

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in
Ingegneria Energetica



**Ottimizzazione energetica e analisi economica di impianti
geotermici binari in applicazione cogenerativa**

Relatore: Prof. Paolo SILVA

Co-relatore: Ing. Marco ASTOLFI

Tesi di Laurea di:

Livio BONACINA

Matr. 750425

Anno Accademico 2010 - 2011

Ringraziamenti

Ringrazio la mia famiglia che mi ha sostenuto, ma soprattutto sopportato in tutti i momenti.

Ringrazio il professor Paolo Silva che mi ha dato la possibilità di svolgere questo lavoro su un argomento così interessante. Ringrazio Marco Astolfi per la sua disponibilità, pazienza e per le perle di saggezza che mi ha elargito nei vari incontri. Ringrazio la professoressa Paola Bombarda per aver condiviso le sue conoscenze in materia.

Ringrazio tutti gli amici per i momenti passati insieme sia in università che fuori in questi cinque anni: Davide, Luca, Carmen, Simo, Ste, Ale. Gli altri numerosi compagni di università con i quali ho condiviso l'intero percorso. Gli "amici del campetto" per le belle serate passate e future; Jack per le pedalate estive e un grazie a Chiara per i consigli. Infine ringrazio i produttori delle serie tv, loro sanno.

Indice Generale

	Sommario	ix
	Abstract	x
	Introduzione	xi
1	Formazione e utilizzo della risorsa geotermica	1
	1.1 La struttura della Terra	1
	1.2 La teoria della tettonica delle placche	2
	1.3 Calore interno e flusso geotermico	3
	1.4 Risorse geotermiche	5
	1.4.1 Sistemi idrotermali	6
	1.4.2 Sistemi geopressurizzati	8
	1.4.3 Sistemi hot dry rocks e magmatici	8
	1.5 Utilizzazione delle risorse geologiche	9
	1.6 Produzione energia elettrica	11
	1.7 Impianti geotermici single e double flash	12
	1.8 Impianti geotermici a vapore secco	16
2	Impianti a ciclo binario	19
	2.1 Introduzione	19
	2.2 Componenti cicli binari	20
	2.3 Scambiatori di calore	20
	2.4 Sistemi di raffreddamento	22
	2.5 Turbomacchine	24
	2.6 Fluidi di lavoro	25
	2.7 Caratteristiche dei fluidi organici	25
	2.8 Diagrammi T-s dei fluidi organici	29
	2.9 Confronto fra tecnologia ORC e cicli a vapor d'acqua	31
	2.10 Miscele di fluidi	34
	2.11 Cicli termodinamici in impianti binari	35
	2.12 Cicli binari a due livelli di pressione	39
3	Ottimizzazione termodinamica	41
	3.1 Cicli binari ideali	41
	3.2 Scelta dell'impianto	42
	3.3 Il software RefProp	43
	3.4 Simulazione del sistema energetico	44
	3.5 Cicli subcritici	46
	3.6 Cicli subcritici rigenerativi	50
	3.7 Cicli supercritici	53

3.8	Cicli supercritici rigenerativi.....	56
3.9	Risultati	61
3.10	Analisi exergetica	63
	3.10.1 Analisi exergetica per cicli subcritici.....	66
	3.10.2 Analisi exergetica per cicli supercritici.....	68
3.11	Caso cogenerativo	69
3.12	Il fluido R227ea.....	70
4	Off-design di impianto	73
4.1	Thermoflex	74
4.2	Off-design turbina	76
	4.2.1 Curva $FF/FF_{design}-\eta/\eta_{design}$	76
	4.2.2 Modello dell'ellisse di Stodola	77
	4.2.3 Logiche di regolazione turbina	78
4.3	Off-design per il caso A	79
	4.3.1 Stagione invernale	80
	4.3.2 Stagione intermedia.....	83
	4.3.3 Stagione estiva.....	84
4.4	Off-design per il caso B.....	85
	4.4.1 Stagione invernale	86
	4.4.2 Stagione estiva.....	86
	4.4.3 Stagione intermedia.....	87
4.5	Off-design per il caso C.....	89
4.6	Riepilogo	90
5	Analisi economica.....	91
5.1	Il teleriscaldamento e la cogenerazione.....	92
5.2	Lo scenario italiano	94
5.3	Incentivazione geotermico	96
5.4	Valutazione dell'utenza termica.....	97
5.5	Assunzioni economiche per i tre casi	101
	5.5.1 Costi di investimento iniziale.....	101
	5.5.2 Costi operativi e di gestione.....	105
	5.5.3 Ricavi annui	106
5.6	Analisi di redditività.....	107
5.7	Analisi di sensitività al variare del costo della perforazione.....	110
5.8	Valutazione ambientale dell'investimento	111
	Conclusioni	115
	Bibliografia	I
	Appendice	V

Elenco delle Figure

1.1	Schema della struttura interna della Terra.....	2
1.2	Rappresentazione schematica di un sistema geotermico.....	5
1.3	Sistema geotermico a liquido dominante	7
1.4	Sistema geotermico a vapore dominante.....	7
1.5	Sistema di produzione Hot Dry Rocks	9
1.6	Diagramma di Lindal, mostra i possibili usi non elettrici dei fluidi geotermici a diverse temperature (Lindal, 1973).	10
1.7	Cicli geotermici per la generazione di elettricità. 1) A contropressione. 2) A condensazione.....	11
1.8	Schema semplificato di un impianto a single flash a condensazione	12
1.9	Schema semplificato di un impianto a double flash a condensazione.....	13
1.10	Trasformazione del fluido nell'impianto single flash	14
1.11	Trasformazione del fluido nell'impianto double flash	15
1.12	Schema di impianto geotermico a vapore secco.....	16
2.1	Schema base di impianto binario.....	19
2.2	Schema semplificato di scambiatore shell and tube con fascio tubiero ad U	21
2.3	Rappresentazione delle due tipologie di turbina	24
2.4	Curva di saturazione dell'R227ea	29
2.5	Curva di saturazione dell'R32	30
2.6	Curva di saturazione dell'R134a	30
2.7	Ciclo Rankine a vapore saturo per diversi tipi di fluido.....	32
2.8	Rappresentazione qualitativa di un cambiamento di fase a pressione costante per una miscela a due componenti	35
2.9	Rappresentazione di un ciclo ORC evaporativo nel piano T-s.....	36
2.10	Rappresentazione del ciclo Hirn, con surriscaldamento, nel piano T-s ..	37
2.11	Rappresentazione del ciclo supercritico nel piano T-s	37
2.12	Rappresentazione del ciclo supercritico rigenerativo nel piano T-s.....	38
2.13	Schema impiantistico di un ciclo Rankine a due livelli di pressione	39
2.14	Diagramma scambio termico per un ciclo ORC a due livelli di pressione	40
3.1	Ciclo triangolare	41
3.2	Quota di calore scambiato per un sistema geotermico date le Tmax	42
3.3	Schema di impianto ciclo subcritico.....	46
3.4	Esempio di diagramma T-Q per ciclo subcritico.....	47
3.5	Andamenti potenze nette-pressione di evaporazione per i fluidi considerati.....	48
3.6	Confronto in piano T-Q di cicli surriscaldati e ciclo saturo	49

3.7	Variazione dei rendimenti in funzione della pressione di evaporazione	50
3.8	Schema d'impianto subcritico rigenerativo	50
3.9	Schematizzazione scambio termico ciclo subcritico rigenerativo	51
3.10	Schema di uno scambiatore controcorrente	51
3.11	Andamenti potenze nette-pressione di evaporazione caso rigenerativo	53
3.12	Schema d'impianto supercritico semplificato	53
3.13	Confronto diagrammi scambio termico per un ciclo saturo (a) ed uno supercritico (b).	54
3.14	Andamenti potenze nette-pressione massima per il caso supercritico	55
3.15	Variazione delle potenze in funzione della pressione massima di lavoro	56
3.16	Schema d'impianto supercritico rigenerativo semplificato	56
3.17	Confronto diagrammi di scambio termico per cicli supercritici con e senza rigeneratore	57
3.18	Potenze nette-pressione massime del ciclo per il caso supercritico rigenerativo	58
3.19	Confronto p_{max} ottime per il caso rigenerativo e semplice	58
3.20	Effetti sul ciclo per la variazione della p_{max}	59
3.21	Andamenti delle potenze per R227ea al variare della p_{max}	60
3.22	Andamenti della portata e salto entalpico in turbina per l'R227ea	60
3.23	Andamenti dei rendimenti per l'R227ea	61
3.24	Modifica della curva geotermica per rispettare $\Delta T_{pp}=3^{\circ}C$	61
3.25	Confronto dei punti di ottimo per i vari fluidi e configurazioni	62
3.26	Confronto W-UA dei fluidi ottimi	62
3.27	Confronto di UA/W per i casi rigenerativi	63
3.28	Bilancio di exergia in uno scambiatore	66
3.29	Bilancio di exergia nella turbina	67
3.30	Confronto delle dissipazioni exergetiche in cicli subcritici semplici e con rigeneratore	68
3.31	Confronto delle dissipazioni exergetiche in cicli supercritici semplici e con rigeneratore	69
3.32	Confronto dei punti di ottimo per i vari fluidi e configurazioni in assetto cogenerativo	70
3.33	Curva di saturazione R227ea con temperatura critica	71
3.34	Classificazione ASHRAE per l'R227ea	71
4.1	Suddivisione in periodi per l'anno considerato	73
4.2	Sequenza logica per la simulazione di un impianto in Thermoflex	74
4.3	Andamento η -FF effettive rispetto al caso di design	77
4.4	Grafico portata ridotta-salto di pressione	77
4.5	Grafici portate-pressioni	78
4.6	Schema d'impianto con valvola di laminazione ed effetto a carico parziale	79
4.7	Schema d'impianto con valvola	80

4.8	Variazione di Δh_t , η_t e $\Delta h_{is,t}$ al variare della sezione ammissione	81
4.9	Variazione di p_{in} , \dot{m} , W_t al variare della p_{max}	82
4.10	Potenze lorde al variare della sezione A_t	82
4.11	Variazione di Δh_t , η_t e $\Delta h_{is,t}$ al variare della sezione A_t	83
4.12	Variazione di p_{in} , \dot{m} , W_t al variare della p_{max} per il periodo intermedio.	83
4.13	Potenze lorde al variare della sezione A_t per la stagione intermedia	84
4.14	Variazione delle potenze al variare della p_{max} per il periodo estivo	85
4.15	Potenze nette ottenute nei vari periodi per il caso A	85
4.16	Variazione delle potenze al variare della p_{max} per il caso B invernale	86
4.17	Variazione della $T_{in,t}$ e Δh_t al variare della p_{max}	87
4.18	Variazione delle potenze al variare della p_{max} per il caso B estivo	87
4.19	Variazione delle potenze al variare della p_{max} per Aprile e Settembre....	88
4.20	Potenze nette ottenute nei vari periodi per il caso B	88
4.21	Potenze nette ottenute nei vari periodi per il caso C	89
4.22	Variazione della potenza netta al variare della p_{max}	89
4.23	Potenze nette ottenute nei vari periodi per i tre casi.....	90
5.1	Produzione di energia elettrica annuale per i tre casi	91
5.2	Andamento della volumetria totale teleriscaldata	94
5.3	Volumetria riscaldata; sintesi dati regionali	94
5.4	Schema di impianto per produzione combinata di elettricit� e calore.....	95
5.5	Energia incentivabile annua complessiva degli impianti qualificati e in esercizio al 31 dicembre 2010, suddivisi per fonte e per categoria di intervento	97
5.6	Distribuzione giornaliera di potenza termica richiesta nei vari mesi	99
5.7	Curva di carico termico	100
5.8	Valori delle richieste termiche in MWh e relative quote	100
5.9	Schema costruttivo e dettaglio della stima di costo per lo scambiatore	102
5.10	Ripartizione dei costi di investimento e di impianto per il caso A.....	103
5.11	Ripartizione dei costi di investimento e di impianto per il caso B.....	103
5.12	Ripartizione dei costi di investimento per i tre casi	104
5.13	Confronto ripartizione dei costi annuali per i tre casi	106
5.14	Confronto suddivisione dei ricavi per i tre casi.....	107
5.15	Andamento della sommatoria dei flussi di cassa attualizzati relativi ai vari casi.....	108
5.16	Andamento dell'IRR per i casi A, B e C	110
5.17	Andamento di NPV e PBT per i casi B e C.....	111
5.18	Confronto dei livelli di emissione di NOx, CO e SOx per i tre casi	112
5.19	Emissioni evitate di CO ₂ per i tre casi.....	113
5.20	Energia primaria risparmiata per i tre casi	114
A.1	Schema a blocchi caso subcritico	VI
A.2	Schema a blocchi caso subcritico rigenerativo.....	VII
A.3	Diagramma di flusso caso supercritico.....	VIII
A.4	Diagramma di flusso caso supercritico rigenerativo	IX

Elenco delle Tabelle

1.1	Produzione di calore dei principali isotopi ritrovabili nelle rocce	4
1.2	Classificazione delle risorse geotermiche in base alla temperatura(°C) .	10
2.1	Classificazione di alcuni fluidi in base a tossicità ed infiammabilità	28
3.1	Specifiche caso analizzato	43
3.2	Fluidi utilizzati nel caso subcritico	47
3.3	Risultati ciclo subcritico per l' R245fa	49
3.4	Risultati ciclo subcritico rigenerativo per l' R236ea	52
3.5	Fluidi utilizzati nel caso supercritico	54
3.6	Risultati ciclo supercritico per l' R134a	56
3.7	Risultati ciclo supercritico rigenerativo per l' R227ea	58
3.8	Rendimenti dei cicli analizzati	64
4.1	Casi analizzati e specifiche stagionali.....	74
4.2	Parametri relativi al caso A nominale	79
4.3	Condizioni in ingresso turbina variando A_t	81
4.4	Condizioni in ingresso turbina variando A_t per la stagione intermedia ..	84
4.5	Parametri relativi al caso B nominale	86
4.6	Potenze nette per le varie simulazioni	90
5.1	Classificazione climatica dei comuni italiani.....	98
5.2	Frazione dell'investimento iniziale.....	101
5.3	Costi di investimento iniziale per i tre casi	104
5.4	Riepilogo indici economici per i tre casi	109
5.5	NPV,IRR e PBT al variare del costo di perforazione per i casi B e C..	110
5.6	Valori delle emissioni riferite allo stato dell'arte per produzione elettrica	111
5.7	Valori delle emissioni riferite alle centrali termiche a metano	112

Sommario

Il lavoro svolto prende in considerazione la possibilità di realizzare in assetto cogenerativo, collegandosi ad una rete di teleriscaldamento, un sistema che sfrutti sorgenti geotermiche a liquido dominante a media entalpia, come avviene per esempio in Germania in impianti attivi ad Unterhaching o Landau. Per il livello termico considerato la scelta impiantistica migliore è l'adozione di cicli binari a fluido organico (ORC). Lo studio può essere suddiviso in 3 fasi; una prima relativa all'ottimizzazione energetica per il sito esaminato. Una seconda che valuta la possibilità di effettuare la cogenerazione rinunciando a una parte di calore entrante nel ciclo per poter provvedere alla richiesta termica di un'utenza cittadina. Infine nell'ultima fase viene eseguita un'analisi per valutare quale situazione sia la più vantaggiosa economicamente. Inizialmente viene quindi svolto un confronto fra le varie tecnologie ORC applicabili a questi sistemi considerando l'impiego di diversi fluidi di lavoro, così da stimare la migliore configurazione e analizzarla nello specifico. Si procede successivamente lavorando in condizioni di off-design per seguire le variazioni climatiche del sito o le richieste termiche dell'utenza. Infine, i risultati annuali vengono valutati attraverso un'analisi economica per capire quale applicazione sia la migliore e vengono effettuate considerazioni sui vantaggi energetici e ambientali delle varie soluzioni.

Parole chiave: geotermia, ORC, cogenerazione, rete di teleriscaldamento (TLR), analisi economica-ambientale.

Abstract

The aim of this work is to study the possibility to realize a system utilizing low-temperature geothermal heat from liquid-dominated resources, in a cogeneration plant connected to a district-heating network; i.e. for Unteraching's and Landau's plants in Germany. The case study has been conducted according to the following steps. Firstly, an energetic analysis for the examined site was developed. The second part evaluates the possibility to recover heat from geothermal fluid, limiting incoming heat, in order to satisfy users' thermal demand. The last part of the work is focused on an economic and environmental analysis in order to investigate benefits and drawbacks of each plant. It has been chosen an Organic Rankine Cycle. Different technologies were compared, with pure component working fluids in order to value the best configuration. Then working in off-design mode, to follow climatic variations or users' request (only electric or also thermal), we found the energetic productions in different periods. The results will be studied also with a economic and environmental analysis.

Keywords: geothermal, ORC, cogeneration, district heating, economic-environmental analysis.

