



Ricerca di Sistema elettrico

Valutazione di cicli termodinamici innovativi per applicazioni con caldaie a sali fusi alimentate a biomassa legnosa

*E.Macchi, M.Astolfi, D.Bonalumi, A.Giuffrida, C.M.Invernizzi,
M.C.Romano, P.Silva, D.M.Turi, R.Roberto, V.Gerardi, M.Caldera*



VALUTAZIONE DI CICLI TERMODINAMICI INNOVATIVI PER APPLICAZIONI CON CALDAIE A SALI FUSI ALIMENTATE A BIOMASSA LEGNOSA

E. Macchi, M. Astolfi, D. Bonalumi, A. Giuffrida, M.C. Romano, P. Silva, D.M. Turi (Politecnico Di Milano, Dipartimento di Energia)

C.M. Invernizzi (Università di Brescia, Dipartimento di Meccanica ed Ingegneria Industriale)

R. Roberto, V. Gerardi, M. Caldera (ENEA)

SETTEMBRE 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2012

Area: Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente

Progetto: "Energia elettrica da biomasse: sviluppo di sistemi per la produzione di energia elettrica e l'upgrading dei biocombustibili"

Obiettivo: "Sviluppo di sistemi di produzione dell'energia elettrica"

Responsabile del Progetto: Vito Pignatelli, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *"Definizione e studio di fluidi organici o loro miscele in grado di operare a temperature massime superiori a quelle attualmente in uso e valutazione dei cicli termodinamici"*

Responsabile scientifico ENEA: Roberta Roberto

Responsabile scientifico Politecnico di Milano: Ennio Macchi

Indice

SOMMARIO.....	7
1 INTRODUZIONE.....	8
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI	10
2.1 GENERALITÀ SUI MOTORI A FLUIDO ORGANICO	10
2.2 STATO DELL'ARTE DEGLI ORC, CASI CON SORGENTI AD ALTA TEMPERATURA NEI DIVERSI SETTORI APPLICATIVI	17
2.3 ORIGINALITÀ DELLO STUDIO.....	22
2.4 SCELTA DEI FLUIDI DI LAVORO, CRITERI DI SELEZIONE	23
2.4.1 <i>Flutec PP9</i>	31
2.4.2 <i>Tetracloruro di titanio</i>	31
2.5 CASISTICA ESAMINATA.....	33
2.5.1 <i>Studi preliminari ed analisi parametrica</i>	33
2.5.2 <i>Il tetracloruro di titanio TiCl₄</i>	40
2.5.3 <i>Il Flutec PP₉</i>	44
2.6 RISULTATI	45
2.6.1 <i>Schemi di impianto</i>	45
2.6.3 <i>Bilanci di energia e di massa</i>	56
2.6.4 <i>Dimensionamento principali componenti</i>	62
2.6.4.1 Turbina.....	62
2.6.4.2 Scambiatore di calore primario	67
2.6.4.3 Rigeneratore	78
2.6.4.4 Condensatore	81
2.6.4.5 Altri scambiatori per la dissipazione del calore	85
2.6.5 <i>Stime economiche</i>	88
2.6.5.1 Costi di investimento	88
2.6.5.2 Costo dell'elettricità	90
2.7 CONFRONTO CON IL VAPORE.....	92
2.7.1 <i>Schema di impianto</i>	92
2.7.2 <i>Bilanci di energia e di massa</i>	93
2.7.3 <i>Considerazioni sulla turbina</i>	94
2.7.3.1 Turbina a TiCl ₄	94
2.7.3.2 Turbina a PP ₉	95
2.7.3.3 Turbina a vapor d'acqua	95
2.8 CONFRONTO CON LE TECNOLOGIE COMMERCIALI, PROSPETTIVE DI SVILUPPO	96
3 CONCLUSIONI.....	104
RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	105
ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI	107
CURRICULUM SCIENTIFICO GECOS.....	108

Lista delle Figure

Figura 1. Campi di utilizzo degli ORC al variare delle dimensioni di impianto e del livello termico della sorgente (Gaia, 2011)	11
Figura 2. Rappresentazione nel diagramma T-S e schema concettuale di un impianto basato sul ciclo ORC	12
Figura 3. Schema di impianto ORC con e senza rigeneratore (Sylvain Quoilin, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, 2013)	12
Figura 4. Tipici campi di applicazione delle differenti tecnologie di espansori, per cicli ORC.....	13
Figura 5. Rappresentazione tridimensionale di un generatore volumetrico a vapore da 250 kW (Peterson RB, 2008)	13
Figura 6. Esempio di turbina ORC centripeta (Tri-O-Gen) (http://www.triogen.nl/ , 2013)	14
Figura 7. ORC prodotto da Exergy, con turbina a geometria radiale	15
Figura 8. Stima dell'incremento di rendimento associato all'impiego di una turbina radiale rispetto al corrispettivo assiale (Spadacini C., 2011)	15
Figura 9. Scambiatore di calore Shell&Tubes, secondo la configurazione hairpin.....	16
Figura 10. Condensatore dal design avanzato (a destra), derivato dalle applicazioni HVAC (Spadacini C., 2011).....	16
Figura 11. Rappresentazione del ciclo di Lorentz nel piano T-S	17
Figura 12. Rendimento del ciclo al variare della temperatura di ritorno minima della sorgente calda,	18
Figura 13. Schema di impianto dell'ORC di Tirano (Sylvain Quoilin, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, 2013)	19
Figura 14. Schema di impianto ORC, applicazione geotermica con ciclo binario (Sylvain Quoilin, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, 2013)	20
Figura 15. Efficienza di impianti geotermici binari basati su cicli ORC (Bombarda P. G. M., 2010)	20
Figura 16. Tipologia di impianti geotermici installati nel mondo, suddivisi in base alle tecnologie (Bertani, 2012).....	21
Figura 17. Schema di impianto di un cementificio dotato di ciclo ORC	21
Figura 18. Curve di saturazione per fluidi di diversa complessità molecolare (Sylvain Quoilin, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, 2013)	25
Figura 19. Tipiche temperature operative per alcuni fluidi organici (Fredy Vélez).....	26
Figura 20. Rendimento di Il principio di un ciclo ORC al variare della T_{crit} del fluido di lavoro (Marco Astolfi, 2013).....	28
Figura 21. Relazione tra temperatura critica e sorgente termica (Costante Invernizzi, 1997)	29
Figura 22. Andamento di UA dello scambiatore primario in funzione della temperatura dei sali	35
Figura 23. Andamento del rendimento del ciclo in funzione della temperatura minima dei sali fusi	37
Figura 24. Temperatura massima del ciclo in funzione della temperatura minima dei sali fusi.....	38
Figura 25. Andamento qualitativo delle dimensioni dello scambiatore rigenerativo in funzione della temperatura in uscita del PP9, all'ingresso dello scambiatore primario	38
Figura 26. Potenza termica scambiata nello scambiatore rigenerativo in funzione della temperatura in uscita del PP9, all'ingresso dello scambiatore primario	39
Figura 27. Salto entalpico isoentropico della turbina in funzione della temperatura minima dei sali	39
Figura 28. Impianto e bilanci di massa ed energia per il caso 50 bar, 420 °C; temperatura sali 500-250 °C..	47
Figura 29. Impianto e bilanci di massa ed energia per il caso 50 bar, 450 °C; temperatura sali 500-250 °C..	48
Figura 30. Impianto e bilanci di massa ed energia per il caso 50 bar, 420 °C; temperatura sali 500-200 °C..	49
Figura 31. Impianto e bilanci di massa ed energia per il caso 50 bar, 400 °C; temperatura sali 500-200 °C..	50
Figura 32. Impianto e bilanci di massa ed energia per il caso 50 bar, 450 °C; temperatura sali 500-220 °C..	51
Figura 33. Impianto e bilanci di massa ed energia per il caso 50 bar, 450 °C; temperatura sali 500-210 °C..	52
Figura 34. Impianto e bilanci di massa ed energia per il caso 200 kW _e ; temperatura sali 500-200 °C	53
Figura 35. Impianto e bilanci di massa ed energia, 25 bar, 450 °C; temperatura sali 450-340 °C	55
Figura 36. Impianto di riferimento operante in modalità di sola produzione di energia elettrica	57
Figura 37. Schema di impianto per il caso TiCl ₄ operante al 50% della potenza nominale.....	59

Figura 38. Schema di impianto per il caso $TiCl_4$ operante al 75% della potenza nominale.....	61
Figura 39. Rappresentazione della geometria degli stadi di turbina, in direzione assiale e radiale	66
Figura 40. Triangoli di velocità dei flussi.....	66
Figura 41. Classificazione TEMA degli scambiatori Shell and Tube	68
Figura 42. Generica geometria di scambiatori “hairpin” (www.hed-inc.com/hairpin.html , 2013)	69
Figura 43. Scambiatore principale (2 scambiatori in serie a doppio passaggio Shell) per il ciclo da 1 MW_e a $TiCl_4$ con temperatura massima 420 °C e raffreddamento dei sali da 500 a 250 °C	70
Figura 44. Scambiatore principale (3 scambiatori in serie a doppio passaggio Shell) per il ciclo da 1 MW_e a $TiCl_4$ con temperatura massima 450 °C e raffreddamento dei sali da 500 a 250 °C	71
Figura 45. Scambiatore principale (3 scambiatori in serie Hairpin) per il ciclo da 1 MW_e a $TiCl_4$ con temperatura massima 420 °C e raffreddamento dei sali da 500 a 200 °C	72
Figura 46. Scambiatore principale (2 scambiatori in serie Hairpin) per il ciclo da 1 MW_e a $TiCl_4$ con temperatura massima 400 °C e raffreddamento dei sali da 500 a 200 °C	73
Figura 47. Scambiatore principale (6 scambiatori in serie a doppio passaggio Shell) per il ciclo da 1 MW_e a $TiCl_4$ con temperatura massima 450 °C e raffreddamento dei sali da 500 a 220 °C.....	74
Figura 48. Scambiatore principale (2 scambiatori in serie a doppio passaggio Shell) per il ciclo da 1 MW_e a $TiCl_4$ con temperatura massima 450 °C e raffreddamento dei sali da 500 a 210 °C	75
Figura 49. Scambiatore principale (singola unità a doppio passaggio Shell) per il ciclo da 200 kW_e a $TiCl_4$ con temperatura massima 400 °C e raffreddamento dei sali da 500 a 200 °C	76
Figura 50. Scambiatore principale (singola unità Hairpin) per il ciclo da 1 MW_e a PP9 con temperatura massima 400 °C e raffreddamento dei sali da 450 a 340 °C.....	77
Figura 51. Rigeneratore per il ciclo da 1 MW_e a $TiCl_4$ con temperatura massima 420 °C	78
Figura 52. Rigeneratore per il ciclo da 1 MW_e a $TiCl_4$ con temperatura massima 450 °C	79
Figura 53. Rigeneratore per il ciclo da 1 MW_e a $TiCl_4$ con temperatura massima 400 °C	79
Figura 54. Rigeneratore per il ciclo da 200 kW_e a $TiCl_4$	80
Figura 55. Rigeneratore per il ciclo da 1 MW_e a PP9	80
Figura 56. Condensatore per il ciclo a $TiCl_4$ da 1 MW_e con temperatura massima del ciclo di 420 °C	82
Figura 57. Condensatore per il ciclo a $TiCl_4$ da 200 kW_e	83
Figura 58. Condensatore per il ciclo a PP9	84
Figura 59. Scambiatore a piastre olio acqua per il ciclo a $TiCl_4$ da 1000 kW_e	85
Figura 60. Scambiatore a piastre olio acqua per il ciclo a $TiCl_4$ da 200 kW_e	86
Figura 61. Scambiatore di calore “dry cooler” per il raffreddamento dell’acqua del condensatore	86
Figura 62. Scambiatore ventilato “dry cooler” per la dissipazione di calore in ambiente in piena produzione elettrica per il ciclo a $TiCl_4$ da 1000 kW_e	87
Figura 63. Impianto a vapor d’acqua	92
Figura 64. Ciclo a vapore sul piano temperatura-entropia	93
Figura 65. Penetrazione nel mercato degli ORC nel mondo, come potenza installata e numero di unità (Sylvain Quoilin, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, 2013)	97
Figura 66. Principali modelli di ORC cogenerativi prodotti da Turboden, modelli senza split (produzione elettrica e termica)	97
Figura 67. Principali modelli di ORC cogenerativi prodotti da Turboden, modelli con split (produzione elettrica e termica)	98
Figura 68. Principali modelli di ORC prodotti da Turboden per sola produzione elettrica	98
Figura 69. Principali modelli di ORC prodotti da Exergy (produzione elettrica e termica)	99
Figura 70. Principali modelli di ORC prodotti da Exergy (produzione elettrica).....	99
Figura 71. Principali modelli di ORC prodotti da Adoratec (produzione elettrica e termica)	99
Figura 72. Schema di impianto Turboden, lato olio, impianto senza “splitting”	100
Figura 73. Schema di impianto Turboden, lato olio, impianto con “splitting”	100
Figura 74. Schema di impianto Turboden, lato fluido, impianto con “splitting”	101
Figura 75. Modulo ORC “stand-alone”, prodotto da Ormat	102

Lista delle Tabelle

Tabella 1. Valori di ODP e GWP di alcune sostanze.....	23
Tabella 2. Alcuni dati relativi a tossicità, infiammabilità e reattività chimica di alcuni fluidi.....	24
Tabella 3. Risultati di cicli riportati in letteratura, accompagnati dal tipo di fluido di lavoro ed intervalli di temperatura di esercizio	27
Tabella 4. Confronto tra una ottimizzazione di tipo economico e termodinamico	30
Tabella 5. Influenza di pressione e temperatura sul ciclo e sui componenti	34
Tabella 6. Caratterizzazione di cicli termodinamici operanti in condizioni subcritiche e supercritiche.	34
Tabella 7. Studio preliminare per caso supercritico a pressione del ciclo di 20 bar	36
Tabella 8. Studio preliminare per caso supercritico a pressione del ciclo di 25 bar	36
Tabella 9. Studio preliminare per caso supercritico a pressione del ciclo di 30 bar	37
Tabella 10. Ciclo termodinamico con pressione massima di 50 bar e temperatura massima di 420 °C. Temperatura sali fusi 500-250 °C. Rappresentazione del ciclo termodinamico	40
Tabella 11. Ciclo termodinamico con pressione massima di 50 bar e temperatura massima di 450 °C. Temperatura sali fusi 500-250 °C. Rappresentazione del ciclo termodinamico	41
Tabella 12. Ciclo termodinamico con pressione massima di 50 bar e temperatura massima di 420°C. Temperatura sali fusi 500-200°C. Rappresentazione del ciclo termodinamico	41
Tabella 13. Ciclo termodinamico con pressione massima di 50 bar e temperatura massima di 400 °C. Temperatura sali fusi 500-200 °C. Rappresentazione del ciclo termodinamico	42
Tabella 14. Ciclo termodinamico con pressione massima di 50 bar e temperatura massima di 450 °C. Temperatura sali fusi 500-210 °C. Rappresentazione del ciclo termodinamico	42
Tabella 15. Ciclo termodinamico con pressione massima di 50 bar e temperatura massima di 400 °C. Temperatura sali fusi 500-220 °C. Rappresentazione del ciclo termodinamico,	43
Tabella 16. Ciclo termodinamico con pressione massima di 50 bar e temperatura massima di 450 °C.....	43
Tabella 17. Ciclo termodinamico con pressione massima di 25 bar e temperatura massima di 400 °C. Temperatura sali fusi 450-340 °C. Rappresentazione del ciclo termodinamico	44
Tabella 18. Risultati per impianti funzionanti con ciclo a $TiCl_4$ indagati nelle tabelle 10-16.....	46
Tabella 19. Risultati per l'impianto da 1000 kWe complessivi ottenuti con ciclo operante con PP9, indagato in Tabella 17 e ciclo ORC convenzionale	54
Tabella 20. Impianto di riferimento operante in modalità di sola produzione di energia elettrica. Rappresentazione del ciclo termodinamico	56
Tabella 21. Risultati per l'impianto di riferimento operante al 50% della potenza nominale	58
Tabella 22. Risultati per l'impianto di riferimento operante al 75% della potenza nominale	60
Tabella 23. Fluido reale modellizzato in AXTUR per mezzo di coefficienti γ_{PT} , γ_{PV} , Cx e Z per ogni stadio	63
Tabella 24. Input AXTUR e verifica dei risultati	64
Tabella 25. Sintesi risultati ottenuti dal dimensionamento della turbina	65
Tabella 26. Costi di investimento assoluti e al kW installato degli impianti ORC analizzati.....	89
Tabella 27. Bilanci economici per stimare il costo dell'energia elettrica	91
Tabella 28. Prestazioni del ciclo a vapore.....	94
Tabella 29. Elenco di alcune soluzioni commerciali	96
Tabella 30. Esempio di soluzioni commerciali per piccola taglia	101
Tabella 31. Confronto tra le prestazioni degli impianti di taglia 1MW ($TiCl_4$ per il caso studiato)	103

Sommario

Questo rapporto descrive l'attività svolta nel primo anno dal gruppo di ricerca "gecos" del Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano, in stretta collaborazione con i ricercatori dell'ENEA. Il tema affrontato è la ricerca di cicli termodinamici e fluidi di lavoro innovativi per applicazioni con caldaie a sali fusi alimentate a biomassa legnosa. In sintesi, i quesiti a cui rispondere con la presente attività sono: quali sono le condizioni di fattibilità di un sistema innovativo cogenerativo di taglia non superiore a 1 MWel abbinabile ad una sorgente termica a sali fusi a temperatura di almeno 450 °C? Quali sono i relativi vantaggi ottenibili, sia in termini energetici che economici?

Dopo una rassegna critica dello stato dell'arte dei sistemi di conversione attualmente in commercio, si sono indagate le alternative aperte dalla disponibilità di una sorgente termica a temperature elevate. La necessità di garantire un'adeguata stabilità termica ha ristretto la scelta a pochi fluidi. Di fatto, le prestazioni di gran lunga più interessanti, sotto molteplici aspetti, sono offerte da un fluido ($TiCl_4$), che, oltre a garantire la stabilità termica a temperature molto elevate e ad avere costi estremamente contenuti, presenta caratteristiche termodinamiche (punto critico, complessità molecolare, massa molecolare) ideali per l'accoppiamento con la sorgente termica considerata. Per contro, l'uso di questo fluido, mai proposto, ad oggi, in cicli di potenza, richiede precauzioni particolari: in particolare, va totalmente eliminata la possibilità di contatti fra fluido e acqua. Per questo motivo, lo schema di impianto proposto prevede, su suggerimento dei fornitori del fluido, un circuito intermedio ad olio fra il tetracloruro di titanio e l'acqua.

Nel rapporto vengono descritte le metodologie utilizzate per il calcolo delle proprietà termodinamiche, l'ottimizzazione dei cicli, il dimensionamento dei componenti principali (scambiatori di calore e turbina). Sono altresì riportati dettagliati bilanci di massa e di energia per la serie di casi esaminati, sia per la potenza di riferimento (1000 kWel), sia per una taglia più piccola (200 kWel), sia per un caso di confronto a vapor d'acqua. Si è infine studiata l'alternativa di adottare un fluido ad elevata complessità molecolare (Flutec PP9): poiché non si è in grado di raffreddare la sorgente termica alle temperature richieste per garantire un adeguato rendimento di caldaia, questa soluzione richiede l'adozione in serie di un ORC (Organic Rankine Cycle) "convenzionale". Le soluzioni a $TiCl_4$ presentano evidenti margini di progresso, in termini di rendimento di conversione, rispetto ai sistemi ORC attualmente in commercio. Per gli stessi casi, è condotta anche un'analisi economica, che fornisce risultati molto promettenti.

Lo studio teorico condotto ha permesso di individuare un fluido di lavoro e uno schema d'impianto molto innovativi e promettenti. E', però, necessario approfondire alcuni punti fondamentali ancora aperti: in primis, identificare tutte le procedure e gli accorgimenti che l'utilizzo del fluido proposto richiede per ottenere gli indispensabili requisiti di sicurezza e protezione ambientale, per cui sarebbe di grande utilità progettare e realizzare un impianto di prova di taglia ridotta. Una volta risolti questi problemi, si potrebbe passare alla realizzazione di un prototipo a scala reale.

1 Introduzione

I motivi per cui è interessante pensare a fluidi alternativi al vapor d'acqua per applicazioni di piccola potenza, soprattutto disponendo di sorgenti di calore ad alta temperatura, sono molteplici. Nel seguito si elencano, in ordine di importanza i principali *difetti* del vapor d'acqua per le applicazioni in oggetto (co-produzione di energia elettrica e calore da biomassa legnosa, utilizzando miscele di sali fusi quali fluidi termovettori fra i prodotti di combustione e il fluido di lavoro del ciclo di potenza):

- È un fluido a bassa massa molecolare (leggero), per cui inevitabilmente il salto entalpico che deve elaborare nell'espansione è elevato. Questo comporta per la turbina:
 - Che si devono adottare elevate velocità periferiche e/o un elevato numero di stadi (di fatto, entrambi, se si punta a rendimenti accettabili per l'espansione).
 - Che si devono adottare elevate velocità di rotazione, per limitare le dimensioni radiali della turbina, di conseguenza generatori veloci dotati di inverter o riduttori di giri a più alberi.
 - Che si devono accettare elevati sforzi meccanici nei dischi/paletture della macchina.
 - La combinazione dei motivi sopra esposti porta a macchine ad elevato costo specifico e a rendimento di espansione modesto.
- È un fluido a molecola molto semplice, e quindi:
 - Ha una curva limite superiore con una pendenza nel piano temperatura-entropia specifica fortemente negativa. Questo comporta:
 - Che la parte terminale dell'espansione avviene all'interno della curva limite, con effetti negativi sul rendimento di espansione e sulla vita utile della turbina.
 - Che per adottare temperature di evaporazione elevate (necessarie per elevati rendimenti di ciclo) è necessario ricorrere a cicli surriscaldati e spesso è richiesto anche un risurriscaldamento.
 - Durante l'espansione si raffredda molto, per cui il preriscaldamento del liquido può avvenire solamente con spillamenti dalla turbina, con complicazioni impiantistiche e la necessità di vari stadi in turbina, che mal si conciliano con impianti di bassa potenza.
 - Ha un calore di evaporazione molto grande rispetto al calore scambiato per il preriscaldamento del liquido o per il surriscaldamento, per cui gran parte dell'introduzione di calore nel ciclo avviene a temperatura costante, mentre le sorgenti di calore sono spesso a temperatura variabile. La soluzione a più livelli di evaporazione, comunemente adottata nei cicli combinati di grande potenza, non è percorribile per impianti di piccola taglia.
- Ha una pressione critica molto elevata, per cui ad alta temperatura di evaporazione (indispensabile per cicli ad alto rendimento), opera a pressioni molto elevate, quindi richiede elevate prevalenze per la pompa alimento ed elevati spessori dei tubi e dei collettori nel generatore di vapore.

Tutti questi "difetti" si attenuano all'aumentare della taglia di impianto, fino ad annullarsi per potenze superiori a qualche decina di MW_{el}, ma sono significativi per potenze inferiori a 1 MW_{el}, una taglia particolarmente interessante nel quadro normativo-tariffario italiano.

Con riferimento ai *difetti* dell'acqua sopra ricordati, può essere utile anticipare i contenuti del rapporto ed evidenziare subito i motivi dell'eccellenza termodinamica del fluido prescelto, il tetracloruro di titanio:

- È un fluido a elevata massa molecolare (pesante), per cui il salto entalpico che deve elaborare nell'espansione è modesto. Questo comporta:
 - Che si possono adottare modeste velocità periferiche e/o un limitato numero di stadi (di fatto, entrambi, ottenendo rendimenti elevati per l'espansione).
 - Che si possono adottare limitate velocità di rotazione, con dimensioni radiali della turbina ottimali. Di conseguenza, ai livelli di potenza considerati, basta un riduttore di giri con rapporto di riduzione modesto.
 - Che si può realizzare una macchina con sforzi meccanici limitati nei dischi/paletture.
 - La combinazione dei motivi sopra esposti porta a macchine a basso costo specifico e a rendimento di espansione elevato e a rendimenti di ciclo elevati.

- E' un fluido a molecola di media complessità, e quindi:
 - o Ha una curva limite superiore con una pendenza nel piano temperatura-entropia specifica non molto negativa. Questo comporta:
 - Che si può evitare di espandere all'interno della curva limite mediante un ciclo ipercritico (o al limite con un ciclo subcritico e un modesto surriscaldamento).
 - Che durante l'espansione non si raffredda troppo, per cui il preriscaldamento del liquido può avvenire con uno scambiatore in contro corrente.
 - o Ha un calore di evaporazione non troppo grande rispetto al calore scambiato per il preriscaldamento del liquido o per il surriscaldamento, per cui buona parte dell'introduzione di calore nel ciclo avviene a temperatura variabile, quindi ben si concilia con sorgenti di calore a temperatura variabile.
- Ha una pressione critica limitata, per cui può operare ad elevata temperatura di evaporazione ridotta e anche con cicli ipercritici, senza richiedere pressioni troppo elevate, né elevate prevalenze per la pompa alimento o spessori elevati dei tubi e dei collettori nel generatore di vapore.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

2.1 Generalità sui motori a fluido organico

In risposta alla crescente domanda di energia elettrica e alla necessità di ridurre le emissioni di gas serra derivanti dall'utilizzo dei combustibili fossili, gran parte delle nazioni appartenenti all'OECD (Organisation for Economic Cooperation and Development) hanno attivato meccanismi di incentivazione e particolari agevolazioni economiche per favorire lo sfruttamento delle fonti di energia rinnovabile e la diffusione di tutte le forme possibili di risparmio energetico. Tra le fonti rinnovabili riveste un ruolo fondamentale lo sfruttamento delle biomasse a fini energetici, mentre una forma di energia "gratuita", in qualche modo assimilabile alle rinnovabili, può essere riconosciuta nel recupero di calore "di scarto" da processi industriali. Tale calore è generalmente disponibile come sottoprodotto del processo produttivo stesso e, se il livello termico a cui è disponibile è adeguato, può essere opportunamente sfruttato in un ciclo termodinamico al fine di produrre energia elettrica o per scopi cogenerativi (produzione di energia elettrica e termica). In generale va ricordato che, sia nel caso delle biomasse, sia per il recupero del calore di scarto da un processo, i benefici energetici massimi di un ciclo termodinamico si ottengono nelle applicazioni cogenerative, in cui si producono contemporaneamente due effetti utili, energia elettrica e calore.

Gli ORC, cicli Rankine a fluido organico, rappresentano in molti casi una scelta vantaggiosa per convertire calore, proveniente da diverse risorse, in energia elettrica e termica. I cicli ORC vengono in particolare impiegati nei casi in cui non è possibile o conveniente adottare tecnologie convenzionali, come il ciclo Rankine a vapor d'acqua. I campi di applicazione delle due diverse tecnologie sono riassunti in Figura 1, in funzione della taglia di impianto e dei livelli termici della sorgente di calore.

L'acqua rappresenta in generale la scelta migliore per fonti di calore a temperature maggiori di 300°C e per potenze che superano i 2MW_{el}. All'aumentare della taglia oltre qualche decina di MW, poi, il tradizionale ciclo Rankine a vapor d'acqua costituisce di gran lunga l'opzione migliore. L'acqua impiegata come fluido di lavoro ha il vantaggio di essere poco costosa e chimicamente stabile alle alte temperature, inoltre nel caso di impianti di grande taglia le sue intrinseche caratteristiche termodinamiche permettono di progettare e realizzare cicli termodinamici aventi costi contenuti ed elevate efficienze di conversione.

D'altra parte per piccole potenze e bassi valori di temperatura della sorgente non è conveniente impiegare l'acqua come fluido di lavoro, a causa di limiti tecnico-economici e sul design della turbina. Per piccole potenze la turbina diventa infatti estremamente costosa ed inefficiente, a causa delle caratteristiche termodinamiche del vapore. Il Δh in turbina risulta in ogni caso elevato e come conseguenza la macchina deve necessariamente avere molti stadi. L'elevato calore latente di evaporazione, inoltre, unitamente a potenze termiche limitate, impone portate massicce ridotte, da cui portate volumetriche modeste che penalizzano fortemente il design dei primi stadi della turbina. L'impiego di parzializzazioni, anche consistenti, del flusso in ammissione al primo stadio non riesce comunque a porre rimedio a tale problema. Le basse temperature, infine, non permettono di surriscaldare sufficientemente il vapore, portando inevitabilmente ad avere del liquido in espansione. La presenza di liquido negli ultimi stadi, oltre a comportare una penalizzazione di rendimento, provoca problemi di erosione sulle pale, deteriorandone ulteriormente il rendimento nel tempo e aumentando il rischio di guasti imprevisti, con associati costi di manutenzione.

Infine, per bassi valori di potenza, compresi tra 1 e 20 kW, si adottano altri sistemi di micro-cogenerazione per uso civile e domestico basati su cicli quali i motori Stirling (teoricamente esiste la possibilità di realizzare anche mini-cicli ORC basati per lo più su espansori volumetrici). Per basse temperature e potenze più elevate si applica invece la tecnologia degli OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion), che utilizzano un ciclo Rankine in cui il fluido di lavoro è solitamente ammoniac.

In generale si può affermare che per tutte le applicazioni di interesse in cui la potenza è inferiore a 1 MW e la temperatura media della sorgente termica è al di sotto dei 250 °C, allo stato attuale la tecnologia più competitiva è rappresentata dagli ORC. In aggiunta a ciò si può constatare come non esistano attualmente applicazioni commerciali di ORC ad alta temperatura, vale a dire con temperatura media della sorgente al di sopra dei 300 °C. La limitazione è legata alle problematiche di stabilità termica dei fluidi termovettori

impiegati, le cui molecole complesse tendono a decomporsi per effetto della temperatura elevata.

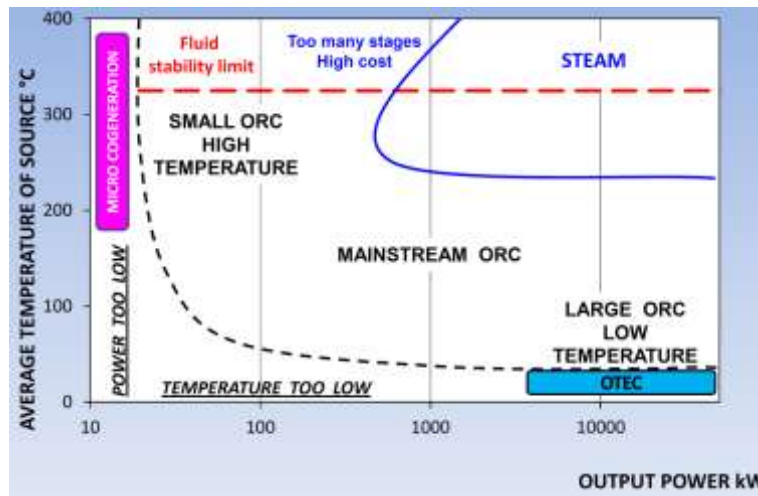


Figura 1. Campi di utilizzo degli ORC al variare delle dimensioni di impianto e del livello termico della sorgente (Gaia, 2011)

Con riferimento particolare alle applicazioni alimentate a fonti rinnovabili o mediante recupero del calore di scarto dai processi industriali, si può affermare che gli ORC rappresentano ad oggi la tecnologia più competitiva, ed il loro successo può essere motivato da:

- Buoni rendimenti.
- Costi di investimento competitivi.
- Possibilità di operare anche senza la presenza continua di personale in loco.
- Elevata affidabilità.
- Costi di O&M (Operation & Maintenance) contenuti.

L'elevata affidabilità dei cicli ORC consente di impiegarli anche per la produzione di energia elettrica e termica in luoghi remoti, come le utenze isolate in zone rurali e perfino in condizioni ambientali estreme (deserti, zone polari, applicazioni off-shore) (Ormat).

Da sottolineare il fatto che la messa a punto di cicli che lavorino a temperature più elevate si rivelerebbe utile specialmente nel caso delle biomasse, in quanto lo scambio termico con i fumi potrebbe avvenire a temperature superiori, a tutto vantaggio del rendimento del ciclo.

Di seguito viene descritta la tipica configurazione di un impianto basato sul ciclo ORC. Come avviene per i tradizionali cicli Rankine a vapor d'acqua, negli ORC viene impiegata una pompa per pressurizzare il liquido che poi evapora (in qualche caso si effettua anche un surriscaldamento), grazie alla somministrazione di calore da una fonte esterna, all'interno dello scambiatore primario (PHE, Primary Heat Exchanger). Il vapore espande in una turbomacchina, connessa ad un generatore elettrico, e viene successivamente condensato. Da notare che la condensazione del vapore può essere ottenuta scaricando calore verso l'ambiente esterno (assetto solo-elettrico), o in alternativa cedendo calore, purché al livello termico opportuno, a un'utenza che lo richiede (assetto cogenerativo). In alcuni casi può essere prevista la presenza di un rigeneratore, per recuperare parte del calore scaricato dalla turbina per il preriscaldamento del liquido condensato.

In Figura 2 viene proposto il ciclo ORC nel diagramma T-S (ciclo saturo subcritico) ed una rappresentazione schematica della sua configurazione di impianto.

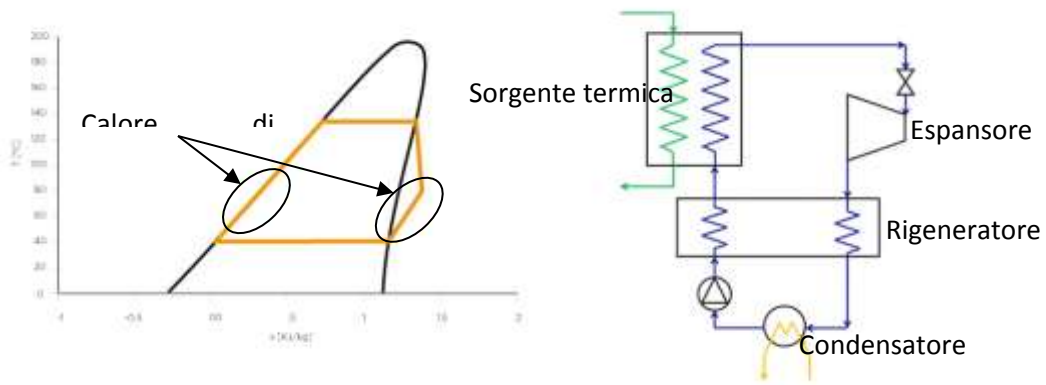


Figura 2. Rappresentazione nel diagramma T-S e schema concettuale di un impianto basato sul ciclo ORC

I cicli termodinamici per sistemi ORC possono essere classificati in due grandi gruppi: subcritici e supercritici. I cicli subcritici sono i più diffusi ed utilizzano silossani o idrocarburi; sono cicli saturi o leggermente surriscaldati e sono accoppiati a sorgenti termiche caratterizzate da temperature solitamente sotto i 300 °C.

I cicli supercritici sono altresì impiegati per forti variazioni di temperatura della sorgente termica; data la particolare forma della curva di Andrews, sono cicli surriscaldati e sono caratterizzati da ΔT di introduzione del calore contenuti (ΔT tra la sorgente termica e il fluido di lavoro). In generale i cicli supercritici hanno delle efficienze superiori, ma sono contraddistinti da un maggiore impegno energetico richiesto per la pompa di alimento.

Per entrambi i cicli può essere previsto un sistema di rigenerazione che preriscalda il liquido raffreddando il vapore in uscita dalla turbina (Figura 3). L'impiego di un rigeneratore è fondamentale nel caso di fluidi ad elevata complessità molecolare, perché caratterizzati da un basso salto di temperatura in fase di espansione. La scelta di applicare un rigeneratore può essere talvolta obbligata, come nel caso di sistemi ORC che lavorano con sorgenti geotermiche a temperatura variabile. In questi casi è consigliabile non raffreddare eccessivamente il fluido caldo per evitare di raggiungere il punto di brina (condizione in cui si verifica la precipitazione dei sali minerali disciolti nell'acqua), per cui deve essere previsto l'impiego di un rigeneratore, che apporta anche un beneficio in termini di rendimento. Al contrario, se non sono presenti limiti di temperatura minima della sorgente calda, l'impiego di un rigeneratore può risultare controproducente in quanto riduce il calore recuperato dal ciclo ed aumenta le perdite di carico, introducendo un'ulteriore complicazione impiantistica e i relativi costi associati.

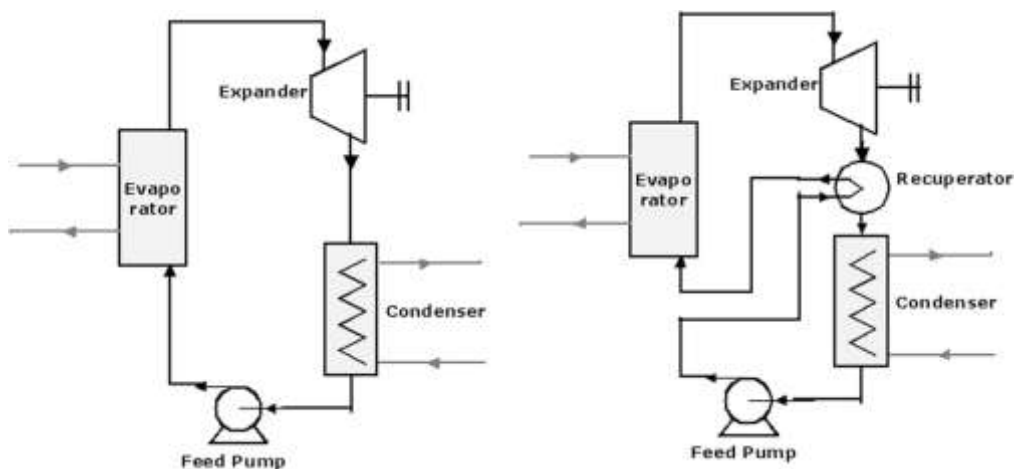


Figura 3. Schema di impianto ORC con e senza rigeneratore (Sylvain Quoilin, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, 2013)

I principali componenti dei cicli ORC, che incidono direttamente sul costo e sull'efficienza dell'impianto, sono: l'espansore, la pompa di alimento e gli scambiatori di calore

Espansore

In funzione della portata volumetrica in gioco, diverse tipologie di espansore possono essere impiegate nei cicli ORC; per applicazioni di media-grande taglia, con una potenza elettrica prodotta superiore ai 100 kW_{eI} (e.g. geotermico, biomasse, solare, WHR (Waste Heat Recovery)), vengono impiegate turbomacchine assiali, radiali o centripete.

Per piccole potenze, invece la tecnologia più adatta è quella degli espansori volumetrici, solitamente di tipo scroll o screw (Figura 4) (Kim HJ, 2007); questi possono raggiungere, in particolari configurazioni, rendimenti isoentropici paragonabili a quelli delle turbomacchine (fino al 77% (WangH, 2009)).

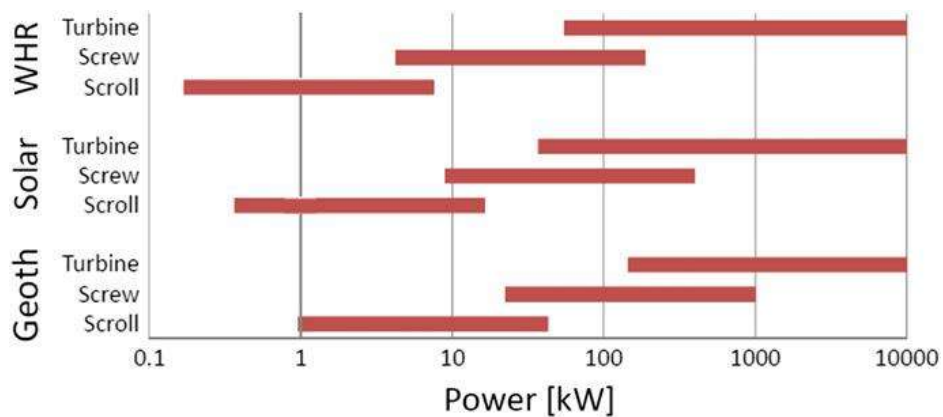


Figura 4. Tipici campi di applicazione delle differenti tecnologie di espansori, per cicli ORC (Sylvain Quoilin, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, 2013)

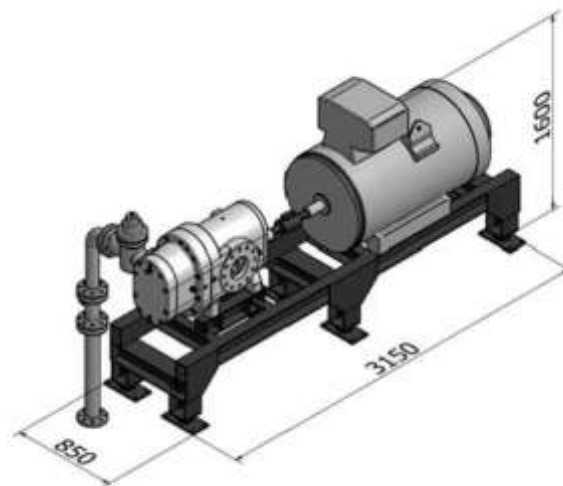


Figura 5. Rappresentazione tridimensionale di un generatore volumetrico a vapore da 250 kW (Peterson RB, 2008)

Le turbomacchine invece, vengono generalmente impiegate per potenze superiori ai 100 kW, fino a diversi MW.

Nei cicli ORC l'elevato peso molecolare del fluido permette di ottenere limitati salti entalpici da smaltire in turbina e pertanto di progettare macchine con un numero esiguo di stadi (in alcuni casi anche singolo) e velocità di rotazione contenute. Quest'ultimo aspetto consente in molti casi di eliminare il riduttore di giri e in generale limita le sollecitazioni meccaniche della turbina.

Per piccole potenze si adottano turbine centripete, capaci di elaborare bassi volumi specifici e grandi salti entalpici. Un esempio di questa tecnologia è la macchina radiale centripeta, impiegata da Tri-O-Gen, che utilizza toluene come fluido di lavoro (Figura 6). Questa è una macchina a singolo stadio con una velocità di rotazione di 25000 rpm, viene impiegata con sorgenti a temperatura massima di 350 °C e sviluppa una potenza elettrica netta compresa tra i 60 e i 165 kW_e.



Figura 6. Esempio di turbina ORC centripeta (Tri-O-Gen) (<http://www.triogen.nl/>, 2013)

Le turbine assiali invece, rappresentano la scelta migliore per macchine di media-grossa taglia. La velocità di rotazione contenuta permette come già detto un accoppiamento diretto con l'alternatore, senza la necessità di un riduttore di giri, con vantaggi a livello di rendimento, costo e affidabilità.

Le caratteristiche termodinamiche del fluido di lavoro permettono di evitare parzializzazioni in ingresso alla turbina, e di ottenere un design più semplice dei singoli stadi; in questo modo si raggiungono rendimenti isoentropici normalmente superiori all'85%.

Una valida alternativa alle turbine assiali, per impianti di media taglia, è rappresentata dalle macchine radiali con flussi centrifughi, sebbene siano caratterizzate da salti entalpici inferiori rispetto alle precedenti. Specialmente nei casi in cui il fluido subisce grandi variazioni volumetriche in espansione, tali macchine manifestano un vantaggio economico e raggiungono migliori prestazioni rispetto alle altre. Durante la fase di espansione, infatti, la geometria radiale della turbina porta ad un incremento del diametro medio e della sezione di passaggio del fluido, escludendo in generale la necessità di adottare sistemi di ammissione parziale. Di seguito viene riportato il design della turbina proposta dall'italiana Exergy (Figura 7), nelle applicazioni più comuni caratterizzata da un incremento di rendimento di circa il 4% rispetto al suo corrispettivo assiale (Figura 8).

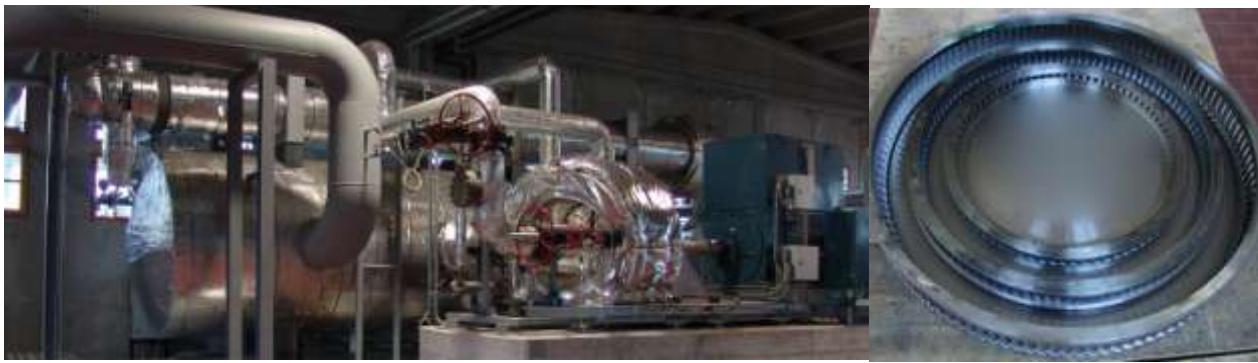


Figura 7. ORC prodotto da Exergy, con turbina a geometria radiale

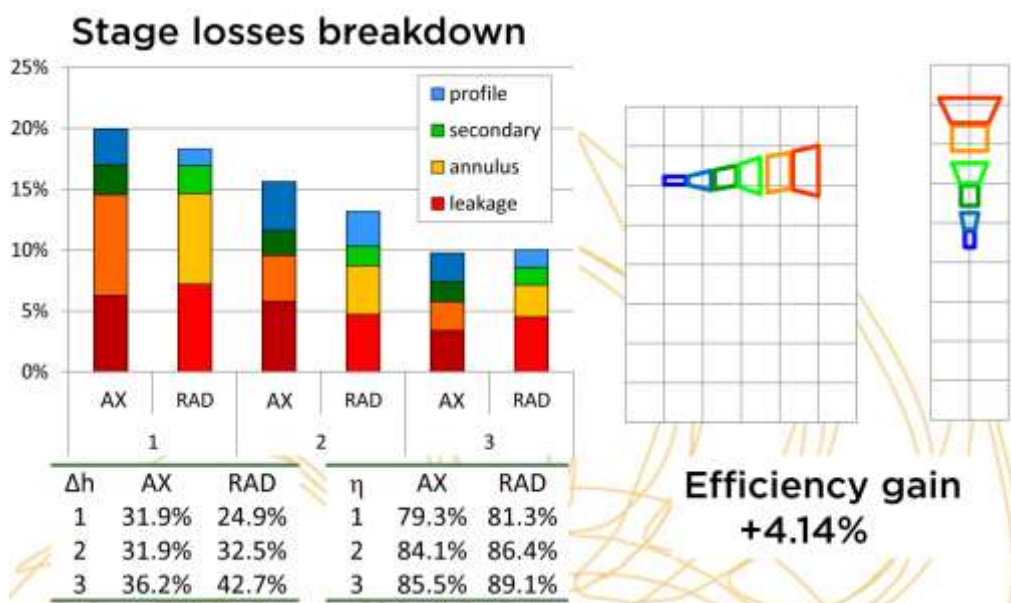


Figura 8. Stima dell'incremento di rendimento associato all'impiego di una turbina radiale rispetto al corrispettivo assiale (Spadacini C., 2011)

Scambiatore di Calore

Particolare attenzione va riservata agli scambiatori di calore dei cicli ORC, che rappresentano di norma la voce di maggior costo. Lo scambiatore primario, tramite il quale viene introdotto il calore nel ciclo, deve essere progettato per contenere le differenze di temperatura tra i due fluidi e ridurre le irreversibilità, incrementando l'efficienza del ciclo.

