 m/s

I parametri di controllo possono variare rispettando dei vincoli:

- La potenza netta deve essere superiore ai 40 kW
- La temperatura di ingresso in turbina non deve superare i 400 °C
- Le perdite di carico durante il processo di riscaldamento del ciclo topping devono essere $\Delta P_{risc,HT} \leq 0,15 \text{ bar}$
- Le perdite di carico durante il processo di condensazione del ciclo topping devono essere $\Delta P_{cond,HT} \leq 0,1 \text{ bar}$
- Le perdite di carico durante il processo di riscaldamento del ciclo bottoming devono essere $\Delta P_{risc,LT} \leq 0,15 \text{ bar}$
- Le perdite di carico durante il processo di condensazione del ciclo bottoming devono essere $\Delta P_{cond,LT} \leq 0,15 \text{ bar}$
- Deve essere recuperato tutto il calore disponibile nei serbatoi a sali fusi, quindi deve essere $\eta_{rec} \geq \frac{150+45}{150+45+50} = 0,7959$

9.2.3. Risultati dell'ottimizzazione

Tramite il processo di ottimizzazione sono stati valutati i parametri di controllo ottimali (Tabella 44) che minimizzano la funzione obiettivo e rispettano i vincoli imposti.

Tabella 44: Parametri di controllo ottimali che minimizzano il costo specifico dei cicli analizzati

	Ciclo semplice con recupero ad Acetone	Ciclo Double Stage - topping ad acqua e bottoming a R236fa	Ciclo Double Stage - topping ad acqua e bottoming a R254fa
$P_{evap,HT}$ [bar]	30	30	30
ΔT_{surr} [°C]	194,68	166,15	166,15
$\Delta T_{pp,HT}$ [°C]	-	36,15	36,15
$\Delta T_{pp,LT}$ [°C]	-	46,74	47,09
$\Delta T_{pp,inter}$ [°C]	-	13,50	13,63
$\Delta T_{pp,air}$ [°C]	-	7,51	7,50
$w_{2,HT}$ [m/s]	0,1248	0,1055	0,1055
$w_{4,HT}$ [m/s]	32,97	46,68	45,81
$w_{2,LT}$ [m/s]	-	0,4090	0,3183
$w_{4,LT}$ [m/s]	-	11,23	16,53
ε_{IHE}	0,8439	-	-

Utilizzando i parametri di controllo ottimizzati sono stati valutati tutti gli altri parametri di ciascun ciclo (Tabella 45).

Tabella 45: Risultati dell'ottimizzazione

	Ciclo semplice con recupero ad Acetone	Ciclo Double Stage - topping ad acqua e bottoming a R236fa	Ciclo Double Stage - topping ad acqua e bottoming a R254fa
$P_{evap,HT}$ [bar]	30,00	30,00	30,00
$T_{evap,HT}$ [°C]	205,32	233,85	233,85
TIT_{HT} [°C]	400,00	400,00	400,00
$P_{cond,HT}$ [bar]	<u>1,0107</u>	<u>1,0142</u>	<u>1,0142</u>
$T_{cond,HT}$ [°C]	56,00	100,00	100,00
$r_{ex,HT}$	<u>27,37</u>	<u>18,11</u>	<u>18,11</u>
$m_{f,HT}$ [kg/s]	0,2574	0,0694	0,0694
$x_{4,HT}$	1	1	1
$P_{evap,LT}$ [bar]	-	14,46	9,23
$T_{evap,LT}$ [°C]	-	86,50	86,37
$P_{cond,LT}$ [bar]	-	<u>3,4697</u>	<u>1,9417</u>
$T_{cond,LT}$ [°C]	-	32,51	32,50
$r_{ex,LT}$	-	<u>4,94</u>	<u>5,09</u>
$m_{f,LT}$ [kg/s]	-	0,9382	0,7203
$x_{4,LT}$	-	1	1
Pot_{el} [kW]	44,07	41,71	42,48
η_{ciclo}	0,2260	0,2139	0,2178
η_{rec}	0,7959	0,7959	0,7959
η_{eff}	0,1799	0,1702	0,1734

$Costo_{Totale}$ [€]	106791	91163	91414
$Costo_{kW}$ [€/kW]	2423,33	2185,64	2152,07
$Area_{Totale}$ [m ²]	48,81	54,02	55,43
$Rapp A/P$	1,11	1,30	1,30
$Q_{th,risc,HT}$ [kW]	286,15	195,00	195,00
$Area_{risc,HT}$ [m ²]	21,37	13,89	13,89
$Costo_{risc,HT}$ [€]	6628,94	4308,78	4308,82
$Q_{th,risc,LT}$ [kW]	-	160,43	160,43
$Area_{serp,LT}$ [m ²]	-	0	0
$Costo_{serp,LT}$ [€]	-	0	0
$Q_{th,cond,HT}$ [kW]	-	160,43	160,43
$Area_{inter}$ [m ²]	-	9,34	10,20
$Costo_{inter}$ [€]	-	3696,01	3995,16
$Q_{th,cond,LT}$ [kW]	237,10	148,35	147,57
$Area_{cond,LT}$ [m ²]	12,17	30,79	31,33
$Costo_{cond,LT}$ [€]	4670,39	6536,16	6580,07
$Q_{th,rec,HT}$ [kW]	91,15	-	-
$Area_{rec,HT}$ [m ²]	15,27	-	-
$Costo_{rec,HT}$ [€]	5744,53	-	-
$Pot_{t,HT}$ [kW]	50,29	34,84	34,84
$Costo_{t,HT}$ [€]	42263,64	30583,52	30583,55
$Pot_{p,HT}$ [kW]	1,25	0,26	0,26
$Costo_{p,HT}$ [€]	1285,22	871,72	871,72
$Pot_{t,LT}$ [kW]	-	13,10	13,39
$Costo_{t,LT}$ [€]	-	15493,96	15629,23
$Pot_{p,LT}$ [kW]	-	1,05	0,55
$Costo_{p,LT}$ [€]	-	1230,27	1045,70
$\Delta P_{Totale,HT}$ [bar]	0,1321	0,2378	0,2378
$\Delta P_{risc,HT}$ [bar]	0,0200	0,1377	0,1377
$\Delta P_{rec,HT}$ [bar]	0,1011	-	-
$\Delta P_{cond,HT}$ [bar]	0,0109	0,1001	0,1001
$\Delta P_{Totale,LT}$ [bar]	-	0,2647	0,2940
$\Delta P_{risc,LT}$ [bar]	-	0,1140	0,1452
$\Delta P_{cond,LT}$ [bar]	-	0,1507	0,1488
m_{air} [kg/s]	12,83	13,14	13,30
Pot_{fan} [kW]	2,27	2,33	2,36

Come si vede dai risultati il $\Delta T_{pp,HT}$ per il ciclo ad acetone non è stato valutato in quanto la differenza di temperatura tra il serbatoio di media temperatura e la temperatura di evaporazione dei fluidi è superiore al range all'interno di cui poteva variare la differenza di temperatura di Pinch Point.

La differenza di temperatura di Pinch Point ottimale tra ciclo bottoming e serbatoio ad acqua è stata valutata tale da far sì che il ciclo bottoming non recuperi calore dal serbatoio stesso. Non recuperando calore dal serbatoio a bassa temperatura la potenza producibile si riduce ma al contempo si riduce anche il costo specifico dell'impianto.

Confrontando i risultati delle ottimizzazioni con i migliori risultati delle simulazioni (Tabella 35, Tabella 38 e Tabella 40) si possono fare alcune considerazioni.