Introduzione

Con il termine geotermia si intende quella particolare disciplina che si occupa dello studio, della ricerca e dell'utilizzo del calore endogeno terrestre a fini energetici o industriali. Le applicazioni geotermiche spaziano dai grossi impianti geotermoelettrici, all'uso diretto del calore per la climatizzazione degli ambienti interni, fino all'utilizzo termale, la serra coltura o acquacoltura, e i processi di essiccazione. In questo lavoro si considererà la produzione elettrica e termica da piccoli impianti perché è questa la taglia che caratterizza i cicli binari. L'idea dello studio è nata dall'interesse scientifico riguardo ad una tecnologia, quella dei cicli ORC, che sta avendo un'attenzione crescente nel panorama energetico mondiale come sistema energetico sostenibile dal punto di vista tecnico, economico e ambientale. I campi applicativi si limitano alle basse potenze e sono svariati: dalle fonti rinnovabili, quali biomassa e geotermia a quelle tradizionali, recuperando calore da processi industriali o da cascami termici in generale. La caratteristica importante di questi impianti è di riuscire a produrre energia in modo efficiente anche con sorgenti termiche a temperatura variabile e/o a bassa temperatura. Si analizza quindi questa tecnologia applicata a una fonte geotermica, in cui oltre alla produzione di energia elettrica si pensa anche di poter soddisfare un'utenza termica. Da fonti bibliografiche reperite in letteratura (Bertani, 2010) si nota che i cicli binari coprono il 10% dell'energia prodotta da fonte geotermica, che in totale ha un'incidenza mondiale pari a 67 TWh.

Lo studio svolge dapprima una panoramica sulle risorse geotermiche utilizzate ai fini energetici, focalizzandosi successivamente sui cicli binari, oggetto dell'elaborato. Si cercherà di capire, partendo da alcuni fluidi di lavoro selezionati tra tutti quelli disponibili, quale sia il migliore in termini di producibilità energetica, per poi confrontare i cicli pensati per la sola produzione elettrica con quelli che permettono anche di garantire una certa copertura termica ad un'utenza cittadina. Il lavoro terminerà con una valutazione economico-ambientale per stabilire quale soluzione risulti più vantaggiosa.

1 Formazione e utilizzo della risorsa geotermica

1.1 La struttura della Terra

La Terra è uno sferoide con raggio medio di circa 6370 km formata da tre involucri concentrici: crosta, mantello e nucleo (Figura 1.1).

I geologi sono giunti ad affermare, grazie a dati forniti dagli studi sulle modalità di propagazione delle onde sismiche, che queste zone presentano composizione chimica e densità diverse fra loro.

La parte superficiale del pianeta è la crosta che presenta variazioni sia di spessore che di composizione in corrispondenza dei fondali oceanici o nelle zone continentali. In particolare, studi provenienti da rilevazioni sismiche hanno dimostrato che la crosta oceanica è più sottile (7-10 km) rispetto a quella continentale (20- 70 km) e che le onde si propagano con maggiore velocità a causa della differente composizione; rocce basaltiche in quella oceanica e sialiche in quella continentale.

Il mantello si estende sotto la crosta fino a 2900 km di profondità ed è composto da due strati: superiore e inferiore, ognuno caratterizzato da specifiche proprietà. L'involucro superiore è composto da un mantello litosferico (che insieme alla crosta genera la litosfera), dall'astenosfera e da una zona di transizione. La litosfera è uno strato rigido ed elastico di diverso spessore in corrispondenza delle aree continentali e oceaniche. Sotto di essa si trova l'astenosfera, che invece presenta un comportamento più plastico dato che le rocce si presentano in uno stato semifuso.

La regione situata fra il nucleo esterno e la zona di transizione prende il nome di mantello inferiore, è compresa fra i 2900 e 700 km ed è composta da rocce femiche, cioè costituite da ferro e magnesio.

Questa regione ha proprietà differenti rispetto a quella superiore, probabilmente, per un cambiamento di composizione mineralogica.

Il nucleo è costituito a sua volta da due zone; il nucleo interno (4980 – 6370 km) che si trova allo stato solido e in cui si ha il raggiungimento di temperature di circa 4000°C, e il nucleo esterno (2900 – 4980 km) che è invece allo stato fuso. I modelli geofisici adottati per determinare la composizione convergono nell'affermare la presenza preponderante di ferro e nichel e una percentuale di elementi più leggeri.

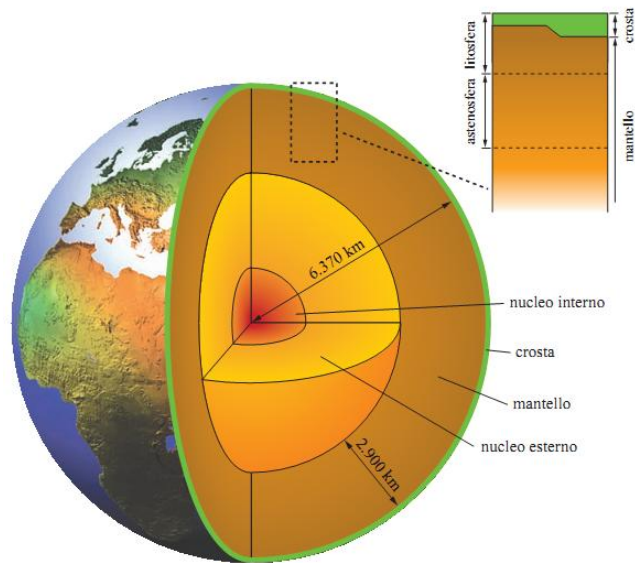


Figura 1.1 Schema della struttura interna della Terra

1.2 La teoria della tettonica delle placche

Litosfera e astenosfera stanno alla base della teoria della tettonica delle placche (o zolle) che permette di spiegare i fenomeni legati alla dinamica endogena e alla struttura della Terra. In particolare la teoria afferma che la litosfera non sia un involucro continuo, ma appunto suddivisa in placche. Queste zolle sono rigide e “galleggiano” sulla sottostante astenosfera che invece ha un comportamento viscoso e al suo interno presenta differenti temperature che determinano dei moti convettivi ascendenti e discendenti in cui enormi volumi di rocce più calde e profonde raffreddandosi risalgono verso la superficie, al contrario rocce più pesanti e fredde procedono verso profondità maggiori. Questo moto è mantenuto e assicurato nel tempo grazie all’energia di decadimento radioattivo degli isotopi. Le correnti così create sono la causa della frantumazione della litosfera e anche dei suoi spostamenti, che sono dell’ordine di pochi centimetri all’anno. I continui movimenti generano instabilità lungo le interfacce delle zolle adiacenti e proprio in corrispondenza di questi margini si localizzano attività vulcaniche e sismiche e si manifesta un elevato flusso di calore terrestre. Si possono identificare tre tipi di margini: margini divergenti, convergenti e conservativi.

Il primo tipo è caratteristico delle dorsali in cui la litosfera oceanica, più sottile, è spinta verso l’alto dal materiale semifuso proveniente dall’astenosfera che la frattura. La lava che giunge in superficie si raffredda e ostruisce la frattura, tuttavia solo una parte di magma riesce a fondere, infatti la frazione residua si divide in due rami che scorrono orizzontalmente in direzione opposta sotto la litosfera, ampliando la frattura creatasi.

I margini convergenti sono caratterizzati dalla collisione di due zolle litosferiche che a seconda della natura oceanica o continentale possono dar luogo a fenomeni di subduzione. La litosfera si immerge sotto quella adiacente e scende nelle zone profonde e molto calde, dove è assimilata dal mantello. Durante la discesa parte del materiale litosferico viene parzialmente fuso e può risalire in superficie attraverso fratture della litosfera o vulcani.

I margini conservativi non implicano la formazione o distruzione di litosfera, ma solo uno scorrimento parallelo l'uno all'altro.

La differente tipologia di margine è caratterizzata da diverse attività magmatiche e sismiche e si è visto, inoltre, che i processi tettonici sono connessi al movimento di massa nel mantello, e dal momento che questo tipo di spostamento avviene in materiali che hanno proprietà simili ai fluidi, ciò implica che il mantello debba avere questo tipo di comportamento.

1.3 Calore interno e flusso geotermico

Considerando i dati sismici e le caratteristiche fisiche della Terra si stima che al centro della Terra vengano raggiunte temperature elevate (4000 °C), quindi si può affermare che c'è un calore interno che viene dissipato verso l'esterno. Le fonti di questo calore si possono identificare in parte al calore primordiale e in parte al decadimento isotopico di alcuni elementi radioattivi. La prima fonte deriva dall'energia accumulata durante gli stadi iniziali della storia della Terra, mentre quella preponderante è relativa alla radioattività naturale delle rocce presenti nel mantello e nella crosta. Il postulato di Fourier, valido per un continuo isotropo ed omogeneo e caratterizzato da conducibilità termica costante, è dato dall'equazione:

$$\dot{q} = -k\nabla T \quad (1.1)$$

Ed esprime il legame esistente tra flusso termico e gradiente di temperatura quando la trasmissione del calore avviene per conduzione. Il flusso termico terrestre è quindi legato al gradiente geotermico, ovvero alla misura della variazione di temperatura delle rocce con la profondità. Il valore medio del gradiente di temperatura terrestre vale:

$$\overline{\nabla T}_{\text{geo}} = 25 \div 30 \text{ } ^\circ\text{C/km}$$

Come già affermato in precedenza, il flusso termico terrestre (e quindi il gradiente geotermico) è fortemente influenzato dalla radioattività di alcuni elementi chimici.

Il decadimento radioattivo di queste sostanze produce energia che viene dissipata all'esterno in calore. Gli isotopi più importanti sono l'uranio U^{238} e U^{235} , il torio Th^{232} e il potassio K^{40} . Questi isotopi hanno tempi di dimezzamento

molto lunghi e in Tabella 1.1 si possono notare la produzione annua di energia dall'unità di massa di materiale isotopico.

Isotopo radioattivo	Quantità di calore ($\text{J kg}^{-1} \text{ yr}^{-1}$)
U^{238}	$2.97 \cdot 10^3$
U^{235}	$18.01 \cdot 10^3$
Th^{232}	$0.83 \cdot 10^3$
K^{40}	$0.92 \cdot 10^3$

Tabella 1.1 Produzione di calore dei principali isotopi ritrovabili nelle rocce

Il valore medio del flusso geotermico nella crosta continentale, composta da graniti, è di 57 mW/m^2 mentre quello che attraversa la crosta oceanica, che presenta basalti, è di 99 mW/m^2 . Il flusso di calore che si riscontra nei fondali oceanici non può essere giustificato considerando soltanto fenomeni radioattivi, dal momento che i basalti contengono una percentuale limitata di isotopi radioattivi. Quindi si ritiene che il calore rilasciato in queste aree provenga dal mantello sotto la litosfera.

Il trasferimento del flusso di calore è dato dal prodotto del gradiente geotermico, misurato in perforazioni superficiali e la conduttività termica delle rocce, misurata in laboratorio su campioni estratti dai pozzi di misurazione. Le due forme di trasferimento di calore all'interno della Terra sono la conduzione e la convezione. La prima forma consiste nel passaggio di energia cinetica fra molecole senza trasferimento di materia, mediante le vibrazioni e gli urti tra le particelle che li costituiscono; la conduzione nonostante sia la modalità primaria di trasferimento di calore nei solidi, è limitata all'interno della Terra a causa della scarsa conducibilità termica delle rocce che la compongono.

La convezione, comune processo di trasferimento del calore nei liquidi e nei gas, consiste nella propagazione del calore con trasporto di materia ed è proprio questa caratteristica che la rende un processo più efficace rispetto alla conduzione per il caso relativo alla Terra.

Il gradiente geotermico fornisce la misura dell'aumento della temperatura con la profondità. Sino alle profondità raggiungibili con le moderne tecniche di perforazione, il gradiente geotermico medio è $25\text{-}30 \text{ }^\circ\text{C/km}$. Per riuscire allora a raggiungere temperature appena sufficienti per l'alimentazione di cicli termodinamici occorrerebbe spingersi a profondità molto elevate con costi di perforazione proibitivi e tali da compromettere la fattibilità economica dell'iniziativa. Di conseguenza l'utilizzo dell'energia geotermica è connessa a particolari situazioni geologiche che manifestano flussi termici e gradienti geotermici ben al di sopra dei rispettivi valori medi. E' consuetudine denominare tale configurazione come un'anomalia termica positiva.

In relazione ai gradienti termici ed alla elevata massa terrestre, il flusso termico verso la superficie che va a sommarsi al flusso termico di origine radiogenica,

da luogo ad una potenza termica complessiva emanata dalla Terra pari, secondo le stime (Stacey e Loper 1988 [5]), a $42 \cdot 10^{12}$ W. L'energia termica complessivamente posseduta dalla Terra è pertanto estremamente elevata, ma solamente una porzione limitata può essere sfruttata con successo dall'uomo. Il calore geotermico è infatti assai disperso, raramente concentrato o comunque disponibile a temperature troppo basse per consentirne un efficace utilizzo (soprattutto dal punto di vista economico).

1.4 Risorse geotermiche

Le risorse geotermiche rappresentano l'energia termica che può essere ragionevolmente estratta a costi competitivi con altre forme di energia in un'ottica di breve o medio termine (Muffler, Cataldi 1978 [6]). Questi sistemi sono confinati in aree della crosta terrestre dove il flusso di calore, più alto che nelle zone circostanti, riscalda l'acqua contenuta nelle rocce permeabili in profondità. Quindi un sistema geotermico ha bisogno di questi tre elementi: la sorgente di calore, il serbatoio (reservoir) ed il fluido, che è il mezzo che trasporta il calore (Figura 1.2).

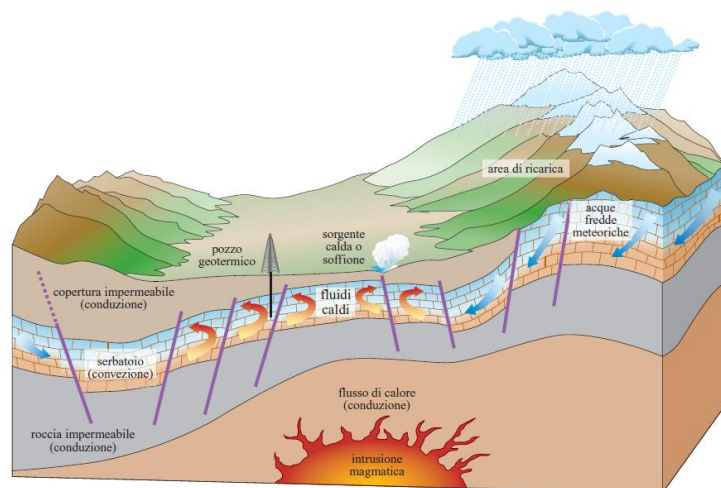


Figura 1.2 Rappresentazione schematica di un sistema geotermico

La fonte di calore può essere di origine magmatica, ma anche dovuta a particolari situazioni tettoniche come l'assottigliamento della crosta continentale. Il serbatoio è un complesso di rocce calde permeabili nel quale i fluidi possono circolare, vista la porosità del materiale, assorbendo il calore; generalmente la falda acquifera è intrappolata fra due strati di roccia impermeabile ed è connessa a zone superficiali che permettono all'acqua piovana di penetrare in profondità e reintegrare i fluidi che sono stati estratti artificialmente (mediante pozzi) o affiorati spontaneamente (attraverso geysir, acque termali).

Il fluido geotermico nella maggior parte dei casi, è acqua meteorica (cioè acqua coinvolta in precipitazioni provenienti da eventi meteorici) in fase liquida o vapore, in funzione della sua temperatura e pressione. Questo fluido spesso trascina con sé sostanze chimiche e gas, come CO₂, H₂S e altri.

Il fluido presente nel serbatoio, nel caso di un sistema idrotermale a liquido dominante, è l'acqua, che è mossa per convezione, grazie alla variazione di densità causata dalla temperatura. Infatti trasferendo il calore dalle zone più profonde a quelle superficiali del serbatoio, il fluido caldo e di minor densità tende a salire e ad essere sostituito dal fluido più freddo e pesante, proveniente dai margini del sistema.

E' possibile classificare le diverse risorse geotermiche in tre grandi categorie:

- 1) Risorse geotermiche idrotermali a liquido o a vapore dominante
- 2) Sistemi geopressurizzati
- 3) Sistemi HDR (hot dry rocks) e magmatici

1.4.1 Sistemi idrotermali

Il sistema idrotermale è composto da una fonte di calore, un serbatoio e un'area in cui il fluido geotermico può essere reintrodotta sotto forma di acqua meteorica. Questi tipi di sistemi sono quelli maggiormente sfruttati per la produzione di energia elettrica e sono caratterizzati da intrusioni magmatiche che inducono una circolazione convettiva dell'acqua nel serbatoio. I sistemi geotermici di tipo idrotermale vengono classificati in sistemi a vapore dominante o a liquido dominante a seconda della pressione nel bacino.