La tecnologia più diffusa, è quella dello scambiatore Shell&Tubes alettato. In Figura 9 viene riportato un esempio di scambiatore hairpin, tipico dei cicli ORC.



Figura 9. Scambiatore di calore Shell&Tubes, secondo la configurazione hairpin

Il recuperatore ed il condensatore rappresentano gli altri due scambiatori del ciclo ORC, il primo particolarmente importante per applicazioni ad alta temperatura, dove è consigliato l'impiego di un ciclo rigenerativo.

Il secondo scambiatore cede una porzione significativa del calore in ingresso al ciclo, dato il valore contenuto del rendimento di impianto. Nel caso di un sistema ACC (Air Cooling Condenser), il costo di questo componente può superare il 20% di quello totale di impianto (Figura 10). Attualmente la soluzione tecnologica più innovativa deriva dalla tecnologia HVAC (Heat Ventilation Air Conditioning), come riportato di seguito.

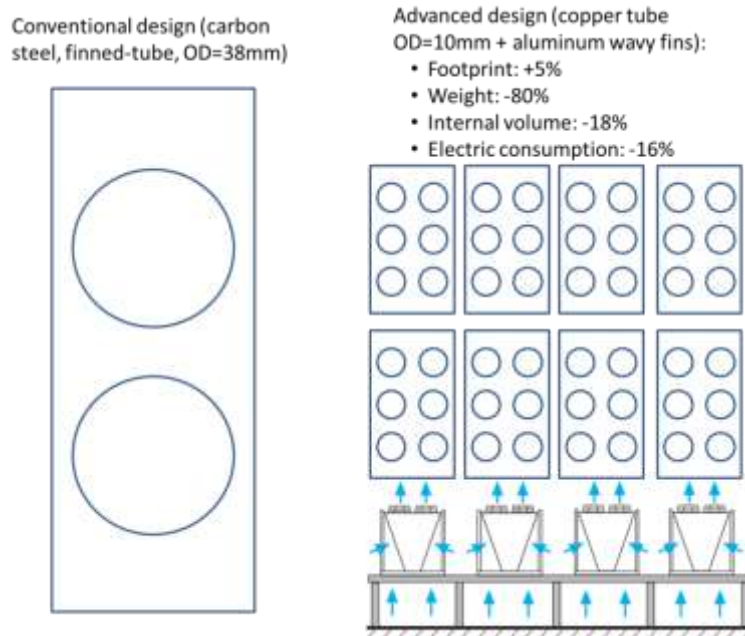


Figura 10. Condensatore dal design avanzato (a destra), derivato dalle applicazioni HVAC (Spadacini C., 2011)

Pompa di alimento

Le pompe di alimento impiegate nei cicli ORC sono generalmente centrifughe a numero di giri variabile. La tecnologia più innovativa è rappresentata dalle pompe idrodinamiche; questa tecnologia permette di eliminare le fuoriuscite di liquido dalle tenute e di evitare il contatto del fluido con l'aria, garantendo così bassi costi di manutenzione ed elevati standard di sicurezza.

2.2 Stato dell'arte degli ORC, casi con sorgenti ad alta temperatura nei diversi settori applicativi

Allo stato dell'arte attuale, gli impianti ORC lavorano con temperature della sorgente termica che, come già detto, raramente superano i 300 °C di temperatura media: questo pone forti limitazioni in termini di efficienza globale del sistema. Il vincolo principale sul valore massimo di temperatura è da imputare alle caratteristiche termofisiche del fluido termovettore; infatti, come vedremo nel paragrafo successivo, a differenza dell'acqua, i fluidi organici hanno problemi di stabilità termica, ovvero tendono a decomporsi alle alte temperature.

Nel presente rapporto viene valutata la possibilità di superare questo limite, spingendosi fino a temperature superiori a quelle attuali.

L'impianto ORC che prendiamo in esame dispone di una sorgente termica a temperatura variabile tra i 450 °C di temperatura massima e i 150 °C di temperatura minima. Tale sorgente è rappresentata da una portata di sali fusi prodotti da una caldaia a biomassa. In alternativa il flusso di sali caldi potrebbe essere fornito da uno scambiatore di calore alimentato con i fumi caldi scaricati da un processo industriale. Il sistema di riferimento prevede un impianto in assetto cogenerativo per la produzione di acqua calda pressurizzata, a temperature variabili tra i 90 e i 120 °C.

Al fine di stimare il massimo rendimento ottenibile da sorgenti termiche a temperature variabili, la termodinamica suggerisce di ricorrere al ciclo di Lorentz (Figura 11), un ciclo ideale che può essere visto come la sovrapposizione di tanti cicli di Carnot infinitesimi, ciascuno operante a diversa temperatura.

Analogamente al calcolo del rendimento ideale del ciclo a vapore a recupero in un ciclo combinato, note le condizioni di temperatura massima e minima del ciclo, si valuta dunque il rendimento massimo ottenibile da sorgenti termiche a temperatura variabile tramite la seguente formula:

$$\eta = 1 - \frac{T_{max}}{T_{min}}$$

dove T_{max} e T_{min} rappresentano la T_{ml} (temperatura media logaritmica) rispettivamente del pozzo caldo e del pozzo freddo.

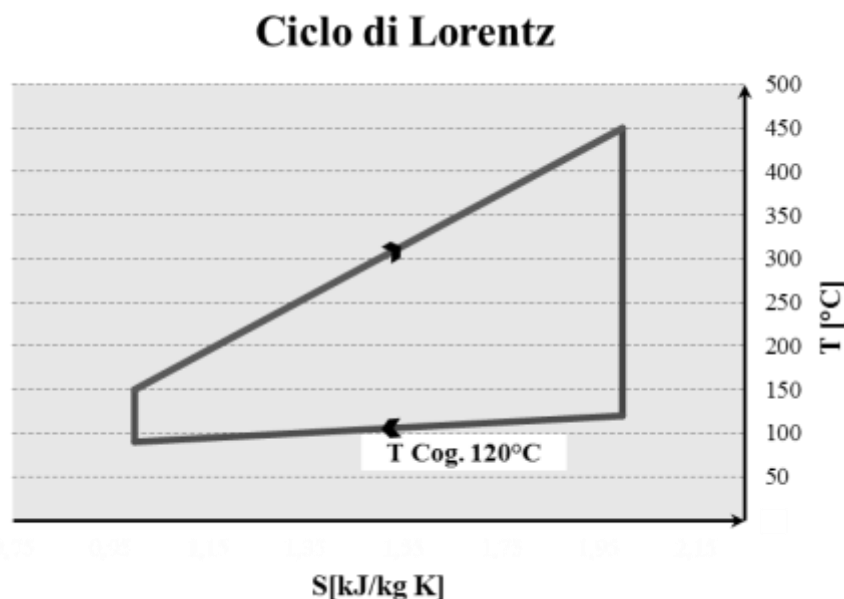


Figura 11. Rappresentazione del ciclo di Lorentz nel piano T-S

Si vuole sottolineare come tale rendimento risulta difficilmente raggiungibile nella pratica mediante un ciclo Rankine, in quanto le trasformazioni di evaporazione e condensazione del ciclo non avvengono a temperature variabili bensì costanti, così come i processi reali introducono irreversibilità.

Tuttavia l'analisi ottenuta mediante il ciclo ideale di Lorentz risulta utile come termine di confronto e per la stima del rendimento del ciclo reale. Noto infatti il rendimento del ciclo ideale di Lorentz e ipotizzando un valore ragionevole del rendimento di secondo principio, si può stimare il rendimento reale mediante il prodotto tra i due. Valutazioni preliminari sulle prestazioni del ciclo, basate sulla stima dei rendimenti dei vari componenti di impianto, portano ad un valore del rendimento di secondo principio pari al 55%, che viene assunto in prima approssimazione in tutti i casi.

Come si evince dal grafico sottostante (Figura 12), fissata la temperatura massima della sorgente calda (450 °C), il rendimento globale di impianto dipende fortemente dalla temperatura minima della stessa (temperatura a cui viene raffreddata). In particolare, al crescere della temperatura minima della sorgente, la temperatura media di introduzione del calore aumenta e con essa il rendimento del ciclo.

Fissati due valori costanti di temperatura di condensazione, rispettivamente 90 e 120 °C, si stima un rendimento massimo "reale" prossimo al 25%.

Considerando i rendimenti tipici dei cicli ORC esistenti, che attualmente non superano il 20% in assetto cogenerativo, i cicli con temperatura massima del fluido più elevata potrebbero rivelarsi estremamente interessanti in numerose applicazioni.

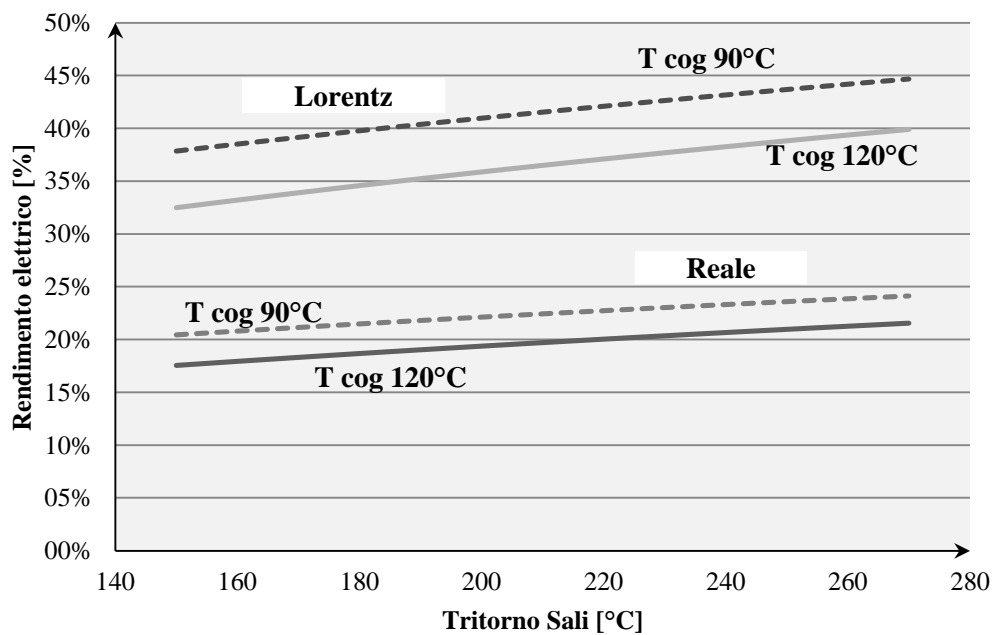


Figura 12. Rendimento del ciclo al variare della temperatura di ritorno minima della sorgente calda, con temperatura massima fissata (450 °C), per due diversi valori di temperatura della sorgente fredda (condensatore), 90 °C e 120 °C

Applicazioni ad alta temperatura

La caldaia a biomassa è uno dei sistemi a cui generalmente viene accoppiato il ciclo ORC. La biomassa infatti può essere impiegata in diversi modi, a partire dalla semplice combustione, alla gassificazione fino alla digestione bio-chimica per ottenere syngas. La combustione della biomassa in impianti con caldaia a griglia, in piccoli impianti di potenza, per la produzione combinata di calore e potenza elettrica (CHP, Combined Heat and Power), rappresenta attualmente uno dei sistemi più diffusi in combinazione con i cicli ORC. Questi impianti sono i più competitivi quando il range di potenza si attesta tra i 200-3000 kW_{el} (Turboden), generalmente la caldaia a biomassa lavora con olio diatermico come fluido termovettore e nel caso cogenerativo l'impianto è tipicamente asservito a una rete di teleriscaldamento locale; grazie ai modesti livelli di pressione dell'olio e alla potenza contenuta, non è necessaria la presenza di personale, nemmeno

per la turbina ORC e gli altri componenti di impianto. La temperatura massima dell'olio generalmente si attesta intorno ai 300-320 °C, ottenendo un'efficienza elettrica complessiva compresa tra il 18 ed il 21% (in assetto cogenerativo). La grande capacità di regolazione del ciclo ORC, accoppiata alla flessibilità della caldaia, permettono di soddisfare le variazioni della richiesta di energia termica della rete. Grazie alla presenza di grosse incentivazioni, l'uso degli ORC all'interno dei distretti di teleriscaldamento rappresenta oggi un'ottima soluzione per la delocalizzazione della produzione di energia e lo sfruttamento delle risorse rinnovabili locali. In alcuni casi tali impianti possono funzionare per determinati momenti in condizioni "total-electric", mediante un condensatore ausiliario che è in grado di abbassare la temperatura di condensazione dell'ORC: si raggiungono in questo caso efficienze dell'ordine del 25% (Bini R., 2011).

Nella Figura 13 viene riportato un esempio di impianto ORC cogenerativo, con una caldaia a cippato di legna accoppiata ad un ORC da 1,1 MW_{el} prodotto da Turboden.

Un'altra opzione per l'utilizzo delle biomasse è la gassificazione; il gas di sintesi che si ottiene viene bruciato all'interno di un motore a combustione interna (ICE, Internal Combustion Engine). In alcuni casi il calore di scarto del motore viene impiegato in un ORC, realizzando così un ciclo combinato motore a combustione interna-ORC (I. Obernberger, 2008). Nella maggior parte dei casi tuttavia questa soluzione risulta poco competitiva.

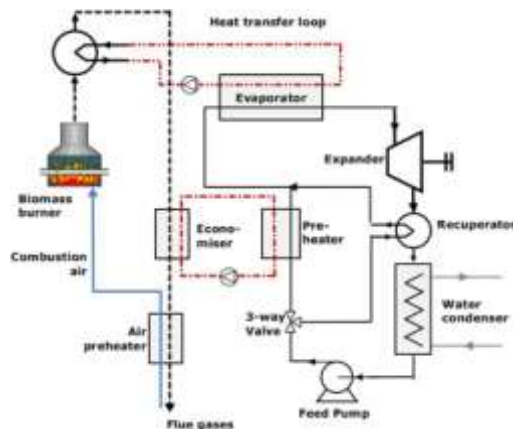


Figura 13. Schema di impianto dell'ORC di Tirano (Sylvain Quoilin, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, 2013)

Applicazione analoga in termini di configurazione di impianto è rappresentata dagli impianti solari termodinamici di piccola taglia. La sorgente termica è costituita in questo caso da un campo solare di collettori a concentrazione (per es. di tipo Fresnel o parabolico-lineare) che riscaldano un fluido termovettore, solitamente olio diatermico oppure sali fusi, da temperature dell'ordine dei 300 °C fino ai 400 °C circa. Fino a qualche MW di potenza elettrica, la tecnologia ORC risulta vantaggiosa rispetto al vapore d'acqua per le stesse ragioni già espresse in precedenza.

L'utilizzo di cicli ORC in sistemi geotermici, rappresenta un settore di impiego in rapida espansione (cicli geotermici binari), anche se solitamente sfrutta temperature medio-basse della sorgente calda. Per range di temperatura che partono dai 150 °C della sorgente geotermica (temperatura minima di reiniezione tipicamente pari a 60 °C) l'installazione di cicli ORC risulta una scelta molto competitiva. In Figura 14 viene riportato lo schema di impianto di un sistema ORC accoppiato ad una sorgente geotermica.

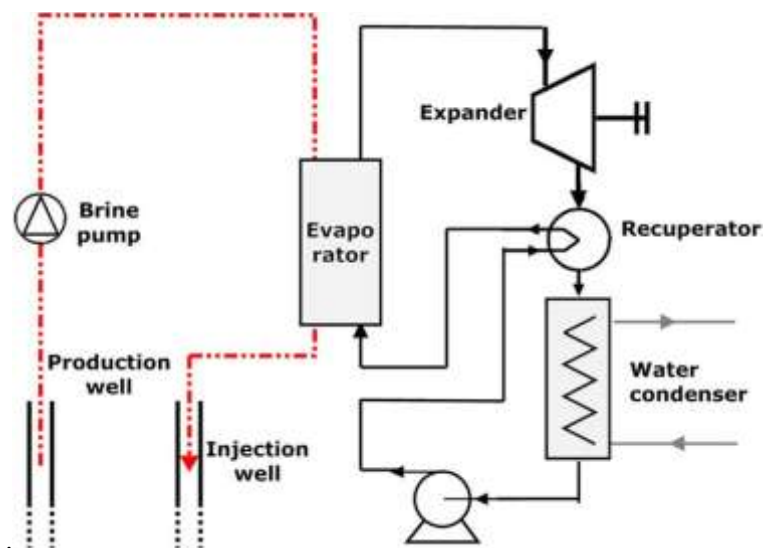


Figura 14. Schema di impianto ORC, applicazione geotermica con ciclo binario (Sylvain Quoilin, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, 2013)

I cicli ORC accoppiati a sorgenti geotermiche a bassa temperatura sono largamente diffusi, nonostante i costi di investimento elevati e le efficienze contenute (Figura 16). Circa il 45% degli impianti geotermici installati nel mondo sono alimentati da sorgenti geotermiche a bassa temperatura (150-200 °C) e sfruttano cicli binari basati su tecnologia ORC (Bertani, 2012), vedi Figura 16.

Per le applicazioni geotermiche a medio-bassa temperatura, l'alternativa è rappresentata da una configurazione denominata "mixed cycle", con un sistema di flash e una turbina alimentata dal vapore geotermico ottenuto, capace di incrementare l'efficienza e la potenza prodotta dall'impianto. Questa configurazione viene descritta in (Bombarda P. M. E.-J., 2000).

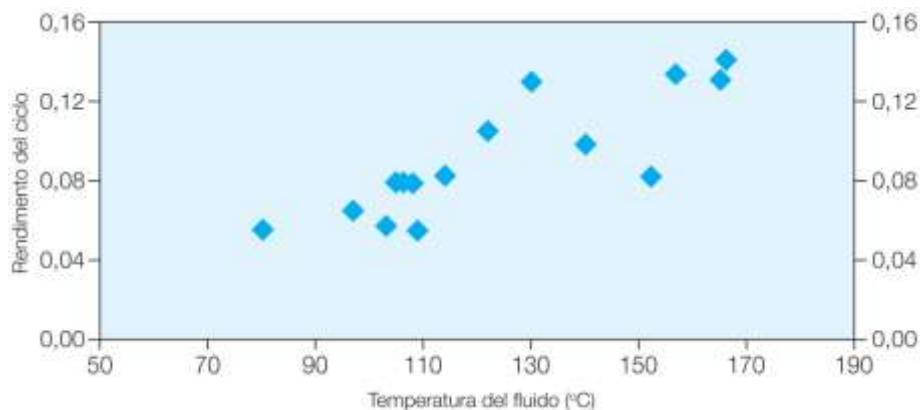


Figura 15. Efficienza di impianti geotermici binari basati su cicli ORC (Bombarda P. G. M., 2010)

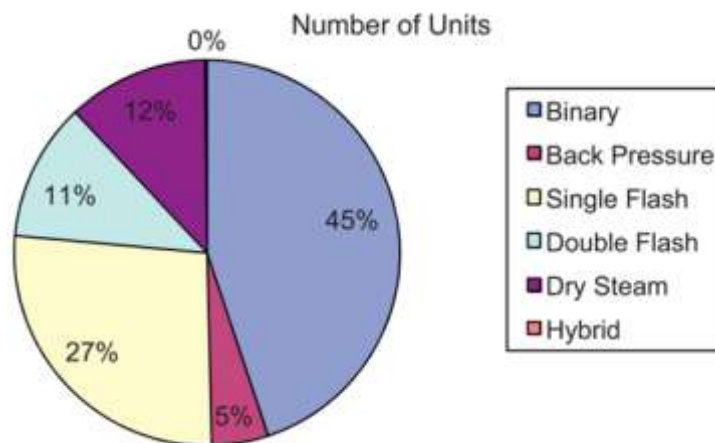


Figura 16. Tipologia di impianti geotermici installati nel mondo, suddivisi in base alle tecnologie (Bertani, 2012)

Oltre alla tecnologia geotermica e alle applicazioni a biomassa, gli ORC possono essere impiegati per sfruttare calore di scarto da processi industriali.

In molti siti industriali grandi quantità di calore devono essere spesso dissipate in ambiente. Recuperando questo calore, e abbinandolo a cicli ORC, è possibile generare energia elettrica ed eventualmente termica, riducendo il fabbisogno di energia primaria del sito industriale. Un classico esempio di processo industriale che disperde grandi quantità di calore è il cementificio; flussi di gas tra i 250 °C e i 400 °C, provenienti dal clinker, possono essere sfruttati per alimentare cicli ORC (Figura 17).

La potenza termica disponibile si aggira tra i 5 e i 40 MW_{th}, in funzione della taglia del cementificio e dell'efficienza del ciclo produttivo. Alcuni esempi di queste installazioni sono in Marocco (Italcementi) ed in Romania (Holcim) dove l'ORC produce rispettivamente 2 e 4 MW_e (Turboden), oppure in India (4,8 MW_e) ed in Germania (1,5 MW_e) (Ormat).

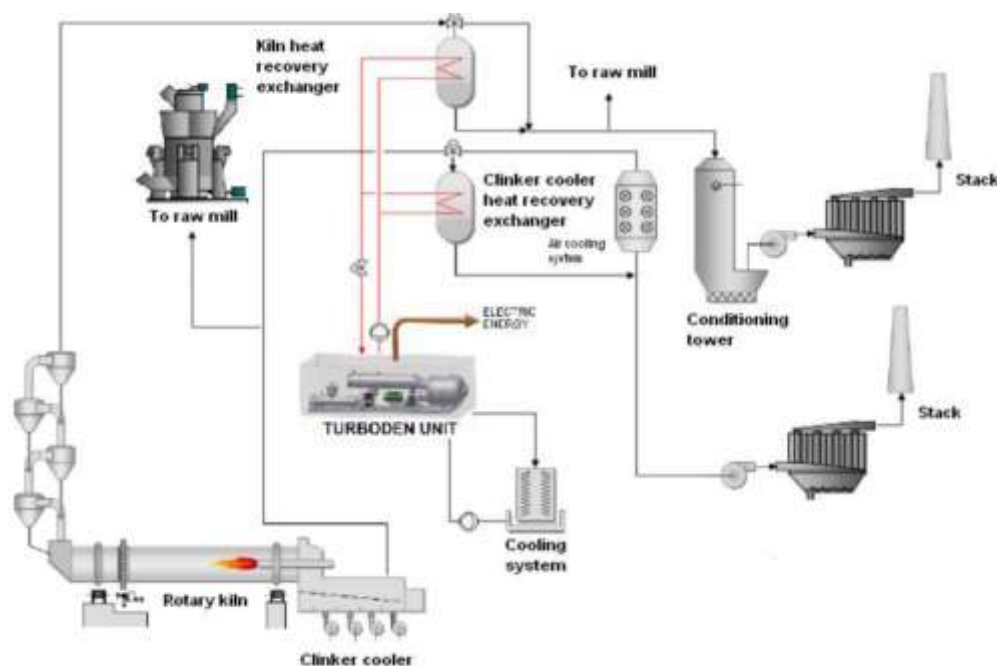


Figura 17. Schema di impianto di un cementificio dotato di ciclo ORC alimentato con il calore di scarto del processo

Un'importante applicazione dei cicli ORC riguarda lo sfruttamento del calore di scarto delle acciaierie, nelle quali i gas scaricati dai forni, a valle dei vari recuperi termici di processo, sono disponibili a circa 300 °C, con potenze medie dell'ordine dei 2500-4000 kW_{th} (M.T.Johansson, 2013). All'interno dell'impianto possono essere sfruttati anche gas ben più caldi, intorno ai 450-500 °C, intercettati lungo la linea di preriscaldamento del rottame di ferro. Insieme alle acciaierie, anche l'industria del vetro permette di sfruttare calore ad alta temperatura (400-600 °C) per alimentare degli ORC.

Tutte le suddette applicazioni prevedono l'impiego di cicli ORC con fluidi puri a singolo livello di evaporazione. Attualmente la ricerca è focalizzata sulla possibilità di introdurre particolari miscele di fluidi con temperatura di evaporazione variabile, al fine di ridurre i ΔT dello scambiatore primario ed aumentare l'efficienza del ciclo (Hadi Ghasemi, 2013); la ricerca sui fluidi è associata allo studio di particolari configurazioni impiantistiche (risurriscaldamento, espansione in due fasi) (Ian K. Smith, 2005), (Hadi Ghasemi, 2013). Alcuni gruppi di ricerca stanno studiando anche geometrie di turbina particolari, come quelle radiali, al fine di migliorare i rendimenti (Pini M., 2011).

Da sottolineare che in tutti i casi sopra menzionati, con la sola eccezione delle applicazioni geotermiche, la possibilità di disporre di cicli ORC ad alta temperatura porterebbe ad un miglior sfruttamento della sorgente termica a cui sono accoppiati, con evidenti benefici energetici ed economici.

2.3 Originalità dello studio

Motori a fluido organico, con sorgenti di potenzialità termica limitata, a temperatura massima elevata, ma che devono essere raffreddate fino a basse temperature.

Come emerge dalla precedente analisi, i motori a fluido organico oggi presenti sul mercato sono stati studiati per una vasta gamma di applicazioni, tutte centrate su temperature della sorgente termica che li alimenta relativamente modeste. Oggetto della ricerca qui descritta è invece l'accoppiamento ottimale di un ORC con una sorgente termica – una miscela di sali fusi riscaldata da una caldaia a biomassa - caratterizzata da (i) un'elevata temperatura massima, dell'ordine dei 450-500 °C, e (ii) da un elevato salto di temperatura, al fine di consentire una temperatura di ritorno dei sali alla caldaia relativamente bassa (dell'ordine dei 200-250 °C), al fine di ottenere un elevato rendimento della caldaia a biomassa.

Queste due condizioni portano da un lato alla scelta di un fluido di lavoro che presenti un'elevata stabilità termica, dall'altro a un ciclo termodinamico che preveda un'introduzione di calore a temperatura fortemente variabile.

E' pur vero che situazioni analoghe si riscontrano per il recupero dai gas di scarico delle turbine a gas (i cicli combinati), per cui la soluzione ottimale è rappresentata da cicli a vapor d'acqua a più livelli di pressione, ma nell'applicazione in oggetto la capacità termica della sorgente di calore (kW/K) è di almeno un ordine di grandezza inferiore a quella dei più piccoli cicli combinati gas-vapore commerciali. Questo comporta la scarsa competitività di una soluzione che adotti l'acqua come fluido di lavoro per l'applicazione studiata, e la necessità di ricercare fluidi di lavoro e cicli innovativi.

D'altra parte, le applicazioni di ORC per biomassa oggi in commercio, utilizzano fluidi termovettori (olio sintetico) e fluidi di lavoro con limiti di temperatura (e conseguentemente rendimenti di conversione) sensibilmente inferiori a quelli consentiti dai sali fusi previsti per questo studio.

La ricerca si è quindi orientata verso fluidi che coniughino diverse esigenze:

- un'elevata stabilità termica (indispensabile, per operare ad elevate temperature e quindi elevati rendimenti di conversione)
- un'elevata temperatura critica, per ottenere cicli ad elevato rendimento e basse pressioni di condensazione, compatibili con dimensioni non troppo piccole della turbina anche per potenzialità limitate
- una bassa pressione critica, utile per limitare le pressioni operative dell'impianto anche per cicli ipercritici o con elevate temperature ridotte di evaporazione
- un'elevata massa molecolare, per ottenere limitati salti entalpici e quindi una turbina con pochi

stadi e bassa velocità periferica

- un limitato numero di atomi per molecola (un fluido *semplice*), al fine di ottenere un'elevata caduta di temperatura durante l'espansione, al fine di evitare la necessità di rigenerazioni spinte (che impedirebbero di introdurre calore nel ciclo a bassa temperatura).

Quest'ultima condizione ha portato all'eliminazione dei fluidi completamente fluorurati (noti commercialmente come Flutec) e alla decisione di puntare su un fluido, mai proposto per impianti motori, quale il $TiCl_4$, pur mettendo nella dovuta evidenza le molteplici problematiche ambientali e di sicurezza legate al suo impiego.

2.4 Scelta dei fluidi di lavoro, criteri di selezione

Uno dei vantaggi più significativi della tecnologia ORC è la possibilità della scelta del fluido di lavoro più appropriato, per ogni intervallo di temperatura assegnato per la sorgente calda. Diventa quindi fondamentale, nel progetto di un impianto, la scelta del fluido di lavoro che garantisca il giusto compromesso tra prestazioni e costo di impianto. Il fluido deve quindi avere buone proprietà termodinamiche e volumetriche, quando lo si accoppia alla sorgente termica, e deve altresì garantire alte efficienze con costi contenuti.

Allo stesso tempo, altri aspetti incidono sulla scelta del fluido, come dettagliato nel seguito.

Impatto ambientale: deve essere basso se non del tutto assente. A tale proposito, i fluidi di lavoro dovrebbero avere basso ODP (Ozone Depleting Potential) e GWP (Global Warming Potential); alcuni valori di GWP e ODP sono riportati in Tabella 1.

Tabella 1. Valori di ODP e GWP di alcune sostanze

Fluidi	Vita in atmosfera	ODP ^a	GWP ^b
Silossani	10-30 giorni	0	
Refrigeranti			
Ammoniaca	5-10 giorni	0	0
HFC134a	15 anni	0	1450
Idrocarburi			
Toluene	2-500 giorni		
Alcani	10-15 anni	0	3-4

^a Il valore di ODP è determinato in relazione al fluido R11

^b Il valore di GWP esprime il contributo potenziale all'effetto serra calcolato per uno intervallo di tempo di 100 anni con riferimento al valore (uguale a 1) della CO_2

Sicurezza: i fluidi dovrebbero essere non tossici e non corrosivi, non esplosivi e non infiammabili, per ridurre il rischio di incidenti oltre che il costo dell'impianto stesso.

Tabella 2. Alcuni dati relativi a tossicità, infiammabilità e reattività chimica di alcuni fluidi (secondo lo standard NFPA 704)

Fluidi	Pericolo per la salute	Infiammabilità	Reattività chimica
Silossani			
MM ^a	1	4	0
D5 ^b	1	2	0
Perfluorocarburi			
Perfluoroesano	0	0	0-1
Perfluorodecalin	0	0	0-1
Idrocarburi			
Alcani	1	4	0
Toluene	2	3	0
Naftalene	2	2	0
Bifenile	1	1	0
Refrigeranti			
Ammoniaca	3	1	0
HFC134a ^c	1	0	1
Etere dietilico	2	4	1
2,2,2-Trifluoroetanolo	2	3	1
Tetracloroetilene ^d	2	0	0
Piridina	3	3	0
Clorobenzene	3	3	0
Tetracloruro di titanio	3	0	2

^a Hexamethyldisiloxene (Esametilsilossano)

^b Decamethylcyclopentasiloxane (Decametilciclopentasilossano)

^c Hydrofluorocarbon

^d Liquido ampiamente usato per il lavaggio a secco degli indumenti

Stabilità: il fluido deve essere chimicamente stabile alle temperature di esercizio ed evitare fenomeni di degradazione nel tempo.

Pressione: il ciclo deve preferibilmente avere valori massimi di pressione non troppo elevati e valori di pressione di condensazione ragionevoli (ovvero, evitare condensazioni troppo sub-atmosferiche). Valori non troppo elevati di pressione massima permettono di ridurre gli spessori delle tubazioni e, in generale, il costo dei componenti in pressione. Valori di pressione di condensazione troppo bassi invece comportano problemi di infiltrazioni d'aria, con conseguente aumento delle dimensioni delle sezioni di passaggio degli ultimi stadi della turbina.

Costo: il fluido deve essere economico al fine di limitare i costi iniziali di impianto e quelli di ricarica. Gran parte dei fluidi adottati negli ORC sono basati su composti del carbonio e dell'idrogeno, catene più o meno lunghe di gruppi H-C-H e idrocarburi alogenati. Gli idrocarburi sono relativamente economici e ricoprono gran parte degli utilizzi, ma sono caratterizzati da elevati livelli di infiammabilità e scarsa stabilità alle alte temperature.

I fluidi refrigeranti d'altra parte vengono impiegati con grande successo: si ottengono dalla alogenazione degli idrocarburi, per sostituzione di atomi di idrogeno con atomi di fluoro. Questi fluidi sono caratterizzati da una elevata stabilità termica, ma sono particolarmente dannosi per l'ambiente.

Attualmente sono molto diffusi i silossani, fluidi organici legati a gruppi Si-O, i quali possono essere impiegati anche ad alte temperature, come riportato in Figura 19. Altri fluidi, come gli aromatici, possono essere impiegati anche oltre i 400 °C ma sono caratterizzati da elevati livelli di tossicità e infiammabilità.

I perfluorocarburi sono invece poco reattivi chimicamente ma caratterizzati da molecole molto complesse, con temperature critiche più basse dei corrispondenti idrocarburi. Lo svantaggio maggiore di questi fluidi è il loro GWP piuttosto elevato, come puntualmente dettagliato nel seguito.

Il successo dei fluidi organici in queste applicazioni è da imputare alle loro proprietà termodinamiche,

particolarmente favorevoli nelle condizioni operative degli ORC.

Elevata complessità molecolare: il calore latente di evaporazione assume valori anche minori di $250 \text{ kJ kmol}^{-1} \text{ K}^{-1}$ per fluidi ad elevata complessità molecolare. Utilizzando questi fluidi invece dell'acqua, a parità di input termico, si ottiene una portata massica maggiore, che permette di avere un design migliore della turbina con una efficienza maggiore. La complessità molecolare influisce anche sulla struttura della curva di saturazione, detta anche curva di Andrews. Come si osserva in Figura 18 i fluidi ad elevata complessità molecolare hanno una curva di saturazione retrograda: in questo modo si scongiura il rischio di formazione di liquido, durante l'espansione, negli ultimi stadi di turbina.¹

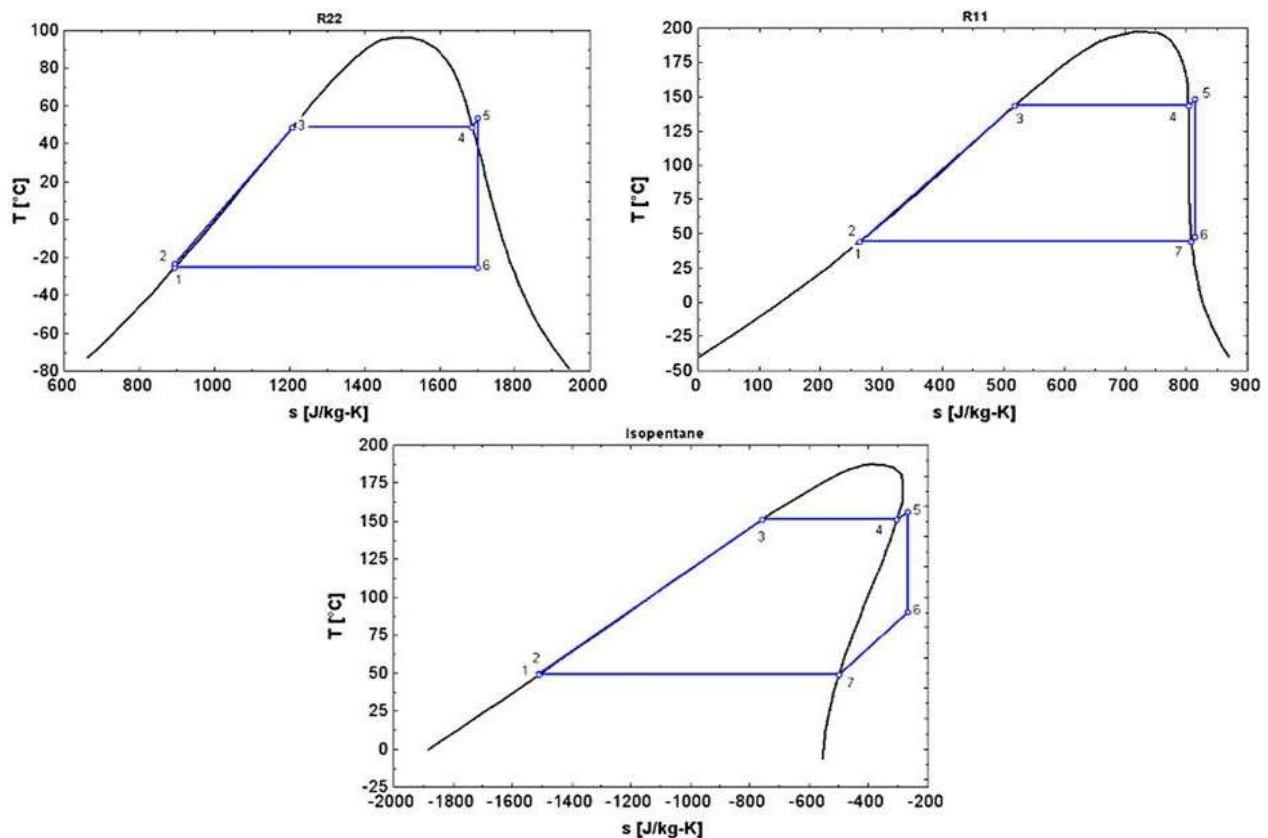


Figura 18. Curve di saturazione per fluidi di diversa complessità molecolare (Sylvain Quoilin, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, 2013)

Peso molecolare: in genere i fluidi per applicazioni ORC hanno massa molecolare più elevata rispetto all'acqua, specialmente se gli atomi di idrogeno sono sostituiti da atomi di fluoro. Una massa molecolare più elevata comporta: (i) una diminuzione del calore latente di evaporazione, (ii) un basso salto entalpico lungo l'espansione e (iii) basse velocità del suono, ovvero alti valori del numero di Mach in turbina. Salti entalpici contenuti permettono di avere un numero di stadi contenuto, con velocità di rotazione ridotte che consentono un accoppiamento diretto con il generatore. Di contro, la maggior parte delle turbine operano con flussi supersonici.

¹ Muovendosi lungo la linea del vapore saturo, seguendo la curva di Andrews, ad un incremento della temperatura corrisponde sempre uno della pressione, con un effetto negativo sull'entropia. Il coefficiente angolare della curva di saturazione, può essere positivo o negativo, in funzione di un effetto, predominante o meno, della pressione rispetto alla temperatura. Per molecole poco complesse la diminuzione di entropia a seguito dell'incremento della pressione è dominante, da cui una pendenza negativa. Al crescere della complessità molecolare la curva varia progressivamente la sua pendenza, con un trend prima verticale e poi la caratteristica curva retrograda.

Pressione critica: il valore della pressione critica dei fluidi per applicazioni ORC è nettamente inferiore a quella dell'acqua, con un effetto positivo sul costo dei singoli componenti. Scegliendo inoltre il fluido opportuno si può realizzare un ciclo ipercritico per ogni intervallo di temperatura.

Pressione di condensazione: la pressione di condensazione dei sistemi ORC è generalmente sovra-atmosferica, con conseguente diminuzione delle portate volumetriche e facilitazione del dimensionamento dell'ultimo stadio di turbina. Pressioni di condensazione superiori a quella atmosferica evitano inoltre eventuali infiltrazioni di aria nel sistema.

La scelta del fluido di lavoro per un sistema ORC è strettamente legata alle caratteristiche della sorgente termica: adottare un fluido con un valore più o meno alto di temperatura critica incide sui costi e sull'efficienza del ciclo. Ad esempio, il consumo della pompa di alimento in un ciclo super critico può incidere fino al 30% sulla potenza generata dal sistema. Pertanto la scelta di un ciclo subcritico o supercritico non è sempre univoca ed è fortemente influenzata dalle condizioni operative dell'impianto. Tipici intervalli di temperatura in cui vengono utilizzati i diversi tipi di fluidi sono riportati in Figura 19.

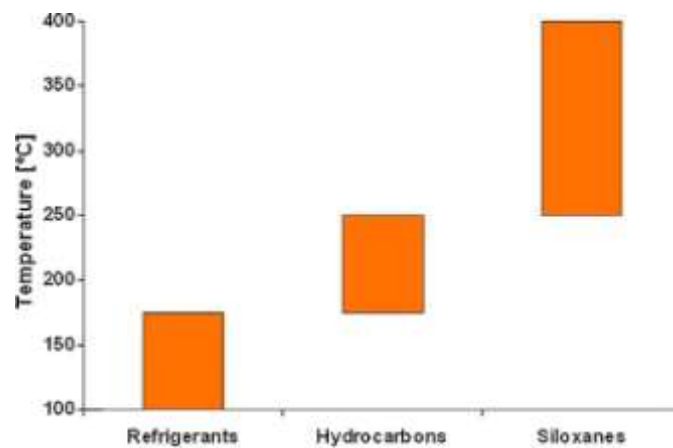


Figura 19. Tipiche temperature operative per alcuni fluidi organici (Fredy Vélez)

Per ogni temperatura ed ogni ciclo termodinamico vi è un fluido che ottimizza l'impianto. Alcuni esempi sono riportati nella Tabella 3.

Per ogni applicazione è definito il tipo di sorgente termica, la potenza elettrica prodotta o quella termica resa disponibile dalla sorgente calda, il tipo di ciclo e le temperature operative, accompagnate dal fluido di lavoro selezionato.

Tabella 3. Risultati di cicli riportati in letteratura, accompagnati dal tipo di fluido di lavoro ed intervalli di temperatura di esercizio

Riferimento	Sorgente termica	Input termico disponibile o potenza in output	Tipo di ciclo	Optimal cycles
Tchanche, Papadakis, al. (2009) (Tchanche, 2009)	Solar: water @ 75-115 °C as HTF	2 kW _{el}	Sub-SA noReg	T _{Cond} =35 °C T _{HTF} =90 °C and T _{Eva} =75 °C n-butane
Dai et al. (2009) (Dai Y., 2009)	WHR: gas @145 °C	1100-1400 kW _{th} (15,95 kg/s)	Sub-SA Reg/noReg	T _{Cond} =25 °C R236ea: T _{Eva} =87,7 °C iso-butane: T _{Eva} =87,1 °C
Schuster et al. (2010) (Schuster A., 2010)	Generic source @ 210 °C	-	Sub-SA/Sup Reg/noReg	T _{Cond} =20 °C Sup: R365mfc & iso-pentane: T _{max} ≈180 °C Sub: R245fa & iso-butene: T _{Eva} ≈140 °C
Lakew, Bolland (Lakew A., 2010)	WHR: air @ 80-200 °C	6-18 MW _{th} (100 kg/s)	Sub-SA noReg	T _{Cond} =20 °C T _{ha} =80-160 °C: <u>R227ea</u> T _{ha} =200 °C: <u>R245fa</u>
Quoilin, Orosz et al. (2011) (Quoilin, 2011)	Solar: with HTF @ ~150 °C	~60 kW _{th}	Sub-SA Reg	SES36: T _{Eva} =169 °C n-pentane: T _{Eva} =189 °C
Quoilin, Declaye et al. (Quoilin S., 2011)	WHR: gas @ 180 °C with HTF	92,9 kW _{th} (0.3 kg/s)	Sub-SA noReg	R245fa: T _{Eva} =113,5 °C R123: T _{Eva} =111,8 °C
Zhang, Jiang (Zhang F. Z., 2012)	Geothermal brine @ 100-200 °C	~310 kW _{th} 730 kW _{th} (1kg/s)	Sub-SA/Sup noReg	T _{Cond} =35 °C T _{brine} =100 °C: <u>R134a</u> (T _{eva} =68 °C) T _{brine} =150 °C: <u>R134a</u> (Sup) T _{brine} =200 °C: <u>R245fa</u> (Sup)
Walraven et al. (Walraven D., 2012)	Geothermal brine @ 100-150 °C	~310 kW _{th} 460 kW _{th} (1 kg/s)	Sub/Sup Reg/noReg Bleed/noBleed 1Pr. Lev. vs multi Pr..Lev.	T _{brine} =125 °C, no T _{limit,Geo} : R227ea Sup, noReg η _{II} ~55% T _{brine} =125 °C, T _{limit,Geo} =75 °C: R1234yf Sup, Reg η _{II} ~41%

Di recente sono stati pubblicati numerosi articoli riguardanti lo studio di differenti configurazioni di ciclo e le metodologie di selezione del fluido di lavoro. In alcuni di questi studi è stato individuato un legame tra la temperatura della sorgente termica e il valore ottimale della temperatura critica del fluido. In Figura 20 sono riportati i risultati di uno di questi lavori, orientato allo studio di sorgenti termiche a media

temperatura. Si dimostra come la massima efficienza del ciclo si ottenga con fluidi la cui temperatura critica è pari a 0,9 volte la temperatura massima della sorgente termica (Marco Astolfi, 2013). Ulteriori indicazioni sono riportate in Figura 21: in questo caso si ottiene una correlazione sufficientemente lineare tra la temperatura della sorgente termica e quella critica del fluido di lavoro.

Come è stato precedentemente sottolineato, l'ottimizzazione del ciclo termodinamico è di particolare rilevanza, sebbene non sia l'unico aspetto da prendere in considerazione nel progetto di un impianto. Sebbene molti studi in tema di ORC si concentrino sul ciclo e sulla scelta del fluido che ne massimizza il rendimento, è doveroso evidenziare che una ottimizzazione di natura economica può portare a variazioni anche sensibili dei risultati ottenuti. Infatti, nello studio dei sistemi ORC non devono essere trascurati i costi dei singoli componenti. A tale proposito, come riportato in Tabella 4, ottimizzazioni di natura economica e/o termodinamica possono portare a risultati discordanti (Marco Astolfi, 2013).

Sulla base delle succitate considerazioni e della specifica applicazione ORC in esame, i possibili fluidi di lavoro non sono tanto numerosi quanto i candidati riportati in (Marco Astolfi, 2013) o in (Costante Invernizzi, 1997). Infatti, la stabilità termica del fluido qui costituisce una questione seria che orienterebbe la possibile scelta del fluido verso alcuni silossani, i perfluorocarburi, il toluene e un alogenuro, precisamente il tetracloruro di titanio ($TiCl_4$), sebbene non trattasi di fluido organico propriamente detto. Quest'ultimo, come dettagliato in uno studio di ricercatori della NASA (Devarakonda A., 2004), è stato anche proposto quale fluido di lavoro in applicazioni di *heat pipe*, quali sistemi per lo smaltimento di calore in applicazioni spaziali. Nello specifico, come peraltro riportato nel seguito più dettagliatamente, si propone la scelta del $TiCl_4$ quale fluido di lavoro. Infatti sia il toluene che i silossani sono classificati come infiammabili. Dal punto di vista termodinamico, i silossani hanno una complessità molecolare molto elevata.