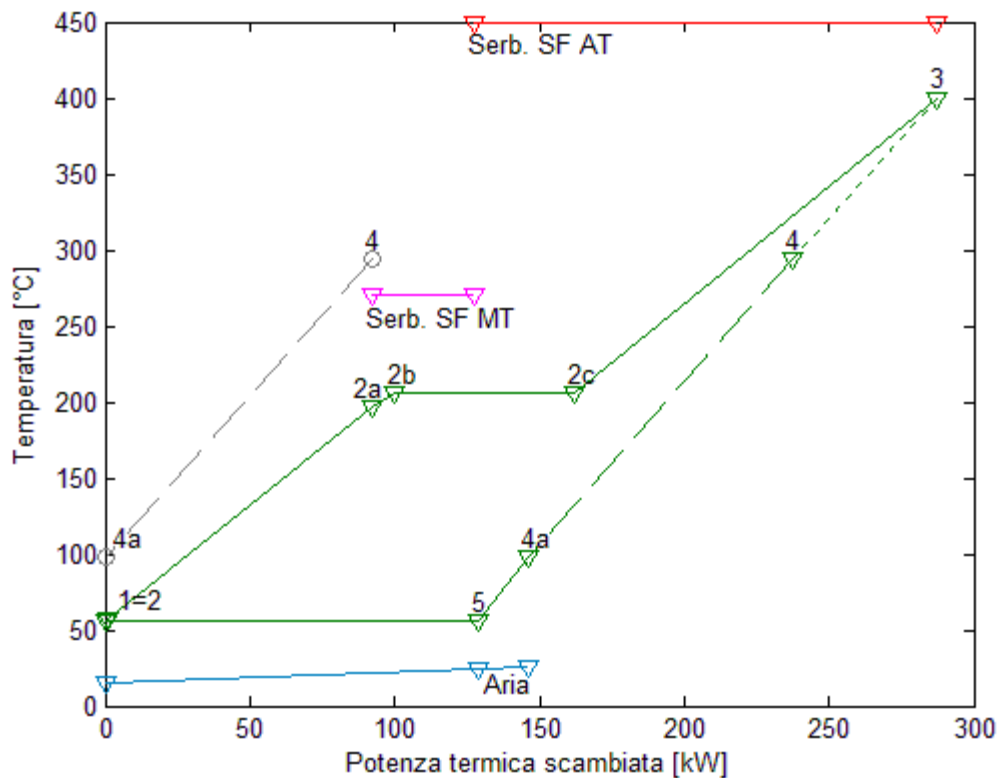
Il costo specifico del ciclo ad acetone risulta maggiore di quello ottenuto nelle simulazioni, in particolar modo a causa delle velocità che risultano minori di quelle usate nelle simulazioni per ridurre le perdite di carico. Per questo i coefficienti di scambio sono minori e maggiori sono le aree di scambio che fanno aumentare così il costo specifico dell'impianto. La pressione di evaporazione e la temperatura di ingresso in turbina ottimali coincidono con i valori massimi ammissibili imposti. Nonostante il costo specifico a seguito dell'ottimizzazione sia aumentato risulta comunque minore del costo specifico limite che era stato stabilito.

Il costo specifico del ciclo Double Stage a R245fa risulta minore di quello delle simulazioni. Tramite l'ottimizzazione è stato possibile agire su diversi parametri di controllo che influenzano costo e prestazioni. Un parametro particolarmente significativo è la differenza di temperatura di Pinch Point tra ciclo bottoming e serbatoio ad acqua. Il tool di ottimizzazione ha valutato come ottimale un valore tale da annullare il recupero di calore dal serbatoio ad acqua. Così facendo si riduce il totale calore recuperato e la potenza producibile ma al contempo si riduce anche il costo specifico dell'impianto per l'assenza di uno scambiatore. Discorsi analoghi si possono fare con il ciclo Double Stage a R236fa che risulta leggermente peggiore rispetto al ciclo a R245fa.

Rispetto al ciclo ad acetone, il ciclo ad acqua e R245fa (o R236fa) è molto più complesso come configurazione ma ha il vantaggio di non utilizzare combustibili e quindi di essere molto più sicuro ed economico non richiedendo l'utilizzo di componenti certificati ATEX.

In compenso il ciclo ad acetone ha delle prestazioni migliori e soprattutto il funzionamento non risente delle variazioni stagionali in quanto la temperatura di condensazione può rimanere fissa durante tutto l'anno variando la portata di aria con il variare della temperatura ambiente.

Figura 20: Scambio termico tra ciclo ottimizzato ad acetone con recupero interno e serbatoi a sali fusi



Il ciclo ad acetone visto la maggiore semplicità è anche più semplice da gestire, anche per la presenza di un solo espansore e una sola macchina elettrica. Inoltre visto anche il minore numero di componenti richiesto e viste le minori aree di scambio, il ciclo ad acetone risulta più compatto del ciclo Double Stage.

Figura 22: Scambio termico tra ciclo ottimizzato Double Stage ad acqua (topping) e R236fa (bottoming) e serbatoi a sali fusi

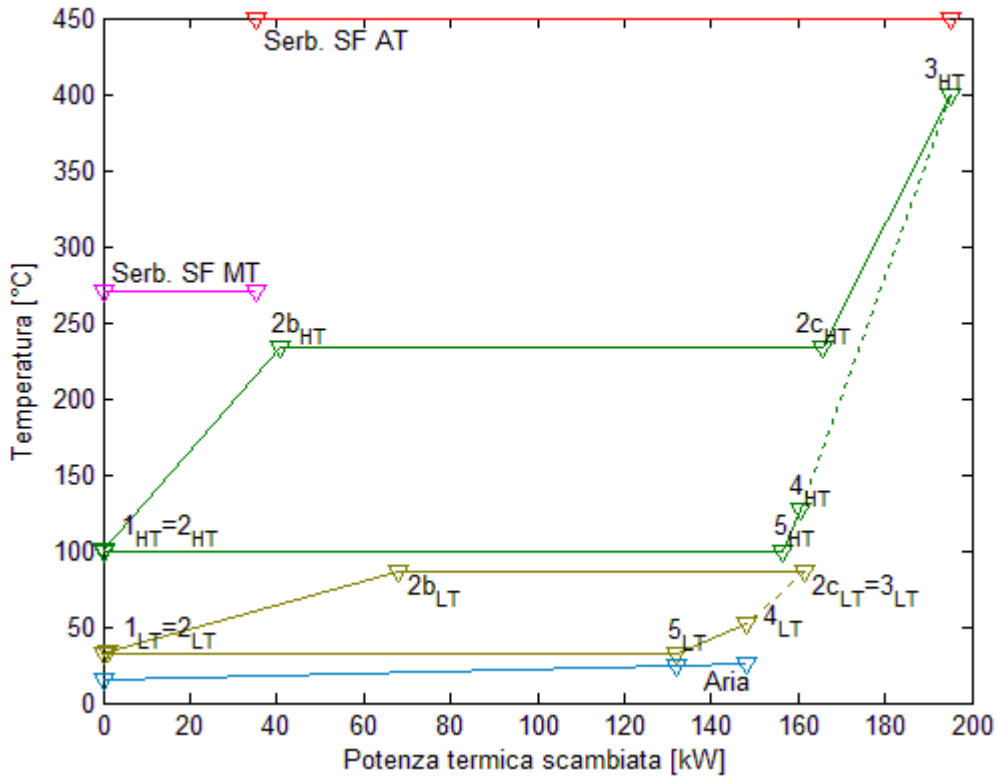
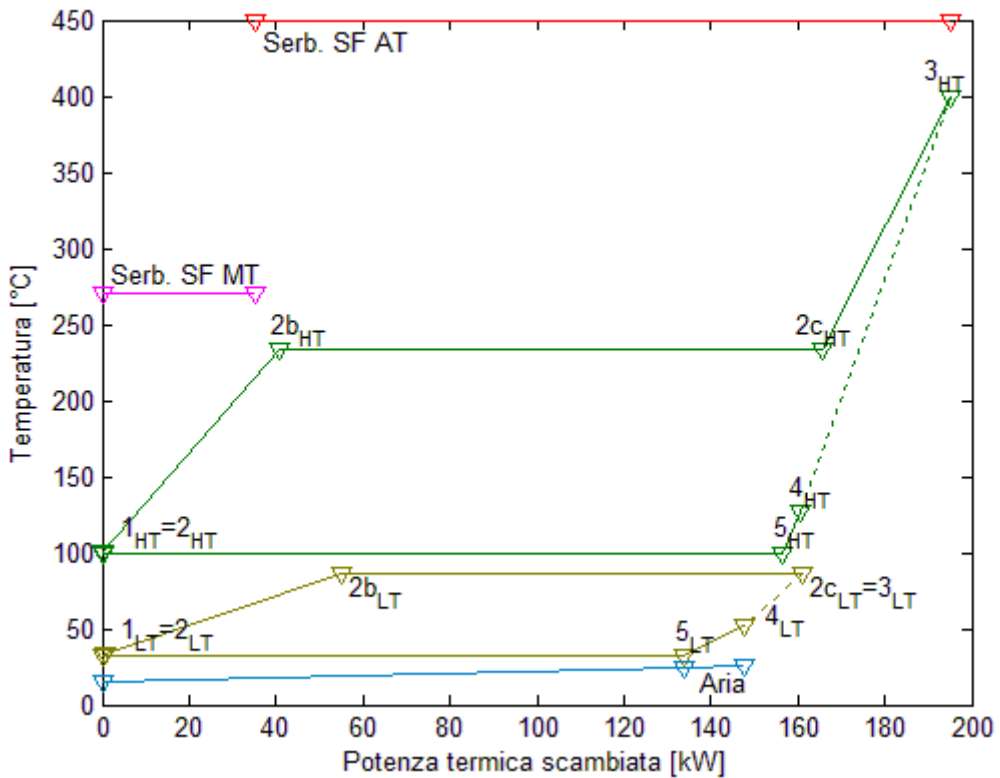