In un sistema a liquido dominante (Figura 1.3) l'acqua liquida è la fase continua, che controlla la pressione nel serbatoio; in superficie si rileva la presenza di acqua liquida eventualmente accompagnata da una certa frazione di vapore poiché la temperatura nella falda rimane sotto il punto di ebollizione dell'acqua a qualsiasi pressione dal momento che la sorgente di calore non è a temperatura elevatissima. Questi sistemi sono generati grazie alle acque sotterranee provenienti dalla superficie per via di infiltrazioni di acque meteoriche che vengono riscaldate per conduzione attraversando le rocce permeabili confinate fra due strati impermeabili (in alcuni casi l'acqua ha origini magmatiche, senza il coinvolgimento del ciclo naturale dell'acqua nell'idrosfera). L'acqua scambiando calore, cala di densità e circola nel reservoir; qualora ci fossero fratture superficiali, il fluido risalirebbe verso la superficie (fenomeni visibili sono, per esempio, i geysir e sorgenti calde), altrimenti se nel moto ascendente il fluido geotermico incontrasse strati di roccia relativamente impermeabile si avrebbe il confinamento dell'energia geotermica.

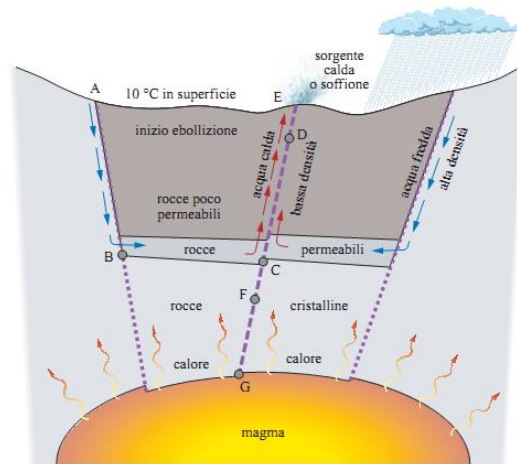


Figura 1.3 Sistema geotermico a liquido dominante

I sistemi a vapore dominante, esempio visibile in Figura 1.4 producono vapore secco o leggermente surriscaldato a pressione maggiore di quella atmosferica. E' fondamentale non solo la presenza di rocce porose e permeabili nel serbatoio, ma anche che questo sia confinato con rocce impermeabili. Inoltre risulta necessario uno strato di roccia impermeabile (cap-rock) che faccia da "tetto" per prevenire la fuoriuscita di fluido superficialmente e che lo mantenga in pressione. Le modalità di formazione del vapore sono diverse [13]: una parte proviene dal vapore residuo contenuto nelle fratture e cavità delle rocce, una frazione è originata dalla vaporizzazione del liquido condensato dopo che il vapore è entrato in contatto con le rocce superficiali più fredde, infine, un terzo contributo è dovuto all'evaporazione della parte superiore di una riserva liquida di fluido geotermico. Esempi di questa tipologia sono Larderello in Italia e The Geysers in California.

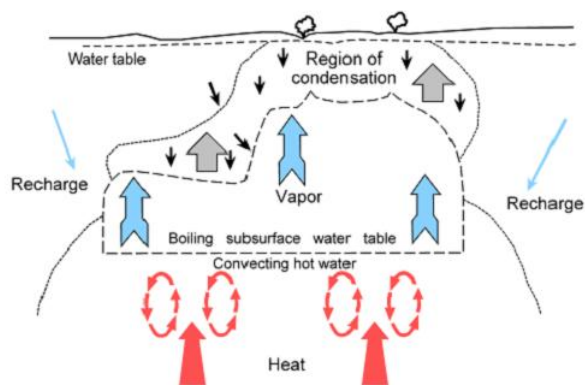


Figura 1.4 Sistema geotermico a vapore dominante

1.4.2 Sistemi geopressurizzati

I sistemi geopressurizzati sono formati in bacini in cui l'acqua calda si trova in rocce sedimentarie permeabili, inglobata entro strati impermeabili e sottoposta a pressioni molto maggiori di quella idrostatica, prossime a quella litostatica, cioè legata al peso delle rocce sovrastanti. Si possono identificare tre caratteristiche peculiari per questa risorsa; la pressione molto elevata, che favorirebbe la produzione di energia meccanica facendo passare il fluido geotermico attraverso turbine idrauliche. La temperatura elevata sarebbe utile per la produzione di energia termica o sfruttabile come sorgente di un ciclo termodinamico per la produzione di energia elettrica. Infine, in questi acquiferi, è contenuto metano, che potrebbe essere sfruttato per ottenere energia aggiuntiva. Tuttavia sistemi di questo tipo, pur essendo stati testati in varie zone come nella regione della costa del Golfo della Louisiana e nel Texas dimostrando la fattibilità tecnica, non sono economicamente sfruttabili.

1.4.3 Sistemi hot dry rocks e magmatici

Questi sistemi innovativi sono classificati con EGS Enhanced Geothermal Systems.

La tecnologia Hot Dry Rocks sfrutta la naturale formazione rocciosa ad alta temperatura e bassa permeabilità a profondità entro i 10 km iniettandovi un adeguato fluido termovettore (soprattutto acqua, ma alcuni studi incentrano il loro interesse sull'utilizzo di CO₂ con possibili sinergie con il settore della cattura e sequestro geologico della CO₂). Il fluido viene iniettato a pressioni elevate con l'obiettivo di promuovere la permeabilità della roccia, creando delle fratture. Come mostrato in Figura 1.5, si può considerare il sistema come un ciclo chiuso, in cui vi è un pozzo di iniezione dell'acqua fredda, che provocherà la fratturazione idraulica delle rocce e un altro pozzo per l'estrazione dell'acqua calda che sarà indirizzata in superficie verso un apposito ciclo termodinamico. Questo sistema presenta particolari problematiche che riguardano soprattutto i costi e le difficoltà nell'effettuare le trivellazioni, ma non sono da tralasciare anche preoccupanti risvolti ambientali derivanti dai fluidi estratti che sono carichi di componenti inquinanti e scorie. Tuttavia sono stati realizzati alcuni impianti, per esempio, in Francia a Soultz-sous-Forêt, in Svizzera a Basilea e in Germania.

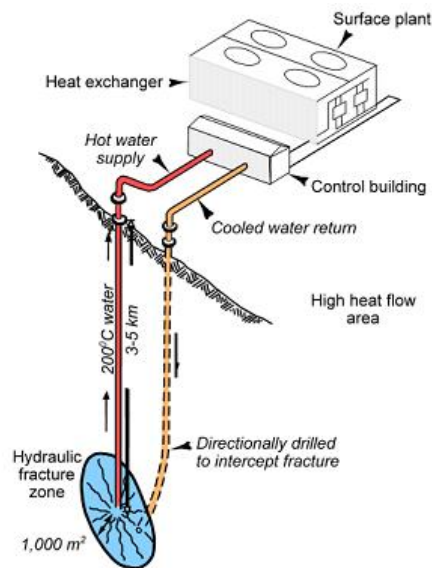


Figura 1.5 Sistema di produzione Hot Dry Rocks

I sistemi geotermici magmatici sono anch'essi artificiali ed atti a sfruttare il calore diretto del magma per riscaldare un fluido di lavoro in un opportuno ciclo termodinamico. Il processo di sfruttamento dell'energia termica del magma prevede la perforazione di un pozzo per intercettare il materiale magmatico, e l'iniezione di acqua fredda ad elevate pressioni, che causa la solidificazione del magma, così che l'acqua si riscaldi e risalga in superficie attraverso la struttura magmatica fratturata ed alimenti un ciclo termodinamico per la produzione elettrica. Anche in questa tecnologia ci son problematiche riguardanti gli elevatissimi costi di perforazione, oltre la difficoltà di intercettazione precisa del corpo magmatico e la ridotta vita utile dei materiali in un ambiente ad elevatissime temperature (1000 – 1400 °C) e fortemente corrosivo.

1.5 Utilizzazione delle risorse geologiche

L'utilizzo della risorsa geotermica è divisa in due categorie: *produzione di energia elettrica* e *usi diretti*. La produzione di elettricità è la forma di utilizzazione principale e più importante delle risorse geotermiche ad alta temperatura (>150 °C). Le risorse a temperatura medio-bassa (90-150 °C) sono adatte, oltre che alla generazione di elettricità con impianti a ciclo binario, a una molteplicità di altri usi, che vanno dal riscaldamento di ambienti, alla refrigerazione, agli usi agricoli, all'acquacoltura, all'impiego nei processi industriali a caldo (Figura 1.6).

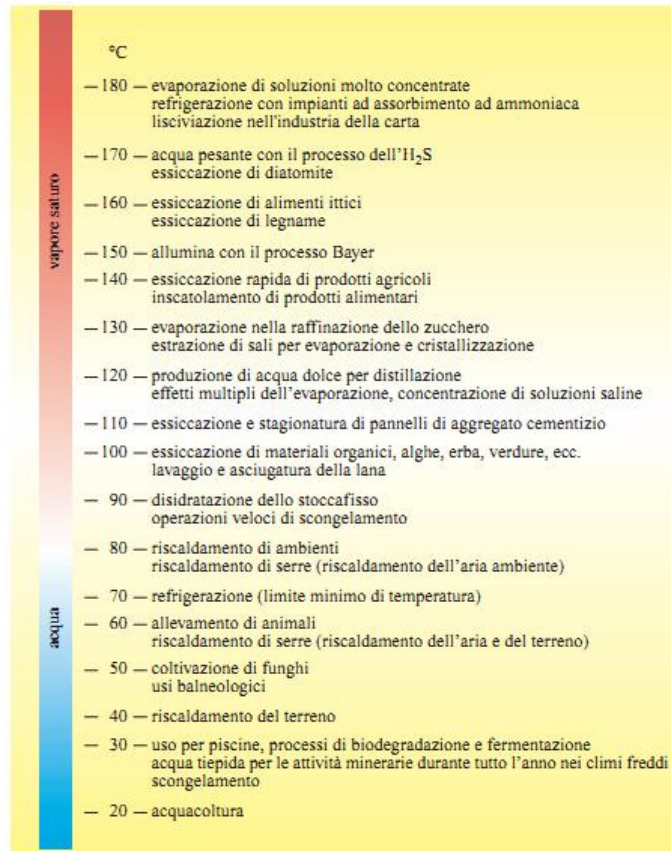


Figura 1.6 Diagramma di Lindal, mostra i possibili usi non elettrici dei fluidi geotermici a diverse temperature (Lindal, 1973).

Un criterio di classificazione più comune delle risorse geotermiche si basa sull'entalpia dei fluidi, che può essere considerata più o meno proporzionale alla temperatura, ed è usata per esprimere il contenuto termico dei fluidi. Le risorse sono classificate in tre livelli di entalpia: bassa, media e alta secondo diversi criteri proposti da alcuni esperti, come è visibile in Tabella 1.2.

	Source ^a			
	(a)	(b)	(c)	(d)
Low enthalpy	< 90°C	< 125°C	< 100°C	< 150°C
Intermediate	90–150	125–225	100–200	–
High enthalpy	> 150	> 225	> 200	> 150

^a Source: (a) Muffler and Cataldi, 1978; (b) Hochstein, 1990; (c) Benderitter and Cormy, 1990; (d) Haenel et al., 1988.

Tabella 1.2 Classificazione delle risorse geotermiche in base alla temperatura (°C)

1.6 Produzione energia elettrica

L'energia elettrica è prodotta in impianti convenzionali, in cui sono richiesti fluidi geotermici con una temperatura di almeno 150 °C, o in impianti a ciclo binario con temperature ammesse più basse. Gli impianti convenzionali possono essere a contropressione (con scarico diretto in atmosfera) o a condensazione (Figura 1.7).

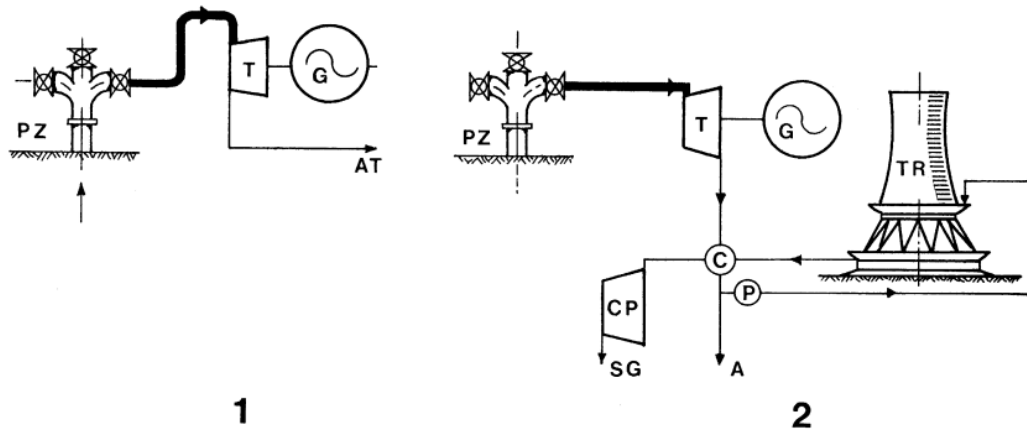


Figura 1.7 Cicli geotermici per la generazione di elettricità. 1) A contropressione. 2) A condensazione

I primi impianti sono più semplici e meno costosi, in essi il vapore, direttamente dal pozzo geotermico (nel caso di sistema a vapore dominante), o all'uscita di una sezione di flash (nel caso di sistema a liquido dominante), è mandato in turbina e poi scaricato in ambiente. Tuttavia la loro semplicità si scontra con l'elevato consumo di vapore per kilowattora prodotto. Impianti di questo tipo sono comunque utilizzati come impianti pilota, per produrre elettricità da pozzi sperimentali durante lo sviluppo di un campo geotermico e quando il vapore ha un contenuto elevato di gas in condensabili (>15% in peso).

Gli impianti a condensazione presentano, invece, un maggior numero di impianti ausiliari (condensatore, compressori, torre di raffreddamento), quindi sono più complicati dei precedenti con tempi di installazione maggiore, ma un consumo di vapore per kWh generato minore, anche se dipende dalla pressione in ingresso alla turbina.

I cicli binari utilizzano un fluido secondario di lavoro con un basso punto di ebollizione in un ciclo termodinamico, noto come ORC (Organic Rankine Cycle); in questo sistema nonostante le potenze e le efficienze siano più basse, rispetto ai cicli convenzionali, tuttavia si ha il vantaggio di convertire in elettricità risorse geotermiche a bassa temperatura.

1.7 Impianti geotermici single e double flash

La tecnologia single o double flash è adottata quando si hanno risorse a liquido dominante in cui c'è la necessità di separare la fase liquida da quella a vapore che verrà indirizzata in turbina.

Gli impianti a flash rappresentano più del 42% della potenza geotermoelettrica installata e circa il 32% degli impianti geotermici in esercizio nel mondo. Le taglie di impianto sono comprese tra qualche MW e 90 MW con una media per unità produttiva di circa 25.3 MW (DiPippo, 2008 [14]).

In Figura 1.8 e 1.9 sono rappresentati gli schemi semplificati delle tipologie di centrali rispettivamente a singolo e a doppio flash.

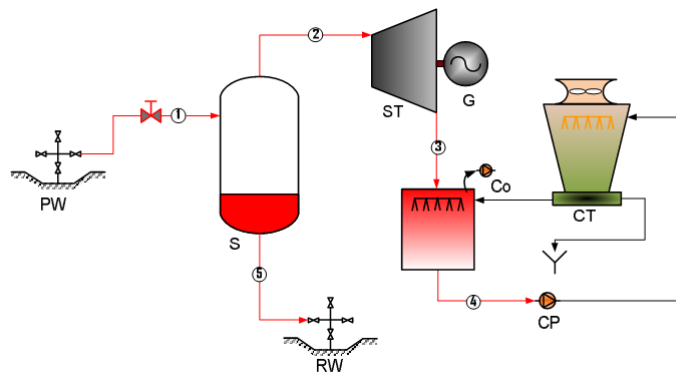


Figura 1.8 Schema semplificato di un impianto a single flash a condensazione

La risorsa è estratta dal pozzo produttivo (PW) con una certa portata e un titolo dipendente dalla temperatura del serbatoio e dalla pressione alla bocca di pozzo; il fluido verrà poi laminato e diretto verso un separatore di fase a ciclone (S) percorrendolo tangenzialmente. Il fluido bifase nel vessel a ciclone a causa delle forze centrifughe si divide nelle due fasi: il vapore viene raccolto al centro del vessel per poi essere condotto alla turbina, mentre il liquido saturo è pressato contro le pareti ed espulso dal basso del separatore e direttamente indirizzato al pozzo di reiniezione (RW) favorendo la ricarica dell'acquifero. Se l'impianto è a doppio flash il liquido separato subisce un'ulteriore laminazione e vaporizzazione in una camera di flash (LPS) per cui attraverso una brusca riduzione di pressione si ha l'evaporazione di una quantità di liquido in relazione, proprio, all'entità della riduzione di pressione; il vapore prodotto sarà introdotto in turbina ad un livello più basso di pressione, mentre il liquido sarà convogliato verso il pozzo RW.