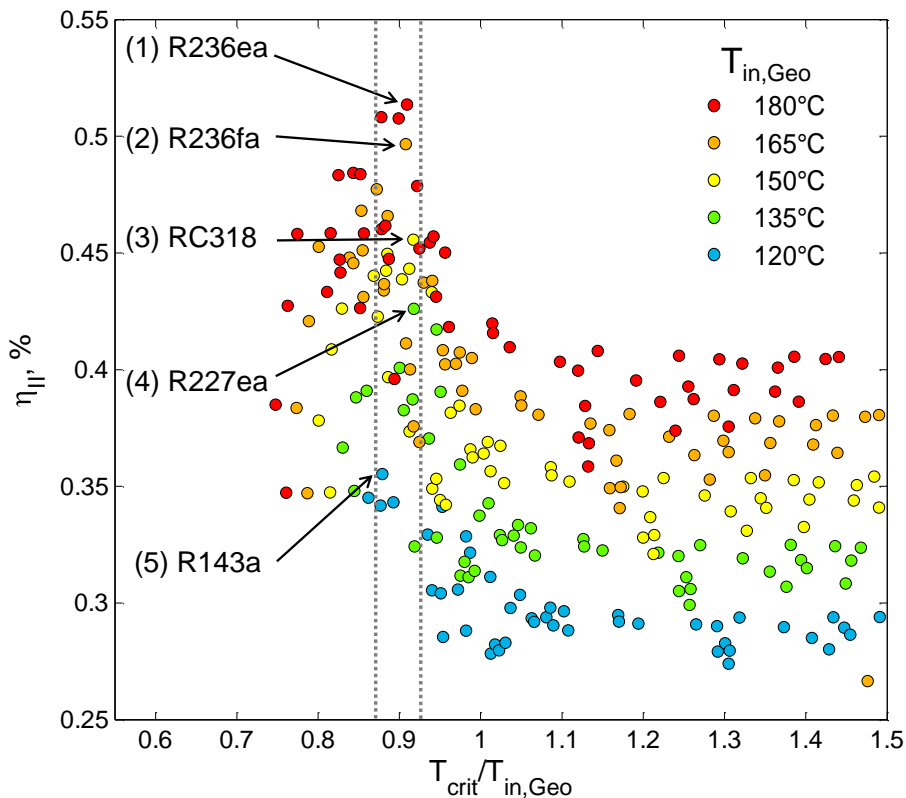


Figura 20. Rendimento di II principio di un ciclo ORC al variare della T_{crit} del fluido di lavoro (Marco Astolfi, 2013)

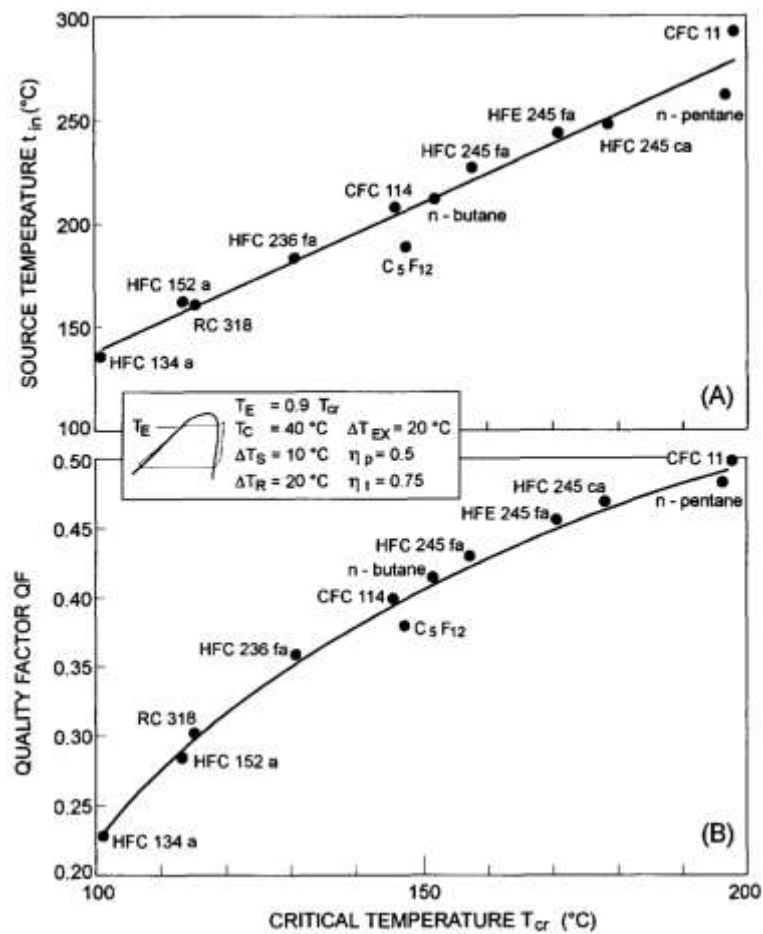


Figura 21. Relazione tra temperatura critica e sorgente termica (Costante Invernizzi, 1997)

Per esempio, un silossano con temperatura critica prossima a quella del $TiCl_4$ presenta una complessità molecolare almeno 100 volte superiore. Elevate complessità molecolari richiedono una rigenerazione significativa, con conseguente minore raffreddamento della sorgente. Peraltro il rigeneratore è un componente aggiuntivo, con un costo non indifferente. Altra conseguenza della elevata complessità molecolare sono pressioni tendenzialmente basse, fissata la temperatura di condensazione. Il perfluorocarburo del tipo PP9, come più specificatamente riportato nel seguito, non è infiammabile e risulta essere termicamente più stabile (in contenitori inerti o passivati) rispetto ai silossani, considerate le alte temperature dell'applicazione ORC in esame. Dal punto di vista termodinamico, il $TiCl_4$ è invece interessante perché presenta (i) elevata massa molare (ii) elevata temperatura critica (iii) complessità molecolare buona con pendenza della curva limite superiore pressoché verticale nel piano entropico. Presenta inoltre un costo non eccessivo, sebbene sia molto reattivo in aria, in presenza di acqua, ma non infiammabile (vedi Tabella 2)

**Tabella 4. Confronto tra una ottimizzazione di tipo economico e termodinamico
(Sup=Supercritical, Sub=Subcritical, Sh=Superheated, SA=Saturated,
Reg=Regenerative, NoReg=Non regenerative)**

		R134a		Ammonia		Water		Octane	
		Th	Eco	Th	Eco	Th	Eco	Th	Eco
Configurazione Ciclo		Sup Reg		Sub Sh Reg		Sub Sh NoReg		Sub SA Reg	
$T_{crit}/T_{in,Geo}$		0,884		0,958		1,529		1,345	
η_{cycle}	%	12,43	12,36	10,64	11,47	10,86	11,76	11,74	12,58
$\eta_{recovery}$	%	100	100	92,74	97,03	83,29	57,78	84,71	71,46
η_{plant}	%	12,43	12,36	9,86	11,13	9,05	6,79	9,94	8,99
η_{II}	%	50,69	50,39	40,23	45,39	36,90	27,7	40,55	36,66
W_{gross}	MW	10,51	10,21	7,364	8,367	6,343	4,600	6,973	6,162
W_{pump}	MW	1,870	1,467	0,444	0,454	0,005	0,005	0,039	0,037
W_{fan}	MW	0,4	0,55	0,38	0,53	0,34	0,09	0,34	0,17
$C_{TOT, Specific}$	€/kW	2697	2510	2869	2673	8259	7252	7430	6828
$C_{PB, Specific}$	€/kW	1241	1046	1034	1047	6258	4588	5610	4815
$p_{in, Turbine}$	bar	52,1	44,7	46,8	46,4	0,57	1,25	0,38	0,58
$\Delta T_{ap, PHE}$	°C	9,93	13,49	5,6	2,0	4,5	2,00	54,35	41,75
$\Delta T_{pp, PHE}$	°C	3	6,44	3	2,0	3	0,73	3	0,68
$\Delta T_{pp, Cond}$	°C	0,5	0,428	0,5	0,405	0,5	0,62	0,5	0,42
$\Delta T_{ap, Cond}$	°C	15	11,66	15	11,43	15	30,57	15	20,57
$\Delta T_{pp, Reg}$	°C	5	15,97	5	9,588	-	-	5	12,88
ΔT_{SH}	°C	39,1	35,51	57,77	61,73	60,32	41,36	1,10	0,64
T_{Eva}	°C	-	-	86,63	86,27	85,18	106,6	95,65	107,6
T_{Cond}	°C	30	26,66	30	26,43	30	45,57	30	35,57
p_{Cond}	bar	7,700	6,99	11,67	10,48	0,043	0,099	0,025	0,033
$\eta_{Turbine}$	%	85	87,06	85	88,7	85	86,35	85	85,56
n_{stages}		-	2	-	4	-	6	-	2
Ns		-	0,084	-	0,1	-	0,1	-	0,1
SP	m	-	0,252	-	0,159	-	0,913	-	2,01
Rotational speed	RPM	-	3000	-	8385	-	1500	-	600

Nel seguito, i due fluidi PP9 e $TiCl_4$ vengono esaminati in maniera più puntuale, con riferimento alle loro qualità in termini di stabilità termica, compatibilità con i materiali costituenti i componenti del sistema energetico, costo, ecc.

2.4.1 Flutec PP9

I perfluorocarburi sono fluidi correntemente impiegati nell'industria elettronica (ad esempio per il pretrattamento o la pulizia al plasma di wafer di silicio) oltre che in ambito cosmetico e farmaceutico. In un passato recente, sono anche stati adottati in sistemi di protezione antincendio ed estintori, tanto che è possibile trovarli ancora in apparecchiature oggi datate.

Si tratta di gas fluorati che se da un lato non sono dannosi per lo strato atmosferico di ozono, pertanto sono spesso sostituiti di fluidi con ODP significativo, dall'altro sono gas ad elevato effetto serra, anche con GWP fino a 12000 volte maggiore rispetto all'anidride carbonica. A tale proposito, considerato il continuo incremento di emissione di gas fluorati, l'Unione Europea si è attivata in termini di legislazione in merito già nel 2006 (http://ec.europa.eu/clima/policies/f-gas/index_en.htm, 2013); più recentemente, nel 2012, è stata altresì formulata una proposta per rafforzare l'azione e tagliare di due terzi le emissioni di gas fluorati entro il 2030 (http://ec.europa.eu/clima/policies/f-gas/legislation/documentation_en.htm, 2013).

Nella famiglia dei perfluorocarburi si distingue un fluido di formula bruta $C_{11}F_{20}$, o più propriamente FLUTEC² PP9, che si rivela interessante per l'applicazione ORC in esame grazie alla sua più elevata temperatura critica rispetto agli altri perfluorocarburi. In verità, diversi sono i perfluorocarburi adatti per applicazioni ORC (<http://www.fluoros.co.uk/otherapps.html>, 2013), come ad esempio il fluido FLUTEC PP1 (R. Lee, 1984) (di formula bruta C_6F_{14}).

Prime indicazioni sulle prestazioni del fluido PP9 sono dettagliate in (R. Lee, 1984); inoltre si tratta di sostanza: (i) non rischiosa, per quanto riguarda le misure di primo soccorso e di rilascio accidentale, (ii) non infiammabile, (iii) non solubile in acqua ed anche (iv) non prontamente biodegradabile (<http://www.fluoros.co.uk/pdf/sds/Perfluoromethyldecalin-SDS20132-ENG.pdf>, 2013). La temperatura di decomposizione indicata è maggiore di 400°C, in contenitori inerti, in linea con i vincoli dell'applicazione.

Il costo del fluido per un quantitativo a partire dalle 4 tonnellate, fornito in fustoni di acciaio contenenti ciascuno 250 kg di prodotto, è stimato pari a 175 €/kg. Tale cifra prevede sempre un tempo di consegna di 12 mesi successivi alla ricezione dell'ordine: il costo e la durata indicata sono giustificati dai programmi di produzione del fluido, incompatibili per lo sviluppo in breve tempo di notevoli quantità dello stesso. Per un possibile confronto, 32 €/kg è il costo stimato del più impiegato PP1, che viene fornito con tempi di consegna variabili dalle 8 alle 10 settimane. Tali indicazioni su una più limitata produzione (ed uso) di PP9 sembrerebbero peraltro giustificare la sua assenza dalla proposta di direttiva sui gas fluorati dell'Unione Europea che si limita a regolamentare i composti con formula bruta C_xF_{2x+2} fino a x pari a 6 (per l'appunto, il fluido PP1). Infine, se il PP9 non risulta dannoso nei confronti dell'ozono stratosferico, come anticipato, occorre considerare un elevato valore di GWP, atteso che valori variabili fra 7390 e 12200 sono indicati per i perfluorocarburi (http://ec.europa.eu/clima/policies/f-gas/legislation/documentation_en.htm, 2013). Ad esempio, il GWP riconosciuto per il perfluorocarburo C_6F_{14} è 9300.

2.4.2 Tetracloruro di titanio

Il tetracloruro di titanio è un alogenuro principalmente usato per produrre titanio puro nel processo Kroll. Allo stesso tempo, trova impiego come catalizzatore per la produzione di polipropilene e polietilene nell'industria della plastica, nell'industria dell'elettronica, nella ceramica.

Il $TiCl_4$, a differenza del precedente PP9, è un fluido più "delicato", come peraltro evidenziato nella precedente Tabella 2. Infatti occorre considerare che (i) al contatto con aria umida emette acido cloridrico e (ii) reagisce violentemente con acqua generando calore e fumi corrosivi, contenenti acido cloridrico.

Sulla base di queste indicazioni è necessario risolvere alcune problematiche. Innanzitutto, la compatibilità del fluido con i materiali costituenti il sistema energetico (scambiatori di calore, pompe, espansore, ecc.) va attentamente verificata al fine di garantire una adeguata vita utile dei componenti. A tale proposito, indagini condotte in passato suggeriscono una buona compatibilità del $TiCl_4$ tanto con l'acciaio inox AISI 304

² FLUTEC è un marchio registrato.

quanto con il più comune acciaio dolce, sconsigliando però l'uso delle leghe di alluminio (Saaski E.W., 1980). Tali risultati sono stati più recentemente confermati (Tarau, 2007), (Anderson W.G., 2007), estendendo il campo di compatibilità anche alle leghe Hastelloy C-22, C-2000 e B-3, sebbene più costose degli acciai inox. Ulteriori indicazioni utili sono fornite dall'associazione dei produttori di biossido di titanio (<http://www.cefic.org>), con particolare riferimento alla componentistica necessaria in sistemi di accumulo e stoccaggio di $TiCl_4$. Con riferimento, ad esempio, alle valvole, che dovranno sempre operare in ambiente anidro, è richiesta una realizzazione in acciaio semplice per il corpo, mentre l'otturatore (del tipo a sfera, a farfalla, conico, ecc.) deve essere realizzato in acciaio inox. Allo stesso tempo, è indicata una preferenza nell'adozione di pompe a trascinamento magnetico o di pompe *seal-less*, così come sono assegnate delle specificità per le possibili guarnizioni da adottare, quali quelle a base di PTFE, a base di kevlar e grafite (tipo Novatec Premium) o a base di kevlar e gomma nitrilica (tipo Klingersil C4400).

Occorre altresì considerare che:

- sono da evitare scambiatori $TiCl_4-H_2O$, essendo preferibile una soluzione $TiCl_4$ -olio, sebbene la compatibilità del $TiCl_4$ con la tipologia di olio sia sempre da verificare (ad esempio, può andare bene il Mobiltherm 605, ma non gli oli alifatici e gli alifatici clorurati),
- la compatibilità con i sali richiede una preliminare verifica,
- l'atmosfera con cui il $TiCl_4$ può entrare in contatto deve avere una temperatura di *dew-point* di almeno $-40^\circ C$ (anche se è preferibile una temperatura di $-80/-60^\circ C$). Una possibile precauzione per evitare, o almeno minimizzare, i rischi in caso di perdite, può essere la realizzazione di un impianto in vessel riempito di azoto.

Sebbene si evinca, da quanto sopra, una certa pericolosità del fluido, il $TiCl_4$ è ampiamente diffuso e non mancano corsi organizzati per la formazione del personale addetto.

Con riferimento all'applicazione ORC in esame, la stabilità termica del fluido non sembra costituire un problema, atteso che la sua applicazione nel processo Kroll di produzione del titanio puro prevede il raggiungimento di temperature dell'ordine di $850^\circ C$ per alcune ore.

In termini di costo, il $TiCl_4$ è decisamente più economico se confrontato con il PP9. Infatti in questo caso non si tratta più di marchio registrato e sono presenti diversi produttori a livello mondiale, per lo più operativi in Asia. A tale proposito, si riportano qui alcuni costi fra i tanti formulati da diversi produttori, indicati con una semplice lettera per questioni confidenziali:

- quello del cinese C1, che per una specifica di $TiCl_4$ del 99,98% richiede 2,55 \$/kg (CIF Genova) per un ordine di 4 tonnellate e 2,35 \$/kg (CIF Genova) per un ordine di 8 tonnellate;
- quello del cinese C2, che per una specifica di $TiCl_4$ del 99,92% richiede 2,24 \$/kg (CIF Genova) per un ordine di 10 tonnellate e 1,68 \$/kg (CIF Genova) per un ordine di 20 tonnellate;
- quello del tedesco T, che per una specifica di $TiCl_4$ al 99,97% richiede 2,80 €/kg (DDP Milano) per un quantitativo di 4 tonnellate che si riducono, per un ordine di 8 tonnellate, a 2,35 €/kg (DDP Milano);
- quello del francese F, che richiede 11 €/kg (DAP Milano) per una fornitura di 4 tonnellate.

Il fluido è in ogni caso fornito in fustoni da 250 kg ciascuno e recapitato entro sei settimane dall'eventuale ordine, un tempo ben minore rispetto al fluido PP9. Dai numeri precedenti si evince una certa riduzione del costo all'aumentare del volume di fluido, unitamente a un sovrapprezzo, anche significativo, operato dai produttori europei. Questo può essere giustificato dal fatto che alcuni produttori comperano il fluido da concorrenti asiatici per poi rivenderlo ad un prezzo superiore, giustificato dall'esecuzione di un loro controllo di qualità sul prodotto finale. Infine, a differenza del PP9, considerata l'elevata reattività del $TiCl_4$ in aria, non è possibile definire dei valori né di GWP né di ODP.

2.5 Casistica esaminata

2.5.1 Studi preliminari ed analisi parametrica

Al fine di individuare i parametri che maggiormente caratterizzano il ciclo termodinamico realizzato con i fluidi considerati è stato eseguito uno studio parametrico. Le principali limitazioni allo studio sono date dalla resistenza termica dei materiali e delle sostanze impiegate. Lo studio è stato eseguito con il programma di simulazione Aspen Plus.

Tra i fluidi organici adatti per applicazioni ad alta temperatura la famiglia dei perfluorocarburi è quella che prospetta migliore stabilità termica. Tra questi è stato selezionato il PP9 che permette impieghi fino a 400 °C. Per oltrepassare i limiti del PP9 è stato scelto il fluido non organico: tetracloruro di titanio.

Impianto analizzato costituito da:

- Pompa per pressurizzazione del ciclo
- Scambiatore primario
- Turbina
- Scambiatore rigenerativo
- Condensatore per cogenerazione di acqua calda in circuito 60-90°C.

Il ciclo termodinamico è caratterizzato da:

- Sorgente a temperatura variabile (Tmax 500 °C)
- Produzione potenza elettrica al netto della pompa del ciclo pari a 1000 kWe
- Rendimento isoentropico della turbina pari a 0,8
- Rendimento idraulico della pompa di alimento del ciclo pari a 0,7
- Rendimento elettromeccanico per pompa e turbina pari a 0,92
- Differenza di temperatura minima negli scambiatori pari a 15 °C
- Perdite di carico negli scambiatori di calore pari al 2% della pressione
- Perdite di carico nello scambiatore primario pari al 3% della pressione.

Nelle successive tabelle come indici di merito per i casi analizzati sono stati definiti i seguenti rendimenti:

$$\eta_{\text{Ciclo,lordo}} = \frac{P_{pale,turbina}}{Q_{in\ ciclo}}$$

$$\eta_{\text{Ciclo,netto}} = \frac{m(\Delta h_{turbina} - \Delta h_{pompa})}{Q_{in\ ciclo}}$$

$$\eta_{el_Ciclo,netto} = \frac{P_{el,turbina} - P_{el,pompa\ ciclo}}{Q_{in\ ciclo}}$$

Analisi preliminare TiCl₄

Tabella 5. Influenza di pressione e temperatura sul ciclo e sui componenti

Caratterizzazione Impianto							
Variabili indipendenti							
P Max	bar	35	35	35	35	50	50
T Max	°C	350	370	370	370	400	400
T max Sali	°C	450	450	500	500	500	450
T min sali	°C	150	200	150	200	200	200
Variabili dipendenti							
η Ciclo, netto	%	23,06	24,48	24,02	24,48	25,9	25,19
η_{el} Ciclo, netto	%	21,03	22,33	21,92	22,33	22,91	22,91
Tout Rig	°C	130,89	148,98	142,08	148,8	148,01	148,01
ΔT hot Rig	°C	32,29	58,15	48,16	58,15	55,04	55,05
ΔT cold Rig	°C	22,74	40,83	33,93	40,83	38,75	38,75
UA Rig	kW/K	12,02	22,02	13,05	2,02	20,44	20,44
UA Pimario	kW/K	828,70	171,85	367,70	87,71	95,39	236,18
ΔT Primario	°C	11,0	16,1	6,6	37,4	33,6	8,7
UA Cond	kW/K	142,10	133,34	132,50	133,34	128,35	128,38
Pot scambiata Rig	kW	294,13	496,95	412,11	496,95	452,88	452,87
(Vout/Vin) _{tur}	-	95,34	88,10	88,10	8,10	136,19	136,19
Δh is, turb	kJ/kg	84,28	89,73	89,73	89,73	95,02	95,02

Gli effetti sui principali componenti e sui rendimenti della pressione e della temperatura sono stati riportati in Tabella 5. In Tabella 6 sono riportati i risultati per condizioni subcritiche e supercritiche che mettono in evidenza che il ciclo termodinamico operante con tetracloruro di titanio non è influenzato dalla temperatura massima e minima dei sali che, invece, condizionano significativamente le dimensioni dello scambiatore primario, come riportato in Figura 22 (maggiore è il valore UA, maggiore è la superficie di scambio richiesta per lo scambiatore di calore).

Tabella 6. Caratterizzazione di cicli termodinamici operanti in condizioni subcritiche e supercritiche. Per un ciclo termodinamico fissato, la grandezza UA dello scambiatore primario è funzione dalla temperatura dei sali fusi

Casi Subcritici

Caratterizzazione Impianto									
Variabili indipendenti									
Tmax Sali	°C	450	450	450	450	500	500	500	500
Tmin Sali	°C	190	220	250	280	190	220	250	280
P Max	bar	25	25	25	25	25	25	25	25
T Max	°C	315	315	315	315	315	315	315	315
Variabili dipendenti									
η_{el} Ciclo, netto	%	20,75	20,75	20,75	20,75	20,75	20,75	20,75	20,75
Tout Rig	°C	122,80	122,80	122,80	122,80	122,80	122,80	122,80	122,80
DT hot	°C	31,43	31,43	31,43	31,43	31,43	31,43	31,43	31,43
DT cold	°C	22,10	22,10	22,10	22,10	22,10	22,10	22,10	22,10
UA Rig	kW/K	15,14	15,14	15,14	15,14	15,14	15,14	15,14	15,14
UA Primario	kW/K	96,68	70,73	56,92	48,18	66,26	52,27	43,85	38,14
UA Cond	kW/K	172,38	172,38	172,38	172,38	172,38	172,38	172,38	172,38
Pot scambiata Rig	kW	292,10	292,10	292,10	292,10	292,10	292,10	292,10	292,10

(Vout/Vin)turb	-	79,00	79,00	79,00	79,00	79,00	79,00	79,00	79,00
Δh is, turb	kJ/kg	81,00	81,00	81,00	81,00	81,00	81,00	81,00	81,00

Casi Supercritici

Caratterizzazione Impianto

Variabili indipendenti

Tmax Sali	°C	450	450	450	450	500	500	500	500
Tmin Sali	°C	190	220	250	280	190	220	250	280
P Max	bar	50	50	50	50	50	50	50	50
T Max	°C	400	400	400	400	400	400	400	400

Variabili dipendenti

η el Ciclo, netto	%	23,56	23,56	23,56	23,56	23,56	23,56	23,56	23,56
Tout Rig	°C	141,74	141,74	141,74	141,74	141,74	141,74	141,74	141,74
DT hot	°C	55,68	55,68	55,68	55,68	55,68	55,68	55,68	55,68
DT cold	°C	39,25	39,25	39,25	39,25	39,25	39,25	39,25	39,25
UA Rig	kW/K	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67	19,67
UA Primario	kW/K	286,51	129,85	89,83	70,43	99,38	69,89	55,37	46,48
UA Cond	kW/K	144,78	144,78	144,78	144,78	144,78	144,78	144,78	144,78
Pot scambiata Rig	kW	437,02	437,02	437,02	437,02	437,02	437,02	437,02	437,02
(Vout/Vin)turb	-	168,20	168,20	168,20	168,20	168,20	168,20	168,20	168,20
Δh is, turb	kJ/kg	99,02	99,02	99,02	99,02	99,02	99,02	99,02	99,02

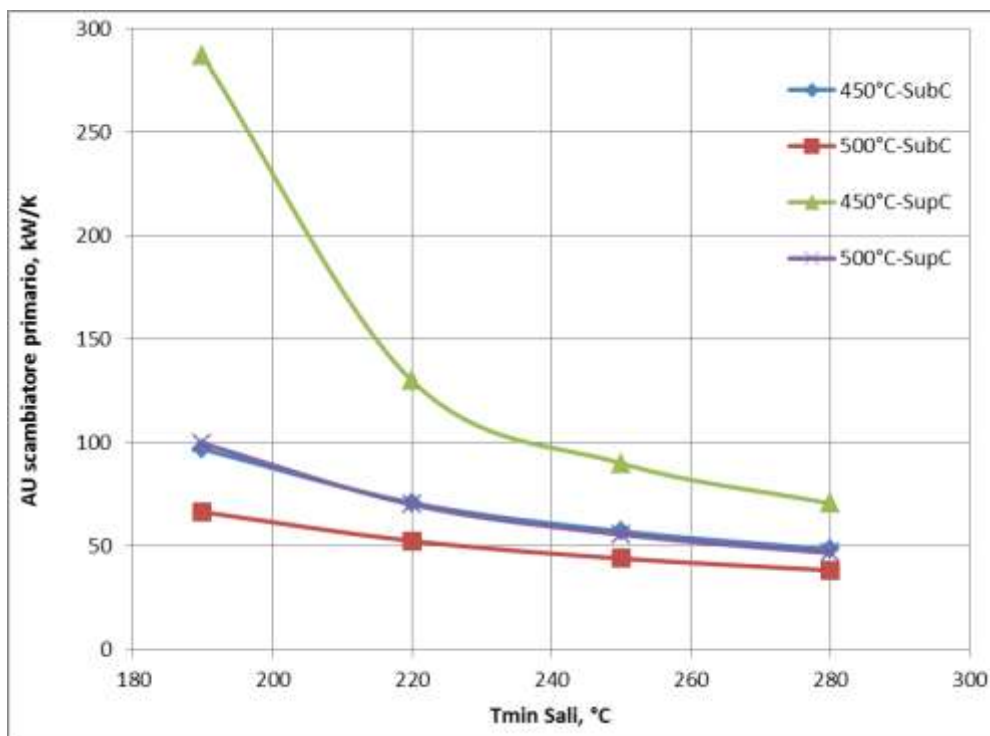


Figura 22. Andamento di UA dello scambiatore primario in funzione della temperatura dei sali

Analisi preliminare del Flutec PP₉

I risultati ottenuti dall'analisi parametrica sono riportati da Tabella 7 a Tabella 9.

Tabella 7. Studio preliminare per caso supercritico a pressione del ciclo di 20 bar

Caratterizzazione Impianto					
Variabili indipendenti					
P Max	bar	20	20	20	20
T Max	°C	330	350	400	420
T Max Sali	°C	450	450	450	450
Variabili dipendenti					
η el Ciclo, netto	%	21,56	22,73	24,89	25,65
Tout Rig	°C	249,89	271,40	313,81	326,27
DT hot	°C	166,05	190,75	243,23	263,46
DT cold	°C	149,89	171,41	213,82	226,28
T min sali	°C	264,88	286,40	328,83	341,27
UA Rig	kW/K	292,69	302,95	316,54	318,07
Pot scambinata Rig	kW	6456,98	7002,76	8088,81	8475,55
(Vout/Vin)turb	-	283,51	210,34	165,81	157,74
Δh is, turb	kJ/kg	39,90	42,61	47,85	49,77

Tabella 8. Studio preliminare per caso supercritico a pressione del ciclo di 25 bar

Caratterizzazione Impianto					
Variabili indipendenti					
P Max	bar	25	25	25	25
T Max	°C	330	350	400	420
T Max Sali	°C	450	450	450	450
Variabili dipendenti					
η el Ciclo, netto	%	21,00	22,54	25,11	25,94
Tout Rig	°C	241,06	265,21	312,69	328,73
DT hot	°C	155,50	182,80	238,82	259,46
DT cold	°C	140,85	165,00	212,48	228,52
T min sali	°C	256,09	280,20	327,69	343,73
UA Rig	kW/K	288,23	297,43	311,11	313,53
Pot scambinata Rig	kW	6210,18	6743,75	7813,43	8182,32
(Vout/Vin)turb	-	470,64	333,75	225,02	209,74
Δh is, turb	kJ/kg	39,31	42,86	49,11	51,24

Tabella 9. Studio preliminare per caso supercritico a pressione del ciclo di 30 bar

Caratterizzazione Impianto					
Variabili indipendenti					
P Max	bar	30	30	30	30
T Max	°C	330	350	400	420
T Max Sali	°C	450	450	450	450
Variabili dipendenti					
η_{el} Ciclo, netto	%	20,72	22,24	25,15	26,06
Tout Rig	°C	238,38	260,46	310,64	328,12
DT hot	°C	151,99	176,75	234,60	255,72
DT cold	°C	137,95	160,03	210,21	227,69
T min sali	°C	253,45	275,47	325,64	343,12
UA Rig	kW/K	288,05	295,44	307,91	310,56
Pot scambiata Rig	kW	6145,83	6599,21	7624,24	7979,33
(Vout/Vin)turb	-	538,77	444,68	290,52	265,91
$\Delta h_{is, turb}$	kJ/kg	39,38	42,85	49,93	52,28

Il ciclo termodinamico realizzato con il fluido di lavoro PP9 presenta una limitata diminuzione di temperatura durante la fase di espansione in turbina, questo comportamento richiede un ciclo fortemente rigenerativo per poter ottenere buoni rendimenti. Dalla Figura 23 alla Figura 27 si analizza l'influenza di questa caratteristica sulle prestazioni del ciclo termodinamico e sui principali componenti dell'impianto che lo realizzano.

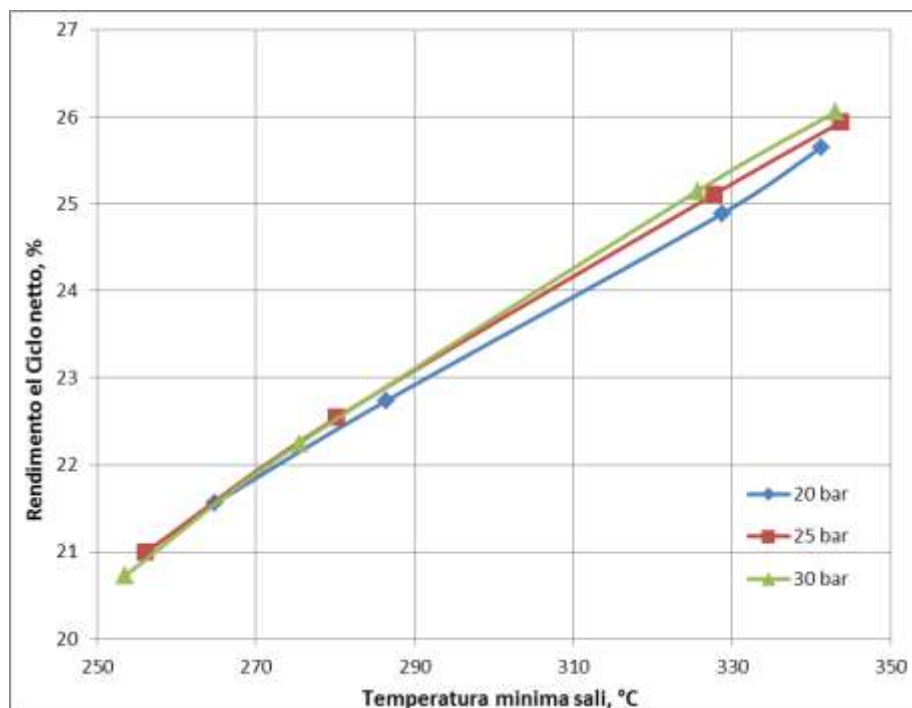


Figura 23. Andamento del rendimento del ciclo in funzione della temperatura minima dei sali fusi

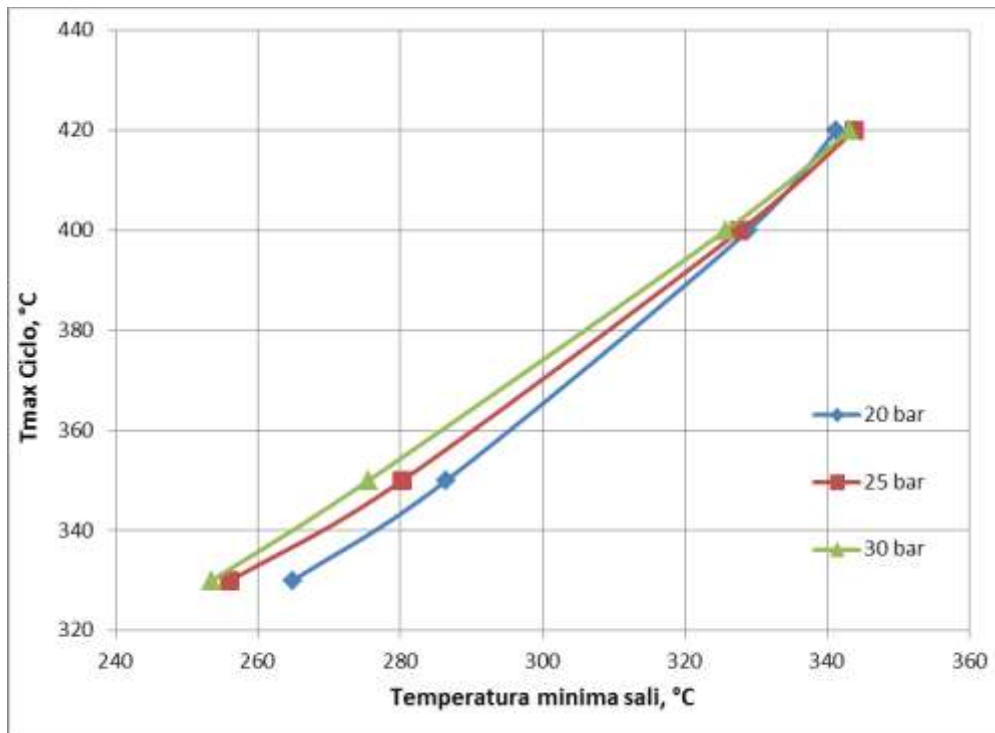


Figura 24. Temperatura massima del ciclo in funzione della temperatura minima dei sali fusi

In Figura 25 e Figura 26 sono rappresentati i casi in cui la temperatura minima al rigeneratore è stata fatta variare per valutarne l'influenza sul ciclo e qualitativamente sul componente.

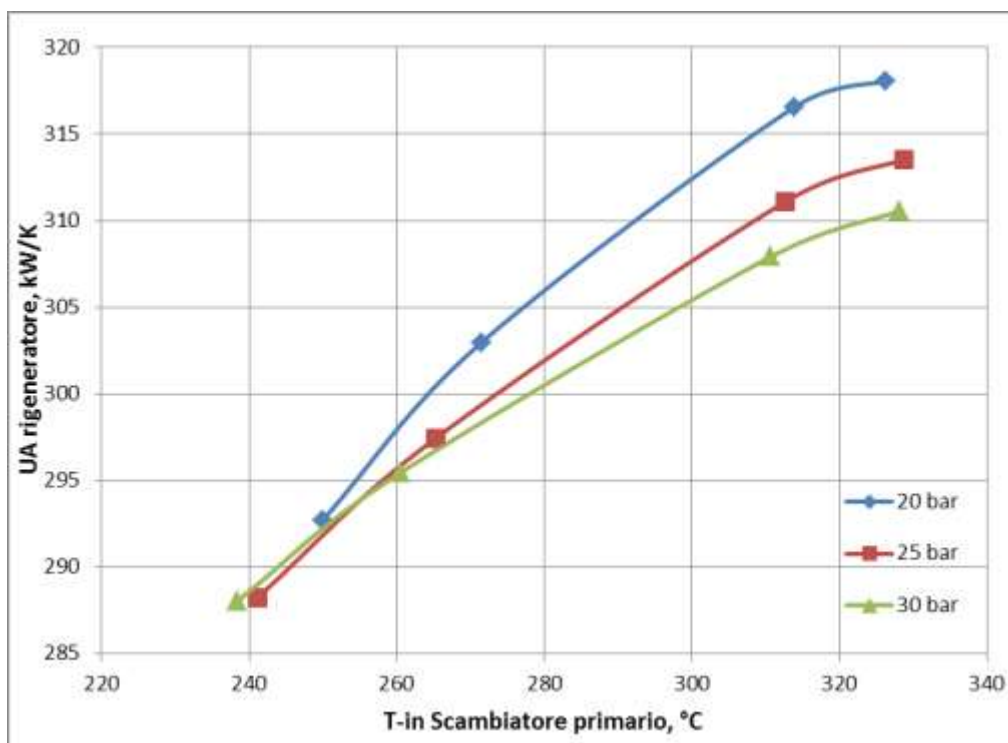


Figura 25. Andamento qualitativo delle dimensioni dello scambiatore rigenerativo in funzione della temperatura in uscita del PP9, all'ingresso dello scambiatore primario

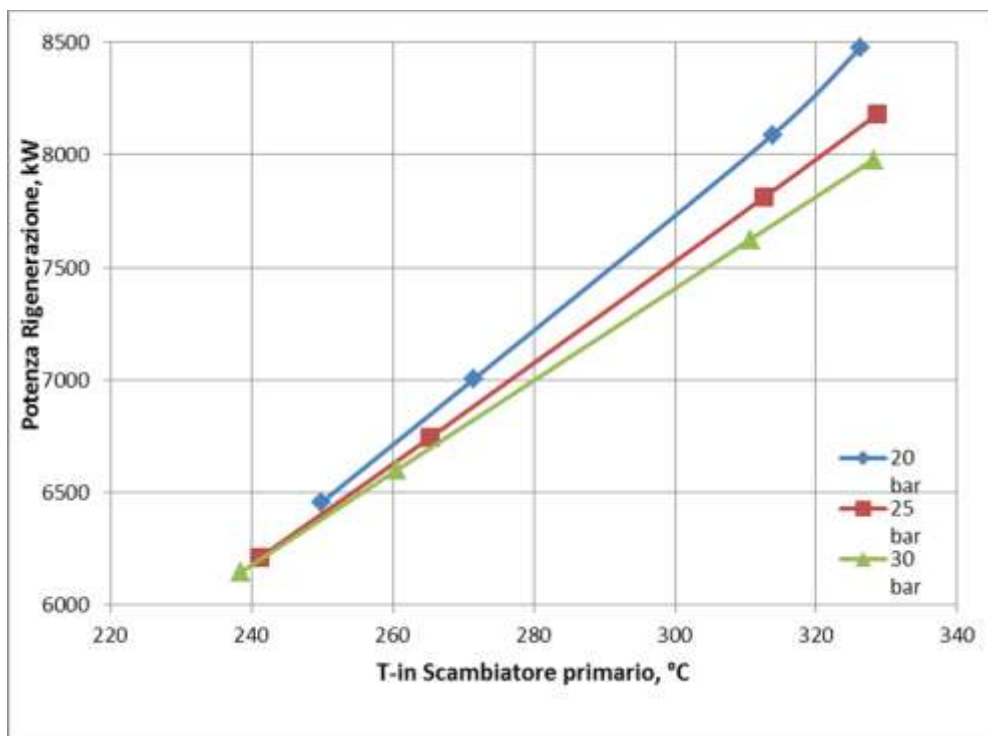


Figura 26. Potenza termica scambiata nello scambiatore rigenerativo in funzione della temperatura in uscita del PP9, all'ingresso dello scambiatore primario

L'influenza della temperatura minima dei sali sul salto entalpico isoentropico della turbina e sulla relativa espansione volumetrica del fluido è valutata in Figura 27.

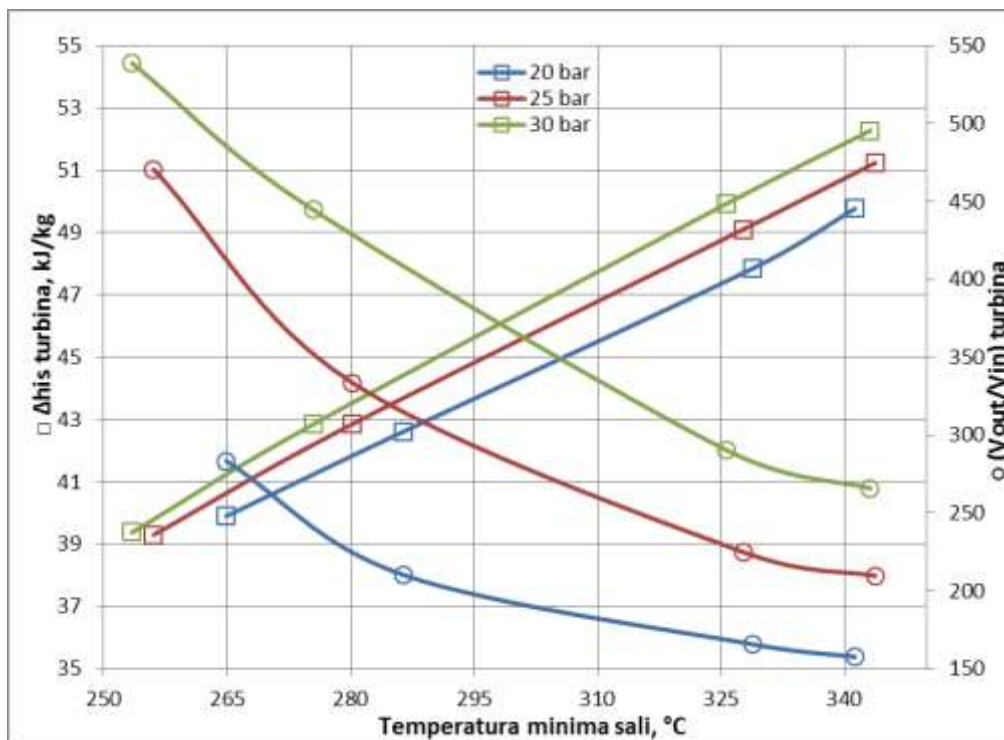


Figura 27. Salto entalpico isoentropico della turbina in funzione della temperatura minima dei sali

Da un primo confronto tra i cicli ottenuti con i due fluidi si nota che il $TiCl_4$ non richiede elevati salti termici in fase rigenerativa. Il tetracloruro di titanio presenta una struttura molecolare non particolarmente complessa. Durante la fase di espansione in turbina il fluido si raffredda maggiormente rispetto al PP9, questa caratteristica permette di ottenere temperature del fluido espanso che discostano meno della temperatura di condensazione rispetto al caso con PP9. Il rapporto di espansione volumetrica della turbina è più contenuto per il caso con $TiCl_4$.

Il $TiCl_4$ permette di operare a temperatura massima del ciclo superiore e di conseguenza un miglior sfruttamento della sorgente di sali ad alta temperatura. Il tetracloruro di titanio consente un maggior raffreddamento dei sali fusi senza avere un effetto negativo sul ciclo termodinamico.

2.5.2 Il tetracloruro di titanio $TiCl_4$

Per i casi operanti con fluido di lavoro $TiCl_4$ vengono approfonditi e analizzati alcuni casi ritenuti di interesse che permettano di ottenere rendimenti netti di ciclo superiori al 20%, in particolare sono stati selezionati casi supercritici con pressione 50 bar. Il ciclo termodinamico studiati producono, al netto della pompa, 1000 kWe in assetto cogenerativo. La differenza di temperatura minima al rigeneratore è di 15 °C. Al fine di contenere i costi dei materiali da impiegare la temperatura massima del ciclo è stata fissata a 450 °C.