Figura 21: Scambio termico tra ciclo ottimizzato Double Stage ad acqua (topping) e R245fa (bottoming) e serbatoi a sali fusi



Nelle Figure Figura 20, Figura 21 e Figura 22 sono riportate le rappresentazioni grafiche degli scambi termici di ciascun ciclo, mostrando gli accoppiamenti tra i cicli e serbatoi termici e nel caso Double Stage anche tra ciclo topping e ciclo bottoming.

L'ottimizzazione dimostra la possibilità di migliorare i risultati rispetto ai risultati ottenuti con le simulazioni. Nonostante ciò, l'utilizzo dei cicli ottimizzati in sostituzione del motore a combustione interna non sembra appetibile a causa del rendimento effettivo di conversione che risulta minore del 18 % e non può competere con il rendimento di un motore a combustione interna, mentre può essere interessante l'utilizzo di questi cicli per il recupero del calore di scarto di altri cicli a monte (p.e. il motore a combustione interna stesso). Per determinare se l'inserimento dell'impianto studiato all'interno di un sistema più complesso (p.e.: quelli illustrati in §2.2) sia conveniente dal punto di vista economico, si deve valutare se, attraverso la vendita dell'energia elettrica aggiuntiva che l'impianto permette di produrre, l'impianto riesce a ripagarsi.

10. Conto economico

Si considera che l'impianto analizzato sia inserito in un impianto di gassificazione di biomassa già combinato ad un sistema di produzione dell'energia elettrica, che funziona autonomamente e che prima dell'inserimento del nuovo impianto il calore di scarto non venisse valorizzato. L'inserimento del nuovo impianto è conveniente se riesce a ripagarsi ed è tanto più conveniente quanto minore è il tempo in cui si recupera l'investimento aggiuntivo rispetto al caso di impianto di partenza senza nuovo ciclo. Venendo il nuovo ciclo inserito in un impianto di gassificazione a biomassa, la remunerazione per la vendita dell'energia elettrica dell'impianto è regolata dal *DM 6 luglio 2012*.

Per redigere il conto economico e valutare la convenienza dell'investimento aggiuntivo vengono fatte delle assunzioni:

- L'impianto funziona per $h_{funz} = 7260 h$ all'anno, ipotizzando che la potenza media di funzionamento coincida con quella determinata nelle condizioni stagionali medie
- La vita utile, minima dell'impianto, è valutata in $t_{utile} = 15 anni$
- La tariffa incentivante base T_B per un impianto alimentato a sottoprodotti di origine biologica di potenza nominale inferiore ai $200 kW_e$, entrante in esercizio nel 2015 è $T_B = 247 €/MWh_e$ (*Allegato 1 - Tabella 1.1 del DM 6 luglio 2012*)
- Alla tariffa base viene aggiunto un premio per le emissioni ridotte pari a $P_R = 30 €/MWh_e$ (*Addizionale secondo l'Art. 8 comma 7 del DM 6 luglio 2012*)
- Nel conto economico l'impianto è considerato al suo prezzo di vendita calcolato secondo il capitolo §6, iva inclusa pari al 22 %.
- Si ipotizza che l'investimento sia coperto dal 20 % di capitale proprio (di rischio) e dall'80 % tramite capitale di debito

(finanziamento bancario o leasing), con una remunerazione del $i_{rischio} = 9\%$ sul capitale di rischio e un ritorno $t_{rischio} = 15$ anni e con un tasso di interesse $i_{debito} = 7\%$ sul capitale di debito e un ritorno $t_{debito} = 10$ anni.

- Il costo della manutenzione è stato posto pari a $Costo_{man} = 45 \text{ €/MWh}_e$
- Non si considera il costo del calore recuperato perché si è ipotizzato che sia di scarto e che prima dell'inserimento del nuovo impianto non avesse valorizzazione economica
- Si ipotizza che il calore residuo (per esempio il calore non recuperato dal serbatoio a bassa temperatura) al netto del recupero non venga valorizzato
- Si ipotizza un tasso di attualizzazione dei flussi di cassa futuri $a = 3\%$

I costi operativi annui dell'anno j sono composti, per le ipotesi fatte, solo dal costo della manutenzione:

$$Costi_{operativi}^j = Pot_{el,net} \cdot h_{funz} \cdot Costi_{man} \quad (10.1)$$

I ricavi derivano dalla vendita dell'energia elettrica netta incentivata nell'anno j :

$$Ricavi_{EE}^j = Pot_{el,net} \cdot h_{funz} \cdot (T_B + P_R) \quad (10.2)$$

Dai costi operativi e dai ricavi annuali può essere determinato l'*EBITDA* (Earnings Before Interest, Taxes, Depreciation and Amortization) dell'anno j :

$$EBITDA^j = Ricavi_{EE}^j - Costi_{operativi}^j \quad (10.3)$$

Sottraendo dall'*EBITDA*, l'ammortamento del capitale (di rischio e di debito) si ottiene l'*EBIT* (Earnings Before Interest and Taxes)

$$EBIT^j = EBITDA^j - \frac{Cap_{rischio}}{t_{rischio}} - \frac{Cap_{debito}}{t_{debito}} \quad (10.4)$$

Con gli ammortamenti considerati per $j \leq t_{rischio}$ e $j \leq t_{debito}$.