Nel processo di separazione è importante che si abbia un titolo di vapore prossimo a 1 per limitare che le gocce di liquido causino problemi di erosione sulle palette, e che ci siano incrostazioni oltre ad una diminuzione del rendimento isoentropico di turbina; per questo motivo viene introdotto un

demister. Per preservare le pale dalle gocce di liquido si adottano pale con scanalature e rivestimenti con materiali con leghe a base di cobalto. Nel caso di doppio flash la turbina riceve anche il vapore saturo a più bassa pressione ottenuto dal successivo stadio di separazione delle fasi, che viene introdotto in uno stadio opportuno nella turbomacchina. In alternativa (come in Figura 1.9) è possibile installare due diverse turbine con due distinte pressioni di ammissione. Questa soluzione viene adottata in genere nel caso di elevate portate volumetriche e quindi elevate potenze.

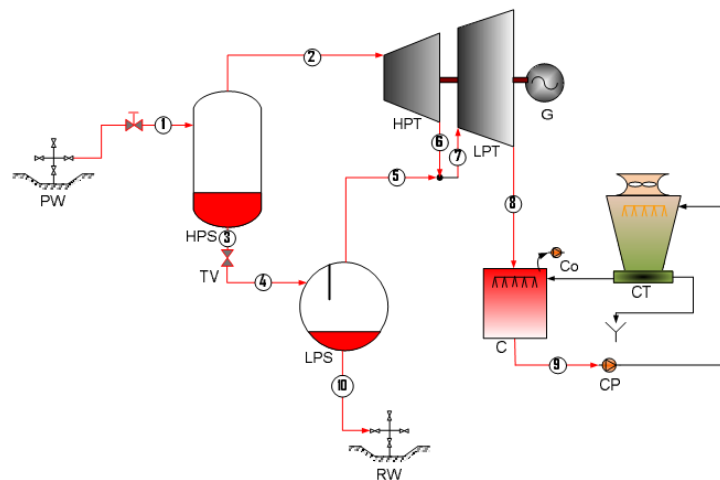


Figura 1.9 Schema semplificato di un impianto a double flash a condensazione

Il vapore umido uscente dalla turbina è diretto al condensatore (C) che può essere raffreddato ad aria, oppure ad acqua di torre e in quest'ultimo caso si può adottare uno scambiatore a miscela o a superficie di tipo shell and tube.

Una torre evaporativa (CT) raffredda l'acqua di raffreddamento proveniente dal condensatore attraverso lo scambio evaporativo con l'aria, mentre una pompa (CP) preleva la necessaria portata di fluido freddo dal vascone di raccolta della torre e lo pompa verso il condensatore per raffreddare il vapore in uscita dalla turbina.

La pressione di condensazione è molto bassa, tipicamente attorno a 0.10 bar, sono livelli tali da garantire minori consumi specifici di vapore, a parità di condizioni del vapore estratto, oltre a mantenere alta la differenza di entalpia in turbina e quindi la potenza dell'impianto. Il mantenimento di basse pressioni di condensazione è ostacolato dalla presenza nel vapore di gas incondensabili, come CO_2 e H_2S che ne comportano un innalzamento e uno scadimento delle prestazioni nel tempo del ciclo. La separazione di questi gas può avvenire con eiettori o compressori (Co) a seconda della quantità di gas da rimuovere. A valle del sistema di rimozione degli incondensabili, un sistema di trattamento degli effluenti gassosi rimuove H_2S e H_2 eventualmente presenti; i sistemi

normalmente adottati non separano invece la CO₂, che viene liberata in atmosfera.

La rappresentazione delle diverse trasformazioni termodinamiche che interessano il fluido nel diagramma T-s è riportata in Figura 1.10 per il single flash e in Figura 1.11 per il double flash mentre le numerazioni nei diagrammi corrispondono, rispettivamente a quelle usate nelle Figure 1.8 e 1.9.

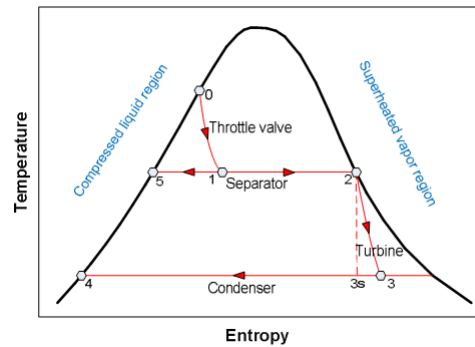


Figura 1.10 Trasformazione del fluido nell'impianto single flash

Il processo inizia con il fluido geotermico nelle condizioni dell'acquifero che è in pressione e generalmente vicino alla curva di saturazione del liquido (punto 0). Dopo che la pressione viene ridotta grazie alla valvola di laminazione e si ottiene una miscela bifase si entra in un separatore, questo processo è isoentalpico per cui l'entalpia del fluido non cambia dal momento che né calore né lavoro è scambiato durante il processo e i cambi di energia cinetica e potenziale sono trascurabili. Per cui si ha

$$h_1 = h_0 \quad (1.2)$$

Il titolo di vapore nel punto 1, x_1 può essere calcolato con

$$x_1 = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_5} \quad (1.3)$$

dove h_5 e h_2 sono rispettivamente le entalpie di liquido saturo e vapore saturo alla pressione di saturazione. La portata massica di vapore secco, \dot{m}_2 e il liquido separato \dot{m}_5 sono date da

$$\dot{m}_2 = x_1 \dot{m}_1 \quad (1.4)$$

$$\dot{m}_5 = (1 - x_1) \dot{m}_1 \quad (1.5)$$

La potenza elettrica netta generata dall'impianto a flash è quantitativamente equivalente alla potenza meccanica all'albero della turbina al netto delle perdite del generatore elettrico e depurata della potenza richiesta per gli autoconsumi di

centrale quali i pompaggi e le potenze richieste dai ventilatori delle torri. La potenza di turbina può essere calcolata come

$$W_t = \dot{m}_3(h_2 - h_3) \quad (1.6)$$

In una turbina ideale il vapore è sottoposto ad un processo isoentropico in cui l'entropia s rimane costante come visto in Figura 1.10 per il passaggio da 2 a 3_s . Nella realtà non essendo la turbina isoentropica, si introduce un rendimento isoentropico η_t , che se noto o stimato è utile per il calcolo dell'entalpia nel punto 3, come da equazione 1.7. L'efficienza isoentropica della turbina in un impianto geotermico può variare fra 81 e 85% (Dickson e Fanelli,[15]).

$$\eta_t = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}} \quad (1.7)$$

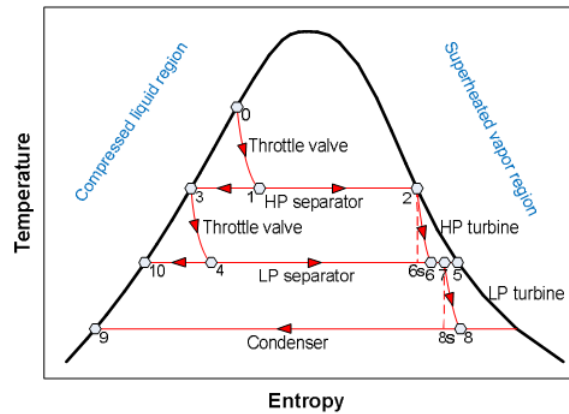


Figura 1.11 Trasformazione del fluido nell'impianto double flash

Dalla relazione (1.4) emerge come la portata di vapore prodotto cresca al diminuire dell'entalpia del liquido e quindi della pressione di flash, tuttavia al diminuire di questa si riduce anche l'entità del salto entalpico sfruttabile in turbina, per cui esiste per ciascuna condizione di pressione dell'acqua geotermica un valore ottimale della pressione di flash. L'impianto a doppio flash è un miglioramento termodinamico rispetto a quello singolo, si tratta di un processo simile al precedente con il passaggio del vapore in una turbina a bassa pressione. Il ricorso al doppio flash permette in genere di ottenere un incremento della potenza del 15-25% rispetto all'impianto single flash utilizzando la stessa risorsa mediante la generazione di vapore aggiuntivo. Dall'altra parte però il costo di investimento è più elevato, l'impianto più complesso e le spese di manutenzione risultano più significative. Ad ogni modo, quando la risorsa è ad elevata temperatura, il ricorso al double flash è spesso giustificato da maggiori ritorni economici del progetto.

1.8 Impianti geotermici a vapore secco

La potenza installata per gli impianti a vapore secco costituisce poco meno del 30% della potenza geotermoelettrica mondiale, mentre tali impianti rappresentano solo il 13% del totale in esercizio, a riprova del difficile reperimento di risorse alto entalpiche a vapore dominante. I campi geotermici di Larderello, The Geysers (California), Matzukawa (Giappone) costituiscono alcuni esempi di questa tecnologia. Lo schema di impianto di una centrale geotermica a vapore secco è raffigurato in Figura 1.12. Il vapore geotermico, di norma saturo o talvolta debolmente surriscaldato, viene estratto direttamente dai pozzi di produzione ad una pressione comandata nuovamente dalla valvola a testa pozzo (WV). In genere le pressioni di esercizio variano dai 5 ai 15 bar a fronte di pressioni nel reservoir dell'ordine dei 20, massimo 30 bar. A seguire, si rileva la presenza di un sistema di rimozione del particolato minerale (PR) trasportato dal vapore che consente di limitare l'azione erosiva delle particelle solide sui componenti dell'impianto e in modo particolare sulla turbina. I componenti successivi dell'impianto sono gli stessi già visti nel caso precedente dei sistemi a flash.

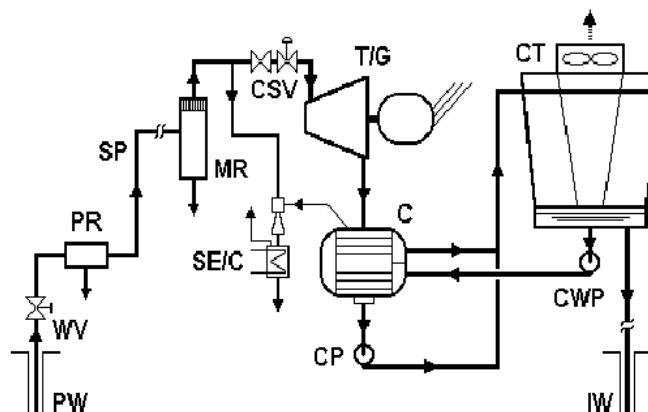


Figura 1.12 Schema di impianto geotermico a vapore secco

Gli impianti a vapore geotermico presentano diversi aspetti che coinvolgono e fanno emergere numerosi problemi relativi all'impatto ambientale mentre, al contrario i cicli di tipo binario costituiscono la tecnologia più sostenibile dal punto di vista ambientale. Il maggior impatto che questa risorsa ha nei confronti dell'ambiente è relativo all'inquinamento chimico. Con questo termine si intende lo scarico di elementi e composti pericolosi che sono dannosi per l'ambiente in fase gas nell'atmosfera o in fase liquida nell'idrosfera. Fra i primi si menziona la CO_2 (come gas serra) e H_2S che generalmente si accumulano nel condensatore e vengono rimossi da un opportuno compressore di estrazione o da eiettori che li scaricano in atmosfera. Lo smaltimento di queste acque in superficie è estremamente pericoloso, soprattutto per la presenza di mercurio e

arsenico, i quali possono accumularsi nei sedimenti e negli organismi biologici. La reiniezione delle acque reflue, (provenienti dal condensatore o dagli eventuali flash) nell'acquifero costituisce attualmente la migliore soluzione. E' fondamentale inoltre evitare il contatto tra le acque geotermiche reflue e gli acquiferi superficiali, mediante un'opportuna realizzazione dei pozzi di reiniezione, ben tubati e cementati.

Altri impatti secondari, che si rilevano anche nelle altre tipologie di impianto, sono relativi alla rumorosità, questo include sia il rumore generato durante le fasi di perforazione e costruzione dell'impianto, sia quello fluidodinamico legato al prelievo e allo scarico dei fluidi. Non è da tralasciare l'impatto visivo legato ai componenti e al pennacchio di vapore prodotto dalle torri ad umido.

Nel capitolo successivo si prenderà in considerazione il sistema binario che è alla base di questo lavoro, valutandone i componenti e i punti di forza.

2 Impianti a ciclo binario

2.1 Introduzione

Gli impianti binari, come accennato in precedenza, riescono a produrre elettricità sfruttando fluidi geotermici a temperatura medio-bassa (fra 85 e 170° C) o pozzi in cui la presenza di liquido è talmente alta che non risulta più conveniente effettuare un'operazione di flash. Questi sistemi infatti, utilizzano un fluido secondario di lavoro, di solito organico, che ha un basso punto di ebollizione e un'elevata pressione di vapore a bassa temperatura rispetto al vapore acqueo. Il fluido secondario lavora in un ciclo Rankine convenzionale come mostrato in Figura 2.1: in uno scambiatore di calore il fluido geotermico cede calore al fluido secondario che si riscalda e vaporizza così che il vapore, passando attraverso una turbina collegata a un generatore, produce elettricità. Allo scarico della turbomacchina il vapore viene raffreddato in un condensatore e torna allo stato liquido, per poi essere pompato permettendo al ciclo di ricominciare.

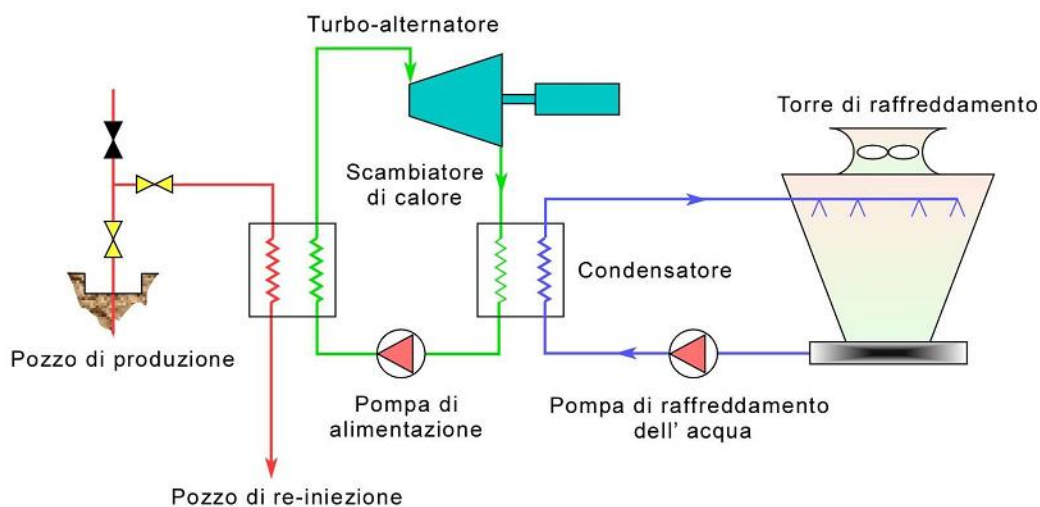


Figura 2.1 Schema base di impianto binario

L'efficienza di questi cicli è bassa, compresa fra 4 e 12 %, a seconda della temperatura e le dimensioni tipiche delle unità sono comprese fra poche centinaia di kW e alcuni MW. Tuttavia si possono collegare l'una con l'altra in modo da formare impianti della potenza di qualche decina di MW. Inoltre, questa tecnologia è emersa come la più conveniente e affidabile per la conversione in elettricità di grandi quantità di risorse geotermiche a bassa entalpia. L'incidenza mondiale di potenza installata per questa tecnologia è del

10 %, considerando che la potenza installata per il geotermico è di 10 GW (Bertani, 2010 [16]), i cicli binari a livello mondiale rappresentano 1 GW di potenza installata. Con un fattore di carico molto elevato, circa 90% questi impianti contrastano con alcuni altri a fonte rinnovabile, la cui producibilità è in generale funzione delle particolari condizioni meteorologiche, poiché i primi operano in condizioni sostanzialmente costanti (l'unico effetto delle condizioni ambiente si ha sulla temperatura di condensazione).

2.2 Componenti cicli binari

Il fluido geotermico viene estratto dal pozzo grazie ad una pompa (di emungimento) e viene mantenuto in pressione tale da evitare che si abbiano fenomeni di flash o erosione delle superfici e si operi in sicurezza, evitando il fenomeno della cavitazione. La pressione con cui si opera sarà, quindi con un certo margine superiore a quella di flash considerata alla temperatura a testa di pozzo e con la concentrazione di in condensabili (come CO₂) disciolti nella corrente liquida. Dopo un'eventuale pulitura del fluido necessaria per separare particelle che eroderebbero i tubi e gli scambiatori, il liquido geotermico cede il calore sensibile al fluido di lavoro prima in un evaporatore e successivamente in un economizzatore. In alcune configurazioni, con determinati livelli di temperatura alla sorgente, il geofluido attraversa prima un surriscaldatore. Tuttavia l'adozione di questo componente, come si vedrà in seguito, non migliora l'efficienza, ma complica il ciclo e ne aumenta il costo. All'uscita dall'economizzatore si deve garantire una certa temperatura minima di reiniezione nel pozzo geotermico per evitare la precipitazione dei sali contenuti nel liquido geotermico, prima di essere ripressurizzato.