Tabella 10. Ciclo termodinamico con pressione massima di 50 bar e temperatura massima di 420 °C. Temperatura sali fusi 500-250 °C. Rappresentazione del ciclo termodinamico

Caratterizzazione Impianto C1		
Variabili indipendenti		
P Max	bar	50
T Max	°C	420
T max Sali	°C	500
T min sali	°C	250
Variabili dipendenti		
η Ciclo, lordo	%	28,04
η_{el_Ciclo} , netto	%	24,10
Tout Rig	°C	163,09
ΔT hot Rig	°C	76,61
ΔT cold Rig	°C	53,83
UA Rig	kW/K	23,95
UA Primario	kW/K	67,39
ΔT Primario	°C	45,9
UA Cond	kW/K	131,27
Pot scambiata Rig	kW	590,28
(Vout/Vin)turb	-	125,58
Δh is, turb	kJ/kg	101,27

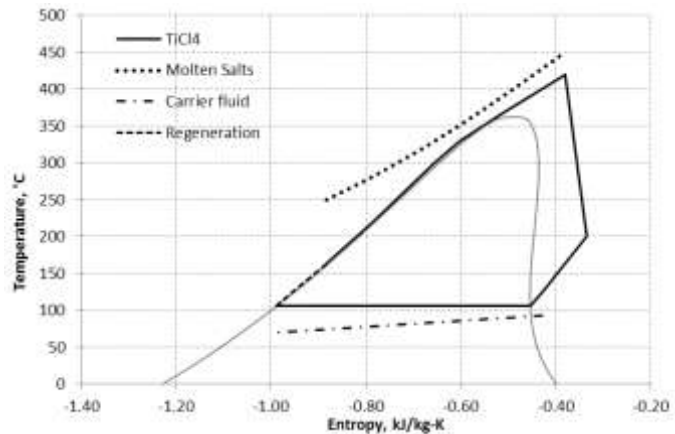


Tabella 11. Ciclo termodinamico con pressione massima di 50 bar e temperatura massima di 450 °C. Temperatura sali fusi 500-250 °C. Rappresentazione del ciclo termodinamico

Caratterizzazione Impianto C2		
Variabili indipendenti		
P Max	bar	50
T Max	°C	450
T max Sali	°C	500
T min sali	°C	250
Variabili dipendenti		
η Ciclo, lordo	%	29,62
η_{el_Ciclo} , netto	%	25,60
Tout Rig	°C	183,21
ΔT hot Rig	°C	105,61
ΔT cold Rig	°C	73,96
UA Rig	kW/K	27,02
UA Primario	kW/K	88,32
ΔT Primario	°C	29,85
UA Cond	kW/K	120,91
Pot scambciata Rig	kW	751,88
(Vout/Vin)turb	-	116,25
Δh s, turb	kJ/kg	109,38

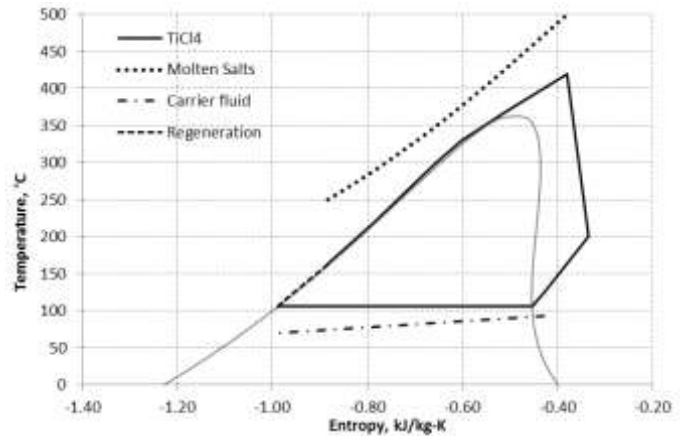


Tabella 12. Ciclo termodinamico con pressione massima di 50 bar e temperatura massima di 420°C. Temperatura sali fusi 500-200°C. Rappresentazione del ciclo termodinamico

Caratterizzazione Impianto C3		
Variabili indipendenti		
P Max	bar	50
T Max	°C	420
T max Sali	°C	500
T min sali	°C	200
Variabili dipendenti		
η Ciclo, lordo	%	28,04
η_{el_Ciclo} , netto	%	24,10
Tout Rig	°C	163,09
ΔT hot Rig	°C	76,61
ΔT cold Rig	°C	53,83
UA Rig	kW/K	23,95
UA Primario	kW/K	135,28
ΔT rimario	°C	19,18
UA Cond	kW/K	131,27
Pot scambciata Rig	kW	590,28
(Vout/Vin)turb	-	125,58
Δh s, turb	kJ/kg	101,27

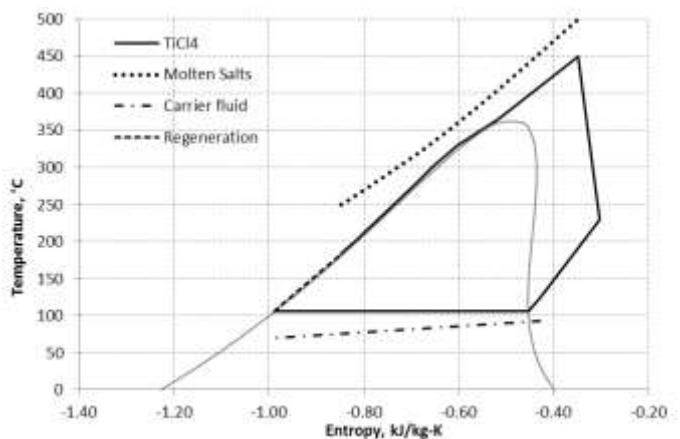


Tabella 13. Ciclo termodinamico con pressione massima di 50 bar e temperatura massima di 400 °C. Temperatura sali fusi 500-200 °C. Rappresentazione del ciclo termodinamico

Caratterizzazione Impianto C4		
Variabili indipendenti		
P Max	bar	50
T Max	°C	400
T max Sali	°C	500
T min sali	°C	200
Variabili dipendenti		
η Ciclo, lordo	%	26,77
η_{el_Ciclo} , netto	%	22,91
Tout Rig	°C	148,01
ΔT hot Rig	°C	55,05
ΔT cold Rig	°C	38,75
UA Rig	kW/K	20,44
UA Primario	kW/K	95,27
ΔT Primario	°C	33,62
UA Cond	kW/K	140,58
Pot scambiata Rig	kW	452,89
(Vout/Vin)turb	-	136,19
Δh is turb	kJ/kg	95,02

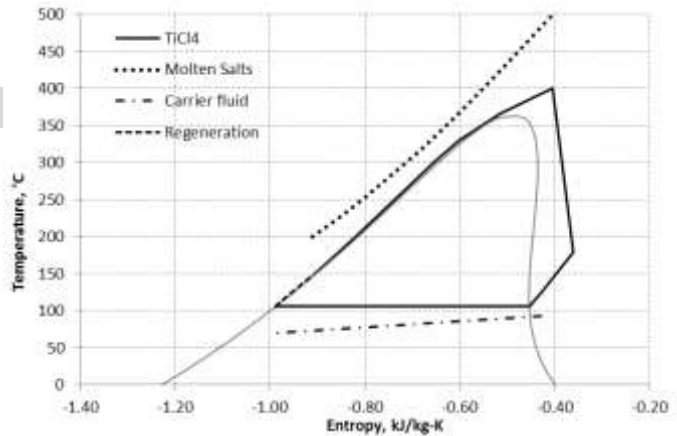


Tabella 14. Ciclo termodinamico con pressione massima di 50 bar e temperatura massima di 450 °C. Temperatura sali fusi 500-210 °C. Rappresentazione del ciclo termodinamico

Caratterizzazione Impianto C5		
Variabili indipendenti		
P Max	bar	50
T Max	°C	450
T max Sali	°C	500
T min sali	°C	210
Variabili dipendenti		
η Ciclo, lordo	%	29,62
η_{el_Ciclo} , netto	%	25,60
Tout Rig	°C	183,21
ΔT hot Rig	°C	105,60
ΔT cold Rig	°C	73,96
UA Rig	kW/K	27,01
UA Primario	kW/K	247,62
ΔT Primario	°C	7,2
UA Cond	kW/K	104,13
Pot scambiata Rig	kW	751,87
(Vout/Vin)turb	-	116,25
Δh is turb	kJ/kg	109,38

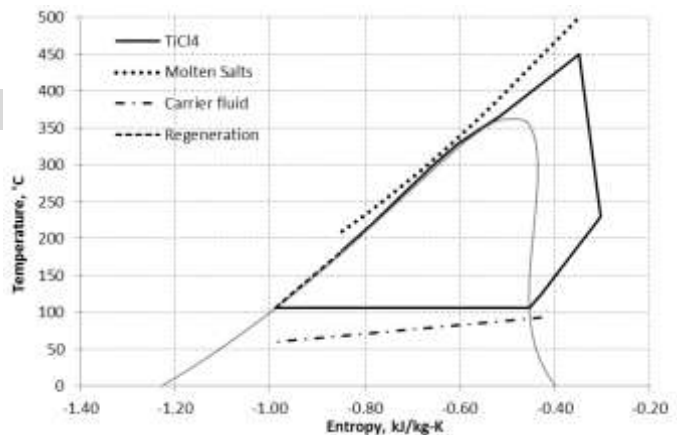


Tabella 15. Ciclo termodinamico con pressione massima di 50 bar e temperatura massima di 450 °C. Temperatura sali fusi 500-220 °C. Rappresentazione del ciclo termodinamico,

Caratterizzazione Impianto C6		
Variabili indipendenti		
P Max	bar	50
T Max	°C	450
T max Sali	°C	500
T min sali	°C	220
Variabili dipendenti		
η Ciclo, lordo	%	29,62
η_{el_Ciclo} , netto	%	25,60
Tout Rig	°C	183,21
ΔT hot Rig	°C	105,60
ΔT cold Rig	°C	73,96
UA Rig	kW/K	27,01
UA Primario	kW/K	160,76
ΔT Prmario	°C	13,0
UA Cond	kW/K	104,13
Pot scambiate Rig	kW	751,87
(Vout/Vin)turb	-	116,25
Δh s, turb	kJ/kg	109,38

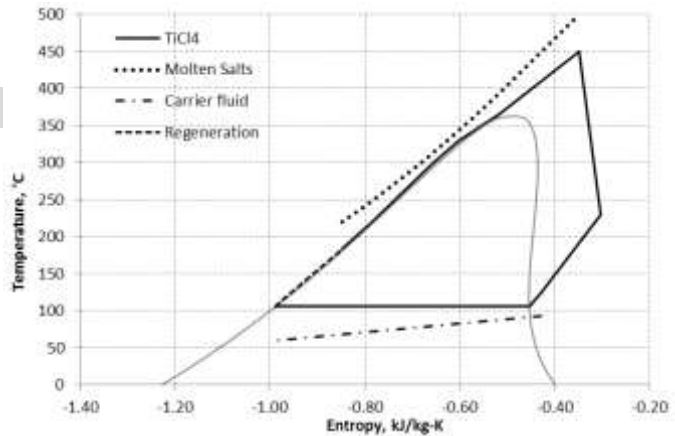
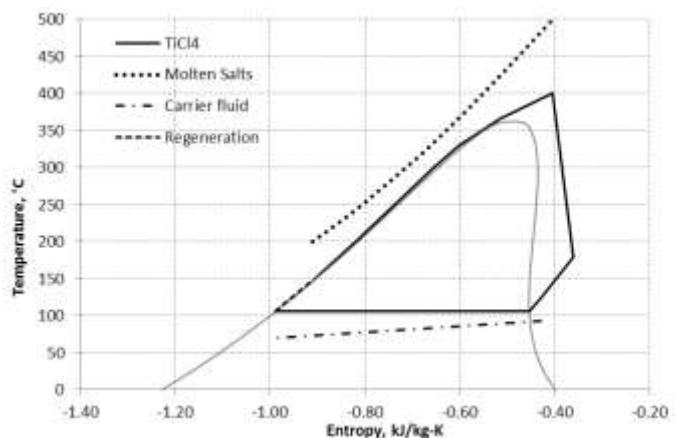


Tabella 16. Ciclo termodinamico con pressione massima di 50 bar e temperatura massima di 400 °C. Temperatura sali fusi 500-200 °C. Rappresentazione del ciclo termodinamico

Caratterizzazione Impianto C7		
Variabili indipendenti		
P Max	bar	50
T Max	°C	400
T max Sali	°C	500
T min sali	°C	200
Variabili dipendenti		
η Ciclo, lordo	%	26,77
η_{el_Ciclo} , netto	%	22,91
Tout Rig	°C	148,01
ΔT hot Rig	°C	55,05
ΔT cold Rig	°C	38,75
UA Rig	kW/K	4,09
UA Primario	kW/K	19,07
ΔT Prmario	°C	33,59
UA Cond	kW/K	28,12
Pot scambiate Rig	kW	90,58
(Vout/Vin)turb	-	136,19
Δh is, turb	kJ/kg	95,02



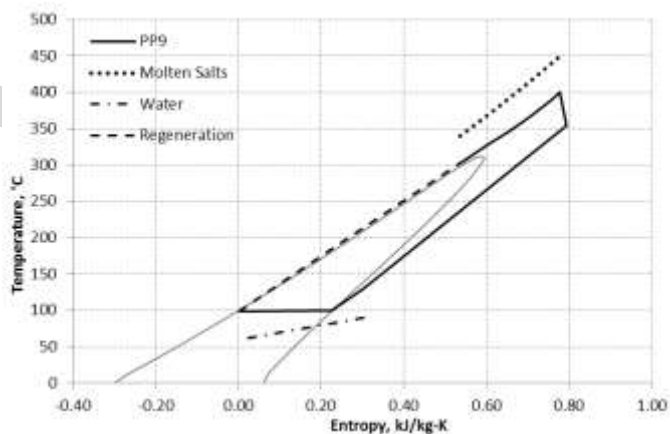
In Tabella 16 sono riportati i risultati per il ciclo termodinamico con temperatura massima limitata a 400°C per la produzione di 200 kWe, al netto della potenza assorbita dalla pompa.

2.5.3 Il Fluetec PP₉

Per il fluido di lavoro PP9 è analizzato il caso riportato in Tabella 17. Il ciclo produce 1000 kWe al netto della potenza richiesta dalla pompa (T dei sali 450/340 °C per ottenere un ciclo con rendimento superiore al 20%).

Tabella 17. Ciclo termodinamico con pressione massima di 25 bar e temperatura massima di 400 °C. Temperatura sali fusi 450-340 °C. Rappresentazione del ciclo termodinamico

Caratterizzazione Impianto		
Variabili indipendenti		
P Max	bar	25
T Max	°C	400
T max Sali	°C	450
T min sali	°C	340
Variabili dipendenti		
η Ciclo, lordo	%	24,86
η_{el} Ciclo, netto	%	22,65
Tout Rig	°C	302,85
ΔT hot Rig	°C	223,82
ΔT cold Rig	°C	202,64
UA Rig	kW/K	190,96
UA Primario	kW/K	99,46
ΔT Primario	°C	37,16
UA Cond	kW/K	122,90
Pot scambiate Rig	kW	7381,57
(Vout/Vin)turb	-	225,02
Δh is, turb	kJ/kg	49,11



2.6 Risultati

Nelle successive tabelle come indici di merito per i casi analizzati sono stati definiti i seguenti rendimenti:

$$\eta_{\text{Ciclo,lordo}} = \frac{P_{pale,turbina}}{Q_{in\ ciclo}}$$

$$\eta_{\text{Ciclo,netto}} = \frac{m(\Delta h_{turbina} - \Delta h_{pompa})}{Q_{in\ ciclo}}$$

$$\eta_{el_Ciclo,lordo} = \frac{P_{el,turbina}}{Q_{in\ ciclo}}$$

$$\eta_{el_Ciclo,netto} = \frac{P_{el,turbina} - P_{el,pompa\ ciclo}}{Q_{in\ ciclo}}$$

$$\eta_{el,lordo\ impianto} = \frac{P_{el,turbina}}{Q_{biomassa}}$$

$$\eta_{el,netto\ impianto} = \frac{P_{el,turbina} - P_{el,pompa\ ciclo} - P_{pompa\ sali\ fusi} - P_{pompa\ olio} - P_{Ausiliari\ caldaia}}{Q_{biomassa}}$$

$$\eta_{th,impianto} = \frac{Q_{utile}}{Q_{biomassa}}$$

$$\eta_{globale\ impianto} = \eta_{el,netto\ impianto} + \eta_{th,impianto}$$

2.6.1 Schemi di impianto

Tetracloruro di titanio $TiCl_4$

Per i casi precedentemente presentati è stato definito uno schema di impianto riportato da Figura 29 a Figura 34.

Per i casi operanti con $TiCl_4$ è previsto un doppio circuito ad olio che lo separano dallo scambiatore per produzione di acqua calda al fine di evitare il contatto di $TiCl_4$ con H_2O .

Tabella 18. Risultati per impianti funzionanti con ciclo a $TiCl_4$ indagati nelle tabelle 10-16

Identificazione Ciclo		C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7
Variabili indipendenti								
P Max	bar	50	50	50	50	50	50	50
T Max	°C	420	450	420	400	450	450	400
T max Sali	°C	500	500	500	500	500	500	500
T min Sali	°C	250	250	200	200	220	210	200
Potenza netta ciclo	kWe	1000	1000	1000	1000	1000	1000	200
Ausiliari caldaia	%	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Rendimento caldaia	%	80	80	80	80	80	80	80
Risultati bilancio								
Potenza turbina	kWe	1070	1065	1070	1075	1065	1065	215
Potenza pompa ciclo	kWe	70,2	64,6	70,2	75,2	64,6	64,6	15,0
Potenza pompa sali	kWe	4,4	4,1	3,6	3,8	3,6	3,5	0,8
Potenza pompa olio	kWe	10,1	10,4	10,1	10,1	10,4	10,4	1,9
Ausiliari caldaia	kWe	77,8	73,3	77,8	81,8	73,3	73,3	16,4
Potenza netta impianto	kWe	907,7	912,2	908,5	904,3	912,7	912,8	181,0
Q in ciclo	kWt	4149	3907	4149	4365	3907	3907	873
Q biomassa	kWLHV	5186	4883	5186	5456	4884	4884	1091
Q utile	kWt	3050	2809	3050	3266	2809	2809	653
η Ciclo netto	%	26,48	28,10	26,48	25,19	28,10	28,10	25,19
nel Ciclo lordo	%	25,80	27,25	25,80	24,63	27,25	27,25	24,63
nel Ciclo netto	%	24,10	25,60	24,10	22,91	25,60	25,60	22,91
nel lordo impianto	%	20,64	21,80	20,64	19,70	21,80	21,80	19,70
nel netto impianto	%	17,50	18,68	17,52	16,57	18,69	18,69	16,58
η th Impianto	%	58,81	57,52	58,81	59,85	57,52	57,52	59,85
η globale Impianto	%	76,32	76,20	76,33	76,42	76,21	76,21	76,43

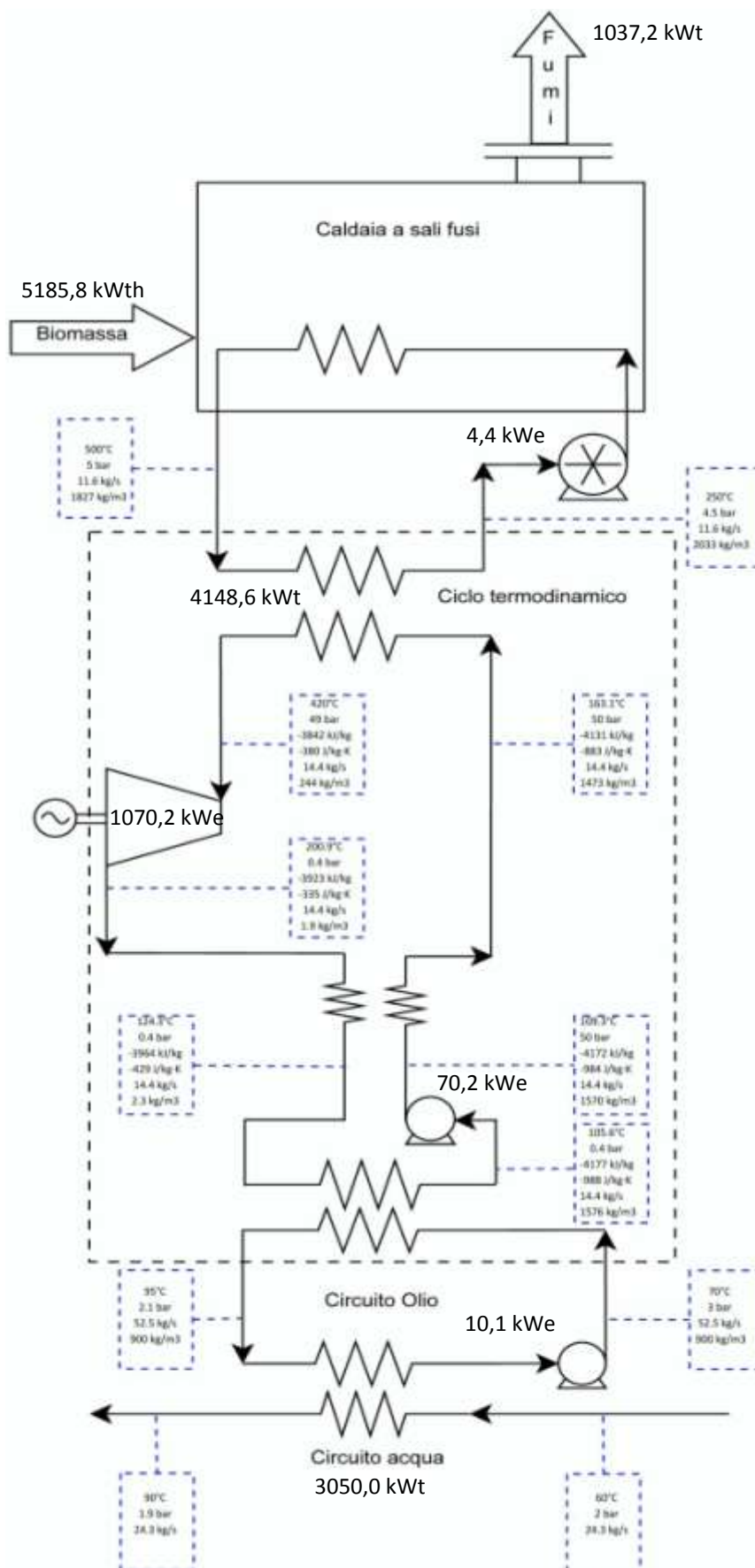


Figura 28. Impianto e bilanci di massa ed energia per il caso 50 bar, 420 °C; temperatura sali 500-250 °C

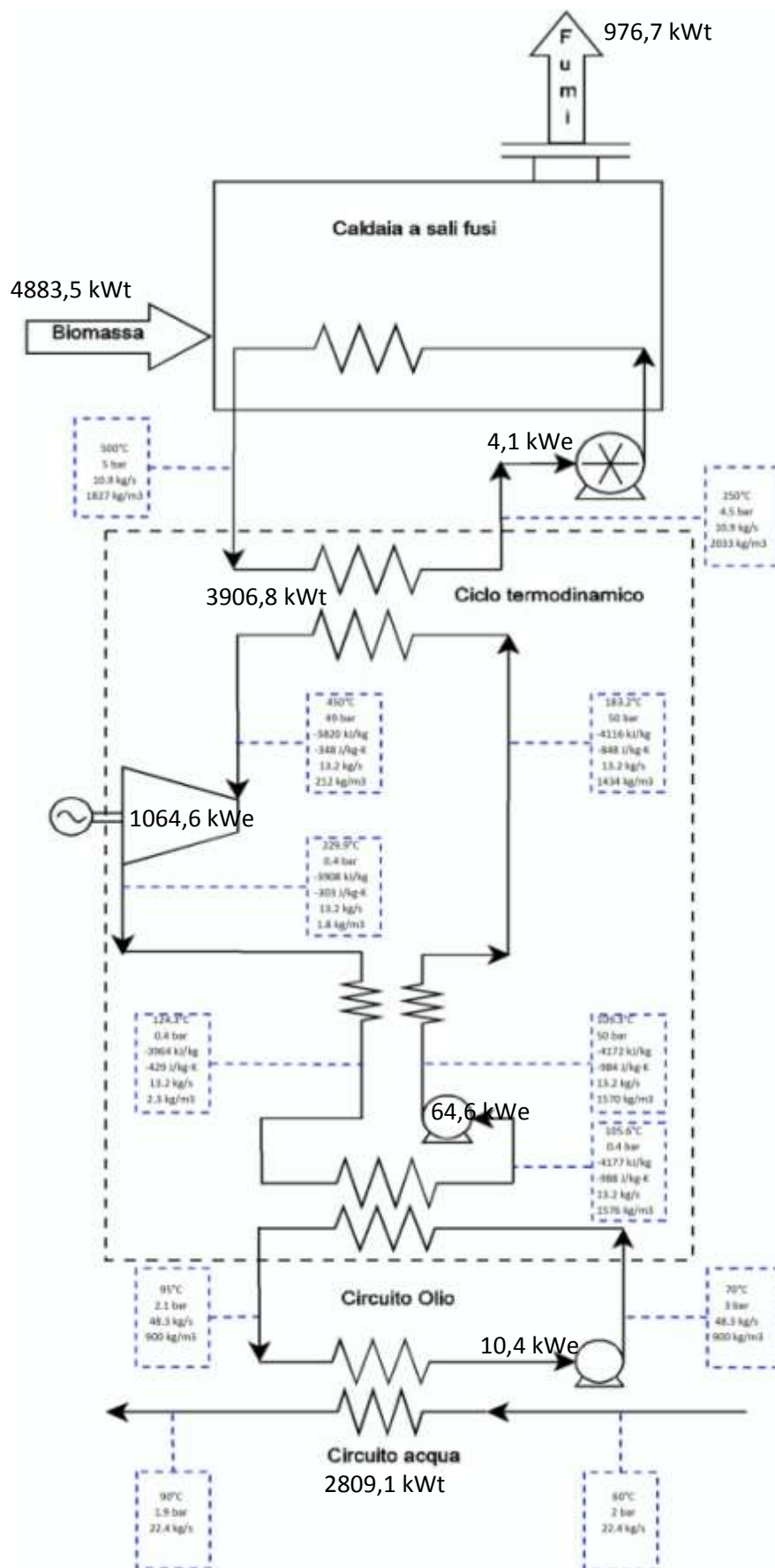


Figura 29. Impianto e bilanci di massa ed energia per il caso 50 bar, 450 °C; temperatura sali 500-250 °C

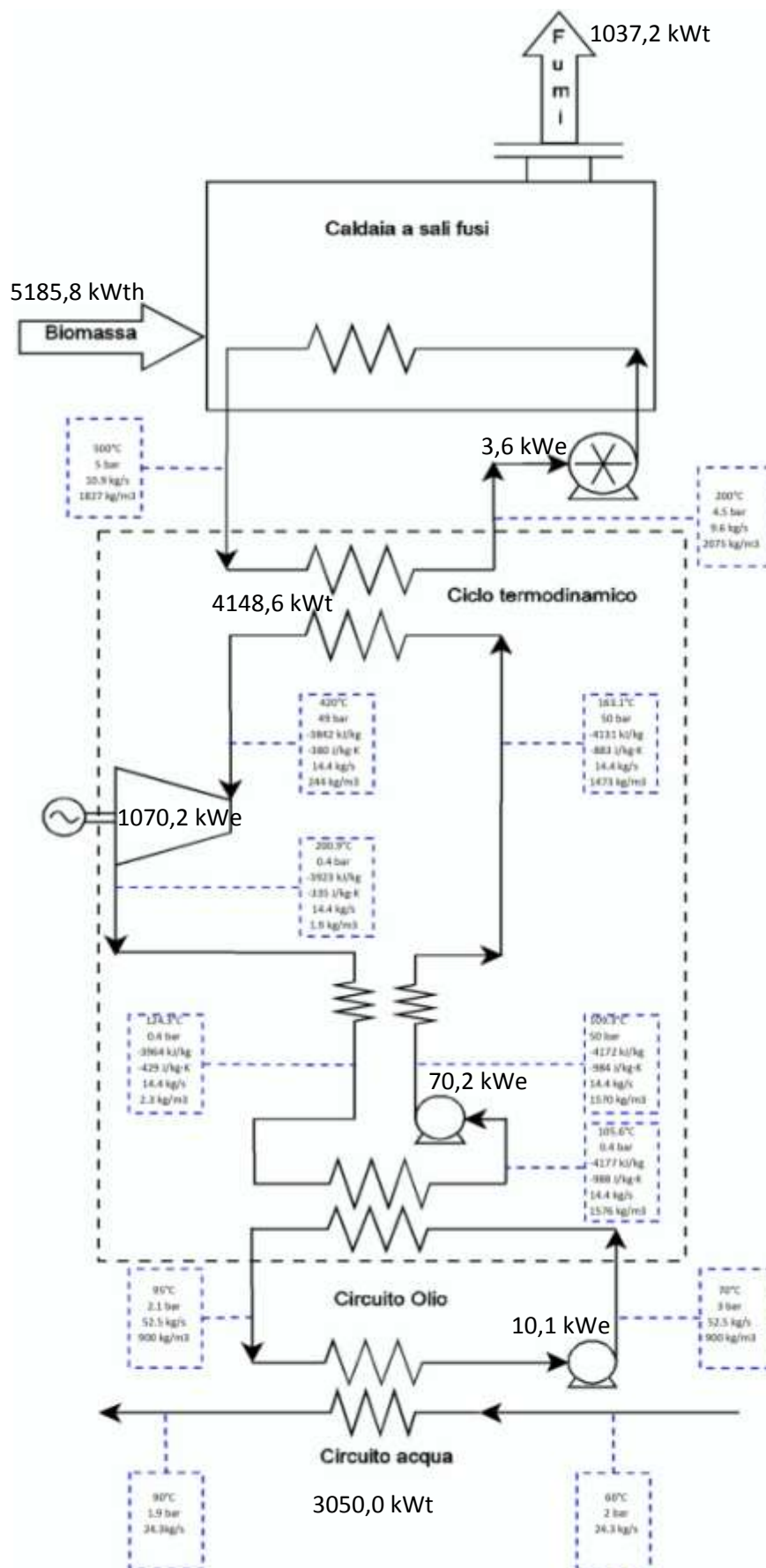


Figura 30. Impianto e bilanci di massa ed energia per il caso 50 bar, 420 °C; temperatura sali 500-200 °C

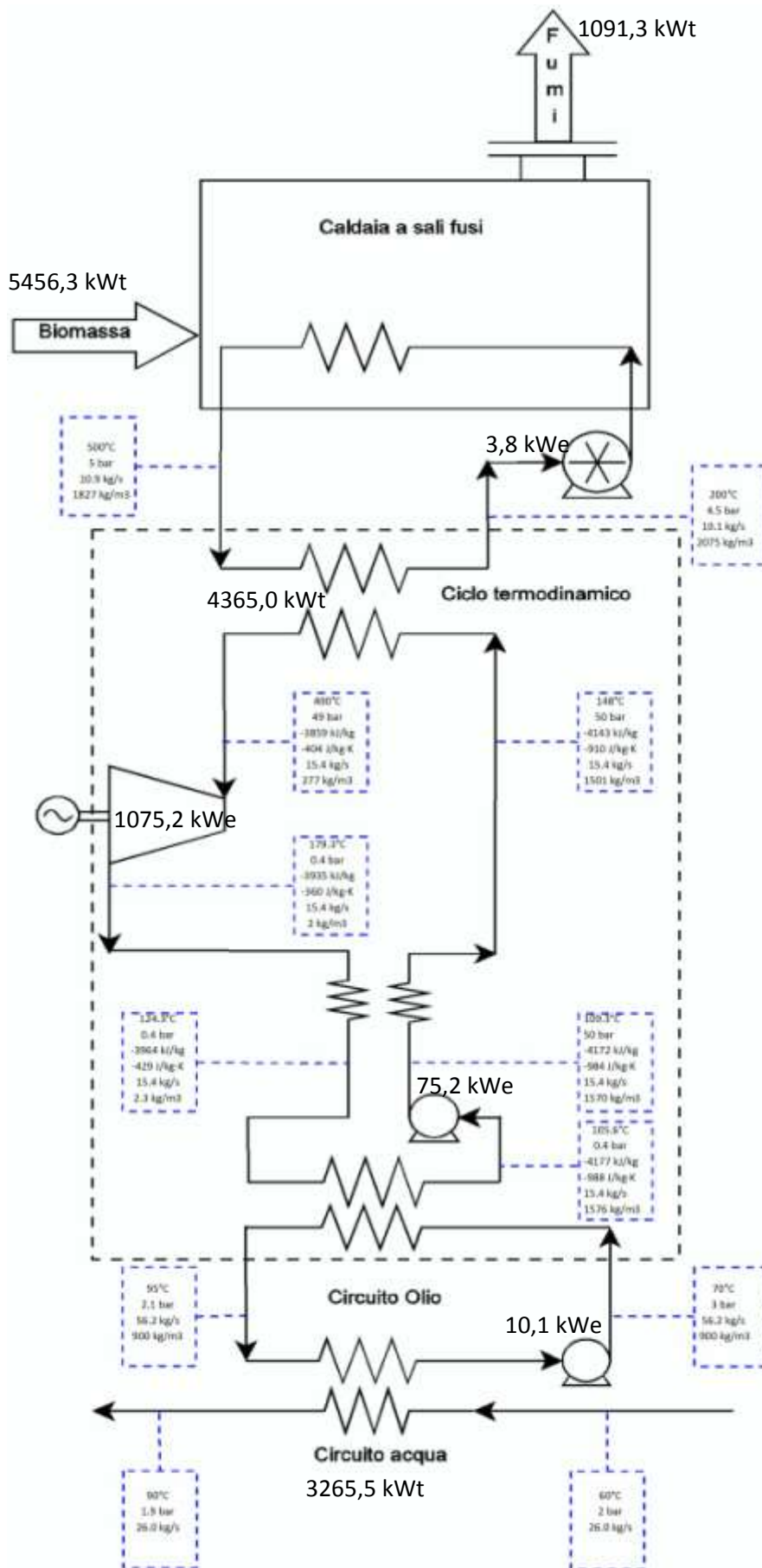


Figura 31. Impianto e bilanci di massa ed energia per il caso 50 bar, 400 °C; temperatura sali 500-200 °C

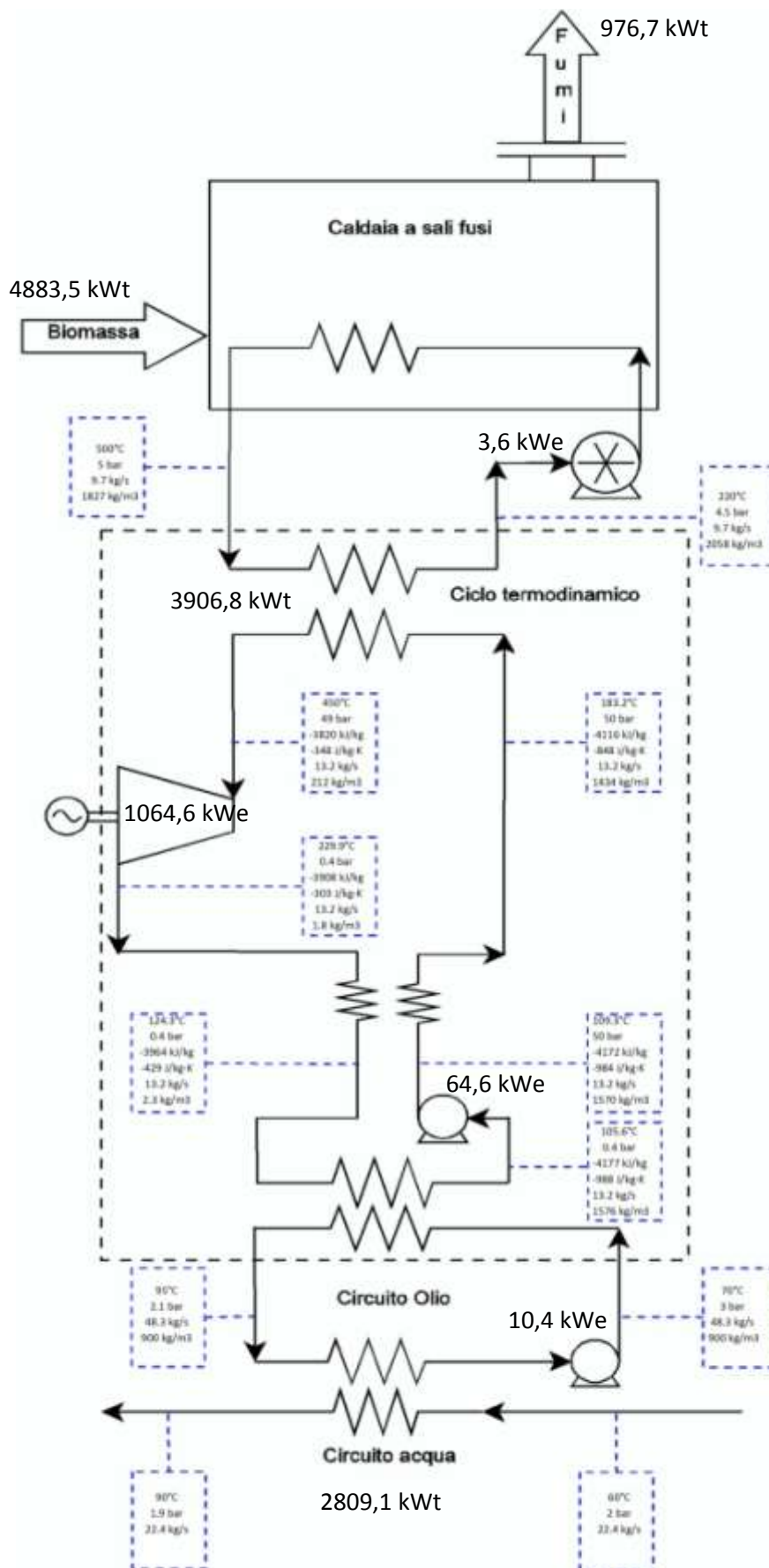


Figura 32. Impianto e bilanci di massa ed energia per il caso 50 bar, 450 °C; temperatura sali 500-220 °C

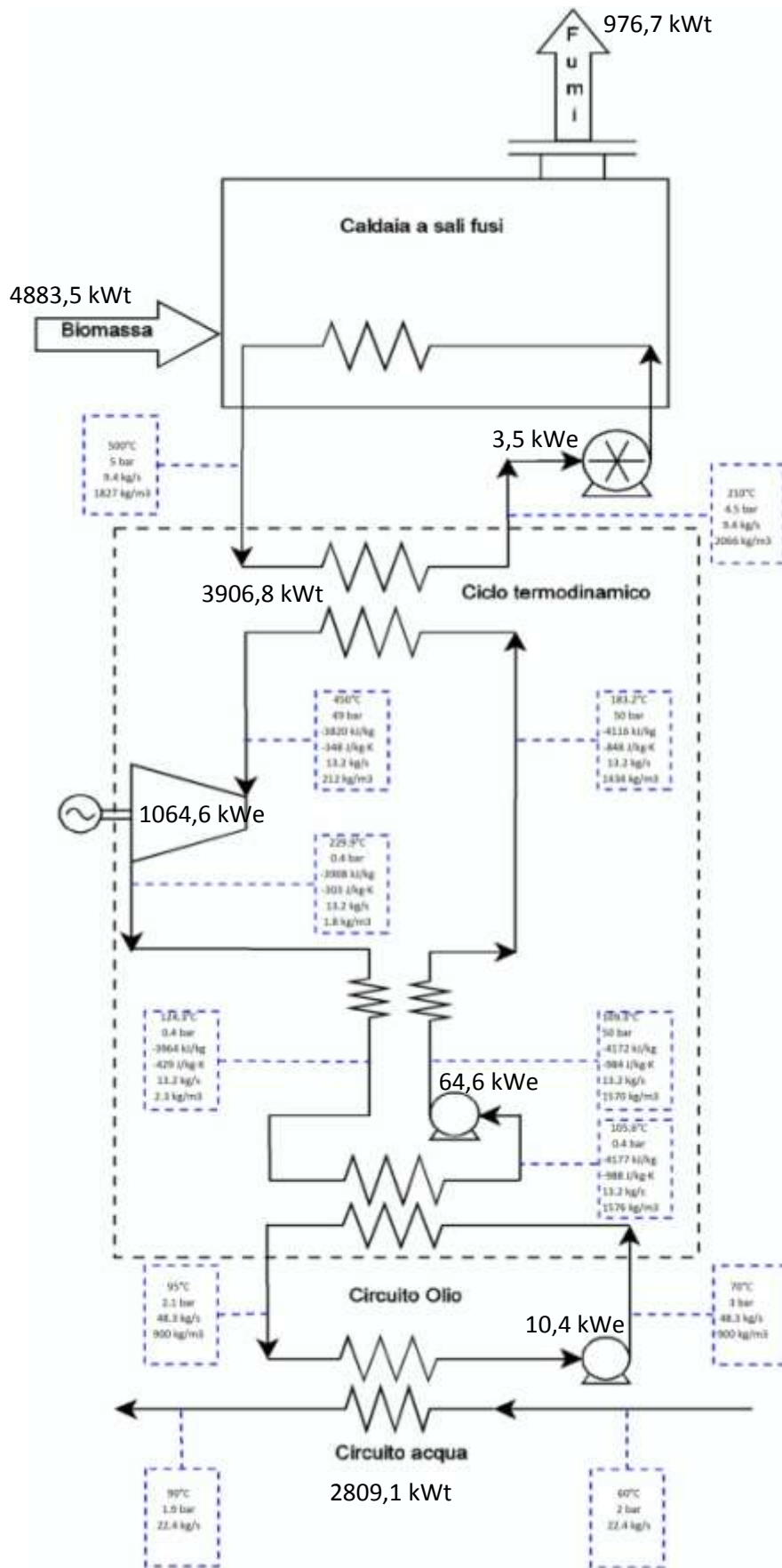


Figura 33. Impianto e bilanci di massa ed energia per il caso 50 bar, 450 °C; temperatura sali 500-210 °C

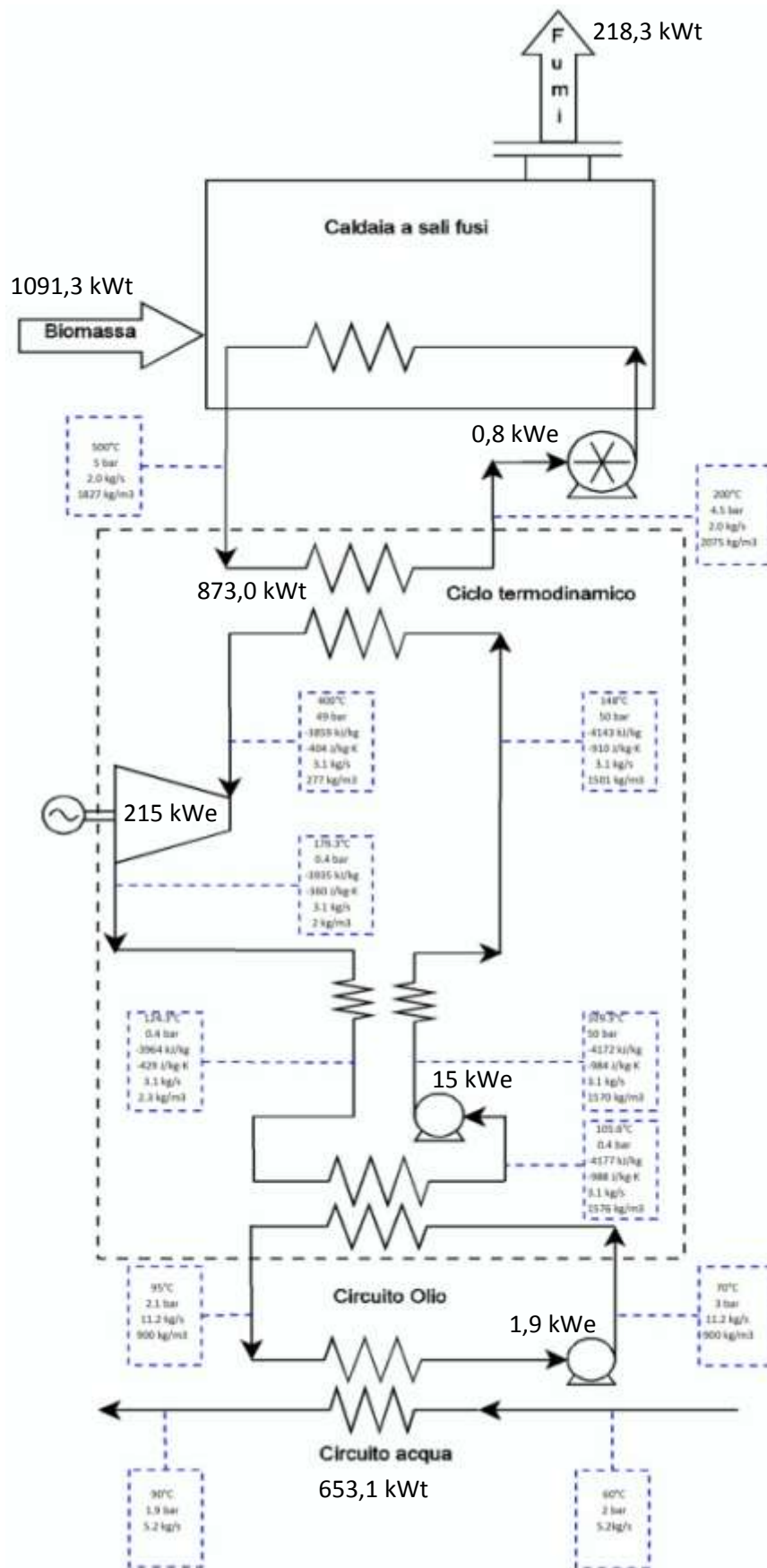


Figura 34. Impianto e bilanci di massa ed energia per il caso 200 kWt; temperatura sali 500-200 °C

Fluotec PP₉

Per il caso operante con fluido di lavoro PP9, la temperatura minima dei sali risulta essere abbastanza elevata da poter installare un ciclo ORC convenzionale. Al fine di produrre una potenza complessiva di 1000 kWe il ciclo con PP9 è stato dimensionato per essere accoppiato ad un ciclo termodinamico ORC. Quest'ultimo è supposto in grado di lavorare con un rendimento pari al 60% del ciclo idealmente ottenibile con sorgente a temperatura variabile da 340 a 230 °C. Il ciclo ottenuto è rappresentato in Figura 35.