Dall'*EBIT* si determina l'utile prima delle tasse²⁴ sottraendovi i costi finanziari degli interessi sul rimborso del capitale di rischio e il capitale di debito.

$$Utile_{antetasse}^j = EBIT^j - Costi_{finanziari}^j \quad (10.5)$$

I costi finanziari rappresentano la quota di interesse da pagare per il prestito del denaro e per semplicità sono considerati costanti durante il tempo di ritorno. Il rimborso annuo del capitale di debito e del capitale di rischio, ovvero le annualità, sono dati da:

$$Rata_{rischio} = Cap_{rischio} \cdot \frac{i_{rischio} \cdot (1 + i_{rischio})^{t_{rischio}}}{(1 + i_{rischio})^{t_{rischio}} - 1} \quad (10.6)$$

$$Rata_{debito} = Cap_{debito} \cdot \frac{i_{debito} \cdot (1 + i_{debito})^{t_{debito}}}{(1 + i_{debito})^{t_{debito}} - 1} \quad (10.7)$$

Per l'ipotesi fatta di considerare gli interessi costanti, il costo degli interessi si determina dall'annualità sottraendo l'ammortamento del capitale:

$$Int_{rischio} = Rata_{rischio} - \frac{Cap_{rischio}}{t_{rischio}} \quad (10.8)$$

$$Int_{debito} = Rata_{debito} - \frac{Cap_{debito}}{t_{debito}} \quad (10.9)$$

Per cui i costi finanziari risultano:

$$Costi_{finanziari}^j = Int_{rischio}^j + Int_{debito}^j \quad (10.10)$$

Considerando che gli interessi sul rischio sono pagati per $t_{rischio}$ anni e quelli sul debito per t_{debito} anni.

Per valutare i parametri economici dell'investimento [53] è necessario determinare i flussi di cassa, ovvero le disponibilità, dati dalla differenza tra ricavi e costi (operativi e finanziari):

²⁴ L'utile ante tasse rappresenta la differenza tra disponibilità (ricavi meno costi) e ammortamenti

$$Disp^j = Ricavi_{EE}^j - (Costi_{operativi}^j + Costi_{finanziari}^j) \quad (10.11)$$

I flussi di cassa di ogni anno j devono essere attualizzati al momento dell'investimento, l'anno 0. Per fare questo si ipotizza un tasso di attualizzazione a e si determinano i flussi di cassa attualizzati tramite la formula:

$$Disp_{att}^j = \frac{Disp^j}{(1+a)^j} \quad (10.12)$$

Determinati i flussi di cassa attualizzati è possibile valutare il Valore Attuale Netto (VAN) dell'investimento:

$$VAN = -I_0 + \sum_{j=1}^{t_{utile}} \frac{Disp^j}{(1+a)^j} \quad (10.13)$$

Dove I_0 è il valore dell'investimento fatto nell'anno 0 e coincidente con il prezzo di acquisto dell'impianto e la sommatoria rappresenta il flusso di cassa cumulato.

Dividendo il VAN per l'investimento I_0 è possibile determinare l'indice di profittabilità IP dell'investimento:

$$IP = \frac{VAN}{I_0} \quad (10.14)$$

Un altro parametro economico è il tempo di recupero PB (Pay-Back) che indica in quanto tempo si recupera l'investimento attraverso i flussi di cassa (non attualizzati):

$$PB = \frac{I_0}{Disp} \quad (10.15)$$

Infine un ultimo parametro che indica l'efficienza economica dell'investimento è il tasso di redditività, il ROI (Return On Investment) rapporto tra l'utile medio annuo (differenza tra disponibilità e ammortamenti) e il valore dell'investimento:

$$ROI = \frac{\frac{1}{t_{utile}} \cdot \sum_{j=1}^{t_{utile}} (Disp^j - Amm^j)}{I_0} \quad (10.16)$$

$$ROI = \frac{1}{t_{utile}} \cdot \frac{\sum_{j=1}^{t_{utile}} Utile_{antetasse}^j}{I_0} \quad (10.17)$$

10.1. Risultati

Di seguito sono presentati i risultati economici del ciclo ad acetone e del ciclo Double Stage ad acqua e R245fa (si tralasciano i risultati con l'R236fa perché simili a quelli dell'R245fa). Sono riassunti i dati principali di ciascun ciclo e la struttura di costo dell'impianto e la struttura finanziaria.

10.1.1. Ciclo ad acetone con recupero interno e condensazione a pressione atmosferica

Tabella 46: Dati operativi – ciclo ad acetone

Ore di esercizio	7.260 h
Vita minima impianto	15 anni
Potenza turbina HT	50,29 kW
Potenza elettrica lorda	47,77 kW _e
Energia elettrica lorda prodotta annualmente	346.843 kWh _e
Potenza pompa HT	1,25 kW
Potenza ventilatore	2,27 kW
Potenza elettrica ausiliari	3,71 kW _e
Energia elettrica assorbita dagli ausiliari	26.909 kWh _e
Percentuale ausiliari	7,76 %
<u>Potenza elettrica netta</u>	<u>44,07 kW</u>
<u>Energia elettrica netta prodotta annualmente</u>	<u>319.934 kWh_e</u>
Costo manutenzione	0,045 €/kWh
<u>Costi operativi annui</u>	<u>14.397 €</u>
Tariffa base vendita energia elettrica (per l'anno 2015)	0,247 €/kWh
Premio emissioni	0,030 €/kWh
<u>Ricavi annui da vendita energia elettrica</u>	<u>88.622 €</u>

Tabella 47: Struttura di costo dell'impianto - ciclo ad acetone

Scambiatore a serpentine con serbatoi a Sali fusi	6.629	€
Turbina HT + Macchina Elettrica + Inverter	42.264	€
Scambiatore per recupero interno	5.745	€
Pompa HT	1.285	€
Condensatore ad aria	4.670	€
Opere Ausiliare e costruzione impianto	28.400	€
Coefficiente moltiplicativo per adeguamento ATEX	1,20	
Costo realizzazione impianto	106.791	€
Costo specifico del kW	2.423	€/kW
Costo finale ²⁵	154.847	€
Prezzo di listino	201.302	€
Prezzo di vendita (IVA esclusa)	181.171	€
Prezzo di vendita (IVA inclusa - 22 %)	221.029	€

Tabella 48: Struttura finanziaria dell'investimento - ciclo ad acetone

Investimento	221.029	€
Quota capitale di rischio (equity)	20 %	
Valore capitale di rischio	44.206	€
Tasso interesse capitale di rischio	9,0 %	
Anni ritorno capitale di rischio	15	
Quota annua capitale di rischio	2.947	€
Quota annua interessi su capitale di rischio	2.537	€
Annualità capitale di rischio	5.484	€
Quota capitale di debito	80 %	
Valore finanziamento	176.823	€
Tasso interesse finanziamento	7,0 %	
Anni finanziamento	10	
Quota annua capitale di debito	17.682	€
Quota annua interessi su capitale di debito	7.493	€
Annualità capitale di debito	25.176	€

In Tabella 46 sono ricapitolati i dati operativi del ciclo ad acetone ottimizzato nel capitolo precedente. Sono riportate le potenze in gioco, nette