Il fluido organico riceve un primo riscaldamento nel preriscaldatore così da portarsi in prossimità dello stato termodinamico di liquido saturo, mentre completa la sua vaporizzazione nell'evaporatore. Il vapore saturo prodotto entra in turbina dove espande producendo potenza meccanica all'albero convertita in potenza elettrica da un generatore. Il fluido scaricato dalla turbina viene poi condensato in un condensatore attraverso un sistema di raffreddamento ad aria o ad acqua. Il liquido saturo che si raccoglie nel pozzo caldo viene prelevato e pressurizzato alla pressione di lavoro dalla pompa di estrazione condensato che lo invia nuovamente alla batteria di scambio termico chiudendo il ciclo.

2.3 Scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore costituiscono gli elementi di interfaccia tra il circuito del fluido geotermico e il ciclo termodinamico sottoposto consentendo la vaporizzazione del fluido di lavoro.

Possono essere di due tipologie: scambiatori a piastre costituiti da una serie di piastre tra due estremità rigide e scambiatori shell and tube caratterizzati da un

fascio tubiero diversamente sagomato, attraversato dal fluido geotermico (Figura 2.2). Il modello preso in considerazione è di questa seconda tipologia.

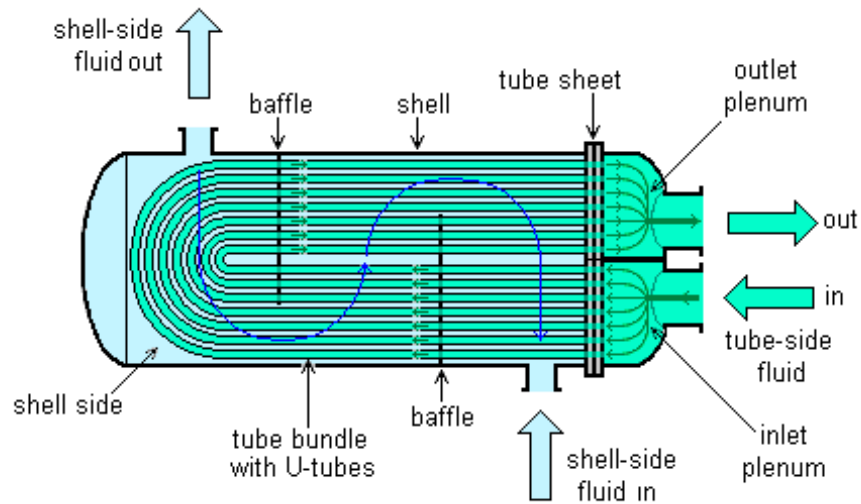


Figura 2.2 Schema semplificato di scambiatore shell and tube con fascio tubiero ad U

Sono previste due sezioni di scambio termico: una di preriscaldamento, che consenta al fluido di lavoro di avvicinarsi alla temperatura di saturazione corrispondente alla pressione operativa e una di evaporazione, che vaporizzi il fluido.

Il fluido geotermico viene distribuito nei diversi canali mediante un plenum di ingresso e di uscita, ovvero un restrittore di flusso capace di variare la portata attraversante i canali di passaggio. Per accrescere le prestazioni di scambio termico i tubi sono in genere alettati sia internamente che esternamente. Il fluido di lavoro circola invece nello spazio compreso tra tubi e mantello in cui incontrerà opportuni setti interni così da migliorare il processo di scambio. I tubi sono di norma mandrinati ad una piastra tubiera, estraibile per favorire il controllo e la pulizia meccanica del dispositivo.

La scelta dei materiali, sia per scambiatori a piastre che shell and tube è di fondamentale importanza, soprattutto nel caso delle applicazioni geotermiche. In base al livello termico e al chimismo dei fluidi geotermici (principalmente il contenuto in cloruri) si possono utilizzare semplici acciai al carbonio, acciai inox 304, 316 o 317, o in casi particolari, titanio. Fluidi molto aggressivi richiederanno leghe più spinte e materiali più robusti tali da influenzare in modo decisivo il costo degli scambiatori.

La formula (2.1) determina la potenza termica scambiata:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (2.1)$$

Dove A è la superficie di scambio termico dello scambiatore in m^2 , ΔT_{ml} la differenza media logaritmica delle temperature definita dalla:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.2)$$

In cui ΔT_1 e ΔT_2 sono definite rispettivamente dalle espressioni (2.3) e (2.4):

$$\Delta T_1 = T_{geo,in} - T_{orc,out} \quad (2.3)$$

$$\Delta T_2 = T_{geo,out} - T_{orc,in} \quad (2.4)$$

La formula (2.2) vale concettualmente solo per liquidi incomprimibili a c_p costante e per i gas perfetti.

Infine U è il coefficiente di scambio termico globale in kW/m^2K definito a sua volta dalla relazione :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi kl} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (2.5)$$

Nella 2.5 si sono inoltre introdotti i coefficienti di scambio termico convettivo h e conduttivo k , il diametro d e la lunghezza l del tubo evidenziando la differenza esistente tra i valori interni ed esterni, riferiti cioè alla superficie interna od esterna dei tubi, mediante i pedici i ed e .

2.4 Sistemi di raffreddamento

Per sistema di raffreddamento si intende quell'insieme di componenti di impianto mediante i quali avviene la cessione del calore al pozzo freddo del ciclo termodinamico. Per gli impianti a ciclo binario il fluido di lavoro, in genere scaricato dalla turbina sottoforma di vapore surriscaldato entra nel condensatore dal quale fuoriesce sottoforma di liquido saturo o debolmente sottoraffreddato. Gli apparati di condensazione possono essere ricondotti a tre tipologie principali: condensatori ad acqua corrente, condensatori ad acqua di torre e condensatori ad aria.

Nella prima tipologia il fluido, terminata l'espansione, viene mandato in uno scambiatore di calore nel quale condensa a spese di un fluido freddo, che può essere acqua di mare o acqua di fiume. Se operiamo con acqua di fiume, è necessario che il corso d'acqua abbia una portata sufficientemente grande da riuscire ad assorbire l'inquinamento termico generato dalla condensazione del fluido con un modesto incremento della propria temperatura. L'applicazione ai cicli binari di questo sistema di condensazione è limitato a quegli impianti che

hanno avuto la fortuna di sorgere in prossimità di corsi d'acqua. L'utilizzo di sistemi del primo tipo permette di raggiungere le migliori prestazioni di ciclo riducendo al minimo la pressione di condensazione, le superfici di scambio e quindi i costi rispetto ai casi ad aria, grazie alle migliori proprietà termodinamiche e di scambio termico dell'acqua. Infatti, quest'ultima presenta in genere temperature molto inferiori, essendo inoltre soggetta a variazioni stagionali limitate del suo livello termico e presentando allo stesso tempo coefficienti di scambio termico superiori rispetto all'aria. Di contro, viste le ingenti potenze scaricate in ambiente dal condensatore, le portate di acqua di raffreddamento sono molto significative ed è sempre più difficile ottenere l'autorizzazione dalle amministrazioni locali viste le severe normative in materia di inquinamento termico delle acque.

Per superare questo limite si pensa di adottare i successivi sistemi che comportano un aggravio dei costi viste le maggiori superfici di scambio richieste a parità di thermal duty al condensatore. In aggiunta, l'aria di scambio è forzata mediante ventilatori il cui consumo energetico, così come il rumore prodotto, non è trascurabile viste le ragguardevoli portate volumetriche movimentate per il raffreddamento.

I condensatori ad acqua di torre sono di due tipi: a circuito aperto e a circuito chiuso. Presentano entrambi due elementi principali: lo scambiatore, nel quale l'acqua si riscalda facendo condensare il fluido di lavoro, e la torre evaporativa, nella quale avviene il raffreddamento dell'acqua. Nei sistemi a circuito aperto l'acqua calda proveniente dal condensatore, viene spruzzata e nebulizzata mediante appositi ugelli ed incontra direttamente l'aria in ingresso su di un pacco di scambio. Il raffreddamento è dunque possibile attraverso lo scambio di calore e di massa tra la corrente d'acqua, che scende nella torre per effetto della forza di gravità, e la corrente di aria umida, che entra nella parte bassa della torre ed esce nella parte alta grazie alla presenza di un ventilatore. Le torri ad umido a circuito chiuso funzionano secondo lo stesso principio fisico di scambio termico, ma si distinguono da quest'ultime per l'assenza di contatto diretto tra l'acqua di condensazione e l'aria.

L'alternativa ai sistemi indiretti a torre umida, adottata se vi è assenza o scarsità di acqua per il reintegro, è costituita dai condensatori diretti a secco. Lo schema concettuale prevede che il fluido di lavoro, finita l'espansione in turbina, percorra una serie di tubazioni alettate lambite all'esterno da un flusso di aria alla temperatura ambiente movimentata meccanicamente. La condensazione a secco presenta però delle problematiche di natura pratica. Infatti, come già affermato, l'aria ha un coefficiente di scambio termico sensibilmente inferiore a quello dell'acqua; quindi, anche, introducendo superfici alettate per migliorarne lo scambio ci sarà la necessità di incrementare la superficie del condensatore. Altra possibilità per avere un coefficiente di scambio termico accettabile, è di

convogliare l'aria sulle batterie alettate con una certa velocità; ciò comporterà un consumo non indifferente in termini di potenza assorbita dal sistema di ventilazione. Un condensatore ad aria risentirà molto di più delle variazioni della temperatura ambiente. Il vantaggio principale di un impianto condensato ad aria è senza dubbio quello di essere autosufficiente, ovvero di non avere bisogno di altre risorse se non di quella geotermica. Un condensatore ad acqua di torre, come abbiamo detto, ha invece bisogno di una continua integrazione di acqua per compensarne l'evaporazione. Un condensatore a secco, invece necessita soltanto di energia elettrica. [17]

2.5 Turbomacchine

Per quanto riguarda le turbomacchine presenti nel ciclo si fa riferimento alla turbina e alla pompa d'estrazione del condensato, tralasciando la pompa di estrazione del fluido geotermico. La turbina ha il compito di far espandere il vapore prodotto fino alla pressione di condensazione producendo potenza meccanica all'albero istantaneamente convertita in potenza elettrica da un generatore. Per questi tipi di cicli generalmente si adottano turbine di tipo assiale o centrifughe (Figura 2.3); verranno spiegate in seguito le differenze con le classiche turbine a vapor d'acqua, tuttavia si può già accennare ai loro vantaggi in termini di efficienza, affidabilità, compattezza, manutenzione e buone prestazioni anche ai carichi parziali [53]. Strutturalmente presentano altezze di pala accettabili anche ad alte pressioni, permettendo un'elaborazione del fluido adeguata.

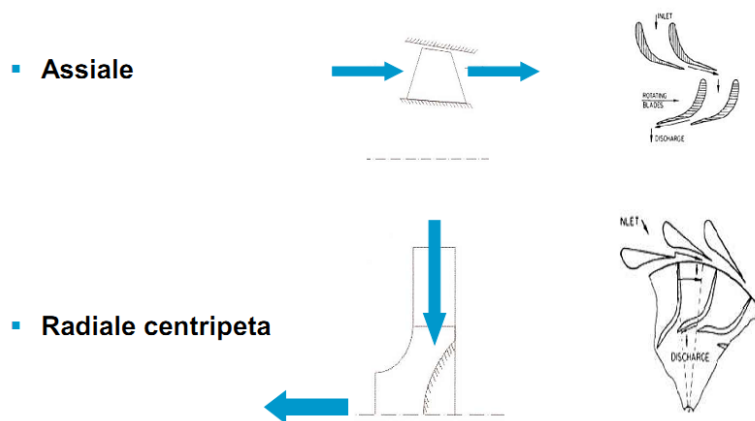


Figura 2.3 Rappresentazione delle due tipologie di turbina

Le turbine assiali sono comunemente le più usate, ma quelle radiali presentano molti vantaggi. Le prime trovano maggiori applicazioni nei processi che coinvolgono portate elevate e basse pressioni, mentre vale l'opposto per le altre [54]. Nelle moderne configurazioni si tendono ad adottare ugelli a geometria

variabile così da ottimizzare l'efficienza dell'espansore in un ampio range di condizioni ambientali ed ottenere elevate performance in condizioni di fuori progetto, grazie alla possibilità di regolare la pressione a monte. Per quanto riguarda la pompa, questa ha il compito di portare il liquido che è condensato dalle condizioni di bassa pressione a quelle massime del ciclo. Vengono adottate delle pompe centrifughe multistadio a giri variabili così da poter regolare la portata nel ciclo.

2.6 Fluidi di lavoro

Non è semplice sfruttare in modo conveniente la fonte geotermica per la produzione di energia elettrica, caratterizzata da una piccola potenza specifica. Sussistono infatti, soluzioni tradizionali come i cicli a vapore d'acqua (che si prestano bene per potenze superiori ai 4 MW) ma che sono penalizzati in impianti con potenze inferiori a causa della diminuzione di rendimento delle turbomacchine e per la complessità dell'impianto stesso. Per poter quindi sfruttare in modo adeguato sorgenti di calore a temperatura variabile e non molto elevata, è necessario ricorrere a fluidi di lavoro che godano di determinate proprietà, quali il basso punto di ebollizione e con curve limite che bene si adattino alle variazioni della temperatura delle sorgenti stesse. I fluidi termodinamicamente più interessanti e dotati di sufficiente stabilità termica hanno, solitamente, molecole molto complesse. Questi fluidi vengono definiti "organici", secondo la terminologia utilizzata in chimica per descrivere una classe di fluidi che include idrocarburi e fluorocarburi ad alta massa molecolare quali i freon e molti altri comuni refrigeranti nonché molti prodotti della chimica del carbonio quali i composti aromatici, le paraffine, i combustibili in genere, i solventi e i diluenti.

Viene fatto anche un accenno ai silossani, altri fluidi che stanno trovando applicazione nei cicli ORC. Sono dei composti chimici che presentano una catena principale, lineare o ramificata, in cui si alternano atomi di silicio e di ossigeno con le catene laterali R (che può essere un idrogeno o un gruppo alchilico) legate agli atomi di silicio. Questi fluidi presentano dei vantaggi grazie alle loro proprietà termodinamiche favorevoli (pressione e temperatura critiche) che comportano alti rendimenti di ciclo. Tuttavia lavorano in maniera corretta a livelli di temperatura elevati sopra i 300°C come l'esametildisilossano [55], quindi è utilizzato nella cogenerazione da biomassa e recupero di calore piuttosto che per applicazioni geotermiche a bassa-media entalpia.

2.7 Caratteristiche dei fluidi organici

Il fluido di lavoro in questi tipi di impianto assume un ruolo fondamentale.

Ogni fluido secondario ha il suo range di applicazione a seconda delle sue proprietà termo fisiche con l'obiettivo di ottenere prestazioni ottimali in termini

di efficienza, lavorando in condizioni di sicurezza degli addetti all'impianto sia di rispetto nei confronti dell'ambiente. Ci sono diversi criteri di classificazione per la scelta del fluido appropriato.

Si deve ricercare un fluido che abbia una buona stabilità chimica, infatti, se sottoposti ad alti livelli di pressione e temperatura, i fluidi tendono a decomporsi, aggredendo il materiale delle macchine, corrodendolo. Si deve scegliere, pertanto, un fluido che sia adatto alle condizioni di lavoro nei confronti del materiale scelto per la costruzione dell'impianto.

Un altro fattore da considerare è lo studio del punto di ebollizione: a pressione atmosferica i fluidi hanno una temperatura di vaporizzazione bassa, questo permette di ottenere cicli relativamente efficienti anche utilizzando sorgenti geotermiche a bassa-media entalpia.

Alcuni autori [18] suggeriscono di adottare un fluido con un valore elevato di entalpia di vaporizzazione così da poter assorbire maggiore energia dalla sorgente nella fase di evaporazione. Tuttavia altri autori [56] affermano che un calore latente basso sia meglio perché garantisce migliori condizioni in turbina.

Dall'equazione di Clausius-Clapeyron (2.6) ottenuta dalla prima equazione di Maxwell [21] applicandola al cambio di fase a temperatura costante si può notare, dopo arrangiamenti che in prima approssimazione il calore di evaporazione a pari T ridotta (rapporto tra la temperatura e la temperatura critica) è inversamente proporzionale alle massa molecolare.

$$\Delta h_{eva} = T(v_v - v_l) \frac{dp_s}{dT} \quad (2.6)$$

In (2.6) compaiono i valori dei volumi specifici di vapore e liquido saturo e la pressione di saturazione. Nella (2.7) si evidenziano i passaggi logici per la valutazione del lavoro in turbina:

$$L_{turbina} \sim u_m^2 \sim L_{utile} = \frac{Q_{in}}{\eta_{ciclo}} \sim \frac{\Delta h_{eva}}{\eta_{ciclo}} \sim \frac{1/M}{\eta_{ciclo}} \quad (2.7)$$

In cui si riporta la velocità periferica media u_m e la massa molecolare M.