Tabella 19. Risultati per l'impianto da 1000 kWe complessivi ottenuti con ciclo operante con PP9, indagato in Tabella 17 e ciclo ORC convenzionale

Parametri generali		
Ausiliari caldaia	%	1,5
Rendimento caldaia	%	80
Variabili indipendenti del ciclo con PP9		
P Max	bar	25
T Max	°C	400
T max Sali	°C	450
T min sali	°C	340
Potenza netta ciclo	kWe	536
Risultati bilancio del ciclo con PP9		
Potenza turbina PP9	kWe	569,3
Potenza pompa ciclo PP9	kWe	33,5
Q _{in} ciclo PP9	kWth	2365,4
Q utile PP9	kWth	1777,5
η Ciclo netto PP9	%	24,86
η _{el} Ciclo lordo PP9	%	24,07
η _{el} Ciclo netto PP9	%	22,65
Variabili indipendenti del ciclo convenzionale		
T Max Sali	°C	340
T _{min} Sali	°C	230
T min Ciclo	°C	100
η _{Lorentz} /η _{el} Ciclo netto	%	60
Risultati bilancio del ciclo con PP9		
Potenza netta ottenuta	kWe	464
η _{el} Ciclo netto	%	19,62
Q _{in} ciclo ORC	kWth	2365,4
Q utile ORC	kWth	1900,0
Risultati impianto		
Potenza lorda impianto	kWe	1000
Potenza pompa Sali	kWe	5,7
Ausiliari caldaia	kWe	88,7
Potenza netta impianto	kWe	905,6
Q biomassa	kWLHV	5913,6
η _{el} lordo impianto	%	16,91
η _{el} netto impianto	%	15,31
η _{th} Impianto	%	62,21
η _{globale} Impianto	%	77,52

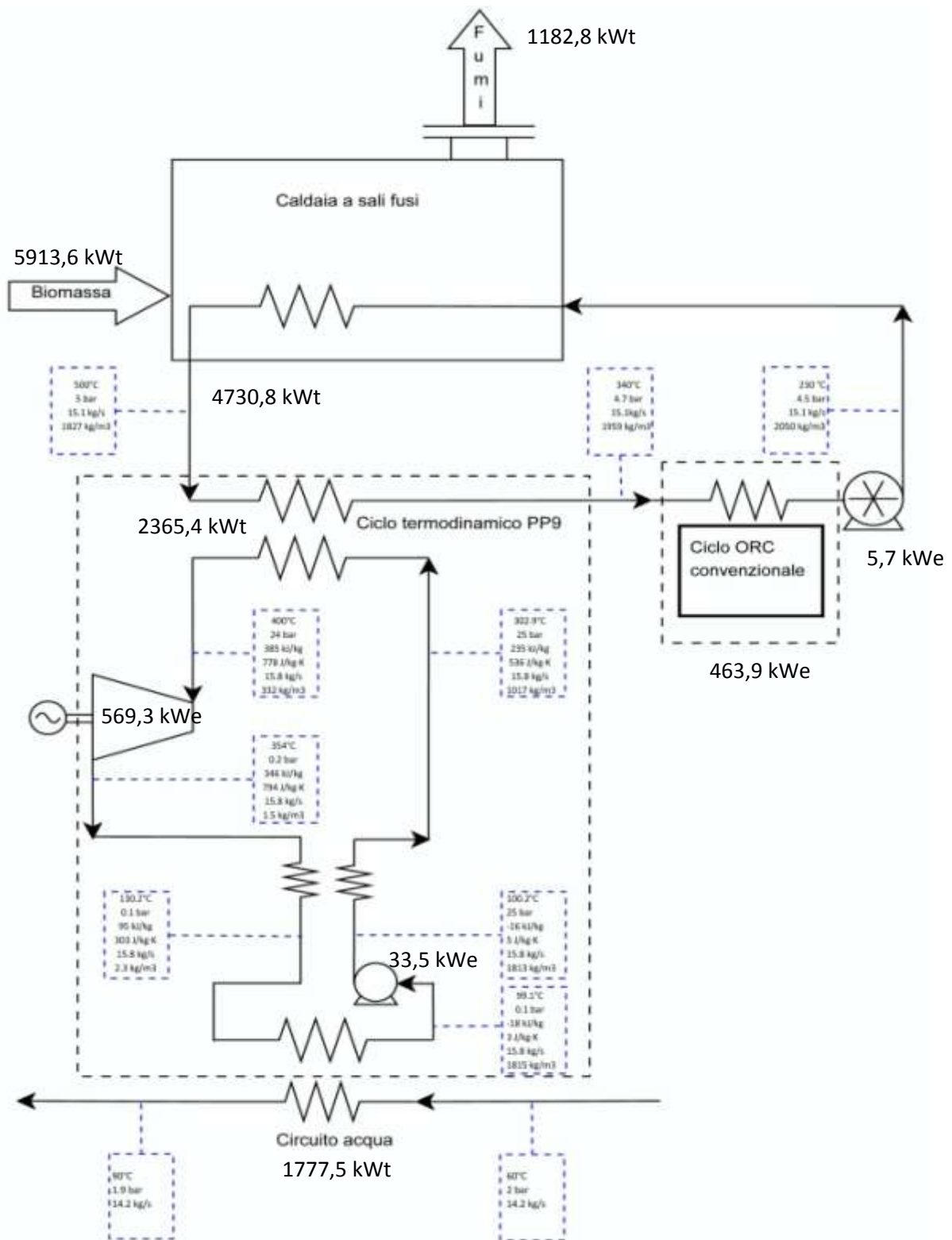


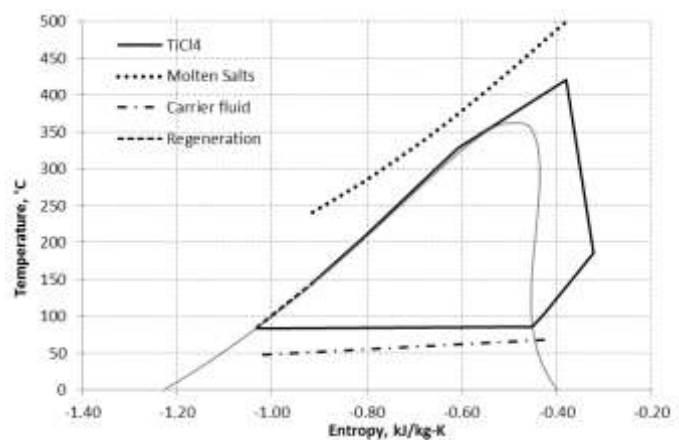
Figura 35. Impianto e bilanci di massa ed energia, 25 bar, 450 °C; temperatura sali 450-340 °C

2.6.3 Bilanci di energia e di massa

Per l'impianto operante secondo il ciclo termodinamico riportato in Tabella 10 (ciclo C1 operante con $TiCl_4$ a pressione di 50 bar con temperatura massima di 420 °C,) sono stati indagati diversi assetti operativi: assetto full-electric, assetto cogenerativo con carico al 50%, assetto cogenerativo con carico al 75%. Le perdite di carico all'interno dei componenti è stata valutata adottando il software Aspen Exchanger. In Tabella 20 sono riportati i risultati del ciclo di riferimento operante producendo solo energia elettrica, in Figura 36 è rappresentato lo schema di impianto.

Tabella 20. Impianto di riferimento operante in modalità di sola produzione di energia elettrica. Rappresentazione del ciclo termodinamico

Caratterizzazione Impianto		
Variabili indipendenti		
P Max	bar	50
T Max	°C	420
T max Sali	°C	500
Variabili dipendenti		
T min sali	°C	242
P turbina	kWe	1149,3
P pompa ciclo	kWe	68,2
P pompa Sali	kWe	4,4
P pompa Olio	kWe	10,1
P ausiliari caldaia	kWe	80,2
P dry-cooler	kWe	21,9
P netta impianto	kWe	986,3
ΔP_{el} impianto	%	8,7
Q in ciclo	kW	4276,2
Q biomassa	kW/LHV	5345,3
Q dissipata	kW	3089,8
η Ciclo, lordo	%	27,74
η_{el} Ciclo, lordo	%	26,88
η_{el} Ciclo, netto	%	25,28
η_{el} Impianto, lordo	%	21,50
η_{el} Impianto, netto	%	18,45
Tout Rig	°C	147,90
ΔT hot Rig	°C	83,30
ΔT cold Rig	°C	58,77
UA Rig	kW/K	23,88
UA Primario	kW/K	67,40
ΔT Primario	°C	47,00
UA Cond	kW/K	112,99
Pot scambiate Rig	kW	630,98
$(V_{out}/V_{in})_{turb}$	-	244,67
$\Delta h_{is, turb}$	kJ/kg	114,25



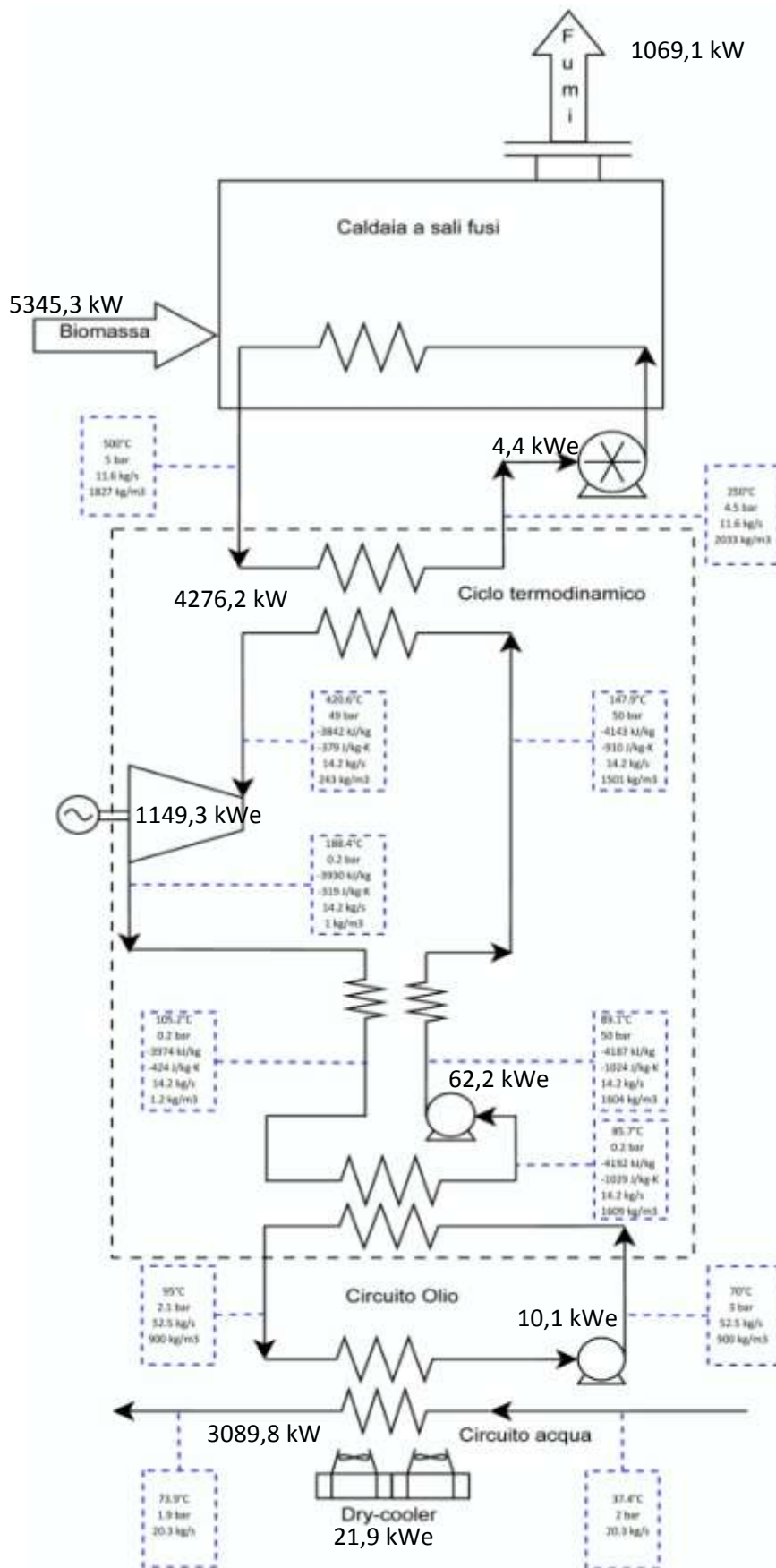
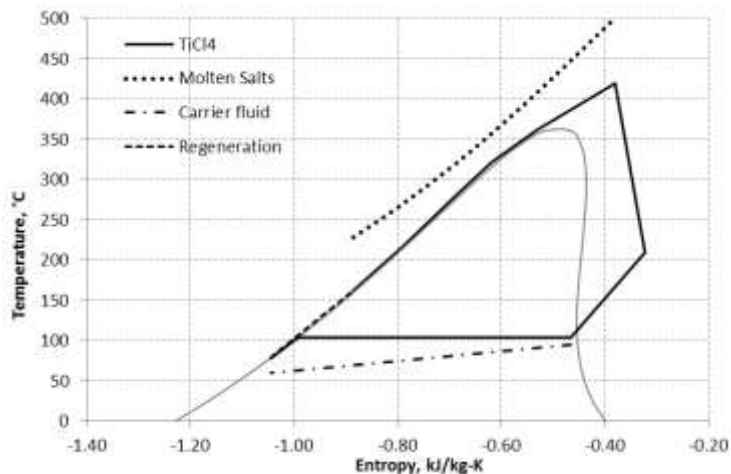


Figura 36. Impianto di riferimento operante in modalità di sola produzione di energia elettrica

Il ciclo termodinamico C1 ed il relativo impianto di riferimento è stato valutato in condizioni di carichi parziali, pari al 50% e al 75% della produzione di energia elettrica nominale. In Tabella 21 e Figura 37 sono riportati i risultati del caso con produzione al 50%.

Tabella 21. Risultati per l'impianto di riferimento operante al 50% della potenza nominale

Caratterizzazione Impianto		
Variabili indipendenti		
P Max	bar	50
T Max	°C	420
T Max Sali	°C	500
Variabili dipendenti		
T min sali	°C	228
P turbina	kWe	501,8
P pompa ciclo	kWe	34,1
P pompa Sali	kWe	2,2
P pompa Olio	kWe	5,1
P ausiliari caldaia	kWe	38,9
P netta impianto	kWe	421,5
Q in ciclo	kW	2076,4
Q biomassa	kWLHV	2595,5
Q utile	kW	1562,4
η Ciclo, lordo	%	24,76
η_{el} Ciclo, lordo	%	24,17
η_{el} Ciclo, netto	%	22,52
η_{el} Impianto, lordo	%	19,33
η_{el} Impianto, netto	%	16,24
η_{th} Impianto	%	60,19
$\eta_{globale}$ Impianto	%	76,43
Tout Rig	°C	162,09
ΔT hot Rig	°C	105,14
ΔT cold Rig	°C	80,45
UA Rig	kW/K	15,74
UA Primario	kW/K	41,85
ΔT Primario	°C	35,46
UA Cond	kW/K	72,41
Pot scambiate Rig	kW	437,68
$(V_{out}/V_{in})_{turb}$	-	140,34
$\Delta h_{is, turb}$	kJ/kg	102,66



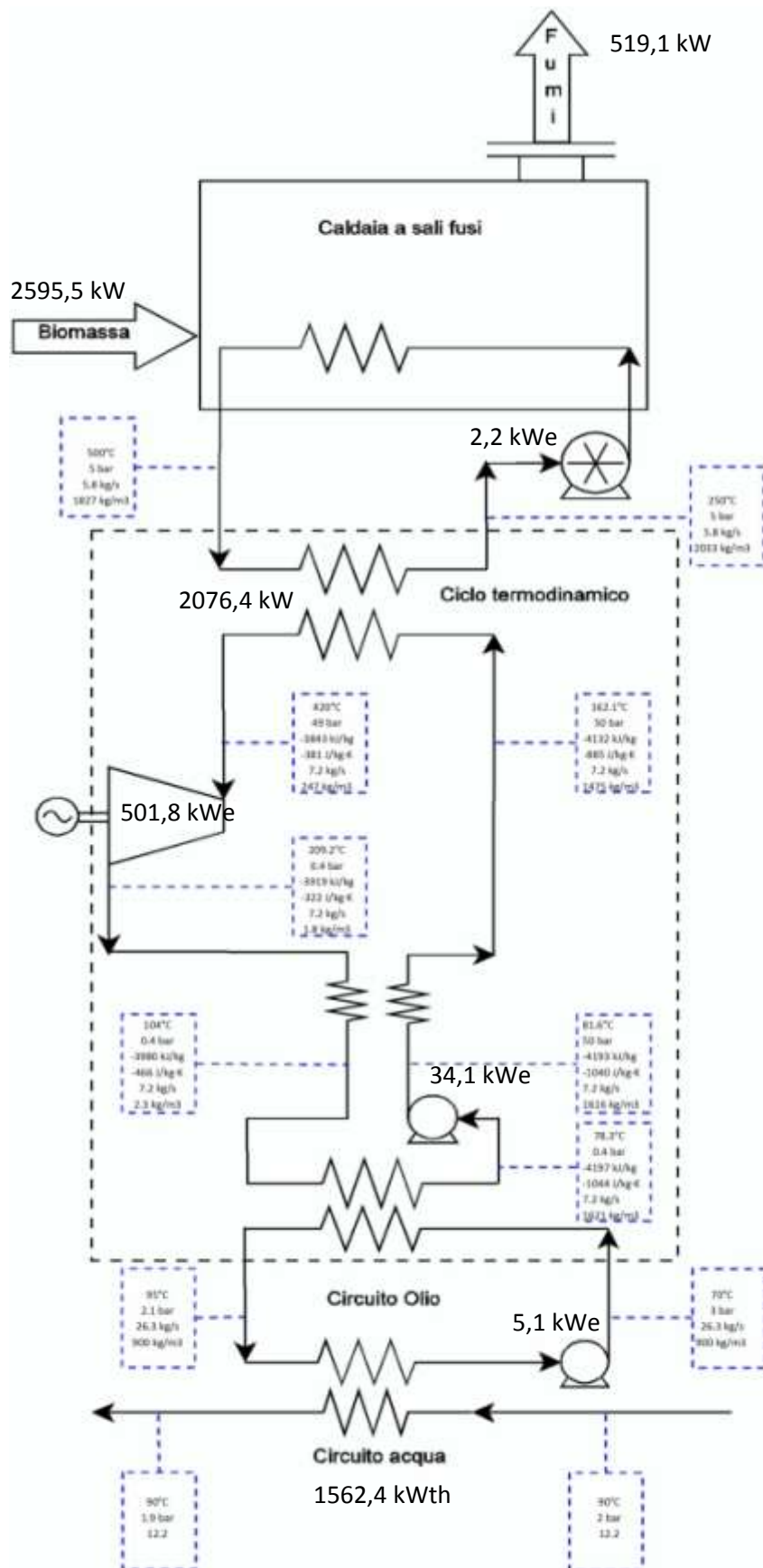
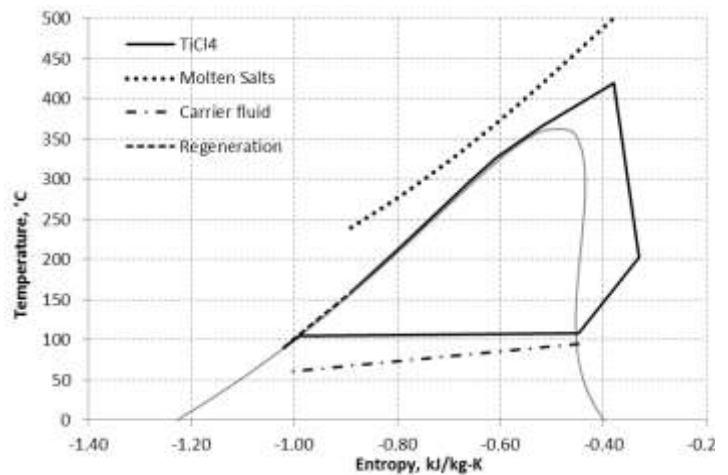


Figura 37. Schema di impianto per il caso $TiCl_4$ operante al 50% della potenza nominale

I risultati dello studio del ciclo in produzione elettrica pari al 75% del caso nominale sono riportati in Tabella 22 e Figura 38.

Tabella 22. Risultati per l'impianto di riferimento operante al 75% della potenza nominale

Caratterizzazione Impianto		
Variabili indipendenti		
P Max	bar	50
T Max	°C	420
T Max Sali	°C	500
Variabili dipendenti		
T min sali	°C	240
P turbina	kWe	789,5
P pompa ciclo	kWe	51,8
P pompa Sali	kWe	3,3
P pompa Olio	kWe	7,6
P ausiliari caldaia	kWe	58,8
P netta impianto	kWe	668,0
Q in ciclo	kW	3137,0
Q biomassa	kWLHV	3921,2
Q utile	kW	2326,4
η Ciclo, lordo	%	27,36
η l Ciclo, lordo	%	25,17
η l Ciclo, netto	%	23,52
η l Impianto, lordo	%	20,14
η l Impianto, netto	%	17,04
η th Impianto	%	59,33
η globale Impianto	%	76,37
Tout Rig	°C	159,41
ΔT hot Rig	°C	94,11
ΔT cold Rig	°C	66,36
UA Rig	kW/K	20,34
UA Primario	kW/K	54,50
ΔT Primario	°C	42,39
UA Cond	kW/K	97,32
Pot scambiata Rig	kW	542,76
(Vout/Vin)turb	-	134,65
Δh is, turb	kJ/kg	102,16



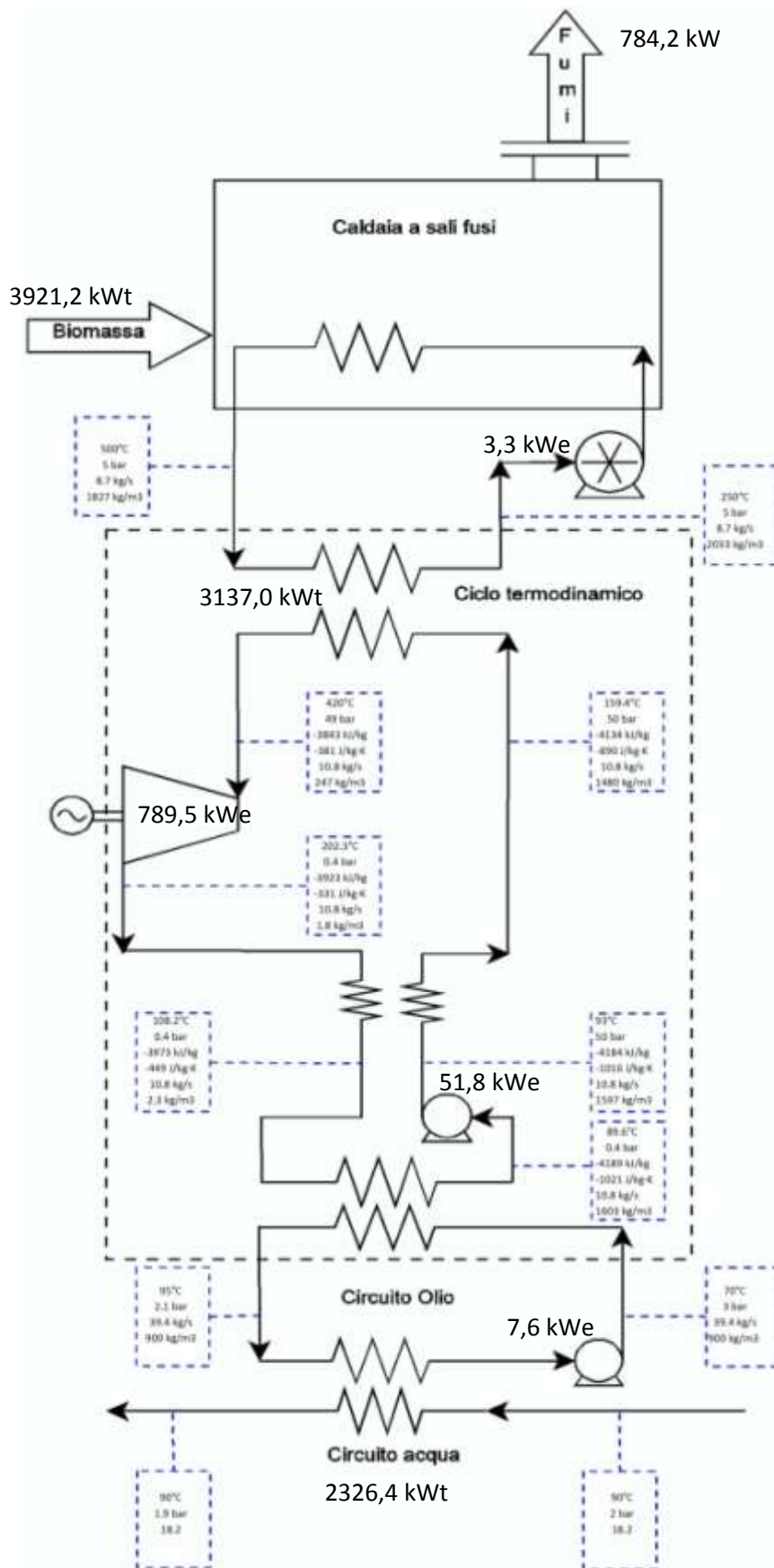


Figura 38. Schema di impianto per il caso $TiCl_4$ operante al 75% della potenza nominale

2.6.4 Dimensionamento principali componenti

2.6.4.1 Turbina

Scelte Preliminari

Le scelte preliminari effettuate possono essere riassunte nei punti seguenti:

- Si è presa in considerazione la tipologia di espansore più efficiente per l'applicazione in oggetto, vale a dire una turbina a flusso assiale multistadio, operante a numero di giri ottimale³ (quindi, accoppiata a un riduttore di giri, che aziona a sua volta a un generatore elettrico a 3000 g/1⁴)
- Si è adottata una soluzione che prevede un primo stadio parzializzato, seguito da due stadi ad ammissione totale, vuoi per ottimizzare il rendimento in condizioni nominali, vuoi per ottenere una più semplice modalità di regolazione dell'impianto: al variare delle condizioni operative, si mantengono invariate le condizioni di ammissione in turbina, agendo sull'arco di ammissione della turbina per modificare la portata massica fluente nell'impianto.
- Si è limitato il dimensionamento dettagliato della turbina a una sola configurazione nominale di ciclo: le variazioni del livello di pressione e/temperatura di ammissione in turbina introdotte nell'analisi termodinamica non sono tali da modificare in misura significativa né l'architettura della macchina (servono sempre comunque tre stadi, di cui il primo parzializzato e conviene per tutti i casi interporre un riduttore di giri fra la turbina e il generatore), né i livelli di rendimento politropico ottenibili.
- Si sono valutate le variazioni di rendimento in condizioni fuori progetto e i limiti operativi (minima pressione allo scarico) della macchina con metodologie semplificate, che garantiscono comunque un livello di precisione sufficiente ai fini dell'analisi condotta.

Metodologie di progetto della turbina

La progettazione della turbina è stata effettuata adottando un codice di calcolo sviluppato dal Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano, validato su decine di turbine assiali, realizzate per vari livelli di potenza, con vari fluidi di lavoro e diverse taglie. Il codice, denominato AXTUR, inizialmente nato per lo studio di turbine ORC, è stato successivamente utilizzato anche per turbine a vapor d'acqua e per stadi non raffreddati di turbine a gas, a ciclo aperto e chiuso.

In sintesi, il codice si basa sulla teoria monodimensionale delle turbomacchine e incorpora diverse opzioni per le correlazioni di perdite e di angoli di flusso, che consentono, per ognuna delle combinazioni di variabili progettuali che rispettano i vincoli geometrici e fluidodinamici, di ricostruire:

- i triangoli delle velocità,
- la geometria di ogni schiera della turbina (identificata dall'individuazione dei più significativi dati geometrici, quali passo, corda assiale, gola⁵, spessori, ecc.)
- l'andamento dell'espansione (pressione, temperatura, entalpia specifica) a monte e valle di ogni schiera, al diametro medio
- il profilo meridiano
- le prestazioni di ogni stadio e dell'intera macchina.

Essendo stato sviluppato per trattare anche fluidi a elevata massa molecolare e applicazioni per cicli a elevato rapporto di espansione, il codice AXTUR incorpora metodologie e correlazioni specializzate per flussi transonici e supersonici.

Il codice incorpora un *software* di ottimizzazione di funzioni multi-variabili con vincoli lineari e non lineari,

³ La soluzione considerata è monoalbero, l'unica compatibile a livello di costi e di semplicità impiantistica con l'applicazione studiata.

⁴ Non è stata qui approfondita l'eventuale convenienza economica di adottare un generatore a 1500 g/1'. Entrambe le soluzioni sono tecnicamente fattibili e garantiscono rendimenti elettrici analoghi.

⁵ Nel caso di pale subsoniche o transoniche corrisponde con la sezione di uscita del canale interpalare, nel caso di pale supersoniche la sezione minima si sposta a monte e la sezione di scarico aumenta, in base al numero di Mach del flusso allo scarico

che consente di individuare, fra tutte le possibili combinazioni delle variabili indipendenti, quella che fornisce il valore più elevato della funzione obiettivo, che, in genere, si assume pari al rendimento globale della macchina (dalle condizioni totali a monte a quelle statiche a valle dell'eventuale diffusore). Di fatto, il codice considera decine/centinaia di migliaia di diverse scelte progettuali, individuando, con metodi numerici di ottimizzazione, la soluzione migliore. La principale avvertenza nel suo utilizzo, che richiede una certa esperienza all'utilizzatore, è di partire da una combinazione di variabili da ottimizzare che dia luogo a una soluzione che rispetti i vincoli.

Una descrizione dettagliata delle metodologie adottate nel codice può essere trovata in numerose pubblicazioni (Macchi E., EFFICIENCY PREDICTION FOR AXIAL FLOW TURBINES OPERATING WITH NON CONVENTIONAL WORKING FLUIDS, 1981) (Macchi E., THEORETICAL PREDICTION OF THE OFF DESIGN PERFORMANCE OF AXIAL FLOW SINGLE STAGE TURBINES, 1977) (Macchi E. , COMPUTER PROGRAM FOR PREDICTION OF AXIAL FLOW TURBINE PERFORMANCE , 1970) (Macchi E. , DESIGN CRITERIA FOR TURBINES OPERATING WITH FLUIDS HAVING A LOW SPEED OF SOUND , 1977) (Macchi E. , METODI DI CALCOLO DI FLUIDODINAMICA DELLE MACCHINE , 1982) (Macchi E. , POWER CYCLE AND WORKING FLUIDS FOR LOW TEMPERATURE HEAT SOURCES, 1977) (Macchi E. O., 1976) (Angelino, 1991) (Lozza, INVESTIGATION ON THE EFFICIENCY POTENTIAL OF SMALL STEAM TURBINES OF VARIOUS CONFIGURATION, 1986) (Lozza, ON THE IN-FLUENCE OF THE NUMBER OF STAGES ON THE EFFICIENCY OF AXIAL FLOW TURBINES, 1982) (Macchi E. , 1985).

Nel caso particolare esaminato, si sono ottimizzate 27 variabili, ed il programma di ottimizzazione ha individuato la soluzione ottimale dopo circa 30.000 tentativi.

Dati di input per la turbina $TiCl_4$ (cogenerativo)

Dati termodinamici

Poiché l'espansione in una zona del diagramma di stato che non può essere assimilata a un gas perfetto, la trattazione delle proprietà termodinamiche è stata effettuata in due tempi:

- I. si è calcolata l'espansione isoentropica con il codice Aspen Plus;
- II. si è costruito un fluido di lavoro reale in AXTUR con la metodologia semplificata illustrata nelle referenze sopra citate.

Tabella 23. Fluido reale modellizzato in AXTUR per mezzo di coefficienti γ_{PT} , γ_{PV} , Cx e Z per ogni stadio

$\gamma_{PT\text{medio}}$	1,103	costante per tutti gli stadi
$\gamma_{PV\text{medio}}$	1,026	costante per tutti gli stadi
Cx	418	costante per tutti gli stadi
Z	0,72(1st) – 0,93(3st)	ricavati , note le densità in ingresso e allo scarico. Per lo stadio intermedio si è assunto un valore di 0,81 in input

Per un gas perfetto è difatti sufficiente definire il valore di γ_{PT} pari al rapporto tra il calore specifico a pressione costante e quello a volume costante. Il valore di γ_{PT} è funzione della complessità molecolare del fluido: 1,67 per fluidi monoatomici, 1,4 per i biatomici o per molecole triatomiche lineari e valori inferiori via via per molecole più complesse. Questo parametro lega direttamente il salto di pressione e il salto di temperatura per una espansione isoentropica da cui è poi possibile infine calcolare densità e entalpie con ipotesi di gas perfetto. Per un fluido reale occorre invece definire altri parametri e in particolare:

- γ_{PV} : lega la variazione di pressione a quella di densità
- Cx: lega il salto di temperatura al salto di entalpia specifica
- Z: che tiene conto delle deviazioni di gas reale dalla legge di gas perfetto, Questo parametro per un gas reale è inferiore all'unità poiché ad elevate pressioni e in prossimità del punto critico il fluido è più compresso rispetto ad un gas perfetto nelle stesse condizioni di temperatura e pressione

Questi valori di input al programma sono stati ricavati dai dati dell'espansione ottenuti con Aspen e sono qui considerati medi in mancanza di informazioni di dettaglio sul comportamento termodinamico del fluido di lavoro considerato.

In Tabella 24 vengono riportati i valori ottenuti dalla simulazione Aspen e dal dimensionamento con Axtur. È possibile osservare l'ottima concordanza dei risultati ottenuti sia per quanto riguarda il salto entalpico che le densità in ingresso ed uscita. Anche il valore di temperatura allo scarico risulta centrato a riprova della consistenza dei risultati ottenuti con i due programmi.

Tabella 24. Input AXTUR e verifica dei risultati

	Aspen	Axtur
MM , g/mol		190
M , kg/s	13,54	
P_{in} , bar	48,5	
T_{in} , °C	450	
P_{out} , bar	0,45	
Dh isoentropico, J kg⁻¹ K⁻¹	107000	107021
rho_{inlet} , kg/m³	212,327	212,874
rho_{outlet} , kg/m³	2,218	2,197
T_{outlet} reale , °C	Circa 230	230,8

Sintesi dei risultati ottenuti in condizioni nominali

Una sintesi dei risultati ottenuti è riportata nelle seguenti tabelle/grafici. Il rendimento complessivo risultante è superiore a 85%: come discusso successivamente, nell'analisi termodinamica si è ridotto conservativamente questo valore a 80%.

Si riporta una breve descrizione delle variabili utilizzate in Tabella 25:

- **RPM**: rotation per minute, velocità di rotazione della turbina. Un valore di 3000 corrisponde ad una frequenza di 50 Hz pari a quella della rete nazionale Italiana. Nel caso considerato si utilizza una macchina veloce collegata al generatore con un riduttore di giri,
- **Grado di ammissione**: indica la parzializzazione della sezione frontale della turbina. Si utilizza un primo stadio parzializzato per aumentare l'efficienza complessiva della macchina. Nel caso di una ammissione totale le piccole portate volumetriche imposte comporterebbero delle altezze di pala estremamente ridotte e l'introduzione di elevate perdite fluidodinamiche dovute ad effetti secondari e di bordo. La scelta della parzializzazione permette di aumentare l'altezza di pala e l'efficienza del primo stadio pur introducendo delle perdite di pompaggio tipiche di una soluzione parzializzata. Gli stadi successivi sono ovviamente ad ammissione totale.
- **Grado di reazione**: indica per ogni stadio la frazione di salto entalpico smaltita dallo statore rispetto al salto entalpico tra monte e valle dello stadio. Un valore di zero è rappresentativo di uno stadio ad azione in cui tutto il salto di pressione è smaltito dallo statore mentre un valore vicino a 0,5, stadio a reazione, permette di massimizzare il rendimento. Il primo stadio della macchina ottimizzata è ad azione puro e non potrebbe essere altrimenti essendo uno stadio parzializzato.
- **Kis**: è il coefficiente di carico, È un parametro adimensionale che tiene conto del carico della schiera come rapporto del salto di entalpia e dell'energia cinetica della velocità periferica al diametro medio. Maggiore è Kis maggiore è il carico sullo stadio e minore il rendimento.
- **Rapporto di espansione**: rapporto tra la pressione a monte e a valle dello stadio.
- **Umedia**: velocità periferica al diametro medio.
- **Numeri di Mach**: sono i valori della velocità del fluido rispetto alla velocità del suono in date condizioni. Per Numeri di Mach all'ingresso superiori all'unità si hanno effetti di onde d'urto che

riducono sensibilmente il rendimento della schiera. Per numeri di Mach allo scarico superiori ad 1,4 si richiede l'utilizzo di canali convergenti-divergenti non essendo più possibile utilizzare semplicemente processi di post espansione. Il numero di Mach assiale allo scarico è invece utile alla valutazione di possibili condizioni di blocco sonico allo scarico in condizioni di off-design.

- Ns: è il numero di giri specifico dello stadio e influisce direttamente sul rendimento, Per uno stadio singolo valori di Ns ottimo sono intorno a 0,1; nel caso di una macchina multistadio invece non si può garantire per ogni stadio il valore ottimo e si favorisce l'ultimo stadio (Ns=1,22) essendo quello più caricato.
- etaT-S: è il rendimento total-to-static per ogni stadio. Il rendimento complessivo della macchina è influenzato dai valori di ogni singolo stadio e dal coefficiente di recupero dell'energia cinetica allo scarico che viene assunto pari al 50%.

Tabella 25. Sintesi risultati ottenuti dal dimensionamento della turbina

	1	2	3
RPM	6500	6500	6500
Grado di ammissione	23,6%	100%	100%
Grado di reazione	0	0,04513	0,3914
K is	5,093	3,842	2,715
Rapporto di espansione	6,7484	5,016	3,667
U media (m/s)	139,2	139,4	140,8
Mach in statore	0,0752	0,1066	0,216
Mach out statore	1,7915	1,604	1,134
Mach in rotore	1,018	0,799	0,343
Mach out rotore	0,9056	0,8031	0,996
Mach out assiale	0,4392	0,2094	0,239
Ns	0,02118	0,05506	0,1274
Eta T-S	71,596%	84,399%	89,362%
Eta globale		85,171%	

In Figura 39 si riporta il profilo meridiano della macchina composta da tre stadi (colorati in blu, verde e arancione) in cui sono sempre presenti due schiere: lo statore e il rotore. È possibile apprezzare come la soluzione ottimizzata presenti un incremento di altezza di pala ben distribuito e sostanzialmente simmetrico rispetto al diametro medio della schiera. Il diagramma dei triangoli di velocità rappresenta invece i vettori di velocità in ingresso (a sinistra) e in uscita (a destra) per ogni schiera rotorica. Ogni triangolo è sempre costituito da un vettore orizzontale (la velocità periferica media dello stadio) e due vettori obliqui (quello di sinistra rappresenta la velocità con riferimento assoluto mentre quello di destra la velocità relativa alla schiera in rotazione). Le proporzioni tra i vettori in un dato triangolo e il confronto tra triangoli in ingresso ed in uscita permette di ottenere conclusioni sulla tipologia di stadio, sul suo carico e sulle sue possibili criticità. Nel caso in esame si sottolinea come il primo stadio presenta un triangolo in ingresso particolarmente aperto caratteristico di uno stadio ad azione mentre gli stadi successivi presentano triangoli più chiusi rappresentativi di stadi via via sempre più a reazione e con efficienze elevate.

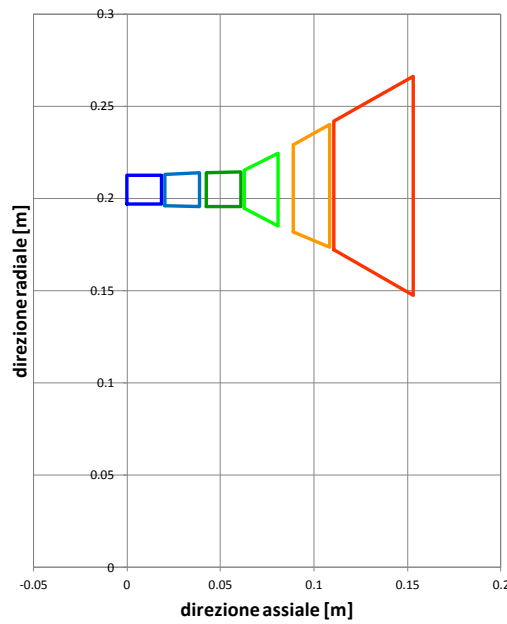


Figura 39. Rappresentazione della geometria degli stadi di turbina, in direzione assiale e radiale

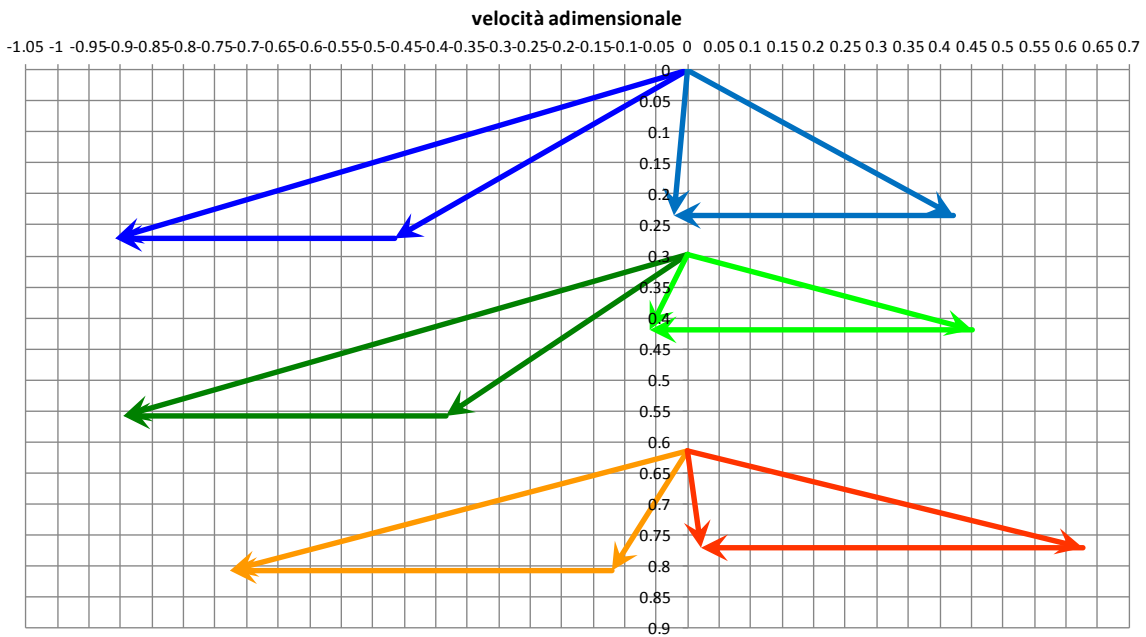


Figura 40. Triangoli di velocità dei flussi

Funzionamento ai carichi parziali

Come sopra ricordato, la regolazione dell’impianto avviene per parzializzazione. Fino al 50% del carico, si agisce sull’arco di ammissione della turbina, per mantenere approssimativamente⁶ costanti la pressione e la temperatura all’ingresso della turbina. Al diminuire dell’arco di ammissione e conseguentemente della

⁶ Se si impone la costanza della pressione all’ingresso della macchina, si potrà avere una piccola variazione della temperatura. Nei cicli a vapore convenzionali si adotta un attemperamento per mantenere anche la costanza della temperatura all’ingresso della turbina: in questo caso, si preferisce evitare questa complicazione impiantistica, accettando variazioni (aumenti, comunque modesti) della temperatura.

portata massica, si ha una diminuzione della pressione a valle del primo stadio (nella cosiddetta *camera ruota*): approssimativamente, al 50% del carico la pressione in camera ruota dimezza. Questo comporta che il primo stadio elabori un salto entalpico maggiore del valore nominale e che il suo rendimento peggiori, per molteplici motivi:

- aumenta il numero di Mach allo scarico del rotore
- aumenta il numero di Mach della velocità relativa all'ingresso del rotore
- la velocità assoluta allo scarico avrà una maggiore componente tangenziale
- aumenta l'importanza relativa delle perdite di ventilazione

Il risultato complessivo di questi effetti porta a una diminuzione significativa del rendimento del primo stadio (da circa il 71% al 100% del carico, a circa 63% al 50% del carico).

Il secondo stadio della turbina opera approssimativamente con gli stessi rapporti di espansione e rendimenti del caso nominale, mentre il terzo stadio, a causa del minor rapporto di espansione, diminuirà la velocità di scarico: di conseguenza, aumenteranno le perdite per energia cinetica allo scarico e peggiorerà il suo rendimento. Appaiono ragionevoli le seguenti assunzioni:

- rendimento complessivo all'80% del carico: 78% (perdita di due punti di rendimento rispetto al caso nominale)
- rendimento complessivo al 50% del carico: 74% (perdita di sei punti di rendimento rispetto al caso nominale)

Rendimento in condizioni “solo elettrico”

Al diminuire della temperatura di condensazione, la turbina reagisce unicamente aumentando la velocità allo scarico dell'ultimo stadio: fino alla gola delle pale rotoriche del terzo stadio, il flusso non è infatti in grado di percepire la diminuzione di pressione allo scarico. Tutto l'incremento del rapporto di espansione si manifesta a valle delle gole dell'ultima schiera statorica. Si verifica il fenomeno della *post-espansione*: il flusso si espande cercando aree di passaggio maggiori e quindi ruota verso la direzione assiale. Contemporaneamente aumenta la componente tangenziale della velocità e quindi il lavoro euleriano dello stadio. Il meccanismo della post-espansione è poco dissipativo per valori limitati del rapporto di espansione a valle delle gole rotoriche, ma progressivamente si manifestano sempre più importanti fenomeni irreversibili legati alle onde d'urto al bordo di uscita delle pale che portano a un decadimento del rendimento. L'incremento di potenza conseguente all'aumentato rapporto di espansione ha un valore limite che corrisponde al valore di Mach assiale pari a uno.

Nell'analisi effettuata sul comportamento della macchina in condizioni *full electric* si è assunto che tale situazione limite si verifichi per una contropressione allo scarico della macchina pari a 0,2 bar. In detta situazione, il rendimento complessivo di espansione si riduce di tre punti (da 80 a 77%) rispetto alle condizioni nominali.

2.6.4.2 Scambiatore di calore primario

Lo scambiatore di calore primario è uno scambiatore shell and tube, con il fluido di lavoro ad alta pressione nei tubi e i sali caldi a bassa pressione nel mantello. Lo scambiatore è stato calcolato e selezionato con il programma AspenTech “Exchanger Design and Rating V7.3” in modalità di calcolo “Design”. Tale modalità di calcolo seleziona la geometria più economica per soddisfare la prestazione richiesta all'interno della classe di scambiatori selezionata dall'utente. Assegnate quindi le condizioni di portata, temperatura e pressione dei fluidi in ingresso e in uscita derivanti dai calcoli delle simulazioni di processo e assegnate le perdite di carico ammissibili, il programma seleziona la geometria ottima e fornisce una stima del costo dello scambiatore. Nel caso le dimensioni dello scambiatore superino limiti legati alla pratica industriale sulla lunghezza complessiva massima e sul diametro della shell, il programma propone soluzioni con scambiatori in serie o in parallelo.

Dal momento che le minime differenze di temperatura nello scambiatore primario sono sempre piccole, è importante che lo scambiatore realizzi un buon controcorrente. Di conseguenza, sono state considerate

come possibili classi di scambiatori quelle a singolo passaggio (Shell type E in Figura 41), a doppio passaggio (Shell type F in Figura 41) e di tipo “hairpin” (Figura 42). Quest’ultima geometria, da un punto di vista termofluidodinamico, non è molto diversa dalle precedenti, essendo di fatto un lungo scambiatore a singolo passaggio “ripiegato” a metà lunghezza. In tutti i casi esaminati, le geometrie a doppio passaggio ed hairpin si sono dimostrate più convenienti rispetto a quella a singolo passaggio, per la possibilità di mantenere velocità dei fluidi più elevate a pari numero di unità e loro dimensione e quindi coefficienti di scambio termico globali più elevati.

Nelle Figure 43 - 48 sono riportati i dettagli degli scambiatori primari degli impianti a $TiCl_4$ da 1 MW. In tutti i casi sono richiesti 2 o 3 scambiatori in serie per scambiare la potenza di progetto. Nei casi che combinano temperatura massima di 450 °C e bassa temperatura di ritorno dei sali (210 e 220 °C) sono richieste 6 unità in serie. In Figura 49 sono riportati i dati dello scambiatore principale per il ciclo da 200 kW_e, costituito da una sola unità. Anche per il ciclo a PP9 è risultata sufficiente una sola unità, per la più bassa potenza scambiata rispetto ai cicli da 1 MW_e a $TiCl_4$.