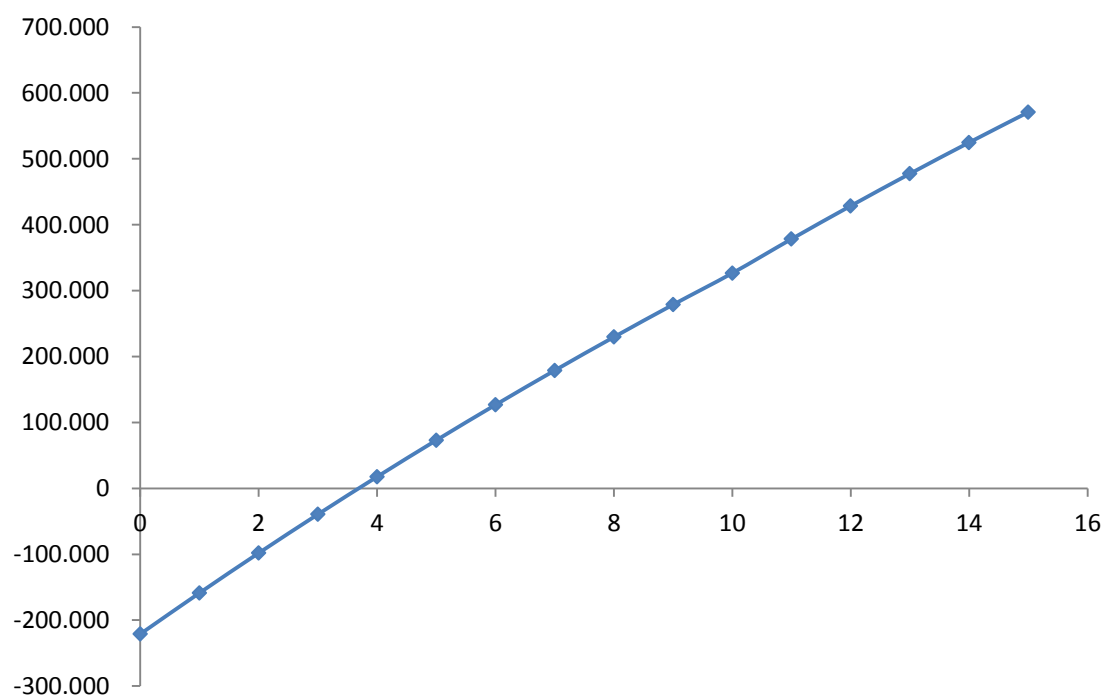
²⁵ Costo finale comprensivo di costi indiretti, costi finanziari e costi di progettazione che deve sostenere l'azienda costruttrice

e lorde, e l'energia elettrica netta (del solo ciclo) che può essere immessa in rete. Sono riportati anche il costo della manutenzione e i ricavi dalla vendita dell'energia elettrica che sono funzione dell'energia elettrica netta.

In Tabella 47 è ricapitolata la struttura di costo del ciclo, riportando anche il costo finale che sostiene l'azienda costruttrice dell'impianto e che tiene conto dei costi indiretti, finanziari e di progettazione. È indicato anche il prezzo di listino e di vendita dell'impianto comprensivo di IVA. Il prezzo di vendita comprensivo di IVA è il valore dell'investimento aggiuntivo²⁶ che dovrà sostenere un possibile cliente.

In Tabella 48 è riportata la struttura finanziaria dell'investimento, indicando la quota coperta con capitale di rischio e la quota coperta con capitale di debito. È riportata anche la suddivisione delle annualità in quota interessi (ipotizzata costante) e quota capitale (coincidente con l'ammortamento nelle ipotesi di quota interessi costante).

Grafico 81: Andamento della differenza tra flusso di cassa cumulato e il valore dell'investimento negli anni - ciclo ad acetone



²⁶ Aggiuntivo rispetto all'acquisto di un impianto di gassificazione senza il nuovo ciclo

Nel Grafico 81 è riportato l'andamento della differenza tra il flusso di cassa attualizzato e cumulato e il valore dell'investimento. Il valore dell'anno in cui si conclude la vita utile dell'impianto rappresenta la sommatoria dei flussi di cassa attualizzati al momento dell'investimento a cui è scontato il valore dell'investimento e rappresenta il *VAN*. In Tabella 49: Parametri economici dell'investimento – ciclo ad acetone sono riassunti i parametri economici dell'investimento: il *VAN*, il tempo di recupero *PB*, il *ROI* e l'indice di profittabilità *IP*. L'indice di profittabilità superiore a 1 e il tempo di recupero molto basso indicano che l'investimento è molto buono. Il punto in cui la curva del Grafico 81 interseca l'asse delle ascisse, ovvero il momento in cui i flussi di cassa eguagliano l'investimento, avviene durante il quarto anno dall'inizio dell'investimento ed è consistente con il tempo di recupero.

Tabella 49: Parametri economici dell'investimento – ciclo ad acetone

Investimento	221.029 €
Flusso di cassa cumulato	791.883 €
VAN	570.854 €
Payback (Tempo di recupero)	3,4 <i>anni</i>
ROI (Return On Investment)	24 %
IP (Indice di profittabilità)	2,58

10.1.2. Ciclo Double Stage ad acqua e R245fa

Come per il ciclo ad acetone, per il ciclo Double Stage in Tabella 50 sono riportati i dati operativi dell'impianto, in Tabella 51 è ricapitolata la struttura di costo del ciclo e in Tabella 52 la struttura finanziaria dell'investimento.

Nel Grafico 82 è riportato l'andamento della differenza tra il flusso di cassa attualizzato e cumulato e il valore dell'investimento. In Tabella 53 sono riassunti i parametri economici dell'investimento. L'indice di profittabilità è superiore a 3 e superiore a quello ottenibile con il ciclo ad acetone. Il tempo di recupero è minore di quello per il ciclo precedente: nonostante i minori ricavi a causa della minore potenza di ciclo, il ciclo

Double Stage rispetto al ciclo ad acetone si ripaga più velocemente e permette di ottenere un profitto maggiore grazie al minor costo di investimento.

Tabella 50: Dati operativi – ciclo Double Stage ad acqua e R245fa

Ore di esercizio	7.260 <i>h</i>
Vita minima impianto	15 <i>anni</i>
Potenza turbina HT	34,84 <i>kW</i>
Potenza turbina LT	13,39 <i>kW</i>
Potenza elettrica lorda	45,81 <i>kW_e</i>
Energia elettrica lorda prodotta annualmente	332.596 <i>kWh_e</i>
Potenza pompa HT	0,26 <i>kW</i>
Potenza pompa LT	0,55 <i>kW</i>
Potenza ventilatore	2,36 <i>kW</i>
Potenza elettrica ausiliari	3,33 <i>kW_e</i>
Energia elettrica assorbita dagli ausiliari	24.210 <i>kWh_e</i>
Percentuale ausiliari	7,28 %
<u>Potenza elettrica netta</u>	<u>42,48 <i>kW</i></u>
<u>Energia elettrica netta prodotta annualmente</u>	<u>308.387 <i>kWh_e</i></u>
Costo manutenzione	0,045 <i>€/kWh</i>
<u>Costi operativi annui</u>	<u>13.877 <i>€</i></u>
Tariffa base vendita energia elettrica (per l'anno 2015)	0,247 <i>€/kWh</i>
Premio emissioni	0,030 <i>€/kWh</i>
<u>Ricavi annui da vendita energia elettrica</u>	<u>85.423 <i>€</i></u>

Tabella 51: Struttura di costo dell'impianto – ciclo Double Stage ad acqua e R245fa

Scambiatore a serpentine con serbatoi a Sali fusi	4.309 <i>€</i>
Turbina HT + Macchina Elettrica + Inverter	30.584 <i>€</i>
Pompa HT	872 <i>€</i>
Scambiatore per recupero tra ciclo HT e ciclo LT	3.995 <i>€</i>
Turbina LT + Macchina Elettrica + Inverter	15.629 <i>€</i>
Condensatore ad aria	6.580 <i>€</i>
Pompa LT	1.046 <i>€</i>
Opere Ausiliare e costruzione impianto	28.400 <i>€</i>
Coefficiente moltiplicativo per adeguamento ATEX	1,00
Costo realizzazione impianto	91.414 <i>€</i>
Costo specifico del <i>kW</i>	2.152 <i>€/kW</i>
Costo finale	132.551 <i>€</i>

Tabella 52: Struttura finanziaria dell'investimento - ciclo Double Stage ad acqua e R245fa