In definitiva si afferma che l'entalpia di vaporizzazione e la densità devono essere alte [20], mentre il calore specifico della fase liquida deve essere basso per permettere all'intero calore disponibile di essere utilizzato nel cambio di fase, così da ridurre la portata richiesta, le dimensioni dell'attrezzatura e il consumo della pompa (Maizza [18]). Inoltre si ricerca una conduttività termica elevata per migliorare il trasferimento di calore negli scambiatori. La massa molecolare e la complessità sono elevate, così da avere una densità alta che permette di contenere il lavoro di espansione per unità di massa e consente l'impiego di turbine assiali con basso numero di stadi e ridotte velocità di rotazione. La scelta del fluido deve rispettare le caratteristiche relative alla

tollerabilità ambientale e alle sue caratteristiche di infiammabilità e tossicità, per questo motivo si sono introdotti parametri di validità internazionale:

- *ODP* (Ozone Depletion Potential). Esprime la capacità di una sostanza di impoverire lo strato di ozono stratosferico. Viene indicato secondo una scala numerica adimensionale riferita al valore unitario assunto per l'R11 ($ODP_{R11}=1$). Per tutti gli altri fluidi l'*ODP* è inferiore all'unità mentre vale sempre 0 nel caso dei fluidi naturali.
- *GWP* (Global Warming Potential). Esprime il contributo della sostanza in questione al riscaldamento globale. Viene indicato secondo una scala numerica adimensionale riferita al valore unitario assunto per l'anidride carbonica ($GWP_{CO_2}=1$). I valori sono stati definiti per gli altri fluidi dall'IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) nel 1994, ma sono in continuo aggiornamento. Per tutti i fluidi sintetici i valori sono ben maggiori di uno. L'R22 ha ad esempio un elevato *GWP*, pari a 4000, mentre per l'R134a si registra un valore di 1300, ritenuto comunque modesto. Un idrocarburo quale il propano ha invece un ridottissimo *GWP*, pari a 3.
- *TEWI* (Total Equivalent Warming Impact). Esprime l'impatto totale del fluido sull'effetto serra suddividendo in effetto serra diretto ed indiretto; il primo è rappresentato dalla perdita di carica di refrigerante dal sistema che ne fa uso, mentre il secondo è legato alle emissioni di anidride carbonica derivanti dal consumo energetico del sistema. A differenza dei due parametri precedenti specifici della sostanza considerata, in questo caso si tratta di un parametro relativo al sistema. E' evidente che nel caso di un impianto geotermoelettrico non si ha effetto serra indiretto, ma solo diretto. In realtà l'effetto serra indiretto assume valore negativo identificando un risparmio sulle emissioni [57]. L'espressione dell'indice *TEWI* è riportata in (2.8). L'effetto diretto *DGW* è calcolato a sua volta come somma di due termini: uno legato alla perdita di refrigerante annua L per la durata di vita della macchina n e per il *GWP* del fluido e l'altro è legato al fine vita della macchina (se riciclo interamente il fluido l'addendo scompare). L'effetto indiretto *IGW* è calcolato come prodotto della produzione energetica annua E per gli anni di vita dell'impianto ed infine ogni kWh che viene consumato viene convertito in chili di CO_2 che vengono emessi in atmosfera (C).

$$T.E.W.I = GWP \cdot L \cdot n + GWP \cdot m \cdot (1 - a) - n \cdot E \cdot C \quad (2.8)$$

Si definisce m come la carica del fluido di lavoro in kg ed a è il fattore di riciclo, ovvero la frazione di fluido che si riesce a recuperare a fine ciclo.

- TLV-TWA (Threshold Limit Value-Time Weighted Average).**
 Il *TLV* esprime la dose soglia di fluido alla quale un individuo può essere esposto senza subire conseguenze. Con il suffisso *TWA* si indica la concentrazione media alla quale un individuo può essere esposto durante un'usuale settimana lavorativa di otto ore giornaliere per cinque giorni senza subire conseguenze. Lo Standard ANSI/ASHRAE 34/1997 individua due classi relative alla tossicità e tre gruppi relativi all'infiammabilità.

CLASSE A: refrigeranti con TLV-TWA > 400 ppm (BASSA tossicità)
CLASSE B: refrigeranti con TLV-TVA < 400 ppm (ALTA tossicità)

GRUPPO 1: non infiammabili. Appartengono a tale gruppo tutte le sostanze refrigeranti che non presentano propagazione di fiamma alla temperatura di 21 °C ed a pressione atmosferica.
GRUPPO 2: debolmente infiammabili. Gruppo costituito da tutti i refrigeranti con un limite di infiammabilità inferiore > 0,1 kg/m³ alla temperatura di 21 °C ed a pressione atmosferica e caratterizzati da un potere calorifico inferiore < 19 MJ/kg.
GRUPPO 3: altamente infiammabili. Gruppo costituito da tutti i refrigeranti con un limite di infiammabilità inferiore ≤ 0,1 kg/m³ alla temperatura di 21 °C ed a pressione atmosferica e caratterizzati da un potere calorifico inferiore ≥ 19 MJ/kg.

I fluidi vengono inseriti in una matrice, come quella in Tabella 2.1 evidenziando le diverse classi di tossicità ed infiammabilità. I fluidi in classe A1, come l'R134a, rappresentano la scelta più sicura. [19]

<p>A3 R600a (Isobutano) R290 (Propano)</p>	<p>B3 R1140 (Cloruro di vinile)</p>
<p>A2 HFC 32, HFC 143a HFC 152a</p>	<p>B2 R 717 (Ammoniaca)</p>
<p>A1 CFC 11, CFC 12, HCFC 22, HFC 134a</p>	<p>B1 HCFC 123</p>

Tabella 2.1 Classificazione di alcuni fluidi in base a tossicità ed infiammabilità

Infine la disponibilità e il costo del fluido devono essere considerate nella scelta del fluido di lavoro, infatti i refrigeranti tradizionali utilizzati negli ORC sono costosi.

2.8 Diagrammi T-s dei fluidi organici

I diagrammi di temperatura-entropia (T-s) dei fluidi organici mostrano tre tipi differenti di pendenze, a seconda del numero di atomi che compongono la molecola. I fluidi considerati sono degli idrocarburi e per questi vale il caso particolare che con molecole complesse si ha un peso elevato.

Le loro curve di saturazione del vapore possono essere suddivise in tre gruppi:

1. i “*fluidi secchi*” (dry fluids) hanno pendenze positive per la curva limite e sono, in generale, dei fluidi di grande peso molecolare, quali R227ea; (Figura 2.4); la curva di saturazione o *campana* nel piano T-s è chiamata retrograda.
2. i “*fluidi bagnati*” (wet fluids) hanno pendenza negativa, come riportato in Figura 2.5, nel caso specifico per l’R32;
3. i “*fluidi isoentropici*” (isentropic fluids) hanno curve di saturazione quasi verticali del vapore, quali R134a; (Figura 2.6);

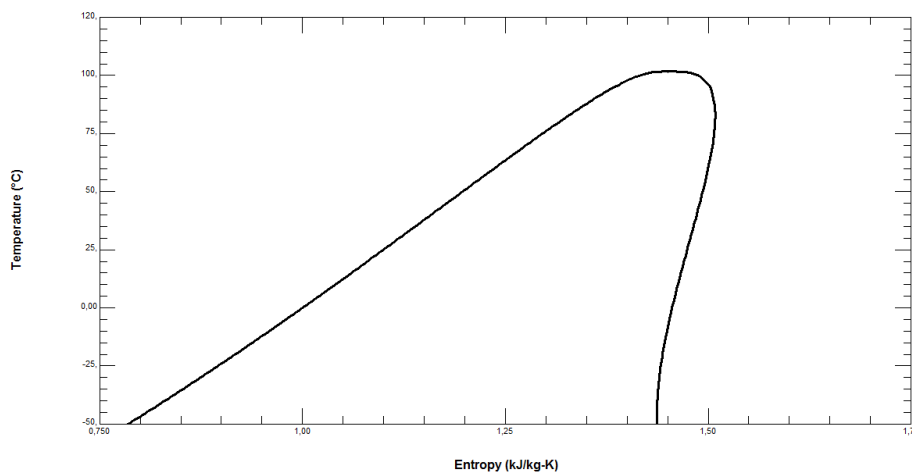


Figura 2.4 Curva di saturazione dell’R227ea

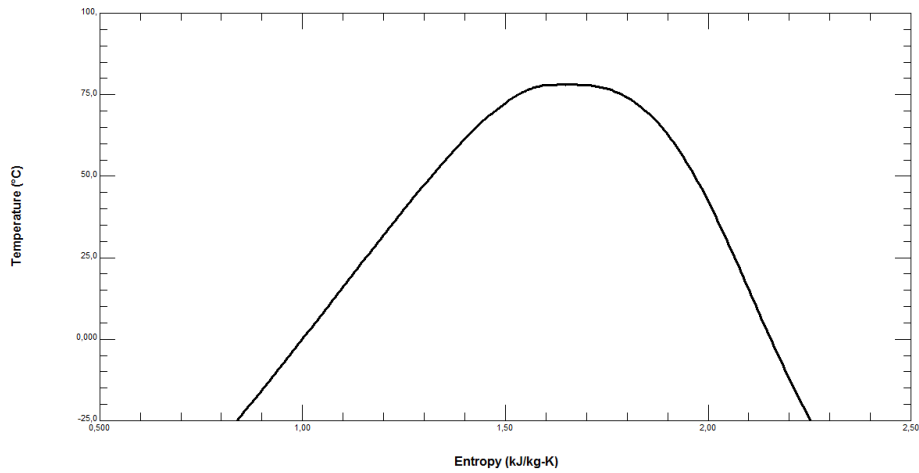


Figura 2.5 Curva di saturazione dell'R32

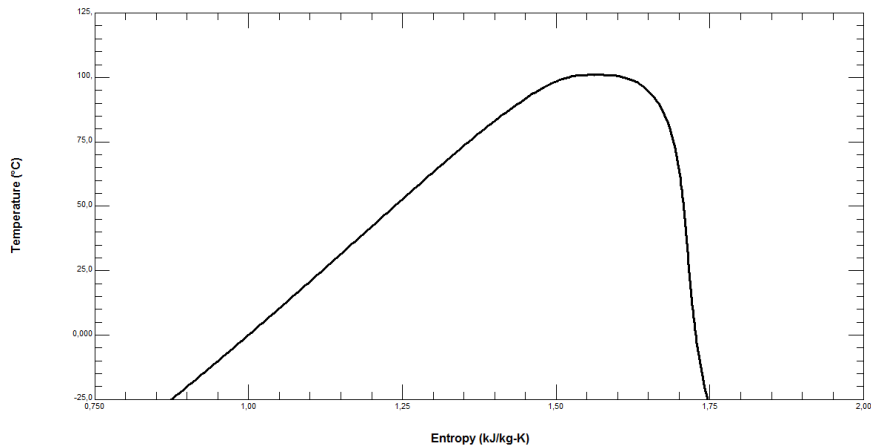


Figura 2.6 Curva di saturazione dell'R134a

Le campane retrograde sono tipiche dei fluidi ad elevata complessità, con un numero di atomi superiore a 12, mentre le classiche campane affini a quelle dell'acqua sono tipiche di fluidi con meno di 8 atomi.

Vista l'elevata complessità dei fluidi organici in uso nei cicli ORC, le campane saranno generalmente retrograde o al più isoentropiche. Queste tipologie di campane permettono di espandere il vapore nel campo del surriscaldato (a meno che non si vada a temperature del fluido geotermico troppo basse) con migliori efficienze adiabatiche della turbina, evitando tra l'altro la produzione di gocce di liquido ed eliminando così il problema dell'erosione migliorando la vita utile della macchina. I vantaggi derivanti dall'uso di fluidi organici riguardano soprattutto le turbine che sono generalmente di tipo assiale e direttamente ispirate alla tecnologia delle turbine a vapor d'acqua degli impianti convenzionali e capaci di raggiungere prestazioni elevate (85-90 %). Adottando una turbina assiale il vapore entra assialmente e si espande attraverso gli stadi

rilasciando energia all'albero e fuoriuscendo sempre in direzione assiale a valle dell'espansione.

2.9 Confronto fra tecnologia ORC e cicli a vapor d'acqua

Gli impianti ORC, come visto, possono essere utilizzati per trasformare energia termica a bassa temperatura in energia elettrica. A tali basse temperature un ciclo a vapore d'acqua risulterebbe di difficile progettazione e assai inefficiente a causa degli enormi volumi che si avrebbero alle ridotte pressioni (e temperature) alle quali sarebbe necessario far condensare il fluido, con degli inaccettabili aumenti di volume e di costo degli impianti stessi. Gli impianti ORC risultano dunque estremamente vantaggiosi rispetto ai tradizionali sistemi a vapore d'acqua nel merito di due grandi ambiti operativi:

1. in applicazioni di piccola taglia (il range di potenze va da pochi kW ad alcuni MW). In tal senso lo sviluppo è andato verso una scelta di queste macchine con il risultato di raggiungere delle piccole economie di scala che hanno permesso una generale riduzione dei costi di produzione.
2. in applicazioni dedicate allo sfruttamento di sorgenti di calore a bassa temperatura (il range di temperature alle quali è possibile abbinare un sistema ORC è approssimativamente compreso fra 70 e 250°C). In tale senso l'utilizzo di sistemi ORC diventa una scelta obbligata viste le problematiche legate ad un uso eventuale di cicli classici a vapore d'acqua.

I vantaggi e gli eventuali svantaggi dei cicli ORC sono interamente legati alle peculiarità del fluido di lavoro. I fluidi organici presentano infatti alcune importanti differenze rispetto all'acqua tra cui l'elevata complessità, la maggiore massa molecolare e inoltre presentano temperature e pressioni critiche più basse e maggiori pressioni di saturazione a parità di temperatura.

Come visto in precedenza a diversi fluidi corrispondono differenti forme per la curva limite (di Andrews).

Nei paragrafi successivi si cercherà di capirne il motivo e le proprietà termodinamiche che influenzano il ciclo.

Nelle figure 2.7 a, b sono riportate qualitativamente le curve di Andrews di due classi di sostanze rispettivamente a piccola e a grande complessità molecolare. Entro tali curve sono stati iscritti due cicli Rankine a vapor saturo.

Nel primo, rappresentativo dei cicli che impiegano il vapore d'acqua come fluido di lavoro, la fase di espansione si attua in campo bifase; nel secondo,

rappresentativo di possibili cicli a fluido organico, all'espansione isentropica corrisponde un surriscaldamento del vapore. In questo ultimo caso, inoltre, la fase di cessione del calore comporta un preventivo desurriscaldamento cui conseguono perdite di natura termodinamica (irreversibilità nella cessione di calore all'esterno) e difficoltà di ordine tecnologico (i vapori surriscaldati a bassa pressione hanno coefficienti di scambio del calore molto piccoli) optando così per l'adozione di un rigeneratore. Al contrario, l'espansione in turbina può avvenire con un rendimento molto elevato, data l'assenza di fenomeni di condensazione.

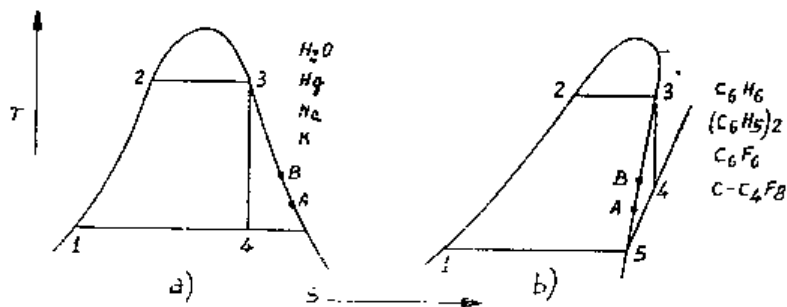


Figura 2.7 Ciclo Rankine a vapore saturo per diversi tipi di fluido

Dall'equazione di stato dei gas perfetti:

$$dS = C_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \quad (2.6)$$

in cui S , C_p rappresentano quantità molari ed R è la costante universale dei gas pari a $8314 \text{ J/kmol}\cdot\text{K}$ si può definire l'andamento della curva nella parte relativa al vapore.

Nelle sostanze a molecola poco complessa (o addirittura monoatomica) come i gas rari, i metalli e l'acqua, l'aumento di entropia dovuto all'aumento di temperatura è più che compensato dalla diminuzione di entropia dovuta all'aumento di pressione. Nelle sostanze a molecola complessa al contrario, dato il grande valore del calore molare, si ha un prevalere dell'effetto termico sull'effetto di pressione, e quindi pendenza positiva nel piano T - s . Un altro motivo si può trovare studiando il comportamento dei C_p del liquido e del vapore; si nota che questi valori sono simili poiché l'effetto del C_p allo stato di gas perfetto è preponderante sul termine relativo al comportamento volumetrico [21].

In aggiunta al fondamentale vantaggio dell'espansione nel campo del surriscaldato è importante evidenziare come l'uso dei fluidi organici porti a macchine strutturalmente più semplici e maggiormente ottimizzate rispetto all'impiego di vapor d'acqua.