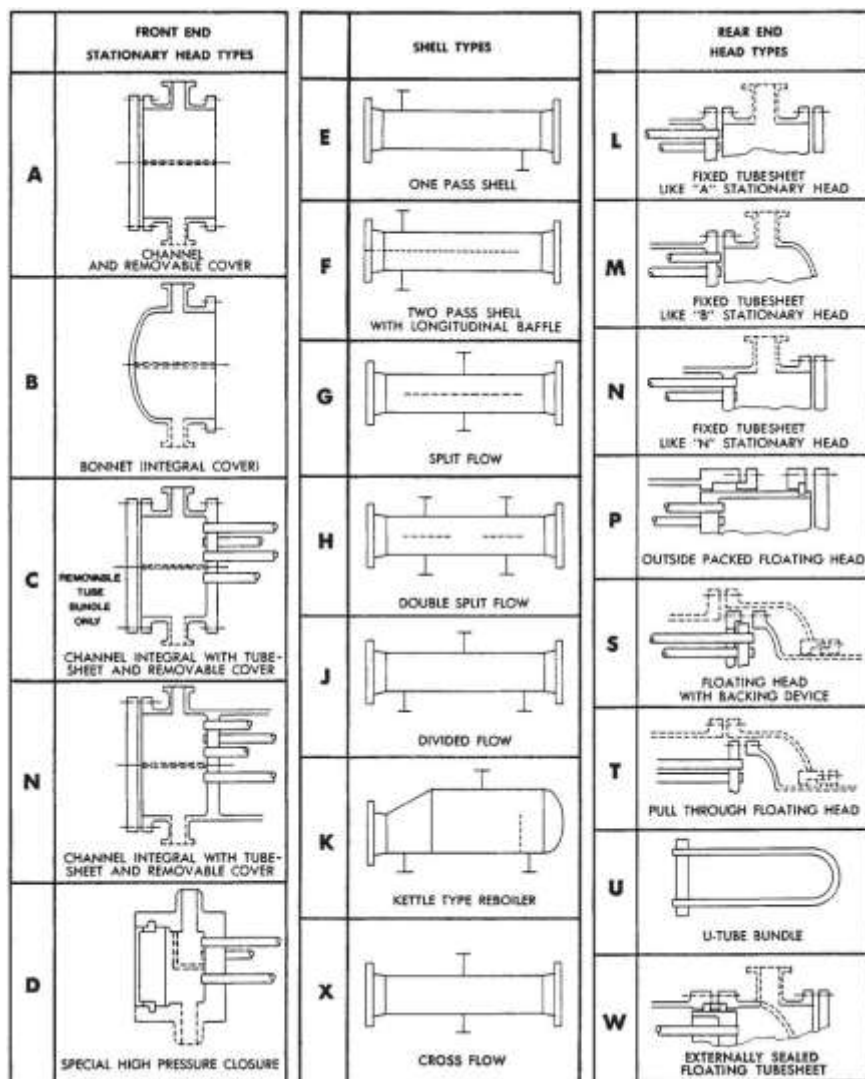


Figura 41. Classificazione TEMA degli scambiatori Shell and Tube (Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc.)

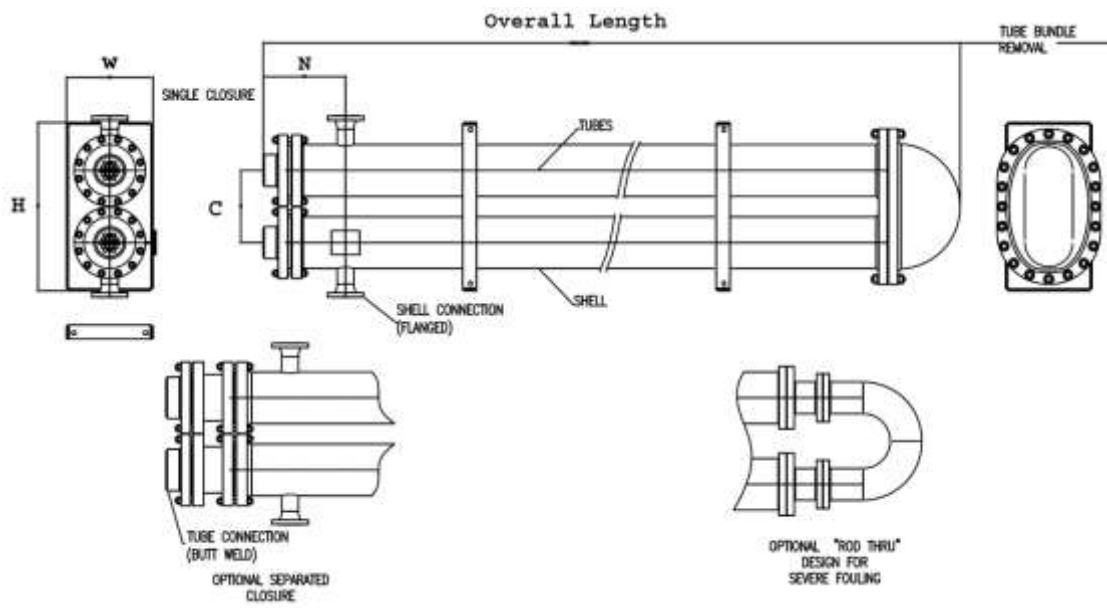


Figura 42. Generica geometria di scambiatori "hairpin" (www.hed-inc.com/hairpin.html, 2013)

Size	387 /	5700 mm	Type	AFM	Hor	Connected in	1	parallel	2	series	
Surf/unit (eff.)	91.5	m ²	Shells/unit	2		Surf/shell (eff.)	45.8			m ²	
PERFORMANCE OF ONE UNIT											
Fluid allocation						Shell Side				Tube Side	
Fluid name						Molten Salt				TiCl ₄	
Fluid quantity, Total			kg/s			11.6247				14.359	
Vapor (In/Out)			kg/s			0		0	0	14.359	
Liquid			kg/s			11.6247		11.6247	14.359	0	
Noncondensable			kg/s			0				0	
Temperature (In/Out)			C			500		250	163.1	421.68	
Dew / Bubble point			C						368.23	363.29	
Density (Vap / Liq)			kg/m ³			/ 1826.5		/ 2033	/ 1472.9	250.5 /	
Viscosity			mPa*s			/ 1.14		/ 11.76	/ 0.3269	0.03 /	
Molecular w t, Vap										189.69	
Molecular w t, NC											
Specific heat			kJ/(kg*K)			/ 1.39		/ 1.465	/ 0.777	0.789 /	
Thermal conductivity			W/(m*K)			/ 0.519		/ 0.519	/ 0.1303	0.016 /	
Latent heat			kJ/kg						20.9	20.9	
Pressure (abs)			bar			5		4.54065	50	49.6349	
Velocity			m/s			0.48			3.56		
Pressure drop, allow ./calc.			bar			0.5		0.45935	1.5	0.3651	
Fouling resist. (min)			m ² *K/W			0.0001			0.0001	0.00013 Ao based	
Heat exchanged	4148.6		kW						MTD corrected	59.58 C	
Transfer rate, Service	761		Dirty					772.6 Clean	937.7	W/(m ² *K)	
CONSTRUCTION OF ONE SHELL											
										Sketch	
Design/vac/test pressure:	bar	8.4 / / /				60 / / /					
Design temperature	C	500				450					
Number passes per shell		2				2					
Corrosion allow ance	mm	1.59				1.59					
Connections	In	mm	1	88.9 / -		1	152.4 / -				
Size/rating	Out		1	76.2 / -		1	152.4 / -				
Nominal	Intermediate		1	76.2 / -		1	152.4 / -				
Tube No.	104	OD	25.4	Tks- Avg	2.77	mm	Length	5700	mm	Pitch	31.75 mm
Tube type	Plain			Material		Carbon Steel	Tube pattern			30	
Shell	Carbon Steel	ID	387.4	OD	406.4	mm	Shell cover			-	
Channel or bonnet	Carbon Steel						Channel cover			Carbon Steel	
Tubesheet-stationary	Carbon Steel						Tubesheet-floating			-	
Floating head cover	-						Impingement protection			None	
Baffle-crossing	Carbon Steel	Type	Single segme	Cut(%d)	43	V	Spacing: c/c			325 mm	
Baffle-long	Carbon Steel		Seal type				Inlet			318.98 mm	
Supports-tube			U-bend				Type				
Bypass seal			Tube-tubesheet joint				Exp.				
Expansion joint	-		Type								
RhoV2-Inlet nozzle		1818	Bundle entrance			107	Bundle exit			96)	
Gaskets - Shell side	-		Tube Side				Flat Metal Jacket Fibe				
Floating head	-										
Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1					TEMA class			C - general service	
Weight/Shell	2723.5		Filled with w ater				3303.7		Bundle	1353.7 kg	
Remarks											

Figura 43. Scambiatore principale (2 scambiatori in serie a doppio passaggio Shell) per il ciclo da 1 MW_e a TiCl₄ con temperatura massima 420 °C e raffreddamento dei sali da 500 a 250 °C

Size	387	/	5550	mm	Type	AFM	Hor	Connected in	1	parallel	3	series
Surf/unit (eff.)	133.5	m ²			Shells/unit	3		Surf/shell (eff.)	44.5			m ²
PERFORMANCE OF ONE UNIT												
Fluid allocation			Shell Side				Tube Side					
Fluid name			Molten Salt				TiCl ₄					
Fluid quantity, Total			kg/s				10.9436					
Vapor (In/Out)			kg/s				0					
Liquid			kg/s				10.9436					
Noncondensable			kg/s				0					
Temperature (In/Out)			C				500					
Dew / Bubble point			C				250					
Density (Vap / Liq)			kg/m ³				1826.5					
Viscosity			mPa*s				1.14					
Molecular w t, Vap												
Molecular w t, NC												
Specific heat			kJ/(kg*K)				1.39					
Thermal conductivity			W/(m*K)				0.519					
Latent heat			kJ/kg									
Pressure (abs)			bar				5					
Velocity			m/s				0.45					
Pressure drop, allow ./calc.			bar				0.5					
Fouling resist. (min)			m ² *K/W				0.0001					
Heat exchanged			kW				3905.5					
Transfer rate, Service			Dirty				706.4					
			Clean				842					
							W/(m ² *K)					
CONSTRUCTION OF ONE SHELL										Sketch		
			Shell Side				Tube Side					
Design/vac/test pressure:			bar				8.4					
Design temperature			C				500					
Number passes per shell							2					
Corrosion allowance			mm				1.59					
Connections			In				mm					
Size/rating			Out				mm					
Nominal			Intermediate				mm					
Tube No.			104				OD					
			25.4				Tks- Avg					
			2.77				mm					
			5550				mm					
			Pitch				31.75					
			mm									
Tube type			Plain				Material					
			Carbon Steel				Tube pattern					
			30									
Shell			Carbon Steel				ID					
			387.4				OD					
			406.4				mm					
Shell cover							-					
Channel or bonnet			Carbon Steel				Channel cover					
			Carbon Steel				Carbon Steel					
Tubesheet-stationary			Carbon Steel				Tubesheet-floating					
			-				-					
Floating head cover			-				Impingement protection					
			-				None					
Baffle-crossing			Carbon Steel				Type					
			Single segme				Cut(%d)					
			43				V					
			Spacing: c/c				370					
			mm									
Baffle-long			Carbon Steel				Seal type					
							Inlet					
							461.48					
							mm					
Supports-tube			U-bend				Type					
Bypass seal			Tube-tubesheet joint				Exp.					
Expansion joint			-				Type					
RhoV2-Inlet nozzle			1612				Bundle entrance					
							46					
							Bundle exit					
							42					
Gaskets - Shell side			-				Tube Side					
							Flat Metal Jacket Fibe					
Floating head			-									
Code requirements			ASME Code Sec VIII Div 1				TEMA class					
							C - general service					
Weight/Shell			2641.7				Filled w ith w ater					
							3208.6					
							Bundle					
							1320					
							kg					
Remarks												

Figura 44. Scambiatore principale (3 scambiatori in serie a doppio passaggio Shell) per il ciclo da 1 MW_e a TiCl₄ con temperatura massima 450 °C e raffreddamento dei sali da 500 a 250 °C

Size	387	/	6000	mm	Type	AMU	Hor	Connected in	1	parallel	3	series
Surf/unit(eff.)	294.3	m2	Shells/unit	3	Surf/shell (eff.)	98.1	m2					
PERFORMANCE OF ONE UNIT												
Fluid allocation												
Fluid name												
Fluid quantity, Total												
Vapor (In/Out)												
Liquid												
Noncondensable												
Temperature (In/Out)												
Dew / Bubble point												
Density (Vap / Liq)												
Viscosity												
Molecular wt, Vap												
Molecular wt, NC												
Specific heat												
Thermal conductivity												
Latent heat												
Pressure (abs)												
Velocity												
Pressure drop, allow /calc.												
Fouling resist. (min)												
Heat exchanged	4148.6											
Transfer rate, Service	502.3											
CONSTRUCTION OF ONE SHELL												
Design/vac/test pressure:	bar	8.4	/	/	/	60	/	/	/			
Design temperature	C	500				450						
Number passes per shell		1				1						
Corrosion allowance	mm	1.59				1.59						
Connections	In	mm	1	254	/	-	1	203.2	/	-		
Size/rating	Out		1	254	/	-	1	203.2	/	-		
Nominal	Intermediate		1	254	/	-	1	203.2	/	-		
Tube No.	96	OD	25.4	Tks- Avg	2.77	mm	6000	mm	Pitch	31.75	mm	
Tube type	Plain	Material	Carbon Steel	Tube pattern	30							
Shell	Carbon Steel	ID	387.4	OD	406.4	mm	Shell cover	Carbon Steel				
Channel or bonnet	Carbon Steel	Channel cover	Carbon Steel									
Tubesheet-stationary	Carbon Steel	Tubesheet-floating	-									
Floating head cover	-	Impingement protection	None									
Baffle-crossing	Carbon Steel	Type	Single segme	Cut(%d)	43	H	Spacing: c/c	185	mm			
Baffle-long	-	Seal type		Inlet	520.48	mm						
Supports-tube		U-bend		Type								
Bypass seal		Tube-tubesheet joint	Exp.									
Expansion joint	-	Type										
RhoV2-Inlet nozzle	19	Bundle entrance	24	Bundle exit	21)						
Gaskets - Shell side	Flat Metal Jacket Fibe	Tube Side	Flat Metal Jacket Fibe									
Floating head	-											
Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1	TEMA class	C - general service									
Weight/Shell	4750.5	Filled with water	5259.1	Bundle	2122.2	kg						
Remarks												

Figura 45. Scambiatore principale (3 scambiatori in serie Hairpin) per il ciclo da 1 MW_e a TiCl₄ con temperatura massima 420 °C e raffreddamento dei sali da 500 a 200 °C

Size	387 /	5850 mm	Type	AMU	Hor	Connected in	1	parallel	2	series
Surf/unit(eff.)	191.6	m2	Shells/unit	2		Surf/shell (eff.)	95.8			m2
PERFORMANCE OF ONE UNIT										
Fluid allocation										
Fluid name										
Fluid quantity, Total										
Vapor (In/Out)										
Liquid										
Noncondensable										
Temperature (In/Out)										
Dew / Bubble point										
Density (Vap / Liq)										
Viscosity										
Molecular wt, Vap										
Molecular wt, NC										
Specific heat										
Thermal conductivity										
Latent heat										
Pressure (abs)										
Velocity										
Pressure drop, allow ./calc.										
Fouling resist. (min)										
Heat exchanged	4365.2									
Transfer rate, Service	524.6									
CONSTRUCTION OF ONE SHELL										
Design/vac/test pressure:	bar	8.4	/	/		60	/	/		
Design temperature	C				500					450
Number passes per shell					1					1
Corrosion allowance	mm				1.59					1.59
Connections	In	mm	1	254	/	-	1	203.2	/	-
Size/rating	Out		1	254	/	-	1	203.2	/	-
Nominal	Intermediate		1	254	/	-	1	203.2	/	-
Tube No.	96									
Tube type	Plain									
Shell	Carbon Steel	ID	387.4	OD	406.4	mm				
Channel or bonnet	Carbon Steel									
Tube-sheet-stationary	Carbon Steel									
Floating head cover	-									
Baffle-crossing	Carbon Steel	Type	Single segme	Out(%d)	36	H	Spacing: c/c	165		mm
Baffle-long	-		Seal type				Inlet	620.48		mm
Supports-tube			U-bend				Type			
Bypass seal			Tube-tubesheet joint				Exp.			
Expansion joint	-		Type							
RhoV2-Inlet nozzle	21	Bundle entrance				18	Bundle exit	16)
Gaskets - Shell side	Flat Metal Jacket Fibe		Tube Side				Flat Metal Jacket Fibe			
Floating head	-									
Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1						TEMA class	C - general service		
Weight/Shell	4684.7		Filled with water			5180.4	Bundle	2085.1		kg
Remarks										

Figura 46. Scambiatore principale (2 scambiatori in serie Hairpin) per il ciclo da 1 MW_e a TiCl₄ con temperatura massima 400 °C e raffreddamento dei sali da 500 a 200 °C

Size	387 /	6000 mm	Type	AFM	Hor	Connected in	1	parallel	6	series
Surf/unit(eff.)	289.3	m2	Shells/unit	6		Surf/shell (eff.)	48.2			m2
PERFORMANCE OF ONE UNIT										
Fluid allocation						Shell Side				Tube Side
Fluid name						Molten Salt				TiCl4
Fluid quantity, Total						kg/s	9.7404			13.22
Vapor (In/Out)						kg/s	0	0	0	13.22
Liquid						kg/s	9.7404	9.7404	13.22	0
Noncondensable						kg/s	0			0
Temperature (In/Out)						C	500	220	183.21	450.55
Dew / Bubble point						C			368.74	363.42
Density (Vap / Liq)						kg/m3	/ 1826.5	/ 2058	/ 1433.7	214.6 /
Viscosity						mPa*s	/ 1.14	/ 18.45	/ 0.3007	0.029 /
Molecular wt, Vap										189.69
Molecular wt, NC										
Specific heat						kJ/(kg*K)	/ 1.39	/ 1.474	/ 0.788	0.711 /
Thermal conductivity						W/(m*K)	/ 0.519	/ 0.519	/ 0.1284	0.017 /
Latent heat						kJ/kg			20.9	20.9
Pressure (abs)						bar	5	4.50808	50	48.94305
Velocity						m/s	0.4		3.82	
Pressure drop, allow ./calc.						bar	0.5	0.49192	1.5	1.05695
Fouling resist. (min)						m2*K/W	0.0001		0.0001	0.00013 Ao based
Heat exchanged	3905.5					kW			MTD corrected	21.78 C
Transfer rate, Service	619.7					Dirty		621.1	Clean	723.6 W/(m2*K)
CONSTRUCTION OF ONE SHELL										
										Sketch
Design/vac/test pressure:	bar	8.4	/	/		60	/	/		
Design temperature	C	500				450				
Number passes per shell		2				2				
Corrosion allowance	mm	1.59				1.59				
Connections	In	mm	1	102	/	-	1	101.6	/	-
Size/rating	Out		1	88.9	/	-	1	152.4	/	-
Nominal	Intermediate		1	88.9	/	-	1	101.6	/	-
Tube No.	104	OD	25.4	Tks- Avg	2.77	mm	Length	6000 mm	Pitch	31.75 mm
Tube type	Plain			Material		Carbon Steel	Tube pattern	30		
Shell	Carbon Steel	ID	387.4	OD	406.4	mm	Shell cover	-		
Channel or bonnet	Carbon Steel			Channel cover		Carbon Steel				
Tubesheet-stationary	Carbon Steel			Tubesheet-floating		-				
Floating head cover	-			Impingement protection		None				
Baffle-crossing	Carbon Steel	Type	Single segme	Out(%d)	43	V	Spacing: c/c	605	mm	
Baffle-long	Carbon Steel	Seal type		Inlet	485.48	mm				
Supports-tube		U-bend		Type						
Bypass seal		Tube-tubesheet joint		Exp.						
Expansion joint	-	Type								
RhoV2-Inlet nozzle	770	Bundle entrance	30	Bundle exit	33)				
Gaskets - Shell side	-	Tube Side		Flat Metal Jacket Fibe						
Floating head	-									
Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class		C - general service				
Weight/Shell	2775.7	Filled with water	3384.5	Bundle	1407	kg				
Remarks										

Figura 47. Scambiatore principale (6 scambiatori in serie a doppio passaggio Shell) per il ciclo da 1 MWe a TiCl4 con temperatura massima 450 °C e raffreddamento dei sali da 500 a 220 °C

Size	650 /	6000 mm	Type	AFM	Hor	Connected in	1	parallel	6	series	
Surf/unit(eff.)	881.6	m2	Shells/unit	6		Surf/shell (eff.)	146.9			m2	
PERFORMANCE OF ONE UNIT											
Fluid allocation			Shell Side				Tube Side				
Fluid name			Molten Salt				TiCl4				
Fluid quantity, Total			kg/s				9.3947				
Vapor (In/Out)			kg/s				0				
Liquid			kg/s				9.3947				
Noncondensable			kg/s				0				
Temperature (In/Out)			C				500				
Dew / Bubble point			C				210				
Density (Vap / Liq)			kg/m3				1826.5 / 2066				
Viscosity			mPa*s				1.14 / 21.44				
Molecular wt, Vap							189.69				
Molecular wt, NC											
Specific heat			kJ/(kg*K)				1.39 / 1.477				
Thermal conductivity			W/(m*K)				0.519 / 0.519				
Latent heat			kJ/kg				20.9				
Pressure (abs)			bar				5 / 4.62307				
Velocity			m/s				0.2				
Pressure drop, allow ./calc.			bar				0.5 / 0.37693				
Fouling resist. (min)			m2*K/W				0.0001				
Heat exchanged			kW				3905.5				
Transfer rate, Service			Dirty				355.4				
			Clean				387.3				
			MTD corrected				12.46 C				
CONSTRUCTION OF ONE SHELL											
Shell Side						Tube Side					
Design/vac/test pressure:		bar	8.4	/	/	60		/	/		
Design temperature		C	500			450					
Number passes per shell			2			2					
Corrosion allowance		mm	1.59			1.59					
Connections		In	mm	1	102	/	-	1	101.6	/	
Size/rating		Out	1	88.9	/	-	1	152.4	/		
Nominal		Intermediate	1	88.9	/	-	1	101.6	/		
Tube No.	323	OD	25.4	Tks- Avg	2.77	mm	Length	6000	mm	Pitch	
Tube type	Plain	Material	Carbon Steel			Tube pattern	30				
Shell	Carbon Steel	ID	650	OD	674	mm	Shell cover	-			
Channel or bonnet	Carbon Steel	Channel cover	Carbon Steel								
Tubesheet-stationary	Carbon Steel	Tubesheet-floating	-								
Floating head cover	-	Impingement protection	None								
Baffle-crossing	Carbon Steel	Type	Single segme	Cut(%d)	42	V	Spacing: c/c	375			
Baffle-long	Carbon Steel	Seal type	Inlet								
Supports-tube	U-bend	Type									
Bypass seal	Tube-tubesheet joint	Exp.									
Expansion joint	-	Type									
RhoV2-Inlet nozzle	716	Bundle entrance	110			Bundle exit	213				
Gaskets - Shell side	-	Tube Side	Flat Metal Jacket Fibe								
Floating head	-										
Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1					TEMA class	C - general service				
Weight/Shell	8265.5	Filled with water	9979.8			Bundle	4405.5				
Remarks											

Figura 48. Scambiatore principale (2 scambiatori in serie a doppio passaggio Shell) per il ciclo da 1 MW_e a TiCl₄ con temperatura massima 450 °C e raffreddamento dei sali da 500 a 210 °C

Size	533 /	5850 mm	Type	AFM	Hor	Connected in	1	parallel	1	series
Surf/unit(eff.)	91.2	m2	Shells/unit	1		Surf/shell (eff.)	91.2			m2
PERFORMANCE OF ONE UNIT										
Fluid allocation			Shell Side				Tube Side			
Fluid name			Molten Salt				TiCl ₄			
Fluid quantity, Total			kg/s				2.0281			
Vapor (In/Out)			kg/s				0			
Liquid			kg/s				2.0281			
Noncondensable			kg/s				0			
Temperature (In/Out)			C				500			
Dew / Bubble point			C				200			
Density (Vap / Liq)			kg/m ³				148			
Viscosity			mPa*s				402.52			
Molecular wt, Vap							189.69			
Molecular wt, NC										
Specific heat			kJ/(kg*K)				1.39			
Thermal conductivity			W/(m*K)				0.519			
Latent heat			kJ/kg				20.9			
Pressure (abs)			bar				5			
Velocity			m/s				0.17			
Pressure drop, allow ./calc.			bar				0.5			
Fouling resist. (min)			m ² *K/W				0.0001			
Heat exchanged			kW				873.1			
Transfer rate, Service			Dirty				222.8			
			Clean				234.8			
CONSTRUCTION OF ONE SHELL										
Shell Side						Tube Side			Sketch	
Design/vac/test pressure:			bar			8.4			60	
Design temperature			C			500			450	
Number passes per shell						2			2	
Corrosion allow ance			mm			1.59			1.59	
Connections			In			mm			1	
Size/rating			Out			1			31.8	
Nominal			Intermediate			/			/	
Tube No.			204			OD			25.4	
Tube type			Plain			Tks- Avg			2.77	
Shell			Carbon Steel			mm			5850	
Channel or bonnet			Carbon Steel			Length			31.75	
Tubesheet-stationary			Carbon Steel			Pitch			31.75	
Floating head cover			-			mm			30	
Baffle-crossing			Carbon Steel			Material			Carbon Steel	
Baffle-long			Carbon Steel			Shell cover			-	
Supports-tube			U-bend			Channel cover			Carbon Steel	
Bypass seal			Tube-tubesheet joint			Tubesheet-floating			-	
Expansion joint			-			Impingement protection			None	
RhoV2-Inlet nozzle			1305			Type			Single segme	
Gaskets - Shell side			-			Cut(%d)			24	
Floating head			-			Spacing: c/c			130	
Code requirements			ASME Code Sec VIII Div 1			Inlet			137.48	
Weight/Shell			5294.5			Type				
Remarks						Exp.				
						Type				
						Bundle entrance			37	
						Bundle exit			32	
						Tube Side			Flat Metal Jacket Fibe	
						TEMA class			C - general service	
						Filled with w ater			6376.5	
						Bundle			2779.7	
						kg				

Figura 49. Scambiatore principale (singola unità a doppio passaggio Shell) per il ciclo da 200 kW_e a TiCl₄ con temperatura massima 400 °C e raffreddamento dei sali da 500 a 200 °C

Size	488 /	5700 mm	Type	AFM	Hor	Connected in	1	parallel	1	series
Surf/unit(eff.)	73.3	m2	Shells/unit	1		Surf/shell (eff.)	73.3			m2
PERFORMANCE OF ONE UNIT										
Fluid allocation						Shell Side				Tube Side
Fluid name						Molten Salts				PP9
Fluid quantity, Total			kg/s			15.1327				15.75
Vapor (In/Out)			kg/s			0		0	0	0
Liquid			kg/s			15.1327		15.1327	15.75	15.75
Noncondensable			kg/s			0				0
Temperature (In/Out)			C			450		340	302.8	400
Dew / Bubble point			C							
Density (Vap / Liq)			kg/m3			/ 1867.9		/ 1959	/ 1017.2	/ 332.36
Viscosity			mPa*s			/ 1.63		/ 4.205	/ 0.0731	/ 0.0193
Molecular wt, Vap										
Molecular wt, NC										
Specific heat			kJ/(kg*K)			/ 1.405		/ 1.438	/ 1.467	/ 1.365
Thermal conductivity			W/(m*K)			/ 0.519		/ 0.519	/ 0.0189	/ 0.0298
Latent heat			kJ/kg							
Pressure (abs)			bar			5		4.61914	25	24.91214
Velocity			m/s			0.62			1.82	
Pressure drop, allow /calc.			bar			0.5		0.38086	0.75	0.08786
Fouling resist. (min)			m2*K/W			0.0001			0.0001	0.00013 Ao based
Heat exchanged	2366.2		kW						MTD corrected	44.21 C
Transfer rate, Service	730.6					Dirty		731.6 Clean	878	W/(m2*K)
CONSTRUCTION OF ONE SHELL										
						Shell Side				Tube Side
Design/vac/test pressure:	bar	8.4	/	/	/	60	/	/	/	
Design temperature	C	500				450				
Number passes per shell		2				2				
Corrosion allow ance	mm	1.59				1.59				
Connections	In	mm	1	102	/	-	1	152.4	/	-
Size/rating	Out		1	76.2	/	-	1	152.4	/	-
Nominal	Intermediate			/		-		/		-
Tube No.	168	OD	25.4	Tks- Avg	2.77	mm	Lengt	5700 mm	Ptch	31.75 mm
Tube type	Plain			Material	Carbon Steel		Tube pattern	30		
Shell	Carbon Steel	ID	489	OD	508	mm	Shell cover	-		
Channel or bonnet	Carbon Steel						Channel cover	Carbon Steel		
Tubesheet-stationary	Carbon Steel						Tubesheet-floating	-		
Floating head cover	-						Impingement protection	None		
Baffle-crossing	Carbon Steel	Type	Single segme	Cut(%d)	39	V	Spacing: c/c	245	mm	
Baffle-long	Carbon Steel		Seal type				Inlet	282.48	mm	
Supports-tube			U-bend				Type			
Bypass seal			Tube-tubesheet joint				Exp.			
Expansion joint	-		Type							
RhoV2-Inlet nozzle	1818	Bundle entrance	381	Bundle exit	1304					
Gaskets - Shell side	-	Tube Side		Flat Metal Jacket Fibe						
Floating head	-									
Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class	C - general service					
Weight/Shell	4246.5	Filled w ith w ater	5175.3	Bundle	2220.8	kg				
Remarks										

Figura 50. Scambiatore principale (singola unità Hairpin) per il ciclo da 1 MW_e a PP9 con temperatura massima 400 °C e raffreddamento dei sali da 450 a 340 °C

2.6.4.3 Rigeneratore

I rigeneratori sono costituiti da batterie con alettatura continua e tubi mandrinati, secondo i prodotti del produttore LU-VE (www.luve.it, 2013), e sono calcolati con il codice di calcolo utilizzato dall'azienda. Il vapore, che per le basse densità e conducibilità è caratterizzato da coefficienti di scambio termico ridotti, fluisce sulla parte alettata, mentre il liquido fluisce all'interno dei tubi. Per massimizzare il flusso termico e considerando la mancanza di impurità nel fluido, è stata utilizzata una geometria con passo aletta ridotto (1.8 mm) e geometria ondulata. Per le temperature di funzionamento, il materiale selezionato per tubi e aletta è una lega di rame e nickel.

I dettagli dei rigeneratori per i cicli con $TiCl_4$ sono riportati nelle Figure 51-53. Per il caso di riferimento (Figura 51), la lunghezza dei tubi (6000 mm) e il loro numero in direzione trasversale (20 tubi e quindi 500 mm) è stato definito in modo da mantenere dimensioni frontali simili a quelli del condensatore (discusso in seguito). La profondità della batteria (definita dal numero di ranghi) è stata quindi calibrata per ottenere la potenza scambiata. Questa scelta dimensionale è stata fatta per verificare la possibilità di includere all'interno della medesima shell la batteria alettata del rigeneratore e il fascio tubiero del condensatore, con possibili risparmi da un punto di vista economico e riduzione di piping e connessioni e quindi di perdite di carico sul lato vapore.

I dettagli dei rigeneratori dell'impianto a $TiCl_4$ da 200 kW_e e dell'impianto a PP9 sono riportati in Figura 54 e Figura 55 rispettivamente. Anche per il caso a PP9, la lunghezza dei tubi è stata fissata uguale a quella dei tubi del rigeneratore. Tuttavia in questo caso, a causa della elevata superficie richiesta, la dimensione frontale della batteria non può essere mantenuta entro i valori del fascio tubiero del condensatore senza ottenere perdite di carico eccessive. Una configurazione costruttiva compatta per rigeneratore e condensatore dovrebbe quindi essere valutata più attentamente e richiederebbe una shell di dimensioni significativamente maggiori rispetto a quella selezionata per il solo condensatore.

```

FLUID OUTSIDE TUBES: TiCl4-G
Mass Flow          Q = 14.359 kg/s
Average volume flow QIn= 24498.2 mc/h
Temperature (inlet/outlet) TS1= 200.860 c TS2= 124.318 C
Velocity (std/real)   Vst= 3.907 m/s Vef= 2.268 m/s
Pressure loss        Dpa= 201.904 Pa      = 20.594 mm ca

FLUID INSIDE TUBES: TiCl4-L
Mass Flow          Qw = 14.359 kg/s      = 33889.2 lt/h
Temperature (inlet/outlet) Te = 109.250 c Tu = 163.006 C
Velocity          Vw = 1.441 m/s
Pressure loss     Dpw= 66.444 kPa      = 6.777 m ca
                  (includes 18.0 kPa in headers)

CAPACITY :          P = 590.007 kW      = 507406.2 kcal/h

COIL TYPE : HPN18/W/20T10R6000A/CuNiCuNi/100V01

MATERIALS : CuNi (tubes) - CuNi (fins) - Cu (headers) - Cu (conn)
Headers D= 108 mm - 1 conn. side

DIMENSIONS: Fin pack 6000x500x216 - Frame 6000x500x230
Coil weight est.= 549.41 kg      (154.73 Tube; 387.10 Fin; 7.58 Head)
External surface= 649.72 m2      Internal volume = 87.551 lt
Ext/int surface = 18.781         Tube SMOOTH
Tube int. diam. = 9.120 (NS)     Tube thickness = 0.500 (NS)
Fin spacing     = 1.800          Fin thickness  = 0.120
Tubes spacing  = 25.000         Rows spacing   = 21.650

----- Additional information: -----
HT coeff. kW/m2K ext/int= 0.9004 3.0225 Liq.temp.ED = 30.0000
Fouling m2K/kW ext/int= 0.0000 0.0000 LMTD (D/Tm) = 24.7359
C.molt heat tr. ext/int= 1.0000 1.0000 Intern.DTmin= 0.0000
C.molt pr.loss ext/int= 1.0000 1.0000 Corr.by-pass= 1.0000
Dp headers kPa in/out= 9.0121 9.0121 Sizing coeff= 1.2500
Vel.connect. m/s in/out= 1.1304 1.1304 Excess surf.= 0.0000
Fin efficiency 1/3 n/s= 0.9612 0.9329 Fsup notube = 0.1500
Coeff. HF1,HP2 kW/m2K= 0.4729 0.5080 Miss.tubes = 0

TECH prop.: ro,kg/m3 cp,kJ/kgK k,W/mK mu,mPas RoL= 1525.335
External: 2.110 0.5365 0.0101 0.0143 Gms= 2198.088
Internal: 1525.335 0.7645 0.1329 0.3741 Re = 53591.7
    
```

Figura 51. Rigeneratore per il ciclo da 1 MW_e a $TiCl_4$ con temperatura massima 420 °C

```

FLUID OUTSIDE TUBES: TiCl4-G
Mass Flow          Q = 13.224 kg/s
Average volume flow Qin= 23267.7 mc/h
Temperature (inlet/outlet) TS1= 229.900 C TS2= 124.295 C
Velocity (std/real) Vat= 3.551 m/s Vef= 2.126 m/s
Pressure loss      Dpa= 203.432 Pa = 20.750 mm ca

FLUID INSIDE TUBES: TiCl4-L
Mass Flow          Qw = 13.224 kg/s = 31604.3 lt/h
Temperature (inlet/outlet) Te = 109.250 C Tu = 193.256 C
Velocity           Vw = 1.768 m/s
Pressure loss      Dpw= 141.637 kPa = 14.447 m ca
                   (includes 16.9 kPa in headers)

CAPACITY :          P = 752.639 kW = 647269.4 kcal/h

COIL TYPE : RPH18/W/76T11R1600A/CuNiCuNi/76V01

MATERIALS : CuNi (tubes) - CuNi (fins) - Cu (headers) - Cu (conn)
Headers D= 108 mm - 1 conn. side

DIMENSIONS: Fin pack 1600x1900x238 - Frame 1600x1900x238
Coil weight est.= 635.98 kg (175.67 Tube; 431.49 Fin; 28.82 Head)
External surface= 719.77 m2 Internal volume = 122.190 lt
Ext/int surface = 18.781 Tube SMOOTH
Tube int. diam. = 9.120 INS! Tube thickness = 0.500 INS!
Fin spacing = 1.800 Fin thickness = 0.120
Tubes spacing = 25.000 Rows spacing = 21.650

----- Additional information: -----
HT coeff. kW/m2K ext/int= 0.8705 3.6644 Liq.temp.ED = 30.0000
Fouling m2K/kW ext/int= 0.0000 0.0000 LMTD (DTm) = 27.9266
C.molt heat tr. ext/int= 1.0000 1.0000 Intern.DTmin= 0.0000
C.molt pr.loss ext/int= 1.0000 1.0000 Corr.by-pass= 1.0000
Dp headers kPa in/out= 8.4519 8.4519 Sizing coeff= 1.2500
Vel.connect. m/s in/out= 1.0542 1.0542 Excess surf.= 0.0000
Fin efficiency 1/3 m/s= 0.9600 0.9309 Fsup notube = 0.1500
Coeff. HFL,HF2 kW/m2K= 0.4874 0.5073 Miss.tubes = 0

TDN prop.: ro,kg/m3 cp,kJ/kgK k,W/mK mu,mPas RoL= 1506.328
External: 2.046 0.5386 0.0105 0.0148 Gms= 2663.607
Internal: 1506.328 0.7692 0.1320 0.3556 Re = 68306.6

```

Figura 52. Rigeneratore per il ciclo da 1 MW_e a TiCl₄ con temperatura massima 450 °C

```

FLUID OUTSIDE TUBES: TiCl4-G
Mass Flow          Q = 15.373 kg/s
Average volume flow Qin= 25640.6 mc/h
Temperature (inlet/outlet) TS1= 179.300 C TS2= 123.960 C
Velocity (std/real) Vat= 4.128 m/s Vef= 2.343 m/s
Pressure loss      Dpa= 168.730 Pa = 17.210 mm ca

FLUID INSIDE TUBES: TiCl4-L
Mass Flow          Qw = 15.373 kg/s = 35954.2 lt/h
Temperature (inlet/outlet) Te = 109.250 C Tu = 146.175 C
Velocity           Vw = 2.012 m/s
Pressure loss      Dpw= 140.008 kPa = 14.281 m ca
                   (includes 22.4 kPa in headers)

CAPACITY :          P = 455.345 kW = 391596.6 kcal/h

COIL TYPE : RPH18/W/76T8R1600A/CuNiCuNi/76V01

MATERIALS : CuNi (tubes) - CuNi (fins) - Cu (headers) - Cu (conn)
Headers D= 108 mm - 1 conn. side

DIMENSIONS: Fin pack 1600x1900x173 - Frame 1600x1900x230
Coil weight est.= 470.39 kg (127.76 Tube; 313.81 Fin; 28.82 Head)
External surface= 523.47 m2 Internal volume = 96.359 lt
Ext/int surface = 18.781 Tube SMOOTH
Tube int. diam. = 9.120 INS! Tube thickness = 0.500 INS!
Fin spacing = 1.800 Fin thickness = 0.120
Tubes spacing = 25.000 Rows spacing = 21.650

----- Additional information: -----
HT coeff. kW/m2K ext/int= 0.9151 4.0254 Liq.temp.ED = 30.0000
Fouling m2K/kW ext/int= 0.0000 0.0000 LMTD (DTm) = 21.9015
C.molt heat tr. ext/int= 1.0000 1.0000 Intern.DTmin= 0.0000
C.molt pr.loss ext/int= 1.0000 1.0000 Corr.by-pass= 1.0000
Dp headers kPa in/out= 11.1777 11.1777 Sizing coeff= 1.2500
Vel.connect. m/s in/out= 1.1992 1.1992 Excess surf.= 0.0000
Fin efficiency 1/3 m/s= 0.9621 0.9345 Fsup notube = 0.1500
Coeff. HFL,HF2 kW/m2K= 0.4615 0.5086 Miss.tubes = 0

TDN prop.: ro,kg/m3 cp,kJ/kgK k,W/mK mu,mPas RoL= 1539.256
External: 2.158 0.5349 0.0098 0.0139 Gms= 3096.463
Internal: 1539.256 0.7610 0.1337 0.3882 Re = 72752.7

```

Figura 53. Rigeneratore per il ciclo da 1 MW_e a TiCl₄ con temperatura massima 400 °C

```

FLUID OUTSIDE TUBES: TiCl4-G
Mass Flow          Q = 3.075 kg/s
Average volume flow Qin= 5132.7 mc/h
Temperature (inlet/outlet) TS1= 179.300 C   TS2= 124.704 C
Velocity (std/real)   Vst= 4.291 m/s   Vef= 2.437 m/s
Pressure loss        Dpa= 179.685 Pa   = 18.328 mm ca

FLUID INSIDE TUBES: TiCl4-L
Mass Flow          Qw = 3.075 kg/s   = 7189.5 lt/h
Temperature (inlet/outlet) Te = 109.250 C   Tu = 147.661 C
Velocity          Vw = 1.698 m/s
Pressure loss     Dpw= 119.175 kPa   = 12.156 m ca
                  (includes 21.7 kPa in headers)

CAPACITY :          F = 89.864 kW   = 77283.0 kcal/h

COIL TYPE : HPN16/W/36T8R650A/CuNiCuNi/18V01

MATERIALS : CuNi (tubes) - CuNi (fins) - Cu (headers) - Cu (conn)
Headers D= 42 mm - 1 conn. side

DIMENSIONS: Fin pack 650x900x173 - Frame 650x900x173
Coil weight est.= 89.05 kg   (25.48 Tube; 60.39 Fin; 3.18 Head)
External surface= 100.73 m2   Internal volume = 14.723 lt
Ext/int surface = 18.781     Tube SMOOTH
Tube int. diam. = 9.120 !NS!  Tube thickness = 0.500 !NS!
Fin spacing     = 1.800       Fin thickness  = 0.120
Tubes spacing  = 25.000      Rows spacing   = 21.650

----- Additional information: -----
HT coeff. kW/m2K ext/int= 0.9338 3.5977 Liq.temp.ED = 30.0000
Fouling m2K/kW ext/int= 0.0000 0.0000 LMTD (DTm) = 22.5885
C.molt heat tr. ext/int= 1.0000 1.0000 Intern.DTmin= 0.0000
C.molt pr.loss ext/int= 1.0000 1.0000 Corr.by-pass= 1.0000
Dp headers kPa in/out= 10.8723 10.8723 Sizing coeff= 1.2500
Vel.connect. m/s in/out= 1.6712 1.6712 Excess surf.= 0.0000
Fin efficiency 1/3 m/s= 0.9621 0.9345 Fsup notube = 0.1500
Coeff. HF1,HF2 kW/m2K= 0.4615 0.5086 Miss.tubes = 0

TDN prop.:      ro,kg/m3 cp,kJ/kgK k,W/mK mu,mPas RoL= 1539.739
External:      2.157 0.5350 0.0099 0.0139 Gms= 2615.131
Internal:     1539.739 0.7609 0.1337 0.3887 Re = 61364.8
    
```

Figura 54. Rigeneratore per il ciclo da 200 kW_e a TiCl₄

```

FLUID OUTSIDE TUBES: PP9-G
Mass Flow          Q = 15.750 kg/s
Average volume flow Qin= 30253.8 mc/h
Temperature (inlet/outlet) TS1= 354.000 C   TS2= 129.836 C
Velocity (std/real)   Vst= 3.061 m/s   Vef= 2.001 m/s
Pressure loss        Dpa= 371.624 Pa   = 37.906 mm ca

FLUID INSIDE TUBES: PP9-L
Mass Flow          Qw = 15.750 kg/s   = 40097.9 lt/h
Temperature (inlet/outlet) Te = 100.200 C   Tu = 303.237 C
Velocity          Vw = 1.655 m/s
Pressure loss     Dpw= 173.572 kPa   = 17.704 m ca
                  (includes 23.3 kPa in headers)

CAPACITY :          F = 3962.119 kW   =3407422.2 kcal/h

COIL TYPE : HPN18/W/26T22R6000A/CuNiCuNi/103V01

MATERIALS : CuNi (tubes) - CuNi (fins) - Cu (headers) - Cu (conn)
Headers D= 108 mm - 1 conn. side

DIMENSIONS: Fin pack 6000x700x476 - Frame 6000x700x476
Coil weight est.= 1679.46 kg   (476.57 Tube; 1192.27 Fin; 10.62 Head)
External surface= 1988.83 m2   Internal volume = 254.266 lt
Ext/int surface = 18.781     Tube SMOOTH
Tube int. diam. = 9.120 !NS!  Tube thickness = 0.500 !NS!
Fin spacing     = 1.800       Fin thickness  = 0.120
Tubes spacing  = 25.000      Rows spacing   = 21.650

----- Additional information: -----
HT coeff. kW/m2K ext/int= 1.4509 2.7813 Liq.temp.ED = 30.0000
Fouling m2K/kW ext/int= 0.0000 0.0000 LMTD (DTm) = 39.2562
C.molt heat tr. ext/int= 1.0000 1.0000 Intern.DTmin= 0.0000
C.molt pr.loss ext/int= 1.0000 1.0000 Corr.by-pass= 1.0000
Dp headers kPa in/out= 11.6549 11.6549 Sizing coeff= 1.2500
Vel.connect. m/s in/out= 1.3375 1.3375 Excess surf.= 0.0000
Fin efficiency 1/3 m/s= 0.9202 0.8669 Fsup notube = 0.1500
Coeff. HF1,HF2 kW/m2K= 0.9832 0.4825 Miss.tubes = 0

TDN prop.:      ro,kg/m3 cp,kJ/kgK k,W/mK mu,mPas RoL= 1414.038
External:      1.874 1.1223 0.0195 0.0144 Gms= 2340.799
Internal:     1414.038 1.2390 0.0381 0.1737 Re = 122886.9
    
```

Figura 55. Rigeneratore per il ciclo da 1 MW_e a PP9

2.6.4.4 Condensatore

Analogamente a quanto fatto per lo scambiatore principale, anche il condensatore è stato calcolato con il programma AspenTech “Exchanger Design and Rating V7.3”. La geometria selezionata è quella a flusso incrociato (Shell type X in Figura 41), che massimizza la superficie frontale di attraversamento del fascio tubiero e quindi permette di limitare le perdite di carico del vapore. Nei casi a $TiCl_4$, il fluido di raffreddamento del condensatore è olio Mobiltherm 605, usualmente utilizzato come fluido intermedio per il riscaldamento del $TiCl_4$ in processi industriali. Questa scelta è stata fatta per evitare rischi connessi al miscelamento del fluido di lavoro con acqua nel caso di rottura accidentale dei tubi. Il contatto tra $TiCl_4$ e acqua deve infatti essere evitato in ogni modo, come discusso in precedenza. D’altra parte, il migliore tipo di olio da utilizzare nel condensatore potrebbe essere selezionato con maggiore cura (per lo scambio termico a bassa temperatura altri olii potrebbero infatti avere proprietà termofisiche migliori), dopo averne verificato la compatibilità con il $TiCl_4$. Il raffreddamento dell’olio caldo prodotto nel condensatore andrà poi a sua volta raffreddato con l’acqua della rete di teleriscaldamento, come discusso nel paragrafo successivo. I dettagli del condensatore di $TiCl_4$ sono riportati in Figura 56 e Figura 57 per i cicli da 1 MW_e e 200 kW_e rispettivamente. In Figura 58 è invece riportato il condensatore del ciclo a PP9, che utilizza direttamente l’acqua per il teleriscaldamento come fluido refrigerante.