Totale investimento	189.203 €
Quota capitale di rischio (equity)	20 %
Valore capitale di rischio	37.841 €
Tasso interesse capitale di rischio	9,0 %
Anni ritorno capitale di rischio	15
Quota annua capitale di rischio	2.523 €
Quota annua interessi su capitale di rischio	2.172 €
Annualità capitale di rischio	4.694 €
Quota capitale di debito	80 %
Valore mutuo	151.362 €
Tasso interesse mutuo	7,0 %
Anni mutuo	10
Quota annua capitale di debito	15.136 €
Quota annua interessi su capitale di debito	6.414 €
Annualità capitale di debito	21.551 €

Grafico 82: Andamento della differenza tra flusso di cassa cumulato e il valore dell'investimento negli anni - ciclo Double Stage ad acqua e R245fa

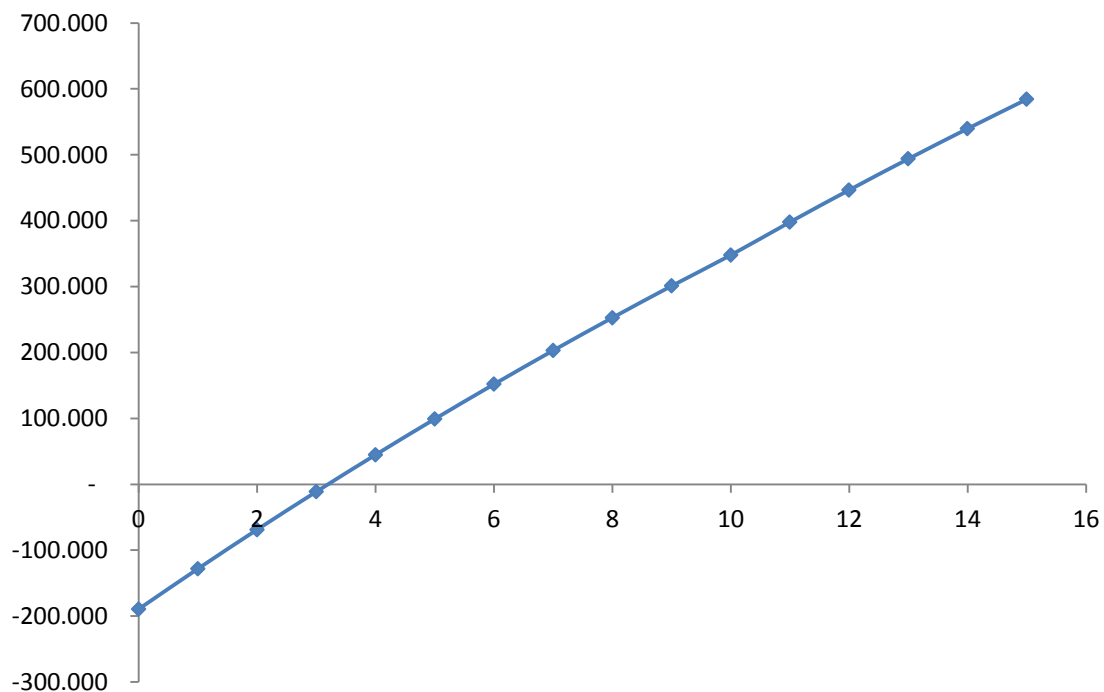


Tabella 53: Parametri economici dell'investimento – ciclo Double Stage ad acqua e R245fa

Costo Investimento complessivo	189.203 €
Flusso di cassa cumulato	773.466 €
VAN	584.264 €
Payback (Tempo di recupero)	3,0 <i>anni</i>
ROI (Return On Investment)	28 %
IP (Indice di profittabilità)	3,09

11. Conclusioni

Attraverso il lavoro di questa tesi è stato possibile sviluppare il modello di un ciclo termodinamico che recuperasse il calore disponibile da un impianto di gassificazione di piccola taglia.

L'idea iniziale che ha dato origine a questo lavoro è stata quella di sostituire il motore a combustione interna accoppiato al gassificatore con un bruciatore e un ciclo termodinamico che recuperasse il calore prodotto e lo convertisse in energia elettrica.

Partendo da questa idea e dalle potenze termiche disponibili in questa situazione, è stato realizzato in Matlab il modello del ciclo termodinamico. Il ciclo termodinamico preso come riferimento è stato il ciclo Rankine a fluido organico (ORC). Partendo dal ciclo di riferimento sono state sviluppate e analizzate quattro differenti configurazioni, simulando complessivamente 14 fluidi diversi (7 per il ciclo ad alta temperatura e 7 per il ciclo a bassa temperatura) variando le condizioni operative di funzionamento e analizzando le prestazioni di ciascuna configurazione.

Le simulazioni hanno permesso di stabilire l'influenza dei parametri principali di ciclo come la pressione di evaporazione, la temperatura di ingresso in turbina e la pressione di condensazione influissero sulle prestazioni, sul dimensionamento, sul costo e sulla realizzabilità dell'impianto, mettendo in risalto i limiti e le potenzialità di ciascuna configurazione.

Dalle simulazioni termodinamiche è emerso come le buone prestazioni teoriche e la semplicità delle configurazioni in ciclo semplice (p.e. il ciclo semplice senza recupero ad acqua oppure il ciclo semplice a toluene) si scontrano con alcune problematiche derivanti dalla condensazione a pressione minore di quella atmosferica. Lavorare a pressione inferiore a quella atmosferica innesca una serie di problemi che è dispendioso e difficile

affrontare in impianti di piccola taglia. La pressione subatmosferica può determinare infiltrazioni di aria all'interno del ciclo che devono essere limitate con una realizzazione più accurata e tenute più sofisticate ed eliminate tramite l'inserimento di un degasatore per evitare corrosione dei componenti di impianto o deterioramento dei fluidi organici. Questi accorgimenti innalzano il costo di realizzazione dell'impianto. La pressione subatmosferica condiziona anche il volume specifico a fine espansione e il rapporto di espansione. Il volume specifico incide sugli ingombri dell'impianto e sulle aree di scambio degli scambiatori che necessitano di sezioni di passaggio del fluido maggiori. Il rapporto di espansione invece grava sull'espansore, sulla sua realizzabilità pratica e sul suo costo: espansori di piccola taglia che elaborano flussi con elevati rapporti di espansione non sono disponibili commercialmente e per limitare la complessità dell'impianto si cerca di evitare di avere più di 1-2 stadi di espansione.

Si è visto che queste problematiche si possono scongiurare condensando i fluidi utilizzati nella configurazione in ciclo semplice ad una pressione almeno pari a quella atmosferica. Per quasi tutti i fluidi considerati la temperatura di saturazione corrispondente alla pressione atmosferica era sufficientemente alta da pensare di recuperare il calore di condensazione con un altro ciclo e che questo ciclo utilizzasse un fluido adatto ai cicli a bassa temperatura e tale da non avere problemi di condensazione subatmosferica. L'accoppiamento dei due cicli è stato denominato Double Stage. Questa configurazione, sebbene più complessa, permette di lavorare a pressioni almeno pari a quella atmosferica con tutti i vantaggi che si riescono ad ottenere, in primis l'utilizzo di espansori semplici e disponibili commercialmente.

Per acetone e benzene sono state valutate anche le prestazioni in ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica. Per questi

due fluidi la temperatura di saturazione corrispondente è più bassa rispetto agli altri fluidi quindi possono essere utilizzati anche in ciclo semplice conseguendo prestazioni paragonabili a quelle di alcune configurazioni Double Stage.