Studiano l'equazione 2.7 si possono trarre importanti considerazioni:

$$l_{rev} = \frac{\Delta p}{\bar{\rho}} \quad (2.7)$$

Dove con l_{rev} è indicato il lavoro reversibile della macchina mentre $\bar{\rho}$ indica il valor medio della densità del vapore durante l'espansione. Osservando che la densità media dei fluidi organici è ben più elevata rispetto a quella del vapor d'acqua, essendo molto maggiore il peso molecolare dei fluidi, si evince che il salto entalpico totale reversibile è in genere contenuto. In generale si ottengono salti entalpici più bassi con un fluido pesante e permettono di ottenere una turbomacchina ottimizzata e monostadio, poco sollecitata, a vantaggio dell'efficienza.

Si possono riassumere diversi vantaggi derivanti dall'utilizzo della tecnologia ORC. Rispetto al caso in cui venga utilizzato un ciclo ad acqua si hanno rapporti di compressione e salti entalpici più bassi, quindi un numero di stadi limitato (al limite uno solo) per poter elaborare il fluido. Di conseguenza le sezioni di passaggio non variano significativamente dalla alta alla bassa pressione, cosa che accade invece, nelle turbine a vapore con conseguente allontanamento dal punto di ottimo della macchina a causa di perdite fluidodinamiche.

Poiché i Δh sono limitati, le portate a pari potenza sono elevate in accordo all'equazione (2.8):

$$P = \dot{m}\Delta h \quad (2.8)$$

Quindi si avrebbero in alta pressione altezze di pala costruttivamente accettabili e non ridotte come nel caso ad acqua che vede forti perdite di profilo e secondarie. Le perdite di profilo sono connesse al coefficiente di resistenza e alle dissipazioni che si sviluppano sulle pale delle turbomacchine, mentre quelle secondarie sono legate all'interazione del flusso con le pareti all'apice e alla base delle palettature e alle conseguenti dissipazioni nate dai moti vorticosi del fluido in direzione radiale [22]. Una macchina raggiunge i valori di massimo rendimento se lavora nella condizione ottimale, che può essere ottenuta, per una data portata volumetrica e un dato salto entalpico dello stadio, scegliendo opportunamente la velocità di rotazione, ossia progettando lo stadio ad una velocità di rotazione caratteristica pari al valore ottimo per lo stadio centrale che per il caso di turbine assiali si attesta intorno ad un valore di 0,1:

$$\omega_s = \omega \frac{\sqrt{V}}{\Delta h_{is}^{3/4}} \quad (2.9)$$

Da questa espressione si può dedurre che una turbina a vapor d'acqua, in cui le portate volumetriche sono ridotte mentre è elevato il salto entalpico, richiede una velocità di rotazione molto elevata. Il ricorso ad un moltiplicatore di giri è

allora indispensabile. L'impiego di fluidi organici determina invece salti entalpici ridotti e portate massiche più elevate con l'importante conseguenza di poter accoppiare direttamente la macchina al generatore evitando l'installazione del moltiplicatore di giri a vantaggio dell'affidabilità e della riduzione dei costi. Altro vantaggio derivante dalla rotazione più lenta è di avere dei benefici di tipo meccanico per la macchina in cui le sollecitazioni sono proporzionali al quadrato della velocità periferica.

L'impiego di fluidi organici permette anche di operare a pressioni di lavoro superiori a quella atmosferica, contenendo i volumi e limitando le entrate di aria nel circuito. Alle consuete temperature di condensazione le pressioni di saturazione dell'acqua sono estremamente basse, tipicamente comprese tra 0,05 e 0,1 bar a causa della sua elevata temperatura critica. Un impianto binario ad acqua, visti i bassi livelli termici della sorgente, lavorerebbe a pressioni poco superiori al bar con grandissimi volumi delle apparecchiature ed elevati costi. In aggiunta, parte della turbina e il condensatore risulterebbero a pressioni sub atmosferiche comportando un aumento delle entrate di aria e di incondensabili nel circuito.

Di contro nel ciclo ORC le pressioni di condensazione sono sempre superiori alla pressione atmosferica mentre le pressioni di saturazione, a parità di livelli termici della sorgente, risultano ben più elevate.

Infine, dal momento che si lavora in una zona di vapore surriscaldato vi è mancanza di erosione delle palette, con conseguente aumento della vita della macchina, dovuta all'assenza di formazione di liquido nelle fasi finali dell'espansione e che permette anche di avere un buon rendimento della turbina.

L'impiego di fluidi per ORC non comporta esclusivamente vantaggi, infatti il principale svantaggio risiede negli inferiori coefficienti di scambio termico degli scambiatori di calore rispetto all'impiego di acqua. Ciò comporta una riduzione del coefficiente di scambio termico globale e conseguentemente maggiori superfici richieste e quindi maggiori costi, a parità di carico termico dello scambiatore. Non sono da tralasciare inoltre l'eventuale infiammabilità o tossicità del fluido di lavoro, la sua compatibilità ambientale, e infine il costo del fluido di lavoro che sono aspetti che non destano alcuna preoccupazione nel caso di utilizzo di acqua.

2.10 Miscele di fluidi

In conclusione si accenna alla possibilità di utilizzare, nei cicli Rankine, delle miscele di fluidi. In varie applicazioni si adottano i cicli Kalina, caratterizzati dall'aver come fluido di lavoro una miscela di acqua e ammoniaca. Una caratteristica importante delle miscele è la transizione di fase vapore-liquido, che è più complessa, avvenendo a temperatura variabile. Si ha quindi il vantaggio di avere le fasi di evaporazione e condensazione a temperatura non

costante, come avviene, invece per i fluidi puri; ciò permette di ridurre il gap di temperatura tra fluido di lavoro e fluido primario, nell'evaporatore, e tra fluido di lavoro e fluido di condensazione nel condensatore, con un beneficio in termini di riduzione di irreversibilità. Per mostrare la caratteristica di tale cambiamento di fase, si riportano in Figura 2.8 i diagrammi qualitativi T-s e T-x (frazione molare della miscela), che rappresentano una miscela a due componenti A e B.

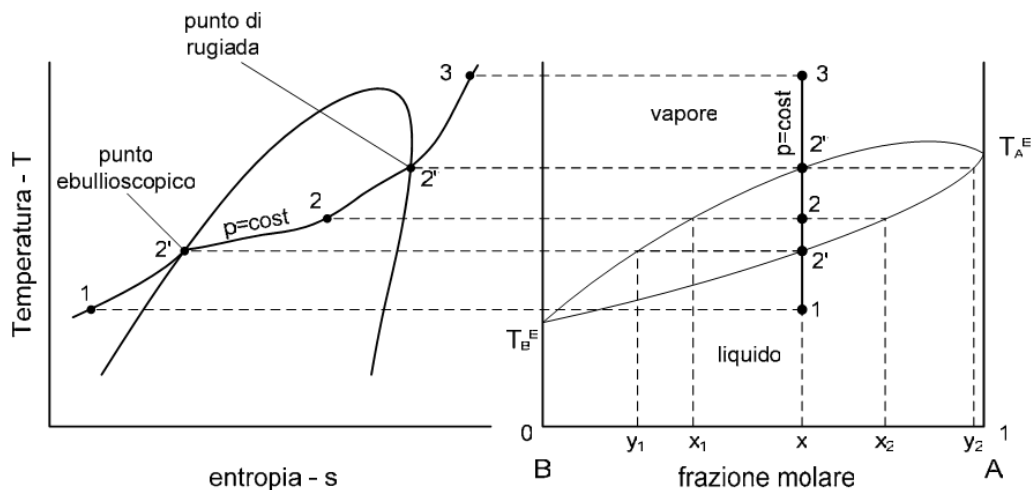


Figura 2.8 Rappresentazione qualitativa di un cambiamento di fase a pressione costante per una miscela a due componenti

Gli impianti a ciclo Kalina sembrano avere un rendimento superiore a quello degli impianti binari a fluido organico ma, rispetto a questi, presentano una maggiore complessità costruttiva e di funzionamento adottando oltre allo scambiatore di calore primario, alla turbina, al condensatore e alla pompa sono presenti un separatore e un certo numero di scambiatori di calore rigenerativi. In questo lavoro non si farà riferimento, in generale, alla possibilità di utilizzare delle miscele di fluidi.

2.11 Cicli termodinamici in impianti binari

Si procede adesso ad un'analisi più approfondita del ciclo termodinamico caratteristico di un impianto binario per applicazione geotermoelettrica. I cicli di recupero utilizzabili nello sfruttamento indiretto di risorse geotermiche a bassa entalpia sono pressappoco gli stessi che si possono trovare negli impianti a vapore per la generazione di potenza elettrica:

- 1) Ciclo Rankine saturo. Il fluido motore segue un ciclo tipo Rankine, fuoriuscendo dalla batteria di scambiatori come vapore saturo ed

entrando direttamente in turbina. Il ciclo nel diagramma T-s assume la forma semplificata illustrata in Figura 2.9.

- 2) Ciclo Hirn surriscaldato. Il vapore saturo organico prodotto dall'evaporatore entra in un surriscaldatore che ne accresce ulteriormente la temperatura producendo ed inviando vapore surriscaldato alla turbina. La rappresentazione semplificata del ciclo è mostrata in Figura 2.10.
- 3) Ciclo supercritico. Il fluido viene pompato ad una pressione superiore rispetto a quella critica e subisce una transizione supercritica senza che si verifichi una distinta separazione delle fasi liquida e vapore (si veda Figura 2.11).

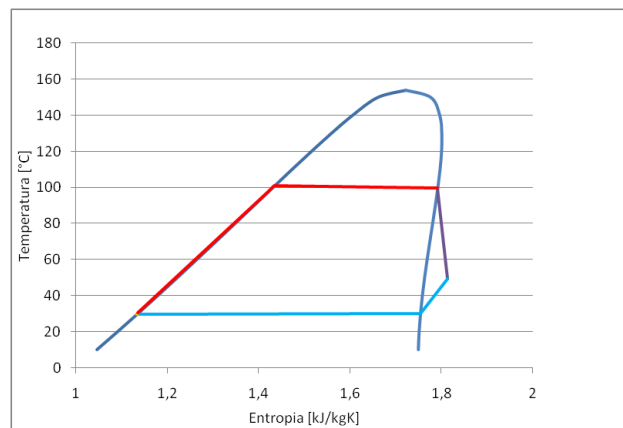


Figura 2.9 Rappresentazione di un ciclo ORC evaporativo nel piano T-s

Lo schema d'impianto di base di un ciclo termodinamico ORC tipo Rankine evaporativo ad un livello di pressione presenta una turbina, un condensatore, una pompa, un economizzatore (o preriscaldatore) un evaporatore ed eventualmente il rigeneratore. Il fluido di lavoro, nella condizione di liquido saturo, viene pompato e riscaldato sensibilmente fino alla temperatura di saturazione, funzione della pressione di saturazione scelta e quindi fatto vaporizzare fino a diventare vapore saturo secco; a questo punto viene fatto espandere in una turbina fino alla pressione di saturazione relativa alla temperatura di condensazione e quindi condensato per tornare nelle condizioni di partenza ed iniziare un nuovo ciclo.

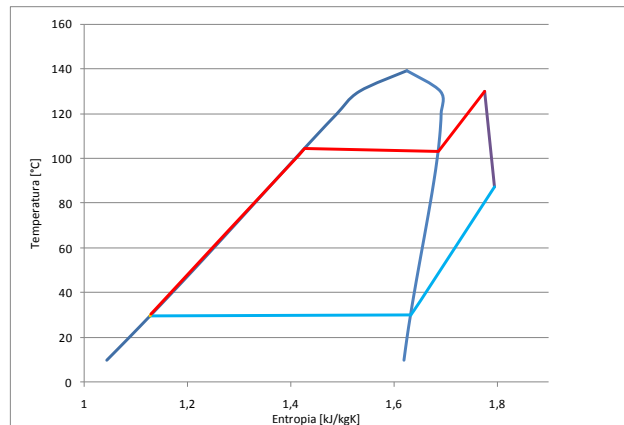


Figura 2.10 Rappresentazione del ciclo Hirn, con surriscaldamento, nel piano T-s

Il ciclo Hirn differisce dal precedente per l'aggiunta del surriscaldatore. Considerando un fluido motore per il quale la pendenza della curva limite superiore (del vapore saturo secco) nel diagramma T-S è sempre negativa, si nota che la trasformazione di espansione ha luogo nel campo del vapore saturo umido, con titolo finale del vapore $x < 1$. Qualora l'espansione reale in turbina dovesse interessare vapore saturo umido con titolo inferiore al minimo accettabile, oltre a notevole decadimento del valore del rendimento isoentropico dell'espansione, si manifesterebbero inaccettabili fenomeni di erosione delle palettature della girante ad opera della fase liquida. Quindi per ovviare a questo problema si surriscalda il vapore. Nei fluidi organici considerati, vista la pendenza positiva della curva limite nel piano T-s, non sussiste il problema del titolo perché si scarica dalla turbina in una zona di vapore secco.

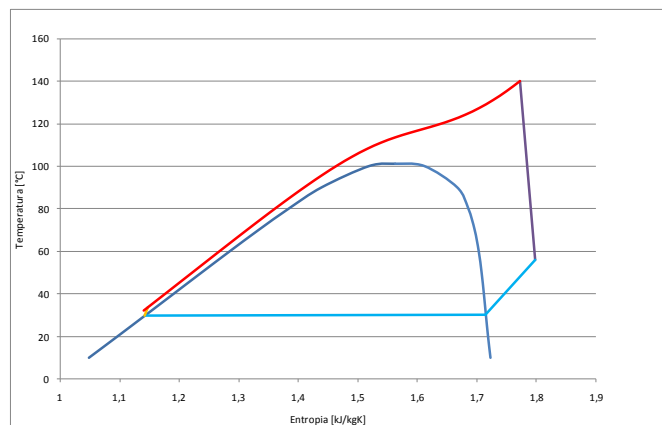


Figura 2.11 Rappresentazione del ciclo supercritico nel piano T-s

Un ciclo supercritico è per definizione un ciclo termodinamico operante ad una pressione superiore alla pressione critica del fluido di lavoro. L'esigenza di

introdurre un ciclo di recupero supercritico si ha quando la temperatura del fluido geotermico supera sensibilmente la temperatura critica del fluido operativo. L'impianto di base presenta più scambiatori in serie che sostituiscono le zone di scambio termico viste in precedenza con il vantaggio di ridurre le irreversibilità dovute allo scambio termico, anche perché non si ha la fase di evaporazione, intrinsecamente ad alta irreversibilità.

La rigenerazione è un metodo utilizzato per aumentare il rendimento degli impianti. Dalla Figura 2.12 si evidenzia una temperatura di fine espansione estremamente elevata; in alcuni casi l'espansione termina ad una temperatura che venga richiesto al fluido un ingente preraffreddamento prima di essere condensato. Questo significa che il condensatore non dovrà solo dissipare calore latente, ma anche una discreta quantità di calore sensibile maggiore. L'idea è quella di recuperare il calore sensibile fino a che è possibile, compatibilmente con un certo salto di temperatura da garantire per il corretto funzionamento dello scambiatore rigenerativo (o almeno per evitare ΔT_{ml} troppo piccoli e quindi grandi superfici di scambio) e lasciare al condensatore solo il calore latente e la parte rimanente di calore sensibile. Ovviamente recuperare il calore sensibile significa utilizzarlo come fluido caldo in un pre-economizzatore avvicinandosi alla temperatura di evaporazione (per un ciclo Rankine). Il vantaggio di questo ciclo, per la risorsa geotermica, sta nel poter alzare la temperatura di reiniezione, o in generale rispettarla senza che vi siano precipitazioni dei sali.

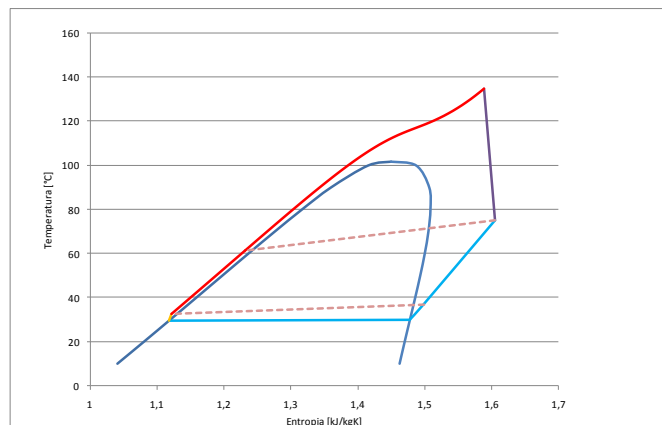


Figura 2.12 Rappresentazione del ciclo supercritico rigenerativo nel piano T-s

In questo lavoro verranno presi in considerazione i casi relativi al ciclo Rankine saturo, surriscaldato e il ciclo supercritico, studiandoli inizialmente come caso base e poi con l'aggiunta del rigeneratore.