Size	1027 /	6000 mm	Type	BXM	Hor	Connected in	1	parallel	1	series		
Surf/unit(eff.)	320.2	m2	Shells/unit	1		Surf/shell (eff.)	320.2			m2		
PERFORMANCE OF ONE UNIT												
Fluid allocation			Shell Side				Tube Side					
Fluid name			TiCl4				Mobiltherm 605					
Fluid quantity, Total			kg/s				52.4924					
Vapor (In/Out)			kg/s		14.359	0	0	0	0			
Liquid			kg/s		0	14.359	52.4924	52.4924				
Noncondensable			kg/s		0		0					
Temperature (In/Out)			C		124.2	105.59	70	95				
Dew / Bubble point			C		106.22	106.22						
Density (Vap / Liq)			kg/m3		2.28 /	1576 /	900 /	900 /				
Viscosity			mPa*s		0.013 /	0.437 /	4.68 /	4.68 /				
Molecular w t, Vap					189.69							
Molecular w t, NC												
Specific heat			kJ/(kg*K)		0.531 /	0.757 /	2.324 /	2.324 /				
Thermal conductivity			W/(m*K)		0.009 /	0.136 /	0.125 /	0.125 /				
Latent heat			kJ/kg		202.4	202.5						
Pressure (abs)			bar		0.392	0.38478	3	2.08362				
Velocity			m/s		6.51		1.04					
Pressure drop, allow ./calc.			bar		0.01	0.00722	1	0.91638				
Fouling resist. (min)			m2*K/W		0.0001		0.0001	0.00013	Ao based			
Heat exchanged			3049.8	kW			MTD corrected		21.38	C		
Transfer rate, Service			445.4	Dirty		455.4	Clean	508.2	W/(m2*K)			
CONSTRUCTION OF ONE SHELL										Sketch		
Design/vac/test pressure:			bar		8.4 /	60 /						
Design temperature			C		500	450						
Number passes per shell					1	4						
Corrosion allow ance			mm		1.59	1.59						
Connections			In	mm	3 559 / -	1 254 / -						
Size/rating			Out		2 152 / -	1 203.2 / -						
Nominal			Intermediate		/ -	/ -						
Tube No.	723	OD	25.4	Tks- Avg	2.77	mm	Length	6000	mm	Pitch	31.75	mm
Tube type	Plain	Material	Carbon Steel	Tube pattern	30							
Shell	Carbon Steel	ID	1027	OD	1061	mm	Shell cover	-				
Channel or bonnet	Carbon Steel	Channel cover	-									
Tubesheet-stationary	Carbon Steel	Tubesheet-floating	-									
Floating head cover	-	Impingement protection	None									
Baffle-crossing	Carbon Steel	Type	Unbaffled	Cut(%d)		Spacing: c/c						mm
Baffle-long	-	Seal type		Inlet								mm
Supports-tube		U-bend		Type								
Bypass seal		Tube-tubesheet joint	Exp.									
Expansion joint	-	Type										
RhoV2-Inlet nozzle	192	Bundle entrance	70	Bundle exit	0							
Gaskets - Shell side	-	Tube Side	Flat Metal Jacket Fibe									
Floating head	-											
Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1	TEMA class	C - general service									
Weight/Shell	19420.4	Filled with water	24184.1	Bundle	10673.3	kg						
Remarks												

Figura 56. Condensatore per il ciclo a TiCl₄ da 1 MW_e con temperatura massima del ciclo di 420 °C

Size	488 /	5550 mm	Type	BXM	Hor	Connected in	1	parallel	1	series
Surf/unit(eff.)	67.9	m2	Shells/unit	1		Surf/shell (eff.)	67.9			m2
PERFORMANCE OF ONE UNIT										
Fluid allocation			Shell Side				Tube Side			
Fluid name			TiCl4				Mobiltherm 605			
Fluid quantity, Total			kg/s				11.2413			
Vapor (In/Out)			kg/s		3.075		0		0	
Liquid			kg/s		0		3.075		11.2413	
Noncondensable			kg/s		0		0		0	
Temperature (In/Out)			C		124.2		105.59		70	
Dew / Bubble point			C		106.22		106.22			
Density (Vap / Liq)			kg/m3		2.28 /		/ 1576		/ 900 / 900	
Viscosity			mPa*s		0.013 /		/ 0.437		/ 4.68 / 4.68	
Molecular w t, Vap					189.69					
Molecular w t, NC										
Specific heat			kJ/(kg*K)		0.531 /		/ 0.757		/ 2.324 / 2.324	
Thermal conductivity			W/(m*K)		0.009 /		/ 0.136		/ 0.125 / 0.125	
Latent heat			kJ/kg		202.4		202.5			
Pressure (abs)			bar		0.392		0.38552		3 2.15273	
Velocity			m/s		3.48		1.01			
Pressure drop, allow ./calc.			bar		0.05		0.00648		1 0.84726	
Fouling resist. (min)			m2*K/W		0.0001		0.0001		0.00013 Ao based	
Heat exchanged			653.1 kW		MTD corrected		21.55 C			
Transfer rate, Service			446.5		Dirty		449.9 Clean		501.2 W/(m2*K)	
CONSTRUCTION OF ONE SHELL							Sketch			
			Shell Side				Tube Side			
Design/vac/test pressure:			bar		8.4 / /		60 / /			
Design temperature			C		500		450			
Number passes per shell					1		4			
Corrosion allow ance			mm		1.59		1.59			
Connections			In		mm		3 203 / - 1 152.4 / -			
Size/rating			Out		3 31.8 / - 1 76.2 / -					
Nominal			Intermediate		/ - / -					
Tube No.			160		OD 25.4		Tks- Avg 2.77		mm	
Tube type			Plain		Material		Carbon Steel		Tube pattern 30	
Shell			Carbon Steel		ID 489		OD 508		mm	
Channel or bonnet			Carbon Steel		Shell cover		-			
Tubesheet-stationary			Carbon Steel		Channel cover		-			
Floating head cover			-		Tubesheet-floating		-			
Baffle-crossing			Carbon Steel		Type		Unbaffled		Cut(%d) Spacing: c/c	
Baffle-long			-		Seal type		Inlet		mm	
Supports-tube					U-bend		Type			
Bypass seal					Tube-tubesheet joint		Exp.			
Expansion joint			-		Type					
RhoV2-Inlet nozzle			442		Bundle entrance		13		Bundle exit 0	
Gaskets - Shell side			-		Tube Side		Flat Metal Jacket Fibe			
Floating head			-							
Code requirements			ASME Code Sec VIII Div 1				TEMA class		C - general service	
Weight/Shell			3526.3		Filled with w ater		4463.1		Bundle 1937.2 kg	
Remarks										

Figura 57. Condensatore per il ciclo a TiCl₄ da 200 kW_e

Size	533 /	6000 mm	Type	BXM	Hor	Connected in	1	parallel	1	series	
Surf/unit (eff.)	83.1	m ²	Shells/unit	1		Surf/shell (eff.)	83.1			m ²	
PERFORMANCE OF ONE UNIT											
Fluid allocation			Shell Side				Tube Side				
Fluid name			PP9				Water				
Fluid quantity, Total			kg/s				15.75				
Vapor (In/Out)			kg/s				15.75 / 0.2721				
Liquid			kg/s				0 / 15.4779				
Noncondensable			kg/s				0 / 0				
Temperature (In/Out)			C				130.2 / 97.89				
Dew / Bubble point			C				99.25 / 99.25				
Density (Vap / Liq)			kg/m ³				2.27 / 2.31 / 1817 / 985.66 / 966.45				
Viscosity			mPa*s				0.012 / 0.011 / 0.419 / 0.4743 / 0.3092				
Molecular w t, Vap							512.09 / 512.09				
Molecular w t, NC											
Specific heat			kJ/(kg*K)				0.99 / 0.94 / 1.068 / 4.186 / 4.191				
Thermal conductivity			W/(m*K)				0.013 / 0.012 / 0.058 / 0.6432 / 0.6707				
Latent heat			kJ/kg				82.7 / 82.9				
Pressure (abs)			bar				0.147 / 0.13707 / 10 / 9.54768				
Velocity			m/s				14.08 / 1.04				
Pressure drop, allow ./calc.			bar				0.01 / 0.00993 / 0.5 / 0.45232				
Fouling resist. (min)			m ² *K/W				0.0001 / 0.0001 / 0.00013 / Ao based				
Heat exchanged			kW				1777 / MTD corrected / 25.28 C				
Transfer rate, Service			kW				845.5 / Dirty / 960.9 Clean / 1230.3 / W/(m ² *K)				
CONSTRUCTION OF ONE SHELL						Sketch					
			Shell Side				Tube Side				
Design/vac/test pressure:			bar				8.4 / / / 60 / / /				
Design temperature			C				500 / 450				
Number passes per shell							1 / 4				
Corrosion allowance			mm				1.59 / 1.59				
Connections		In	mm		9 305 / -		1 152.4 / -				
Size/rating		Out	mm		3 152 / -		1 101.6 / -				
Nominal		Intermediate	mm		/ -		/ -				
Tube No.	181	OD	25.4	Tks- Avg	2.77	mm	Length	6000	mm	Pitch	31.75 mm
Tube type	Plain		Material				Carbon Steel		Tube pattern	30	
Shell	Carbon Steel		ID	533.4	OD	558.8	mm	Shell cover	-		
Channel or bonnet	Carbon Steel		Channel cover				-				
Tubesheet-stationary	Carbon Steel		Tubesheet-floating				-				
Floating head cover	-		Impingement protection				None				
Baffle-crossing	Carbon Steel		Type	Unbaffled		Cut(%d)	Spacing: c/c		mm		
Baffle-long	-		Seal type				Inlet		mm		
Supports-tube			U-bend				Type				
Bypass seal			Tube-tubesheet joint				Exp.				
Expansion joint	-		Type								
RhoV2-Inlet nozzle	253		Bundle entrance				341	Bundle exit		1)	
Gaskets - Shell side	-		Tube Side				Flat Metal Jacket Fibe				
Floating head	-										
Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1				TEMA class		C - general service				
Weight/Shell	4593.7		Filled with water				5804.2		Bundle	2394.2 kg	
Remarks											

Figura 58. Condensatore per il ciclo a PP9

2.6.4.5 Altri scambiatori per la dissipazione del calore

Per i cicli a $TiCl_4$, che utilizzano olio per il raffreddamento del condensatore, è necessario uno scambiatore per la cessione di calore dall'olio all'acqua per il teleriscaldamento. Uno scambiatore a piastre è stato selezionato a questo fine, che consente geometrie compatte ed è adatto per applicazioni con fluidi a bassa pressione. Anche in questo caso, per il calcolo è stato utilizzato il programma AspenTech "Exchanger Design and Rating V7.3".

I dettagli geometrici degli scambiatori selezionati sono riportati in Figura 59 e Figura 60 per le due taglie considerate.

	Hot Side		Cold Side	
	In	Out	In	Out
Total mass flow rate	52.4923 kg/s		24.2798 kg/s	
Vapour mass flow rate	0 kg/s	0 kg/s	0 kg/s	0 kg/s
Liquid mass flow rate	52.4923 kg/s	52.4923 kg/s	24.2798 kg/s	24.2798 kg/s
Vapour mass quality	0	0	0	0
Temperature	95 C	70 C	60 C	90 C
Pressure	2 bar	1.78538 bar	1 bar	0.96519 bar
Heat transfer coeff (mean)	440 W/(m ² *K)		2020.3 W/(m ² *K)	
Fouling resistance	0.0001 m ² *K/W		0.0001 m ² *K/W	
Velocity (Port/Plate)	1.86 m/s	0.09 m/s	0.8 m/s	0.04 m/s
Wall shear stress (mean)	3.6 N/m ²		0.33 N/m ²	
Pressure drop (allow/calc)	0.3 bar	0.21462 bar	0.5 bar	0.03481 bar
Total heat exchanged	3049.8 kW			
Overall coef. (dirty/clean)	332.8 W/(m ² *K)	356.6 W/(m ² *K)		
Effective surface area	1274.1 m ²			
Effective MTD	7.21 C			
Actual/Reqd. area (dirty/clean)	1	1		
Risk of maldistribution	Yes			
No of Exchangers	1			
No of Plates	1209			
Passes (hot/cold)	2	2		
Channels (hot/cold)	604	604		
Plate length	1950.5 mm			
Plate width	610 mm			
Plate pitch	4.11 mm			
Plate thickness	0.6 mm			
Port diameter	200 mm			
Chevron angle	45 Degrees			

Figura 59. Scambiatore a piastre olio acqua per il ciclo a $TiCl_4$ da 1000 kW_e

	Hot Side		Cold Side	
	In	Out	In	Out
Total mass flow rate	11.241 kg/s		5.1994 kg/s	
Vapour mass flow rate	0 kg/s	0 kg/s	0 kg/s	0 kg/s
Liquid mass flow rate	11.241 kg/s	11.241 kg/s	5.1994 kg/s	5.1994 kg/s
Vapour mass quality	0	0	0	0
Temperature	95 C	70 C	60 C	90 C
Pressure	2 bar	1.84798 bar	1 bar	0.9757 bar
Heat transfer coeff (mean)	602.5 W/(m ² *K)		3033 W/(m ² *K)	
Fouling resistance	0.0001 m ² *K/W		0.0001 m ² *K/W	
Velocity (Port/Plate)	1.59 m/s	0.09 m/s	0.68 m/s	0.04 m/s
Wall shear stress (mean)	5.95 N/m ²		0.78 N/m ²	
Pressure drop (allow/calc)	0.3 bar	0.15202 bar	0.5 bar	0.0243 bar
Total heat exchanged	653.1 kW			
Overall coef. (dirty/clean)	449.2 W/(m ² *K)	493.5 W/(m ² *K)		
Effective surface area	204.4 m ²			
Effective MTD	7.21 C			
Actual/Reqd. area (dirty/clean)	1.01	1.01		
Risk of maldistribution	Yes			
No of Exchangers	1			
No of Plates	513			
Passes (hot/cold)	2	2		
Channels (hot/cold)	256	256		
Plate length	1172.63 mm			
Plate width	380 mm			
Plate pitch	3.52 mm			
Plate thickness	0.6 mm			
Port diameter	100 mm			
Chevron angle	30 Degrees			

Figura 60. Scambiatore a piastre olio acqua per il ciclo a TiCl₄ da 200 kW_e



Figura 61. Scambiatore di calore “dry cooler” per il raffreddamento dell’acqua del condensatore

Per il funzionamento dell’impianto in piena produzione elettrica, è necessario un altro scambiatore per lo smaltimento del calore. In assenza dell’utenza termica, lo smaltimento del calore deve necessariamente avvenire verso l’ambiente. A questo fine, uno scambiatore ad aria ventilato “dry cooler” è stato selezionato, per raffreddare l’acqua calda prodotta dal raffreddamento dell’olio nello scambiatore a piastre

(Figura 61). La geometria e il calcolo dello scambiatore derivano dal programma di selezione LU-VE (www.luve.it, 2013). I dettagli dello scambiatore sono riportati in Figura 62. Per il calcolo è stata assunta una temperatura ambiente nominale di 25 °C. Per il mantenimento delle prestazioni a temperature ambiente più elevate, sarebbe possibile installare spruzzatori di acqua che aumentano la potenza scambiata.

Lo scambiatore selezionato è un modulo a “V” analogo a quello riportato in Figura 61 (i calcoli in Figura 62 si riferiscono ad una metà dello scambiatore), con 2 file di 7 ventilatori ciascuna. Il consumo elettrico dei ventilatori non è trascurabile e corrisponde a circa lo 0,7% della potenza termica smaltita.

```

FLUID OUTSIDE TUBES: Dry air
Mass Flow                Qa = 42.899 kg/s      = 126071.4 stmc/h
Volume flow              Q  = 130446.4 mc/h   Qex= 146022.7 mc/h
Temperature (inlet/outlet) TS1= 25.000 C    TS2= 60.602 C
Velocity (std/real)      Vst= 1.655 m/s    Vef= 1.814 m/s
Pressure loss            Dpa= 59.276 Pa      = 6.046 mm ca
    on fan head-flow curve  Dpi= 61.333 Pa    Dpe= 68.656 Pa

FLUID INSIDE TUBES: Water
Mass Flow                Qw = 10.972 kg/s      = 40089.8 lt/h
Temperature (inlet/outlet) Te = 73.000 C    Tu = 39.500 C
Velocity                 Vw = 1.476 m/s
Pressure loss            Dpw= 107.518 kPa    = 10.967 m ca
    (includes 9.7 kPa in headers)

CAPACITY :                P = 1535.357 kW      =1320407.2 kcal/h

COIL TYPE : HPX21/R/106T4R8148A/CuAl/106V01

MATERIALS : Cu (tubes) - Al (fins) - Cu (headers) - Fe (conn)
    Headers D= 108 mm - 1 conn. middle Fe 4" gas - circ.C

N. 7.00 FANS, Suction side, 0910AQ06TAT. ebm A6D910-AQ09-06 6pT "Temp75C
Elec.cons. 1551 W, 3.07 A - Sound power level 80.9 dB(A) (single fan, std)
Sound pressure dB(A): 10m or=56.9 vert=56.7 - 5.0m or=61.6 vert=61.2

DIMENSIONS: Fin pack 8148x2650x87 - Frame 8648x2760x230
Coil weight est.= 607.19 kg      (278.50 Tube; 288.50 Fin; 40.19 Head)
External surface= 1609.50 m2     Internal volume = 294.465 lt
Ext/int surface = 15.577        Tube SMOOTH
Tube int. diam. = 9.520         Tube thickness = 0.300
Fin spacing = 2.100             Fin thickness = 0.120
Tubes spacing = 25.000         Rows spacing = 21.650

----- Additional information: -----
HT coeff. kW/m2K ext/int= 1.4363  9.8230  Liq.temp.ED = 30.0000
Fouling m2K/kW ext/int= 0.0000  0.1000  LMTD (DTm) = 13.4218
C.molt heat tr. ext/int= 1.0000  1.0000  Intern.DTmin= 0.0000
C.molt pr.loss ext/int= 1.0000  1.0000  Corr.by-pass= 1.0000
Dp headers kPa in/out= 4.8671  4.8671  Sizing coeff= 1.2500
Vel.connect. m/s in/out= 1.3372  1.3372  Excess surf.= 0.0000
Fin efficiency 1/3 m/s= 0.7752  0.7159  Fsup notube = 0.1500
Coeff. HF1,HF2 kW/m2K= 1.2405  0.2520  Miss.tubes = 0
AEO % coverage / SurfUtl= 2.0000  0.7000

TDN prop.:      ro,kg/m3  cp,kJ/kgK  k,W/mK  mu,mPas  RoL= 985.245
External:       1.117    1.0046   0.0258  0.0192   Gms= 1454.141
Internal:       985.245  4.1772   0.6471  0.4910   Re = 28194.5
    
```

Figura 62. Scambiatore ventilato “dry cooler” per la dissipazione di calore in ambiente in piena produzione elettrica per il ciclo a $TiCl_4$ da 1000 kW_e.

2.6.5 Stime economiche

2.6.5.1 Costi di investimento

Per confrontare gli impianti su una base economica sono stati utilizzati i dati e le funzioni che seguono per ciascun componente del ciclo:

- Scambiatore di calore primario, condensatore e scambiatore a piastre acqua-olio: per questi scambiatori, calcolati con il programma AspenTech “Exchanger Design and Rating V7.3”, i costi in US\$ sono forniti dal programma stesso. Considerando un cambio €//\$=1,3 e aggiungendo ai costi indicati dal programma il 30% di overhead.
- Rigeneratore e dry cooler: per questi scambiatori, calcolati sulla base delle geometrie LU-VE, i costi sono stati definiti sulla base di offerte preliminari chieste al produttore.
- Turbina: per la turbina è stata utilizzata la correlazione seguente (Marco Astolfi, 2013), funzione di potenza, numero di stadi e dimensione dell’ultimo stadio (size parameter, SP), definita sulla base dell’esperienza degli autori con costruttori di turbine.

$$C_{Tur} = C_0 \frac{n}{n_0}^{0,5} \frac{SP}{SP_0}^{1,1} \frac{P}{P_0}^{0,7}$$

dove $C_0 = 1230$ k€, $n_0 = 2$, $SP = 0,18$ m e $P_0 = 10$ MW.

- Generatore elettrico e riduttore di giri: il costo del generatore è stato definito con la funzione seguente ($P_{el,0} = 5000$ kW e $C_0 = 200$ k€), che utilizza la potenza elettrica come parametro di scala. Il costo del riduttore di giri è stato assunto pari al 40% del generatore elettrico.

$$C_{Gen} = C_0 \cdot \frac{P_{el}}{P_{el,0}}^{0,67}$$

- Pompa: il costo della pompa del ciclo è stato definito con la funzione seguente ($P_{el,0} = 200$ kW e $C_0 = 14$ k€)

$$C_{pump} = C_0 \cdot \frac{P_{el}}{P_{el,0}}^{0,67}$$

- I costi BOP (balance of plant) di altri ausiliari, piping, struttura, etc... sono stati assunti pari al 60% del costo dei componenti del ciclo.

Il costo del fluido, che può rappresentare una voce di costo importante soprattutto nel caso del ciclo a PP9, è stato stimato a partire dai volumi interni dei tubi dello scambiatore principale e del rigeneratore, che contengono il fluido ad alta densità. La massa così calcolata è stata aumentata del 20% per tenere conto del fluido negli altri componenti (condensatore, pozzo caldo e tubature del liquido in particolare). I costi unitari dei due fluidi derivano da offerte richieste direttamente ai produttori e valgono 11 €/kg per il $TiCl_4$ e 175 €/kg per il PP9.

Il dettaglio dei costi di investimento degli impianti studiati è riportato in termini assoluti (€) e relativi (€/kW) in Tabella 26. Per i casi a $TiCl_4$ da 1 MW, i costi minori (e tra loro comparabili) si ottengono per i casi nelle prime due colonne, con una temperatura di ritorno dei sali di 250 °C. Per questi due casi si ottengono costi di investimento specifici intorno a 1500 €/kW. Il contributo maggiore ai costi di investimento per questi casi deriva, oltre che dai BOP (quasi il 40% del totale), dalla turbina (circa il 25%) e dall’insieme condensatore ad olio + scambiatore olio-acqua (il 16-18% del totale). Per gli altri casi a $TiCl_4$ di pari taglia i costi specifici sono più elevati, compresi tra 1600 e 2090 €/kW. L’aumento di costo è principalmente legato all’aumentata superficie dello scambiatore primario e quindi al suo crescente contributo di spesa, conseguenza delle più basse temperature di ritorno dei sali.

Come atteso, i costi specifici del ciclo a $TiCl_4$ da 200 kW_e soffrono effetti di scala negativi. Il costo finale di 2867 €/kW è di circa il 90% superiore dei migliori casi da 1 MW_e .

Il ciclo a PP9 risulta penalizzato da un punto di vista economico rispetto ai cicli a $TiCl_4$, con un costo specifico di 1950 €/kW, il 30% in più dei casi a $TiCl_4$. Oltre a subire un effetto scala sfavorevole (la potenza netta del ciclo a PP9 è circa la metà di quella dei cicli a $TiCl_4$) i componenti che contribuiscono maggiormente ad ottenere costi così elevati sono il rigeneratore (molto più grande che negli altri casi) e la turbina (di dimensione fisica simile ai casi a $TiCl_4$, ma di potenza ben inferiore). Inoltre, risulta particolarmente importante il contributo della carica del fluido di lavoro, che contribuisce per ben 233 €/kW, contro valori trascurabili per il $TiCl_4$. Per contro, grazie alla non necessità dell'anello d'olio intermedio per la condensazione, il ciclo a PP9 mostra un costo del condensatore molto inferiore rispetto ai cicli a $TiCl_4$, che tuttavia non compensa lo svantaggio sugli altri componenti.

Tabella 26. Costi di investimento assoluti e al kW installato degli impianti ORC analizzati

Dati impianti:								
Fluido	$TiCl_4$	$TiCl_4$	$TiCl_4$	$TiCl_4$	$TiCl_4$	$TiCl_4$	$TiCl_4$	PP9
Pressione max, bar	50	50	50	50	50	50	50	25
Temperatura max, °C	420	450	420	400	450	450	400	400
Temperatura max sali, °C	500	500	500	500	500	500	500	450
Temperatura min sali, °C	250	250	200	200	220	210	200	340
Potenza el netta ciclo, kW_e	1000	1000	1000	1000	1000	1000	200	536
Potenza el netta impianto, kW_e	907,7	912,2	908,5	904,3	912,7	912,8	181,0	485,7
Costi assoluti, k€								
Scambiatore primario	74,4	109,5	181,7	120,9	221,8	432,2	56,3	37,6
Rigeneratore	21,3	23,4	21,3	17,0	23,4	23,4	3,3	49,7
Condensatore	138,3	125,6	138,3	146,5	125,6	125,6	40,6	47,0
Scambiatore olio-acqua	108,2	89,0	108,2	97,6	89,0	89,0	21,7	-
Dry cooler	49,4	45,9	49,4	52,5	45,9	45,9	12,3	30,4
Turbina	355,2	343,7	355,2	365,6	343,7	343,7	150,9	340,7
Pompa	6,9	6,6	6,9	7,3	6,6	6,6	2,5	4,2
Generatore elettrico	71,2	70,9	71,2	71,4	70,9	70,9	24,3	46,6
Moltiplicatore giri	28,5	28,4	28,5	28,6	28,4	28,4	9,7	18,7
BOP	512,1	505,8	576,4	544,5	573,1	699,3	193,0	345,0
Fluido	6,2	8,1	8,0	5,7	14,8	40,7	4,2	124,7
Totale ORC	1372	1357	1545	1458	1543	1906	519	1045
Costi specifici, €/kW _{e,netto}								
Scambiatore primario	82	120	200	134	243	473	311	70
Rigeneratore	23	26	23	19	26	26	18	93
Condensatore	152	138	152	162	138	138	225	88
Scambiatore olio-acqua	119	98	119	108	98	97	120	-
Dry cooler	54	50	54	58	50	50	68	57
Turbina	391	377	391	404	377	376	834	636
Pompa	8	7	8	8	7	7	14	8
Generatore elettrico	78	78	78	79	78	78	134	87
Moltiplicatore giri	31	31	31	32	31	31	54	35
BOP	564	554	634	602	628	766	1066	644
Fluido	7	9	9	6	16	45	23	233
Totale ORC	1511	1487	1701	1612	1691	2088	2867	1950

2.6.5.2 Costo dell'elettricità

Per i casi a $TiCl_4$ è stata svolta una analisi economica più completa per stimare il costo dell'elettricità prodotta. L'analisi non è stata svolta per il ciclo a PP9 sia per i maggiori costi di investimento dell'ORC calcolati, sia per la difficoltà e arbitrarietà nella stima dei costi dell'ORC sottoposto per il recupero del calore dei sali a bassa temperatura, che non è stato calcolato nel dettaglio.

Per questa parte dell'analisi sono state fatte altre assunzioni su costo e prestazioni della caldaia, su parametri finanziari e sulle ore di funzionamento in cogenerazione e in piena produzione elettrica. Il costo della caldaia a biomassa (inclusi sistemi ausiliari e trattamento fumi) è stato considerato pari a 3500 k€, per una taglia di 5 MW_{LHV} di biomassa bruciata, come trasmesso da ENEA.

Per taglie diverse è stata utilizzata la classica legge esponenziale che prevede un fattore di scala compreso tra 0,6 e 0,7, in questo lavoro è stato adottato con fattore di scala 0,67 e Q_{LHV} espresso in MW:

$$C_{caldaia} [k€] = 3500 \cdot \frac{Q_{LHV}}{5}^{0,67}$$

I costi per le opere civili e per l'ingegneria sono stati assunti pari a 600 k€ per gli impianti da 1 MW e 205 k€ per l'impianto da 200 kW. Per stimare i costi associati al consumo della biomassa, è stato assunto un rendimento di caldaia dell'80%, indipendente dalla temperatura di ritorno dei sali. Per la biomassa è stato poi considerato un costo di 25 €/t, con un potere calorifico di 2,9 MWh_{LHV}/t. Il fattore di utilizzo dell'impianto è stato assunto pari a 6000 h/anno, di cui 2500 in assetto cogenerativo e 3500 in piena produzione elettrica. Per il funzionamento cogenerativo sono stati assunti ricavi dalla vendita del calore di 30 €/MWh. L'analisi economica è stata svolta con l'obiettivo di calcolare il costo dell'energia elettrica al primo anno di funzionamento. Il contributo dei costi di investimento sul costo dell'energia elettrica prodotta è stato calcolato con il metodo del Capital Carrying Charge, assumendo un First Year Carrying Charge factor del 13%. Questo significa che il primo anno (e analogamente gli anni successivi a meno dell'effetto di inflazione e altri parametri finanziari) deve essere ripagato il 13% del costo di investimento per rientrare dall'investimento stesso. Infine, per i costi O&M fissi si è considerato un costo annuale di 20 €/kW_{e, lordo} e un ricambio del fluido del ciclo ogni 5 anni. I risultati dell'analisi economica sono riportati in Tabella 27.

Costi dell'elettricità compresi tra 164 e 189 €/MWh sono stati ottenuti per gli impianti da 1 MW, con i casi con temperatura di ritorno dei sali a 250 °C con i costi più bassi. Il contributo maggiore al costo dell'elettricità deriva dai costi di investimento, con valori di 153-155 €/MWh per i casi migliori. A sua volta, il costo di investimento complessivo è molto influenzato dalle assunzioni sulle voci di costo della caldaia e di opere civili e ingegneria. Il costo totale degli impianti più favorevoli è infatti dell'ordine dei 7400-7540 €/kW, con un contributo del ciclo ORC dell'ordine di 1500 €/kW, circa il 20% del totale.

Per il ciclo da 200 kW, gli elevati costi di investimento anticipati si riflettono direttamente sul costo dell'energia elettrica, che risulta di quasi 300 €/MWh. Anche in questo caso, i costi di investimento totali risultano molto dipendenti dal costo della caldaia a biomassa e dalle opere civili e ingegneria, che contribuiscono per l'80% dei 13838 €/kW complessivi.

Tabella 27. Bilanci economici per stimare il costo dell'energia elettrica

Dati impianti:							
Fluido	TiCl ₄	TiCl ₄	TiCl ₄	TiCl ₄	TiCl ₄	TiCl ₄	TiCl ₄
Pressione Max, bar	50	50	50	50	50	50	50
Temperatura Max, °C	420	450	420	400	450	450	400
Temperatura Max sali, °C	500	500	500	500	500	500	500
Temperatura min sali, °C	250	250	200	200	220	210	200
Potenza netta ciclo, kW _e	1000	1000	1000	1000	1000	1000	200
Bilancio annuale							
Consumo biomassa, MWh/a	31115	29301	31115	32738	29301	29301	6548
EE prodotta, MWh/a	5729	5758	5735	5708	5761	5762	1142
Q prodotto, MWh/a	7625	7023	7625	8164	7023	7023	1633
C inv totale, €/kW	7539	7409	8010	7991	7813	8607	13838
C inv, anno 0, €/kW/a	980	963	1041	1039	1016	1119	1799
C inv, anno 0, k€/a	890	879	946	939	927	1021	326
C O&M fissi, k€/a	21	21	21	22	21	21	4
C biomassa, k€/a	268	253	268	282	253	253	56
C ricarica fluido, k€/a	1	2	2	1	3	8	1
Ricavo vendita calore, k€/a	229	211	229	245	211	211	49
Costo energia elettrica, €/MWh_e							
C inv	155	153	165	165	161	177	285
C O&M fissi	4	4	4	4	4	4	4
C biomassa	47	44	47	49	44	44	49
C fluido	0,2	0,2	0,2	0,1	0,4	1,2	0,5
Ricavo vendita calore	40	37	40	43	37	37	43
C energia elettrica	166	164	176	175	172	189	296

2.7 Confronto con il vapore

2.7.1 Schema di impianto

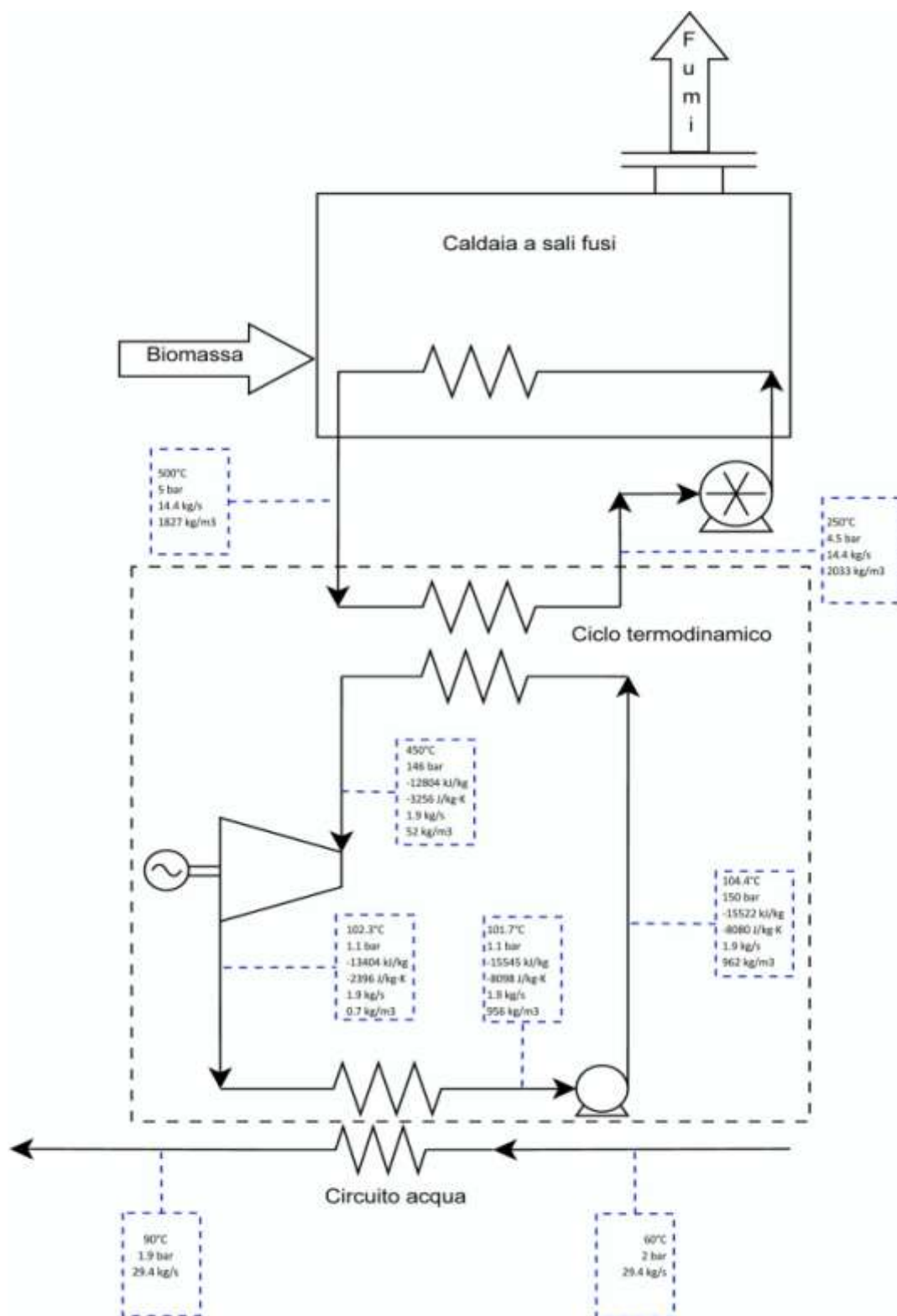


Figura 63. Impianto a vapore d'acqua

2.7.2 Bilanci di energia e di massa

Come termine di paragone con i cicli ORC è stato svolto il calcolo di un ciclo a vapore d'acqua da 1 MW_e. Considerate le problematiche sul dimensionamento della turbina discusse in precedenza, è stato assunto un rendimento isoentropico del 65%. A causa della forma della curva limite dell'acqua, è accettato che il vapore scaricato dalla turbina rientri nella zona di fluido bifase. Fissata la temperatura massima del ciclo di 450 °C, la pressione di evaporazione è stata fissata a 150 bar, ottenendo un titolo di vapore allo scarico della turbina del 95%. Questo comporta inoltre che il ciclo sia non rigenerativo. Il ciclo considerato è riportato sul piano temperatura-entropia in Figura 64. La temperatura di ritorno dei sali è stata posta a 250 °C, analogamente ai migliori cicli a TiCl₄ e ottenendo differenze di temperatura nello scambiatore principale ragionevoli, pari a circa 15 °C.

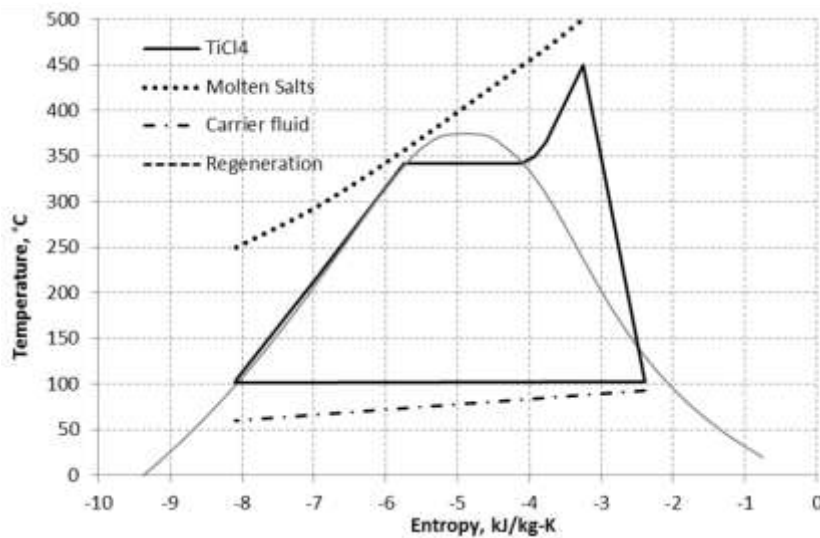


Figura 64. Ciclo a vapore sul piano temperatura-entropia

Le prestazioni del ciclo sono riportate in Tabella 28. Il rendimento netto del ciclo è pari a 19,42% ed è significativamente più basso rispetto ai cicli ORC discussi in precedenza, che hanno rendimenti tra 23 e 25,6%. Questo è legato sia al più basso rendimento della turbina, sia alle differenze di temperatura più elevate nello scambiatore principale, a cui corrispondono perdite termodinamiche più elevate. Il conseguente rendimento netto di impianto è di circa il 14%, 3,5 punti percentuali in meno rispetto al ciclo a TiCl₄ di riferimento.

Oltre agli aspetti termodinamici, il ciclo a vapore considerato è caratterizzato da altri limiti di tipo impiantistico, quali l'elevata pressione massima e il design della turbina svantaggioso. Si noti in particolare il salto entalpico isoentropico di espansione di 900 kJ/kg, da confrontarsi con i 50-110 kJ/kg dei cicli ORC già discussi.

Tabella 28. Prestazioni del ciclo a vapore

Caratterizzazione Impianto		
Variabili indipendenti		
P Max	bar	150
T Max	°C	450
T max Sali	°C	500
T min sali	°C	250
Variabili dipendenti		
P turbina	kWe	1045.8
P pompa	kWe	45.8
P pompa Sali	kWe	5.46
P ausiliari caldaia	kWe	96.6
P netta impianto	kWe	898.0
Q in ciclo	kW	5150
Q biomassa	kWLHV	6438
Qutile	kW	4056
η Ciclo lordo	%	22.07
η el Ciclo lordo	%	20.31
η el Ciclo netto	%	19.42
η el lordo impianto	%	16.24
η el netto impianto	%	13.95
η th Impianto	%	63.00
η globale Impianto	%	76.95
UA Primario	kW/K	101.32
ΔT Primario	°C	14.7
UA Cond	kW/K	187.78
(Vout/Vin)turb	-	76.88
Δh is, turb	kJ/kg	923.17

2.7.3 Considerazioni sulla turbina

2.7.3.1 Turbina a $TiCl_4$

La scelta di un fluido di lavoro a elevata massa molecolare comporta la possibilità di realizzare una turbina con velocità periferica limitata (circa 140 m/s). Questo consente di avere sforzi meccanici modesti: non sono richiesti materiali ad elevata resistenza. Consente altresì di adottare numeri di giri e dimensioni radiali della macchina limitati, con ovvii vantaggi in termini di costi di investimento. L'elevato rapporto di espansione (circa 100), peraltro inevitabile per cicli termodinamici ad elevato rendimento, ha portato alla scelta di un numero di stadi (tre), scelta che consente di limitare il rapporto di espansione di ogni singolo stadio e di conseguenza di non avere flussi supersonici troppo penalizzanti.

La bassa portata volumetrica all'ingresso della macchina suggerisce di adottare uno stadio parzializzato, necessariamente ad azione, a rendimento inevitabilmente modesto (circa 70%), vuoi per l'elevata deflessione nella schiera rotorica, vuoi per le perdite connesse con la parzializzazione. A valle di questo stadio, che elabora una frazione significativa del salto entalpico complessivo, è possibile adottare due stadi ad ammissione totale, il primo dei quali con grado di reazione modesto e il secondo a grado di reazione elevato.

L'ultimo stadio, che vanta un rendimento elevato (quasi 90%), richiede pale *svergolate*, avendo un'importante variazione radiale fra base e apice. Si è scelta una soluzione con numero di Mach assiale allo scarico relativamente modesto (0,24), vantaggiosa non solo per limitare le perdite per energia cinetica allo scarico, ma anche per garantire una buona flessibilità operativa alla macchina, quando la macchina funziona in assenza di cogenerazione e quindi a rapporti di espansione più elevati rispetto ai valori

nominali. Il rendimento complessivo “alle pale” della turbina in condizioni nominali risulta essere dell’ordine dell’ 85%. Come sopra evidenziato, nell’analisi termodinamica e nei relativi bilanci di massa ed energia si è ipotizzato, con un approccio conservativo, un rendimento pari a 80% (a cui va aggiunto un rendimento elettromeccanico del 92%).

2.7.3.2 Turbina a PP9

Da un punto di vista fluidodinamico, la turbina a PP) presenta forti analogie con quella sopra illustrata a $TiCl_4$: il rapporto di espansione è elevato, il salto entalpico modesto, le portate volumetriche sono simili. Anche in questo caso, può essere adottata una turbina a tre stadi a flusso assiale: le dimensioni allo scarico sono leggermente superiori, il grado di parzializzazione all’ingresso leggermente inferiore, così come il numero di giri ottimale, che richiede comunque la presenza di un riduttore. Appare ragionevole assumere anche in questo caso un rendimento nominale pari a 80%.

2.7.3.3 Turbina a vapor d’acqua

Come prevedibile, la turbina a vapor d’acqua richiede una soluzione molto più costosa e inefficiente rispetto alle turbine sopra esaminate. In particolare:

- essendo il salto entalpico isoentropico complessivo molto più elevato (oltre 900 kJ/kg, contro circa 100 kJ/kg) è necessario adottare una soluzione a molti stadi (dell’ordine della decina), operanti a velocità periferica relativamente elevata, con carichi aerodinamici elevati.
- L’elevata velocità periferica richiede a sua volta un elevato numero di giri (dell’ordine di 20000 rpm, se si vuole operare a valori ottimali per il rendimento).
- Le dimensioni della turbina sono molto più piccole rispetto al caso a $TiCl_4$, nonostante le portate volumetriche siano simili, con effetti negativi di “taglia”⁷ sul rendimento.
- L’ultima parte dell’espansione avviene all’interno della curva limite, con inevitabili perdite legate alla formazione di liquido.

L’insieme di questi effetti rende la turbina poco efficiente (nello studio si è assunto un valore pari al 65%) e molto costosa, di fatto poco attraente per l’applicazione in oggetto⁸

⁷ Quando le dimensioni delle palettature diminuiscono oltre certi valori, l’influenza di limiti tecnologici, quali quelli legati agli spessori, ai giochi e alla finitura superficiale delle palettature provoca inevitabilmente una penalizzazione del rendimento ottenibile.

⁸ La situazione migliorerebbe adottando valori della pressione di ammissione più bassi rispetto al valore assunto, ma questo a sua volta si tradurrebbe in una penalizzazione del rendimento del ciclo termodinamico.

2.8 Confronto con le tecnologie commerciali, prospettive di sviluppo

Le principali aziende che producono ORC a livello mondiale sono Turboden e Ormat (Sylvain Quoilin, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, 2013), la prima è un'azienda italiana specializzata nelle applicazioni per caldaie a biomassa, la seconda è americana e si rivolge principalmente al mercato delle installazioni geotermiche o dei recuperi termici da processi industriali. In Tabella 29 vengono riportate le caratteristiche principali e il range di applicazioni dei modelli proposti dai vari costruttori presenti sul mercato internazionale.