Attraverso il dimensionamento di massima dei cicli è stato possibile dare una valutazione delle aree necessarie agli scambi termici e stimare il costo di realizzazione dell'impianto. Le simulazioni hanno permesso di valutare l'influenza dei parametri di ciclo su dimensionamento e costo dell'impianto, permettendo di scegliere quali configurazioni e quali fluidi consentono di conseguire il minore costo specifico per unità di potenza. Tra le configurazioni analizzate solo tre, nelle simulazioni, hanno conseguito un costo specifico inferiore a quello massimo accettabile da F.D.E. per la realizzazione dell'impianto pari a 2500 €/kW. Queste tre configurazioni (configurazione in ciclo semplice ad acetone con recupero interno e condensazione a pressione atmosferica; configurazione Double Stage con ciclo topping ad acqua e bottoming a R245fa o R236fa) con l'ausilio di un tool di Matlab hanno subito un'ottimizzazione parametrica. L'ottimizzazione ha consentito la valutazione dei parametri di ciclo che minimizzassero il costo specifico e rispettassero i vincoli di funzionamento (come le massime perdite di carico ammissibili) e che non era possibile stimare agevolmente attraverso le simulazioni.

Dalle ottimizzazioni è emerso come le soluzioni più convenienti dal punto di vista economico prevedano di non recuperare calore dal serbatoio a più bassa temperatura: il vantaggio termodinamico conseguibile recuperando anche quel calore non compensa il maggior costo dell'impianto nella configurazione Double Stage²⁷. Per questo motivo, nonostante il rendimento di ciclo sia superiore al 20 %, il rendimento di conversione del calore disponibile è compreso tra il 17 e il 18 %.

²⁷ Nella configurazione a ciclo semplice è il recupero interno a impedire di fatto il recupero di calore dal serbatoio a bassa temperatura

L'impianto è interessante per un possibile acquirente se l'investimento aggiuntivo che si deve sostenere, rispetto ad un impianto di gassificazione che non prevede il recupero del calore inutilizzato, si ripaga autonomamente con i ricavi dalla vendita di energia elettrica. Delle tre configurazioni analizzate, il ciclo Double Stage ad acqua e R245fa è risultato essere quello che consegue il maggior ritorno economico e che si ripaga nel minor tempo (poco più di 3 anni).

Il ciclo Double Stage ad acqua e R245fa sembra essere il ciclo più adatto per il recupero di calore dall'impianto di gassificazione nelle condizioni analizzate. I fluidi impiegati nel ciclo sono sicuri e non necessitano di componenti certificati ATEX, inoltre la combinazione dei due fluidi è già utilizzata commercialmente. La suddivisione in ciclo topping e ciclo bottoming permette di recuperare il calore disponibile senza scontrarsi con le problematiche legate agli elevati rapporti di espansione e al funzionamento del ciclo sottovuoto. Grazie a ciò è possibile utilizzare espansori semplici e disponibili commercialmente. Tutto questo permette di ottenere un impianto economico e che recupera velocemente l'investimento necessario a realizzarlo. L'unico svantaggio di questo ciclo è la dipendenza della pressione di condensazione del ciclo bottoming, e di conseguenza le prestazioni, dalle condizioni stagionali.

Questo problema non si verifica con il ciclo ad acetone con recupero interno. La condensazione a pressione fissa permette di mantenere costanti le prestazioni del ciclo durante l'anno, con notevoli vantaggi nel sistema di regolazione. Il ciclo ad acetone presenta anche il vantaggio della maggiore semplicità costruttiva rispetto al ciclo Double Stage. L'utilizzo di un combustibile come fluido di lavoro però aumenta il livello di sicurezza richiesto per l'impianto, richiedendo maggiori precauzioni e l'utilizzo di componenti certificati ATEX. Questo comporta un maggiore costo nella realizzazione dell'impianto che tuttavia risulta compatibile con il costo

specifico limite imposto da F.D.E. e riesce a ripagarsi entro la fine del quarto anno.

Il lavoro eseguito ha permesso di valutare e scegliere le configurazioni di ciclo, i fluidi e le condizioni operative più adatti al recupero del calore disponibile da un impianto di gassificazione in determinate condizioni operative. Partendo dai risultati ottenuti in questo lavoro è possibile progettare l'impianto scegliendo i componenti più adatti ed utilizzare il modello per lavori futuri.

Il modello, essendo realizzato *ad hoc* per configurarsi con il sistema di integrazione degli scambi termici dell'impianto di gassificazione realizzato da F.D.E., può essere utilizzato dall'azienda stessa per fare delle nuove valutazioni qualora le potenze termiche disponibili e/o i loro livelli termici cambiassero, semplicemente variando i parametri di input del modello. Risulta quindi uno strumento versatile che può adattarsi agevolmente a nuove condizioni operative e fruibile per fare considerazioni riguardo le evoluzioni future che potrà subire la configurazione dell'impianto di gassificazione.

Bibliografia

- | fdesartori.com - Carbonizzazione e Gassificazione. [Online].
1] http://www.fdesartori.com/processi_di_trattamento_carbonizzazione_gassificazione.htm
- | Carolina Font Palma and Alastair D. Martina - “Model based
2] evaluation of six energy integration schemes applied to a small-scale gasification process for power generation” - *Biomass and Bioenergy*, 2013.
- | C. Bang-Moller and M. Rokni - “Thermodynamic performance study
3] of biomass gasification, solid oxide fuel cell and micro gas turbine hybrid systems” - *Energy Conversion and Management*, 2010.
- | Xiongwen Zhang et al. - “A review of integration strategies for solid
4] oxide fuel cells” - *Journal of Power Sources*, 2009.
- | Stefano Clemente, Diego Micheli, Mauro Reini and Rodolfo Taccani -
5] “Bottoming organic Rankine cycle for a small scale gas turbine: A comparison of different solutions” - *Applied Energy*, 2013.
- | Huijuan Chen, D. Yogi Goswami and Elias K. Stefanakos - “A review of
6] thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low grade-heat” - *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010.
- | Henry A. Mlcak - “An introduction to the Kalina cycle” - *ASME*
7] *International*, 1996.
- | Ronald Di Pippo - “Second law assessment of binary plants
8] generating power from low-temperature geothermal fluids” -

Geothermics, 2004.

- | Costante Invernizzi, Paolo Iora and Paolo Silva - “Bottoming micro-9] Rankine cycle for micro-gas turbines” - *Applied Thermal Engineering*, 2007.
- | Ingeco - Clean Energy System. Combi Cycle System. [Online].
10] <http://www.ingecoweb.com/approfondimento.php?id=31>
- | Gequn Shu, Lina Liu, Hua Tian, Haiqiao Wei and Youcai Liang -
11] “Analysis of regenerative dual-loop organic Rankine Cycles (DORCs) used in engine waste heat recovery” - *Energy Conversion and Management*, 2013.
- | Bo Liu, Philippe Rivière, Christophe Coquelet, Renaud Gicquel and
12] Franck David - “Investigation of a two stage Rankine cycle for electric power plants” - *Applied Energy*, 2012.
- | Gequn Shu, Lina Liu, Hua Tian, Haiqiao Wei and Xiaofei Xu -
13] “Performance comparison and working fluid analysis of subcritical and transcritical dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery” - *Energy Conversion and Management*, 2013.
- | Sylvain Quoilin, Martijin Van Den Broek, Sébastien Declaye, Pierre
14] Dewallef and Vincent Lemort - “Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems” - *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013.
- | Sylvain Quoilin, Sébastien Declaye and Vincent Lemort - “Expansion
15] machine and fluid selection for the organic Rankine Cycle” - *7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and*

Thermodynamics, 2010.

| Guoquan Qiu, Liu Hao and Saffa Riffat - “Expanders for micro-CHP
16] systems with organic Rankine cycle” - *Applied Thermal Engineering*,
2011.

| Ngoc Anh Lai, Martin Wendland and Johann Fischer - “Working fluids
17] for high temperature organic Rankine cycles” - *Energy - The
International Journal*, 2010.

| Bahaa Saleh, Gerald Koglbauer, Martin Wendland and Johann Fischer
18] - “Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles” - *Energy -
The International Journal*, 2007.