Tabella 29. Elenco di alcune soluzioni commerciali

Manufacturer	Applications	Power output [kWe]	Heat source temperature [°C]	Net Efficiency [%]	Notes
ORMAT, USA	Geoth, WHR, solar	200–20000	150–300		Fluids: n-pentane and others, two-stage axial turbine, Synchronous generator
Turboden, Italy	Biomass, WHR, Geoth.	200–2000	100–300	17-19 (CHP) 18-20 (CHP, split)	Fluids: OMTS, Solkatherm, Two-stage axial turbines
Adoratec/Maxxt ec, Germany	Biomass	315–1600	300	18-19 (CHP)	Fluid:OMTS
Opcon, Sweden	WHR	350–800	<120		Fluid: Ammonia, Lysholm Turbine
GMK, Germany	WHR, Geoth., Biomass	WHR: 35-60 / 500–5000 Geoth.: 500-15000 Biomass: 500-2000	WHR: <300 Geoth.: 100-250 Biomass: 320	WHR: max 21%	3000rpm multi-stage axial turbines Fluids: GL160 (patented)
Exergy, Italy	Biomass, Geoth.	420–5500	80-320	13-20 (CHP) 15-23 (El. only)	Axial and radial outflow turbine; Fluids: PP1, isobutene, 245fa
BoschKWK, Germany	WHR	65–325	120–150		Fluid:R245fa
GECleanCycle	WHR	125	>121		Single-state radial inflow turbine, 30,000rpm, Fluid: R245fa
Cryostar, France	WHR, Geoth.	n/a	100–400		Radial in flow turbine, Fluids:R245fa,R134a
Tri-o-gen, Netherlands	WHR, Biomass	160	>350		Radial inflow turbo-expander, Fluid:Toluene
Electratherm, USA	WHR, Solar	50	>93		Twin screw expander, Fluid:R245fa
Verdicorp, USA	WHR, Biomass	20–115	>95	~12 (Tcond=40°C, El. only)	Radial inflow turbo-expander, Fluid: R245fa

Il mercato degli ORC è cresciuto rapidamente negli ultimi dieci anni, specialmente nel campo delle biomasse, come si osserva in Figura 65.

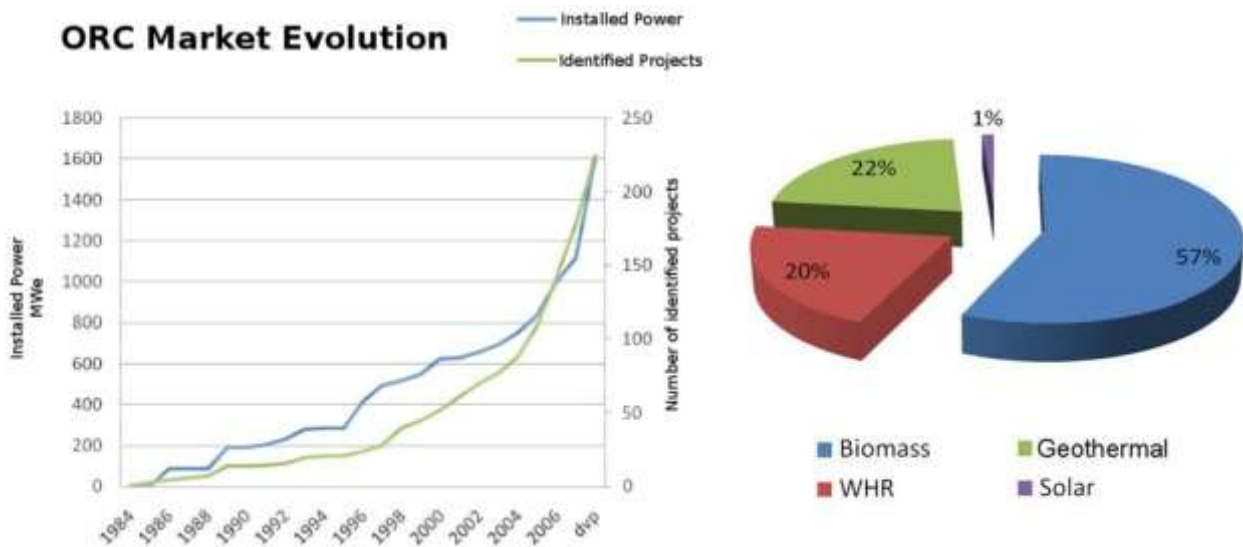


Figura 65. Penetrazione nel mercato degli ORC nel mondo, come potenza installata e numero di unità (Sylvain Quoilin, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, 2013)

Nelle figure seguenti sono riportate una serie di macchine commercialmente disponibili, prodotte da Turboden, Exergy e Adoratec. Nella maggioranza dei casi le macchine sono impiegate in sistemi CHP a temperatura relativamente alta, nei quali la temperatura massima dell'olio che alimenta la linea di scambio termico con il ciclo si aggira intorno ai 300 °C. Il range di potenza va dai 300 fino ai 3000 kW_{el} con valori di rendimento compresi tra il 15% ed il 21% nei casi cogenerativi. Il valore di rendimento sale di circa quattro punti percentuali nel passaggio ad una produzione solo elettrica.

Taglie Standard e prestazioni tipiche di impianti CHP (cogenerativi) Turboden

	TD 6 CHP	TD 7 CHP	TD 10 CHP	TD 14 CHP	TD 18 CHP	TD 22 CHP	TD 30 CHP
INPUT - Olio diatermico							
Temperatura nominale circuito alta temperatura (entrata/uscita)	°C 302/242						
Potenza termica circuito alta temperatura	kW 3340						
OUTPUT - Acqua calda							
Temperatura dell'acqua calda (entrata/uscita)	°C 60/80						
Potenza termica al circuito dell'acqua calda	kW 2664						
PRESTAZIONI							
Potenza elettrica lorda	kW 643						
Efficienza elettrica lorda	19,3%						
Autocostruzioni elettriche	kW 32						
Potenza elettrica attiva netta	kW 611						
Efficienza elettrica netta	18,3%						
Generatore elettrico*	50Hz, 400V / 60Hz, 480V						
Configurazione impianto	Single Skid						
Consumo biomassa**	kg/h 1606						
Tempi di consegna standard (EXW)	Mesi 9-11						


Figura 66. Principali modelli di ORC cogenerativi prodotti da Turboden, modelli senza split (produzione elettrica e termica)

Turboden Combined Heat & Power (CHP) Units WITH SPLIT* - Standard Sizes and Typical Performances



		TD 6 CHP	TD 7 CHP	TD 10 CHP	TD 14 CHP	TD 18 CHP	TD 22 CHP	TD 28 CHP	TD 28 CHP
INPUT - THERMAL OIL									
Nominal temperature "HT" loop (in/out)	°C	310/252	310/252	310/250	310/250	310/252	309/249	307/247	310/245
Thermal power input "HT" loop	MW	3056	3572	4685	6130	8935	10970	12950	14302
Nominal temperature "LT" loop (in/out)	°C	250/130	252/130	250/130	250/130	252/130	249/130	247/134	245/130
Thermal power input "LT" loop	MW	283	338	450	585	855	1045	1222	1386
Overall thermal power input	MW	3339	3910	5135	6715	9790	12020	14172	15688
Nominal temperature "HT" loop (in/out)	°F	594/486	594/489	580/482	580/482	594/480	589/480	585/477	580/473
Thermal power input "HT" loop	MMBtu/hr	10.47	12.19	15.89	20.82	30.49	37.43	44.19	48.81
Nominal temperature "LT" loop (in/out)	°F	462/250	462/250	462/250	462/250	462/250	462/250	477/253	473/250
Thermal power input "LT" loop	MMBtu/hr	0.86	1.15	1.34	1.68	2.42	3.57	4.17	4.73
Overall thermal power input	MMBtu/hr	11.33	13.34	17.23	22.51	32.91	41.00	48.36	53.53
OUTPUT - HOT WATER									
Hot water temperature (in/out)	°C	60/60	60/60	60/60	60/60	60/60	60/60	60/60	61/61
Thermal power to hot water circuit	MW	2589	3146	4295	5341	7843	9688	11399	12988
Hot water temperature (in/out)	°F	140/138	140/138	140/138	140/138	140/138	140/138	140/138	140/138
Thermal power to hot water circuit	MMBtu/hr	8.19	10.23	13.87	18.23	26.76	32.75	38.59	44.04
PERFORMANCE									
Gross active electric power	MW	619	729	1000	1317	1862	2319	2615	2933
Gross electric efficiency		18.5%	18.6%	19.5%	19.6%	19.0%	19.3%	18.5%	18.7%
Captive power consumption	MW	32	40	51	62	87	89	140	166
Net active electric power	MW	587	689	949	1255	1775	2231	2475	2867
Net electric efficiency		17.6%	17.6%	18.5%	18.7%	18.1%	18.9%	17.4%	17.9%
Electric generator**		50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 600V 60Hz, 4160V	50Hz, 600V 60Hz, 4160V	50Hz, 6kV 60Hz, 4160V	50Hz, 6kV 60Hz, 4160V
Plant size		Single Skid	Single Skid	Multiple Skid	Multiple Skid	Multiple Skid	Multiple Skid	Multiple Skid	Multiple Skid
Biomass consumption***	kg/h	1459	1709	2244	2935	4279	5253	6194	6857
Typical delivery times (EWM)	Months	9-11	9-11	9-11	9-11	9-11	9-11	11-13	11-13

Figura 67. Principali modelli di ORC cogenerativi prodotti da Turboden, modelli con split (produzione elettrica e termica)



		TURBODEN 12 HRS - 1MW		TURBODEN 12 HRS		TURBODEN 24 HRS		TURBODEN 32 HRS	
		with split*	without split	with split*	without split	with split*	without split	with split*	without split
INPUT - Thermal oil									
Nominal temperature "HT" loop (in/out)	°C	305/209	305/204	305/210	305/206	310/215	310/212	310/215	310/214
Thermal power input "HT" loop	MW	3817	4043	4425	4817	8850	9634	12015	13075
Nominal temperature "LT" loop (in/out)	°C	209/130	-	210/130	-	215/130	-	215/130	-
Thermal power input "LT" loop	MW	338	-	380	-	794	-	1060	-
Overall thermal power input	MW	4155	4043	4817	4817	9634	9634	13075	13075
Nominal temperature "HT" loop (in/out)	°F	591/400	581/399	581/410	581/403	598/275	-	598/275	-
Thermal power input "HT" loop	MMBtu/hr	12.02	12.39	15.1	16.44	30.7	32.87	40.01	44.81
Nominal temperature "LT" loop (in/out)	°F	400/250	-	410/250	-	410/275	-	410/275	-
Thermal power input "LT" loop	MMBtu/hr	1.13	-	1.34	-	2.89	-	3.62	-
Overall thermal power input	MMBtu/hr	14.19	12.80	16.44	16.44	32.87	32.87	44.81	44.81
OUTPUT - Cooling water									
Cooling water temperature (in/out)	°C	25/35	25/35	25/35	25/35	24/37	24/37	25/40	25/40
Thermal power to the cooling water circuit	MW	3151	3040	3662	3632	7256	7319	9977	8897
Cooling water temperature (in/out)	°F	77/95	77/95	77/95	77/95	75/98	75/98	77/104	77/104
Thermal power to the cooling water circuit	MMBtu/hr	10.23	10.37	12.3	12.39	24.79	24.94	34.04	33.77
PERFORMANCE									
Gross electric power	MW	1000	1000	1156	1188	2270	2336	3198	3193
Gross electric efficiency		24.1%	24.7%	24.0%	24.7%	23.6%	24.2%	25.8%	24.4%
Captive power consumption	MW	36	36	46	49	87	92	119	125
Net active electric power output	MW	964	964	1110	1139	2183	2244	2980	3067
Net electric efficiency		23.2%	23.8%	23.0%	23.6%	22.7%	23.3%	22.9%	23.0%
Electric generator**		50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 600V 60Hz, 4160V	50Hz, 600V 60Hz, 4160V	50Hz, 6kV 60Hz, 4160V	50Hz, 6kV 60Hz, 4160V
Plant size		Multiple skid	Multiple skid	Multiple skid	Multiple skid	Multiple skid	Multiple skid	Multiple skid	Multiple skid
Biomass consumption***	kg/h	1816	1944	2105	2316	4211	4632	5715	6296
Typical delivery times (EWM)	MO	9-11	9-11	9-11	9-11	9-11	9-11	11-13	11-13

Figura 68. Principali modelli di ORC prodotti da Turboden per sola produzione elettrica

MODEL		H&P 60	H&P 80	H&P 110	H&P 150	H&P 180	H&P 220
Gross Electric Power	kWel	400-650	700-850	900-1100	1200-1600	1600-1850	1900-2250
Inlet Oil Temperature	°C	230-315	230-315	230-315	240-320	240-320	240-320
Outlet Oil Temperature	°C	170-250	170-250	170-250	170-250	170-250	170-250
Inlet Water Temperature	°C	50-70	50-70	50-70	50-70	50-70	55-75
Outlet Water Temperature	°C	70-90	70-90	70-90	70-90	70-90	75-95
Required Thermal Input	kWth	2000-3500	2500-4500	3500-5500	5000-8500	7500-10000	9000-12500
Available Thermal Output	kWth	1500-2800	1700-3700	2500-4000	4700-7000	5800-8500	7000-10500
Gross Efficiency	%	14-20%	15-20%	16-21%	16-21%	16-21%	16-21%
Auxiliaries Consumption	kWel	25-40	35-55	50-70	62-90	85-115	100-160
Net Electric Power	kWel	350-610	650-810	850-1050	1120-1520	1500-1750	1800-2100
Net Efficiency	%	13-19%	14-19%	15-20%	15-20%	15-20%	15-20%
Generator Voltage		LV	LV	LV	MV	MV	MV

Figura 69. Principali modelli di ORC prodotti da Exergy (produzione elettrica e termica)

MODEL		EP 60 ERS	EP 80 ERS	EP 110 ERS	EP 150 ERS	EP 180 ERS
Gross Electric Power	kWel	400-650	700-850	900-1100	1200-1600	1600-1850
Inlet Oil Temperature EVA	°C	230-315	230-315	230-315	240-320	240-320
Outlet Oil Temperature EVA	°C	170-250	170-250	170-250	170-250	170-250
Inlet Oil Temperature ERS	°C	170-250	170-250	170-250	170-250	170-250
Outlet Oil Temperature ERS	°C	100-150	100-150	100-150	110-150	110-150
Thermal Input EVA circuit	kWth	1500-2200	1700-2900	2000-4000	3200-6300	4500-8100
Thermal Input ERS circuit	kWth	500-1000	700-1500	800-1800	1200-2500	1800-2900
Thermal Input (Total)	kWth	2000-3500	2500-4500	3000-5800	4500-8200	6500-9500
Gross Efficiency	%	16-23%	17-23%	16-24%	17-24%	17-24%
Auxiliaries Consumption	kWel	20-35	30-50	40-60	50-80	70-100
Net Electric Power	kWel	350-620	650-810	850-1050	1150-1550	1550-1770
Net Efficiency	%	15-22%	16-22%	15-23%	16-23%	16-23%
ACC Consumption	kWel	10-25	15-35	20-40	35-60	40-70
Generator Voltage		LV	LV	LV	MV	MV

Figura 70. Principali modelli di ORC prodotti da Exergy (produzione elettrica)

		AD 300 TF-plm	AD 400 TF-plm	AD 500 TF-plm	AD 625 TF-plm	AD 750 TF-plm	AD 875 TF-plm	AD 1000 TF-plm	AD 1250 TF-plm	AD 1500 TF-plm	AD 1750 TF-plm	AD 2000 TF-plm	AD 2400 TF-plm
Thermal Oil													
Total thermal capacity	kW _{th}	1650	2180	2690	3280	3950	4610	5270	6380	7600	9180	10790	12970
Thermal capacity of main circuit	kW	1505	1983	2450	2965	3593	4200	4880	5990	7190	8540	10165	11805
Flow and return temperature of main circuit	°C	320/245	320/245	320/245	320/245	320/245	320/245	320/245	320/245	320/245	325/250	325/250	325/250
Thermal capacity of sub-circuit	kW _{th}	145	195	240	295	355	410	470	590	710	840	945	1145
Flow and return temperature of sub-circuit	°C	245/155	245/155	245/155	245/155	245/155	245/155	245/155	245/155	245/155	250/180	250/180	250/180
Boiling Water													
Thermal capacity	kW _{th}	1330	1780	2190	2665	3200	3735	4270	5330	6400	7680	8730	10570
Temperature is / out	°C	60/80	60/80	60/80	60/80	60/80	60/80	60/80	60/80	60/80	60/90	60/90	60/90
Volume flow	m ³ /h	59	78	96	117	141	164	188	234	281	324	358	430
Generator													
Power at terminals	kW _e	300	400	500	625	750	875	1000	1250	1500	1750	2000	2400
Voltage	V	400	400	400	400	400	400	400	800	800	800	800	800
Auxiliary power	kW _e	19	24	30	36	43	49	57	69	82	108	124	149

Figura 71. Principali modelli di ORC prodotti da Adoratec (produzione elettrica e termica)

In generale tutti i sistemi proposti dai costruttori sono basati su cicli saturi di tipo rigenerativo, nei quali l'introduzione di calore nel ciclo avviene grazie a una linea di scambiatori che riceve calore da un fluido

termovettore: olio diatermico negli impianti a biomassa o negli impianti che recuperano calore da processi industriali, fluido geotermico nei cicli geotermici binari (Figura 72). Una differente configurazione di impianto viene offerta da Turboden (Figura 73) che propone in alternativa uno schema con “splitting”, in cui un circuito addizionale di olio, ad una temperatura compresa tra i 130 e i 250 °C, viene impiegato per recuperare calore a bassa temperatura dalla sorgente termica e introdurlo nel ciclo ORC. Secondo questo schema, il cui ciclo è rappresentato in Figura 74, parte del liquido di alimento viene pompato e riscaldato nel rigeneratore, parte invece viene riscaldato grazie al circuito di olio secondario. Le due portate quindi si miscelano e il risultato è un incremento della temperatura del fluido in ingresso allo scambiatore primario, con una maggior potenza generata e un incremento di un punto percentuale del rendimento elettrico.

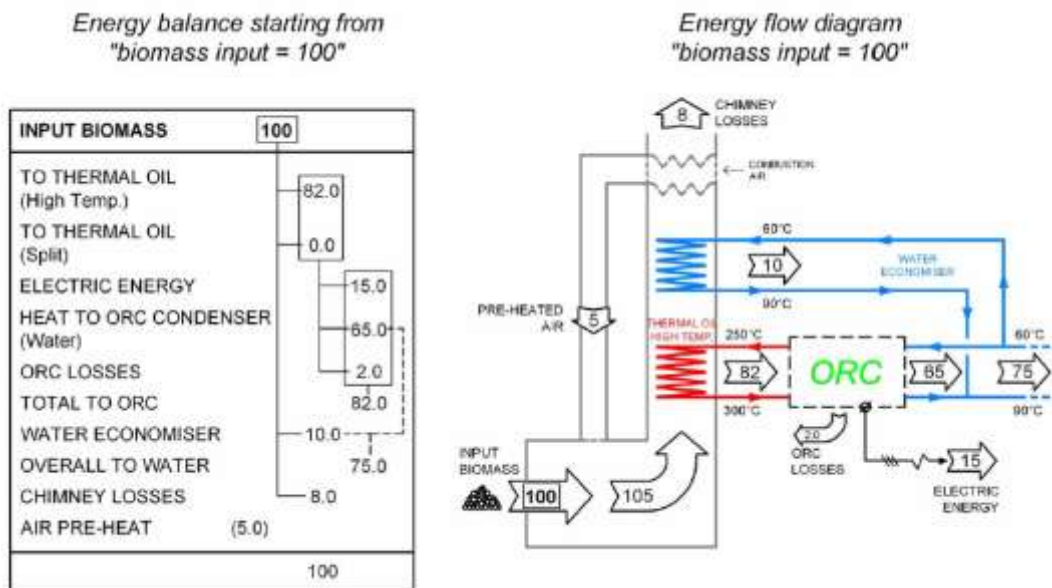


Figura 72. Schema di impianto Turboden, lato olio, impianto senza “splitting”

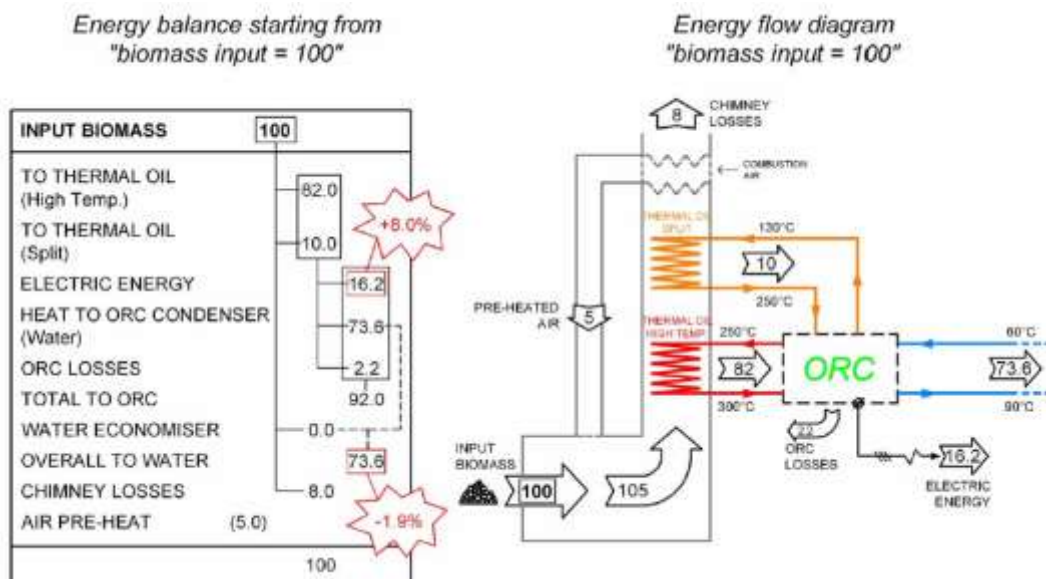


Figura 73. Schema di impianto Turboden, lato olio, impianto con “splitting”

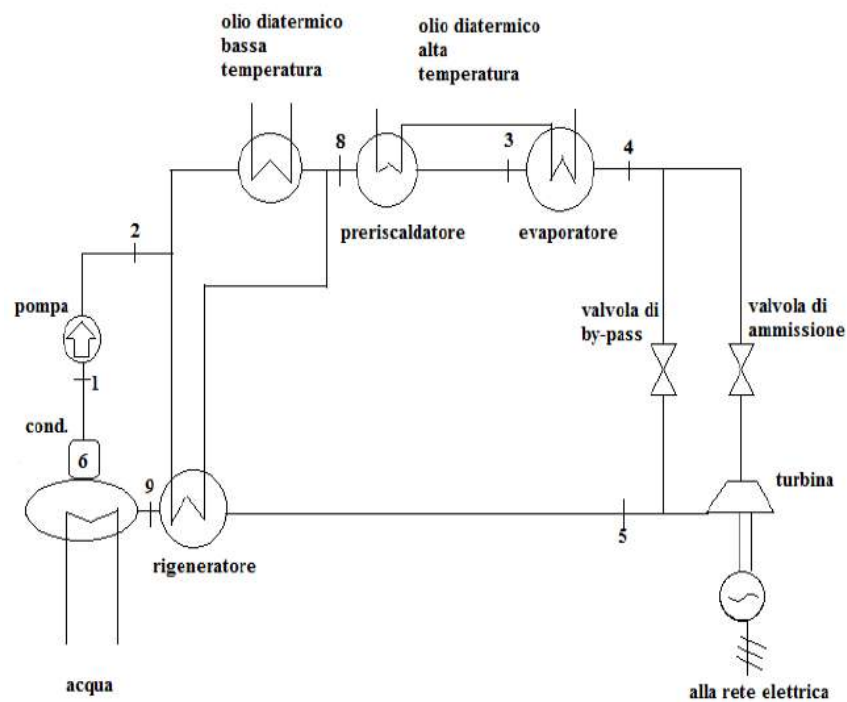


Figura 74. Schema di impianto Turboden, lato fluido, impianto con “splitting”

Per completezza si riportano anche i dati relativi ad alcuni modelli di motori ORC per micro-CHP (Tabella 30). Sono caratterizzati da un “output” di pochi kW e da espansori di tipo volumetrico.

Tabella 30. Esempio di soluzioni commerciali per piccola taglia

Producer	W_{el} [kW]	Q_{th} [kW]	η_{el}	η_{Tot}
Kingston	1	7-18	6,8 %	95%
Cogen	2,5-10	11-44	17%	90%
Cogen solar†	1	8,8	-	-
STG International	3	23	15%	2-10%*
Ormat**	0,4-4	-	-	-

* Solar to electricity

** Riportati in

† Prototipo

Nella Figura 75 viene presentato il modello di Ormat, che impiega combustibile per produrre calore ed energia elettrica. Il combustibile può essere benzina, gasolio, metano kerosene e lavora anche in condizioni climatiche estreme come richiesto per esempio da alcune applicazioni militari. Produce tra 0,4 e 4 kW_e (Ormat).

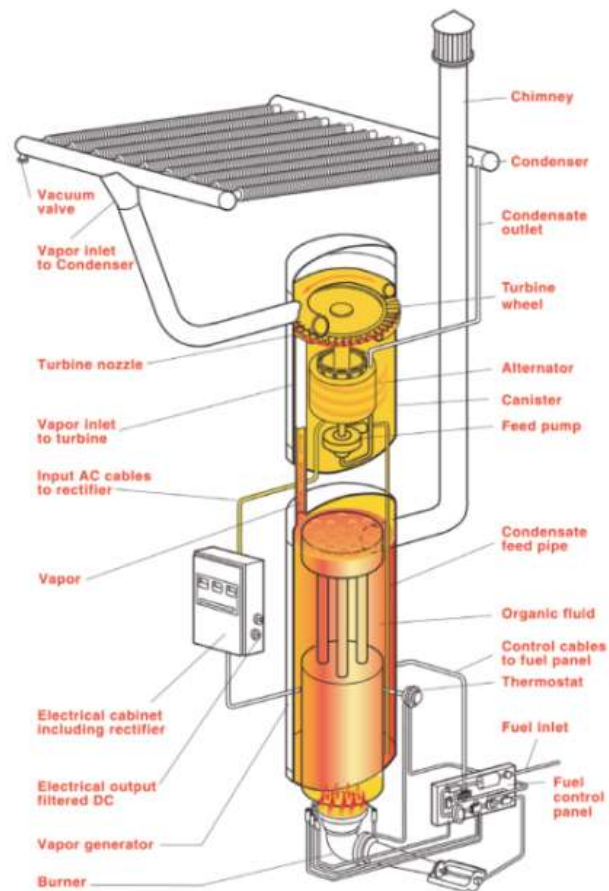


Figura 75. Modulo ORC “stand-alone”, prodotto da Ormat

Per un confronto con gli impianti studiati nel presente rapporto, si faccia riferimento ai modelli cogenerativi o solo elettrici sopra descritti, nel range di taglie da qualche centinaio di kW a qualche MW. In molte applicazioni, specialmente nel caso delle caldaie a biomassa ma anche per i recuperi termici da processi industriali, si può affermare che le prestazioni conseguite dalla tecnologia ORC commerciale attuale siano limitate dalla massima temperatura raggiunta dal ciclo. Quest’ultima è dettata in primo luogo dai vincoli di stabilità termica del fluido di lavoro del ciclo e solo secondariamente dalla tipologia di fluido termovettore impiegato nell’impianto. In quest’ultimo caso si tratta solitamente di olio diatermico che nelle circostanze più frequenti sopporta temperature massime di 300-320 °C. Il presente lavoro dimostra la possibilità di superare significativamente le prestazioni degli impianti ORC commerciali, utilizzando sali fusi come fluido termovettore (con temperature massime fino a 500 °C) e impiegando fluidi di lavoro innovativi (TiCl₄ e PP9), che risultano termicamente stabili a temperature elevate e presentano caratteristiche interessanti dal punto di vista termodinamico. In generale l’analisi condotta ai paragrafi precedenti ha dimostrato che il miglior sfruttamento della sorgente termica si traduce in evidenti benefici energetici, oltre che essere ad una prima analisi tecnicamente ed economicamente fattibile. Limitandosi a temperature massime dei sali di 500 °C (temperatura minima di 250 °C) si ottiene un incremento di rendimento netto del ciclo di 3-4 punti percentuali (Tabella 30, vedi paragrafo 2.6). Dal confronto riportato in Tabella 30 si nota che gli impianti funzionanti con sola produzione di energia elettrica hanno rendimenti maggiori rispetto ai casi con produzione di acqua calda. Questo comportamento è particolarmente evidente per gli impianti Turbonden. Per quest’ultimi potrebbero essere state adottate differenti scelte di gestione dell’impianto rispetto ai casi presentati in questo studio, in particolare con più basse pressioni di scarico alla turbina, come deducibile dal valore della temperatura dell’acqua (25/35 °C).

Tabella 31. Confronto tra le prestazioni degli impianti di taglia 1MW (TiCl₄ per il caso studiato)

	ORC Turboden (CHP)	ORC Turboden (solo elettr.)	ORC studiato (CHP)	ORC studiato (solo elettr.)	ORC studiato (CHP)
Temperatura HTF, °C (Max –min)	300-240	305-206	500-250	500-242	500-250
Potenza termica entrante nel ciclo	5140	4817	4149	4275	3907
Temperatura acqua (in/out)	60/80	25/35	60/90	40/70	60/90
Temperatura Max ciclo, °C	-	-	420	420	450
Potenza elettrica prodotta, kWe	1016	1139	1000	1081	1000
$\eta_{el, netto}$ ciclo	18,5%	23,6%	24,1%	25,3%	25,6%

Le prospettive di sviluppo dei cicli ORC ad alta temperatura appaiono tecnicamente possibili e certamente interessanti dal punto di vista scientifico e tecnologico. Il campo di applicazione che avrebbe la tecnologia non sarebbe limitato al solo caso delle biomasse, ma interesserebbe anche il settore dei recuperi termici da processi industriali e gli impianti solari a concentrazione.

3 Conclusioni

Il tema affrontato è la ricerca di cicli termodinamici e fluidi di lavoro innovativi per applicazioni con caldaie a sali fusi alimentate a biomassa legnosa. In sintesi, i quesiti a cui rispondere con la presente attività sono: esistono le condizioni di fattibilità di un sistema innovativo cogenerativo di taglia non superiore a 1 MWe abbinabile ad una sorgente termica a sali fusi a temperatura di almeno 450 °C? Nel caso di risposta positiva, quali sono i relativi vantaggi ottenibili, sia in termini energetici che economici?

L'analisi svolta ha consentito di dare una risposta positiva ad entrambi i quesiti, soprattutto per le taglie superiori, evidenziando i significativi vantaggi ottenibili operando a temperature più elevate rispetto i valori usuali. In particolare:

- Si è identificato un potenziale fluido di lavoro (TiCl₄), che, oltre a offrire la stabilità termica a temperature molto elevate e ad avere costi estremamente contenuti, presenta caratteristiche termodinamiche (punto critico, complessità molecolare, massa molecolare) ideali per l'accoppiamento con la sorgente termica considerata.
- Si è identificato uno schema d'impianto, che prevede l'adozione di un ciclo di potenza ipercritico e un circuito intermedio ad olio fra il tetracloruro di titanio e l'acqua destinata al teleriscaldamento.
- Si è effettuato un pre-dimensionamento dei principali componenti d'impianto, che ha dato luogo a risultati promettenti:
 - Una turbina a tre stadi, poco sollecitata meccanicamente e di buon rendimento fluidodinamico
 - Scambiatori di calore di dimensioni contenute, con una soluzione innovativa per il recuperatore di calore.

Fra le diverse soluzioni esaminate per la potenza su cui si è concentrato lo studio (1000 kW_{el}), le più promettenti portano ai seguenti risultati:

- Un rendimento netto dell'impianto ORC dell'ordine del 24-25%, superiore quindi di circa 6 punti (quindi del 30%) rispetto all'attuale "stato dell'arte": un risultato di tutto rispetto, che conferma l'utilità di ricercare soluzioni che consentano di elevare la temperatura di introduzione di calore nel ciclo.
- Costi dell'energia elettrica prodotta dell'ordine di 165-170 €/MWh, che sono di indubbio interesse nell'attuale contesto normativo-tariffario italiano.
- Il mantenimento di elevati rendimenti di conversione anche ai carichi parziali, con una modalità di regolazione del carico semplice (si agisce sulle valvole di parzializzazione della turbina, variando la portata massica fluente nell'impianto, mantenendo il ciclo termodinamico quasi invariato), che garantisce una buona elasticità operativa dell'impianto.

Le prestazioni sopra indicate peggiorano nettamente per potenze unitarie più basse: in particolare, il costo dell'energia elettrica per un impianto da 200 kW_e arriverebbe a valori dell'ordine dei 300 €/MWh, quasi doppi rispetto ai casi da 1000 kW_e.

I risultati ottenuti sono frutto di una serie di ipotesi ragionevoli e di metodologie progettuali collaudate, per cui è ragionevole ritenere che i valori indicati siano realistici.

Si vuole peraltro sottolineare come l'uso del fluido scelto, mai proposto, ad oggi, in cicli di potenza, richiede precauzioni particolari: in particolare, va totalmente eliminata la possibilità di contatti fra fluido e acqua (da qui l'adozione del circuito intermedio a olio). Si auspica pertanto che possano essere in futuro implementate altre fasi della ricerca, che consentano di approfondire alcuni fondamentali punti ancora aperti: in primis, sarebbe di grande utilità progettare e realizzare un impianto di prova di taglia ridotta, che consenta di identificare tutte le procedure e gli accorgimenti che l'utilizzo del fluido proposto richiede per ottenere gli indispensabili requisiti di sicurezza e protezione ambientale, nonché di ottenere conferme sulle proprietà termodinamiche e di scambio termico del fluido. Una volta risolti questi problemi, si potrebbe passare alla realizzazione di un prototipo a scala reale.

Riferimenti bibliografici

- (2013, 9 8). Tratto da www.luve.it.
- http://ec.europa.eu/clima/policies/f-gas/index_en.htm. (2013, 9 8).
- http://ec.europa.eu/clima/policies/f-gas/legislation/documentation_en.htm. (2013, 9 8).
- http://www.cefic.org/Documents/IndustrySupport/Transport-and-Logistics/Best%20Practice%20Guidelines%20-%20Product%20Specific%20Guidelines/TiCl4%20Safety%20Advice%208th%20Edition_March%202012.pdf. (2013, 9 8).
- <http://www.fluoros.co.uk/flutechhighperformancefluid.html>. (2013, 9 8).
- <http://www.fluoros.co.uk/otherapps.html>. (2013, 9 8).
- <http://www.fluoros.co.uk/pdf/sds/Perfluoromethyldecalin%20-%20SDS20132%20-%20ENG.pdf>. (2013, 9 8).
- <http://www.triogen.nl/>. (2013, 9 8).
- www.hed-inc.com/hairpin.html. (2013, 9 8).
- Anderson W.G., B. R. (2007). Intermediate Temperature Fluids Life Tests – Experiments . *Proceedings of the 2007 IECEC*.
- Angelino, G. I. (1991). ORGANIC WORKING FLUID OPTIMIZATION FOR SPACE POWER CYCLES in Modern Research Topics in Aerospace Propulsion. 297-326.
- Bertani, R. (2012). Geothermal power generation in the world 2005–2010 update report. *Geothermics*.
- Bini R., V. F. (2011). High efficiency (25%) ORC for „power only“ generation mode in the range 1-3 MW: an already proven technology also available for partially cogenerative applications. *First international Seminar on ORC Power Systems*. Delft.
- Bombarda P., G. M. (2010). Energia geotermica: una grande risorsa nascosta. In *Energia* (p. 2).
- Bombarda P., M. E.-J. (2000). Optimum cycles for geothermal power plants. *World Geothermal Congress*. Kyushu - Tohoku Japan.
- Costante Invernizzi, P. B. (1997). Thermodynamic Performance of Selected HCFs for Geothermal Applications. *Energy*.
- Dai Y., W. J. (2009). Parametric Optimization and Comparative Study of Organic Rankine Cycle (ORC) for Low Grade Waste Heat Recovery. *Energy Conversion and Management*, 50, 576–582.
- Devarakonda A., O. J. (2004). An Evaluation of Halides and Other Substances as Potential Heat Pipe Fluids . *Proceedings of 2nd International Energy Conversion Engineering Conference*.
- Fredy Vélez, J. J. (s.d.). A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(6), 4175-4189.
- Gaia, M. (2011). 30 years of Organic Rankine Cycle Development., (p. 22-23). Delft The Netherlands.
- Hadi Ghasemi, M. P. (2013, February 1). Modeling and optimization of a binary geothermal power plant. *Energy*, 50, 412-428.
- I. Obernberger, G. T. (2008). Combustion and gasification of solid biomass for heat and power production in Europe - state of the art- and relevant future developments. *8th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers* . Vilamoura Portugal: Cenertec.
- Ian K. Smith, N. S. (2005). An Improved System for Power Recovery from Higher Enthalpy Liquid-Dominated Fields. *Marco Astolfi: World Geothermal Congress*. Antalya Turkey.
- Kim HJ, A. J. (2007). Scroll expander for power generation from a low-grade steam source, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A. *Journal of Power and Energy*, 221.
- Lakew A., B. O. (2010). Working fluids for low-temperature heat source. *Applied Thermal Engineering*, 30, 1262-1268.
- Lozza, G. M. (1982). ON THE INFLUENCE OF THE NUMBER OF STAGES ON THE EFFICIENCY OF AXIAL FLOW TURBINES. *International Gas Turbine Conference and Exhibition*. London: ASME Paper No. 82 GT 43.
- Lozza, G. M. (1986). INVESTIGATION ON THE EFFICIENCY POTENTIAL OF SMALL STEAM TURBINES OF VARIOUS CONFIGURATION. *society Energy Conversion Engineering Conference, ACS Paper No. 869312*. San Diego.

- M.T.Johansson, M. (2013). Electricity generation from low-temperature industrial.
- Macchi E., P. A. (1977). THEORETICAL PREDICTION OF THE OFF DESIGN PERFORMANCE OF AXIAL FLOW SINGLE STAGE TURBINES. *XXXII Congresso Nazionale ATI*, (p. 1867-1896). Roma.
- Macchi E., P. A. (1981, 10). EFFICIENCY PREDICTION FOR AXIAL FLOW TURBINES OPERATING WITH NON CONVENTIONAL WORKING FLUIDS. *Journal of Engineering for Power*, 103, 712-724.
- Macchi, E. (1970, 8). COMPUTER PROGRAM FOR PREDICTION OF AXIAL FLOW TURBINE PERFORMANCE . (NPS 57MA70081A).
- Macchi, E. (1977, 5). DESIGN CRITERIA FOR TURBINES OPERATING WITH FLUIDS HAVING A LOW SPEED OF SOUND . *Closed Cycle Gas Turbines, Lecture Series 100*.
- Macchi, E. (1977, 5). POWER CYCLE AND WORKING FLUIDS FOR LOW TEMPERATURE HEAT SOURCES. *Closed Cycle Gas Turbines, Lecture Series 100*.
- Macchi, E. (1982, 10). METODI DI CALCOLO DI FLUIDODINAMICA DELLE MACCHINE . (E. CLUP, A cura di)
- Macchi, E. (1985). DESIGN LIMITS, BASIC PARAMETER SELECTION AND OPTIMIZATION METHODS IN TURBOMACHINERY DESIGN". (N. A. Series, A cura di) *Series E: Applied Sciences No.97B*, 2, 805-828.
- Macchi, E. O. (1976). PROBLEMI TEORICI E SPERIMENTALI NEL PROGETTO DI TURBINE A FLUIDO ORGANICO. *XXXI Congresso Nazionale ATI*, 2, p. 53. Pavia.
- Marco Astolfi, M. C. (2013). "Binary ORC power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources – Part A: Thermodynamic optimization".
- Ormat. (s.d.). www.ormat.com. (Ormat) Tratto il giorno April 29, 2013
- Peterson RB, W. H. (2008). Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander Part A. *Journal of Power and Energy*, 222, 271-282.
- Pini M., P. G. (2011). Preliminary design of a centrifugal turbine for ORC applications. *First International Seminar on ORC Power Systems*. Delft The Netherlands.
- Quoilin S., D. S.-2. (2011). Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering* , 31, 2885-2893.
- Quoilin, S. O. (2011). Performance and Design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle. *Solar Energy*, 85, 955-966.
- R. Lee, S. D. (1984). Derived thermodynamic design data for Rankine power cycle systems operating on PP9. *Journal of Heat Recovery Systems*, 4, 51-56.
- Saaski E.W., H. J. (1980). Two-Phase Working Fluids for the Temperature Range 50 to 350°C. *NASA Lewis Research Center*.
- Schuster A., K. S. (2010). Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles. *Energy*, 35, 1033-1039.
- Spadacini C., C. C. (2011). A new configuration for organic Rankine cycle power systems . *First International Seminar on ORC Power Systems*. Delft.
- Sylvain Quoilin, M. V. (2013, June). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22.
- Sylvain Quoilin, M. V. (2013, June). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22.
- Tarau, D. S. (2007). Intermediate Temperature Fluids Life Tests — Theory 10.1063/1.2437450. *Proceedings of STAIF 2007*.
- Tchanche, B. F. (2009). A.Low-grade heat conversion into power using organic rankine cycles - A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 3963-3979.
- Turboden. (s.d.). www.turboden.eu. Tratto il giorno April 30, 2013
- Walraven D., L. B. (2012). Comparison of thermodynamic cycles for power production from low-temperature geothermal heat sources. *Energy Conversion and Management*, 66, 220-233.
- WangH, P. (2009). Experimental performance of a compliant scroll expander for an Organic Rankine Cycle. *Journal of Power and Energy*, 863.
- Zhang F. Z., J. P. (2012). Thermodynamic analysis of a binary power cycle for different EGS geofluid temperatures. *Applied Thermal Engineering*, 48, 476-485.

Abbreviazioni ed acronimi

ACC	Condensatore raffreddato ad aria
BOP	Bilancio di impianto
CHP	Combinata calore ed energia elettrica
GWP	Potenziale di surriscaldamento globale
HVAC	Riscaldamento, ventilazione e raffrescamento
ICE	Motore a combustion interna
ORC	Ciclo Rankine Organico
ODP	Potenziale di assottigliamento dello strato di ozono
OECD	Organizzazione per la cooperazione economica e lo sviluppo
O&M	Organizzazione e manutenzione
OMTS	Octametiltrisilossano
OTEC	Conversione energia termica dell'oceano
PHE	Scambiatore di calore Primario
WHR	Recupero di Calore di Scarto

Curriculum scientifico GeCOs

Il gruppo GECOS nasce negli anni '80 sotto la guida del Prof Ennio Macchi, attualmente si interessa, ad ampio spettro, delle tecnologie avanzate per generare energia elettrica e meccanica; partendo da sistemi di piccola taglia fino ad arrivare ai grandi impianti di potenza. Il gruppo di ricerca analizza sotto l'aspetto economico, energetico ed ambientale varie fonti energetiche, al fine di trovare una risposta alla crescente domanda di energia ed alla esigenza di ridurre gli effetti antropogeni sul pianeta.

Di seguito vengono presentati i CV dei componenti del gruppo GECOS che hanno partecipato al progetto:

- **Ennio Macchi:** Ex-Direttore del Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano. Ordinario di "conversione dell'energia" del Politecnico di Milano dal 1980. Coordina le attività di ricerca di un gruppo di docenti e ricercatori del Politecnico di Milano (www.gecos.polimi.it), che opera in diversi settori della conversione dell'energia e dell'impatto ambientale dei sistemi energetici. Responsabile scientifico di numerosi programmi di ricerca nazionali e internazionali. Autore di circa 200 lavori, fra cui numerosi volumi e articoli pubblicati sulle più prestigiose riviste del settore riguardanti: termodinamica applicata, fluidodinamica, turbomacchine, scambiatori di calore, pompe di calore, cicli di potenza, centrali termoelettriche, energie rinnovabili, cogenerazione, turbine a gas e cicli combinati gas/vapore, termovalorizzazione dei rifiuti, impatto ambientale dei sistemi energetici, tecnologie sostenibili del carbone, cattura e sequestro dell'anidride carbonica, vettore idrogeno.
- **Marco Astolfi:** Dottorando di Ricerca STEN al Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano. La sua ricerca si concentra sull'ottimizzazione di impianti ORC per lo sfruttamento di fonti energetiche rinnovabili quali energia solare, geotermica e biomasse. Altri interessi riguardano il dimensionamento di turbine assiali e la gestione di impianti solari a concentrazione parabolica. Tutor del corso di Conversione dell'energia A dall'anno 2010.
- **Davide Bonalumi:** Assegnista di ricerca presso il Dipartimento di Energia. Laureato in Ingegneria per l'Ambientale e il Territorio ('08), ha conseguito il dottorato europeo in Energetica ('12) presso il Politecnico di Milano in coordinazione con la Technical University of Denmark, è autore di articoli scientifici relativi allo studio della cattura dell'anidride carbonica, la modellizzazione e simulazione di processi industriali, ha competenze in modellizzazione di sistemi elettrolitici, collabora in diversi progetti con il Dipartimento
- **Antonio Giuffrida:** ha conseguito la laurea con lode in ingegneria meccanica nel 1999 e il dottorato di ricerca in "sistemi energetici ed ambiente" nel 2004. Dal 2008 è ricercatore di ruolo presso il Politecnico di Milano e docente di "Macchine e sistemi energetici" presso lo stesso. L'attività di ricerca scientifica è articolata in diverse tematiche, spaziando dalla analisi ed ottimizzazione di impianti avanzati per la conversione dell'energia allo studio delle macchine volumetriche. È autore di oltre 40 memorie pubblicate su riviste internazionali e/o presentate in occasione di conferenze scientifiche.
- **Costante Invernizzi:** ha conseguito la laurea in Ingegneria Nucleare nel 1981 e il dottorato di ricerca nel 1987. Dal 2002 è professore associato presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica ed Industriale dell'Università di Brescia. L'attività di ricerca scientifica è orientata verso lo studio delle proprietà termo-volumetriche dei fluidi e delle miscele, ha svolto indagini sulla stabilità termica dei fluidi di lavoro per motori a fluido organico. Attualmente si occupa dello studio di miscele di fluidi per motori termici e dello studio di cicli binari ad elevata temperatura. E' autore di diversi articoli pubblicati in larga parte su riviste internazionali.

- **Matteo Romano:** Ricercatore di ruolo del Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano e docente del corso di Sistemi Energetici. Si occupa di ricerca e consulenza nell'ambito della simulazione di processo e dell'analisi termodinamica, e tecnico-economica di impianti per produzione di energia elettrica e impianti industriali. Autore di circa 50 pubblicazioni nel settore, di cui 17 su rivista internazionale.
- **Paolo Silva:** Ricercatore di ruolo del Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano dal 2005. E' titolare del corso di "Produzione di potenza da fonti rinnovabili" per gli allievi ingegneri Energetici. I principali settori di ricerca riguardano la cogenerazione industriale e la generazione distribuita, la simulazione e gestione ottimizzata di impianti di potenza, gli impianti solari termodinamici, l'energia eolica e le biomasse, in particolare nel campo dei sistemi cogenerativi a fluido organico. Responsabile operativo di programmi di ricerca nazionali e internazionali. Autore di oltre 50 pubblicazioni nel settore.
- **Davide Maria Turi:** ha conseguito la laurea con lode in Ingegneria Energetica nel 2011 presso il Politecnico di Milano. Dal 2012 Phd candidate presso il Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano. L'attività di ricerca scientifica è rivolta allo studio di tecnologie innovative per ridurre l'emissione di gas serra in atmosfera.