| Amlaku Abie Lakew and Olav Bolland - “Working fluids for low-
19] temperature heat source” - *Applied Thermal Engineering*, 2010.

| Ulli Drescher and Dieter Bruggemann - “Fluid selection for the
20] Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants” -
Applied Thermal Engineering, 2007.

| AA. VV. - “Ashrae Standard - Design and Safety classification of
21] refrigerants” - ASHRAE,.

| US National Fire Protection Association. Codes & Standards 704.
22] [Online]. [http://www.nfpa.org/codes-and-standards/document-
information-pages?mode=code&code=704](http://www.nfpa.org/codes-and-standards/document-information-pages?mode=code&code=704)

| ScienceLab. Material safety data sheet listing. [Online].
23] www.sciencelab.com/msdsList.php

| Athanasios I. Papadopoulos, Mirko Stijepovic and Patrick Linke - “On

- 24] the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles” - *Applied Thermal Engineering*, 2010.
- | V. Maizza and A. Maizza - “Unconventional working fluids in organic Rankine cycles for waste heat recovery systems” - *Applied Thermal Engineering*, 2001.
- 25] Rankine cycles for waste heat recovery systems” - *Applied Thermal Engineering*, 2001.
- | Iacopo Vaja and Agostino Gambarotta - “Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs)” - *Energy - The International Journal*, 2010.
- 26] (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs)” - *Energy - The International Journal*, 2010.
- | E.H. Wang et al. - “Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery” - *Energy - The International Journal*, 2011.
- 27] cycle (ORC) for engine waste heat recovery” - *Energy - The International Journal*, 2011.
- | Sylvain Quoilin, Sébastien Declaye, Bertrand F. Tchanche and Vincent Lemort - “Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles” - *Applied Thermal Engineering*, 2011.
- 28] Lemort - “Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles” - *Applied Thermal Engineering*, 2011.
- | Z.Q. Wang, N.J. Zhou, J. Guo and X.Y. Wang - “Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat” - *Energy - The International Journal*, 2012.
- 29] parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat” - *Energy - The International Journal*, 2012.
- | Angad S. Panesar, Robert E. Morgan, Nicolas D.D. Miché and Morgan R. Heikal - “Working fluid selection for a subcritical bottoming cycle applied to a high exhaust gas recirculation engine” - *Energy - The international journal*, 2013.
- 30] R. Heikal - “Working fluid selection for a subcritical bottoming cycle applied to a high exhaust gas recirculation engine” - *Energy - The international journal*, 2013.
- | Hanfei Tuo - “Energy and exergy-based working fluid selection for organic Rankine cycle recovering waste heat from high temperature solid oxide fuel cell and gas turbine hybrid systems” - *International*
- 31] organic Rankine cycle recovering waste heat from high temperature solid oxide fuel cell and gas turbine hybrid systems” - *International*

Journal of Energy Research, 2012.

| M. Aslam Siddiqi and Burak Atakan - “Alkanes as fluids in Rankine
32] cycles in comparison to water, benzene and toluene” - *Energy an
International Journal*, 2012.

| Chao He et al. - “The optimal evaporation temperature and working
33] fluids for subcritical organic Rankine cycle” - *Energy an International
Journal*, 2012.

| CoolProp. [Online]. www.coolprop.org
34]

| Ian H. Bell, Jorrit Wronski, Sylvain Quoilin and Vincent Lemort - “Pure
35] and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the
Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp” - *Industrial &
Engineering Chemistry Research*, 2014. [Online]. <http://coolprop.org/>

| Cesare Bonacina, Alberto Cavallini and Lino Mattarolo - *Trasmissione
36] del calore* - Cleup, 1992.

| Adrian Bejan and Allan D. Kraus - *Heat Transfer Handbook* - Wiley,
37] 2003.

| Luisa Rossetto, *Appunti di Trasmissione del Calore e
38] Termofluidodinamica*.

| John R. Thome - *Engineering Data Book III* - Wolverine Tube, Inc,
39] 2004.

| Gavin Towler and Ray Sinnott - *Chemical Engineering Design -
40] Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design* - 2nd ed.:

Elsevier, 2012.

| Ray K. Sinnott - *Chemical Engineering Design - Volume 6* - 4th ed.:
41] Coulson & Richardson's - Elsevier, 2005.

| Richard Turton, Richard C. Bailie, Wallace B. Whiting and Joseph A.
42] Shaeiwitz - *Analysis, Synthesis and Design of Chemical Processes* - 2nd ed.:
Prentice Hall, 2007.

| Zhang Shengjun, Wang Huaixin and Guo Tao - "Performance
43] comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine
Cycle and transcritical power cycle system for low-temperature
geothermal power generation" - *Applied Energy*, 2011.

| Hua Tian, Gequn Shu, Haiqiao Wei, Xingyu Liang and Lina Liu -
44] "Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles
(ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine
(ICE)" - *Energy - The International Journal*, 2012.

| You-Rong Li, Mei-Tang Du, Chun-Mei Wu, Shuang-Ying Wu and Chao
45] Liu - "Economical evaluation and optimization of subcritical organic
Rankine cycle based on temperature matching analysis" - *Energy - The
International Journal*, 2014.

| Jiangfeng Wang, Zhequan Yan, Man Wang, Maoqing Li and Yiping Dai
46] - "Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low
grade waste heat recovery using evolutionary algorithm" - *Energy
Conversion and Management*, 2013.

| T. Guo, H.X. Wang and S.J. Zhang - "Fluids and parameters
47] optimization for a novel cogeneration system driven by low-

temperature geothermal sources” - *Energy - The International Journal*, 2011.

| Francesco Calise, Claudio Capuozzo, Alberto Carotenuto and Laura
48] Vanoli - “Thermoeconomic analysis and off-design performance of an
organic Rankine cycle powered by medium-temperature heat source” -
Solar Energy, 2013.

| MathWorks. (2014) Global Optimization Toolbox - User's Guide.
49]

| Kalyanmoy Deb - *Multi-Objective Optimization using Evolutionary*
50] *Algorithms* - Wiley, 2001.

| S. Kirkpatrick, C. D. Gelatt and M. P. Vecchi - “Optimization by
51] simulated annealing” - *Science*, 1983.

| Robert Hooke and T.A. Jeeves - ““Direct Search” Solution of
52] Numerical and Statistical Problems” - *Journal of the ACM*, 1961.

| Piergiorgio Berra, Luigi De Paolo and Giuseppe Zingales - *Economia*
53] *delle Fonti di Energia* - Padova: CLEUP Editrice, 1997.

Ringraziamenti

Ai miei genitori per il dono della vita

A mia mamma per avermi cresciuto, per avermi fatto essere la persona che sono, per custodirmi e proteggermi anche ora che non c'è più

A mio papà per avermi insegnato ad essere un uomo, per aver sostenuto il mio percorso universitario e le mie scelte, per essermi vicino e avermi aiutato

A mio fratello perché senza di lui non potrei vivere

A Giorgia, per questi quattro anni e mezzo passati assieme, per il suo sostegno, per sapermi ascoltare e sopportare, per amarmi nonostante i miei difetti

Ai miei amici e ai miei compagni di università e liceo, per le avventure, per le risate e le complicità, per i momenti vissuti assieme

Alla mia parrocchia e alla comunità di Gambarare perché, nonostante i problemi che ci sono o possono esserci, non potrò mai dimenticare le mie origini

Alla professoressa Anna Stoppato, alla sua enorme disponibilità, per avermi seguito in questi mesi di tesi

All'ingegner Filippo Randazzo e a F.D.E. Sartori per avermi dato l'opportunità di svolgere la tesi per loro

A tutte le persone che nel bene e nel male mi sono state vicino