2.12 Cicli binari a due livelli di pressione

Questa tipologia di ciclo di recupero prevede la suddivisione dell'intera portata in due frazioni: una andrà a percorrere il circuito di alta pressione (HP), l'altra quello di bassa pressione (LP). Dopo un comune preriscaldamento del fluido, fino al (quasi) raggiungimento della temperatura di saturazione relativa alla pressione inferiore, la portata di bassa pressione entra nell'evaporatore e quindi nella relativa turbina di bassa pressione; la restante parte, invece viene ulteriormente pompata fino alla pressione superiore e conseguentemente riscaldata fino alla relativa temperatura di saturazione. Dopo di che viene fatta evaporare e quindi espandere nella turbina di alta pressione. A questo punto arriva nel condensatore, dove insieme alla portata di bassa pressione condensa e si riporta nelle condizioni iniziali. In Figura 2.13 si riporta una schematizzazione dell'impianto.

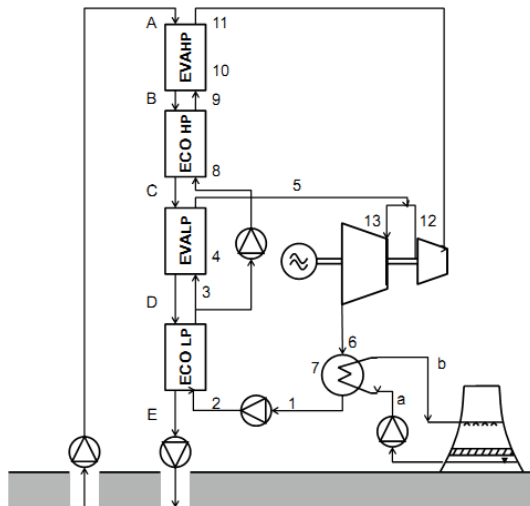


Figura 2.13 Schema impiantistico di un ciclo Rankine a due livelli di pressione

Lo scopo del doppio livello di pressione è quello andare a colmare parte del gap tra la temperatura del fluido geotermico e quella del fluido operativo così da aumentare l'efficienza del ciclo, riducendo le perdite per irreversibilità. In Figura 2.14 si riporta il diagramma di scambio termico. Questo tipo di ciclo risulta essere una soluzione interessante tanto che la ditta Turboden sta per installare (ultimo trimestre 2011) per la città di Monaco di Baviera un turbogeneratore ORC da 5 MW utilizzando una fonte geotermica a 140°C. Nonostante questi vantaggi questo elaborato non prende in considerazione questa tecnologia soffermandosi invece su cicli più conosciuti.

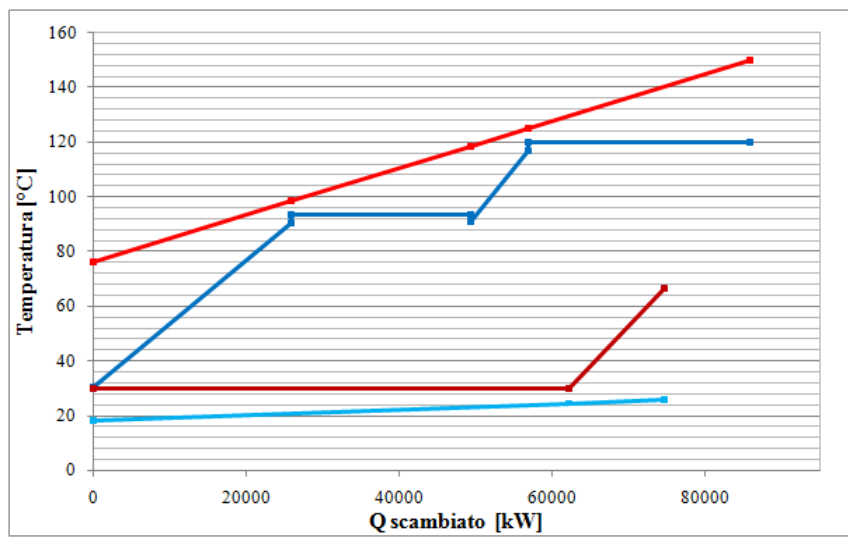


Figura 2.14 Diagramma scambio termico per un ciclo ORC a due livelli di pressione

3 Ottimizzazione termodinamica

In questa sezione viene presentato il caso scelto come riferimento e successivamente viene fatta una valutazione relativa a due diversi gruppi di fluidi da usare in cicli subcritici e supercritici con l'obiettivo di trovare il fluido di lavoro ottimo nelle diverse configurazioni di impianto studiate. Il processo di ottimizzazione prevede l'analisi delle simulazioni ottenute per diversi casi. La scelta del fluido dipende, oltre che da considerazioni di compatibilità ambientale, di sicurezza e di stabilità termica e chimica, dalla temperatura del fluido geotermico a bocca pozzo, che nel caso specifico vale 145 °C.

3.1 Cicli binari ideali

I cicli binari sono caratterizzati dalla presenza di un pozzo di calore a temperatura costante (l'ambiente) al quale devono cedere il calore non convertito in energia meccanica e dalla presenza di una fonte geotermica a temperatura variabile che si raffredda, dalla quale devono sottrarre calore in un modo efficiente. Nell'esaminare i casi ideali si pensa di assumere il ciclo di Carnot come quello migliore; in realtà pur avendo l'efficienza termica più alta non caratterizza correttamente il caso studiato, perché il rendimento di Carnot è definito prendendo le temperature di due serbatoi a temperatura costante (T_{hot} e T_{cold}):

$$\eta_C = 1 - \frac{T_{cold}}{T_{hot}} \quad (3.1)$$

Invece quando si considera un impianto binario geotermico si nota che il calore medio di introduzione non è una sorgente isoterma, ma piuttosto un fluido che si raffredda cedendo calore al fluido di lavoro. Il ciclo ideale raffigurato in Figura 3.1 prende il nome di *ciclo triangolare* ed è definito con rendimento pari a [25]:

$$\eta_T = \frac{T_{hot} - T_{cold}}{T_{hot} + T_{cold}} \quad (3.2)$$

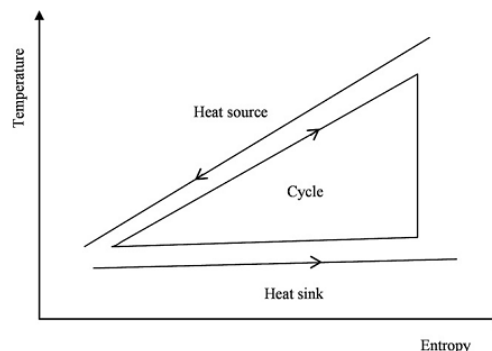


Figura 3.2 Ciclo triangolare

Quindi se venisse impiegato il ragionamento fatto per un ciclo Carnot si otterrebbero valori penalizzanti; dalla Figura 3.2 si può notare che η_C ha un andamento contrastante con quello del massimo calore trasferito al processo Q_{in} . Si può quindi affermare che per un ciclo *rettangolare* l'efficienza del sistema ad un certo punto diminuisce con il crescere della temperatura di evaporazione T_{eva} perché l'influenza del più basso livello termico entrante nel ciclo supera i benefici ottenuti con l'incremento del rendimento termodinamico (η_C). Mentre per un ciclo triangolare il calore trasferito dipende solo dalla temperatura di condensazione, e crescendo la temperatura di introduzione in turbina si ha un incremento monotono dell'efficienza del sistema. Per massimizzare l'efficienza del sistema il ciclo dovrebbe avvicinarsi ad una forma triangolare e la temperatura T_{eva} dovrebbe essere più alta possibile. Questo potrebbe essere realizzabile con il vapore in condizioni supercritiche [26].

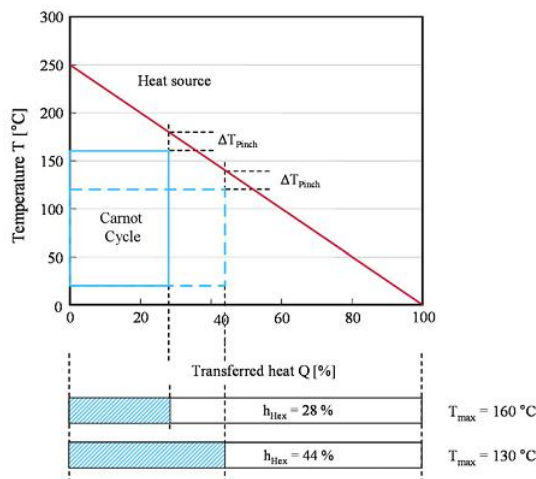


Figura 3.2 Quota di calore scambiato per un sistema geotermico date le T_{max}

3.2 Scelta dell'impianto

I dati relativi alla fonte geotermica utilizzata per lo studio sono stati presi da impianti esistenti in Germania, in particolare si è fatto riferimento a quelli di Landau e Unterhaching. Facendo delle ipotesi aggiuntive per i dati mancanti riferendosi a valori ragionevoli trovati in bibliografia per impianti di questo tipo [27-29].

La risorsa geotermica in base alla quale si procederà allo sviluppo del case study presenta le caratteristiche riassunte in Tabella 3.1. Il livello termico della sorgente determina l'appartenenza del geofluido alle risorse idrotermali a liquido dominante a media entalpia. La tecnologia più appropriata per la produzione di energia da tale sorgente è pertanto quella del ciclo binario. Si è fatta l'assunzione di scegliere come temperatura di ritorno in falda di 75°C.

Risorsa geotermica	
Temperatura sorgente [°C]	145
Portata [kg/s]	135
c_p [kJ/kgK]	4,22
Temperatura minima [°C]	75
ORC	
ΔT pinch-point evaporatore [°C]	3
ΔT pinch-point condensatore [°C]	3
ΔT sub-cooling [°C]	3
Perdite termiche scambiatori [%]	1
Perdite di carico Eco [$\Delta p/p$ %]	7
Perdite di carico Eva [$\Delta p/p$ %]	3
Perdite di carico Cond [$\Delta p/p$ %]	1
Rendimento isoentropico turbina [%]	83
Rendimento elettro-meccanico turbina [%]	96
Rendimento isoentropico pompa [%]	70
Rendimento elettro-meccanico pompa [%]	90
Temperatura di condensazione [°C]	30
Efficienza ventilatori [%]	80
Perdite carico lato aria, condensatore [mbar]	1,25
Temperatura ambiente riferimento [°C]	15

Tabella 3.1 Specifiche caso analizzato

Per il caso supercritico si assume una perdita di carico nello scambiatore principale del 5 %, mantenendo gli altri parametri uguali. Le analisi dei vari cicli sono state fatte utilizzando Excel e VBA (per creare routine utili al raggiungimento dell'ottimo) unito al programma Refprop. E' stato usato anche il programma THERMOFLEX 21 per validare i risultati ottenuti in Excel e calcolare le condizioni di fuori progetto.

3.3 Il software RefProp

RefProp è l'acronimo di REference fluid PROPERTIES. È un programma sviluppato dal National Institute of Standards and Technology (NIST) e fornisce tabelle e grafici per il calcolo delle proprietà termodinamiche e di trasporto di numerosi fluidi di importanza industriale e delle loro miscele, in particolare refrigeranti e idrocarburi. Il codice è basato sui più accurati modelli attualmente disponibili per i fluidi puri e per le miscele. Implementa tre modelli per il calcolo delle proprietà termodinamiche dei fluidi puri:

- Le equazioni di stato esplicite per l'energia di Helmholtz.
- Le equazioni di stato modificate di Benedict – Webb – Rubin.

- L'extended corresponding states model (ECS).

RefProp contiene una libreria dinamica (.dll) tramite la quale è possibile l'utilizzo del programma collegando le funzioni di calcolo delle proprietà dei fluidi al software Excel. Incorporando il foglio di lavoro RefProp all'interno di un normale foglio di lavoro Excel si rendono disponibili le macrofunzioni e il database per il calcolo delle proprietà.

3.4 Simulazione del sistema energetico

Per descrivere le prestazioni di un ciclo binario si fa un'analisi di primo principio in cui si definisce un rendimento termodinamico pari al rapporto fra l'effetto utile e la spesa energetica:

$$\eta_{td} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (3.3)$$

Dove W_{net} rappresenta la potenza elettrica netta del ciclo binario mentre Q_{in} è l'effettiva potenza termica introdotta nel ciclo. Tuttavia, visto che si lavora con una fonte geotermica si può variare la T iniezione (T_{inj}) in falda arrivando ad un minimo di $75 \text{ }^\circ\text{C}$ (T_{min}) compatibile con le proprietà chimiche del geofluido. La massima potenza termica $Q_{th,max}$, corrispondente al massimo salto termico del geofluido ($T_{in}-T_{min}$), è la fonte energetica di riferimento per la definizione del rendimento di primo principio del sistema, definito dalla seguente relazione:

$$\eta_I = \frac{W_{net}}{Q_{th,max}} \quad (3.4)$$

Altrimenti descrivibile con la (3.5) in cui compare il rendimento di recupero termico:

$$\eta_I = \eta_{td} \cdot \eta_{th} \quad (3.5)$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_{in}}{Q_{th,max}} \quad (3.6)$$

che esplicita il rapporto fra la potenza termica a disposizione rispetto a quella massima ottenibile. La definizione del η_I evidenzia come l'output energetico del ciclo dipenda dall'effettivo recupero termico oltre che dalla qualità del ciclo termodinamico. Si può notare che nel caso di η_{td} elevati, corrispondenti a recuperi del calore a più alte temperature, η_{th} risulterà basso in quanto si preleverà solo una quota ridotta della potenza termica effettivamente recuperabile con rilevanti perdite energetiche alla reiniezione (T_{out} elevate). Viceversa, a basse T_{out} , η_{th} risulta elevato ma il recupero termico avviene a bassa temperatura e il sistema non presenta rendimenti di ciclo elevati. Esisterà pertanto una situazione di compromesso che ottimizzerà l'output del sistema.

L'obiettivo, per tutti i casi, è di massimizzare il rendimento di primo principio, e quindi la potenza prodotta. Questi sono funzione del fluido scelto e della pressione massima, lavorando ad un ΔT_{pp} fissato, cioè fissando il minimo salto termico tra la sorgente a temperatura variabile e il fluido organico in evaporazione. La scelta della pressione di evaporazione influenza in modo decisivo le prestazioni dell'impianto. A parità di sorgente termodinamica del ciclo, pressioni di evaporazione differenti comportano un diverso grado del recupero termico (η_{th}) e una diversa qualità termodinamica del ciclo a vapore sottoposto (η_{td}). Si mostrano ora i bilanci validi per tutti casi, per poi analizzarli nello specifico.

La massima potenza termica $Q_{th,max}$ è esprimibile mediante la portata in massa \dot{m}_{geo} e il calore specifico $c_{p,geo}$ del geofluido attraverso la relazione:

$$Q_{th,max} = \dot{m}_{geo} \cdot c_{p,geo} \cdot (T_{in} - T_{min}) \quad (3.7)$$

mentre la potenza termica prelevata dal fluido geotermico negli scambiatori di calore vale:

$$Q_{th,geo} = \dot{m}_{geo} \cdot c_{p,geo} \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad (3.8)$$

in cui T_{out} dipende dal processo di scambio termico fra circuito dell'acqua e circuito di lavoro. La potenza termica ceduta al condensatore nei casi senza rigeneratore vale:

$$Q_{cond} = \dot{m}_{orc} \cdot (h_{out,turbina} - h_{in,pompa}) \quad (3.9)$$

Le potenze meccaniche ed elettriche in gioco sono quelle dei seguenti componenti del ciclo di potenza:

- pompa di estrazione condensato
- ventilatori degli air coolers
- turbina ORC

esprimibili tramite le seguente espressioni:

$$W_{pompa} = \frac{\dot{m}_{orc} \cdot \Delta h_{pompa}}{\eta_{o\&e,pompa}} \quad (3.10)$$

La potenza elettrica richiesta per la movimentazione dei ventilatori degli air coolers è così indicata:

$$W_{elt, fan} = \frac{\dot{m}_{refrigerante} \cdot \Delta p_{refrigerante}}{\rho_{aria} \cdot \eta_{fan}} \quad (3.11)$$

Per quanto riguarda la turbina si ha:

$$W_{turbina} = \dot{m}_{orc} \cdot \Delta h_{turbina} \cdot \eta_{o\&e,turbina} \quad (3.12)$$

La potenza netta è esprimibile sottraendo alla potenza della turbina i valori per degli ausiliari.

Per l'ottimizzazione dei cicli si procede modificando le variabili progettuali relative alla pressione massima del ciclo (p_{max}) e alla differenza di temperatura fra l'ingresso in turbina e la massima della sorgente geotermica (ΔT_{app}) oltre al tipo di fluido. La routine consiste nel far variare la pressione per un certo ΔT_{app} . Si definiscono le altre condizioni costanti: temperatura del fluido geotermico, temperatura di condensazione, ΔT di pinch-point sia nel condensatore che lungo lo scambio con la sorgente geotermica, per la temperatura di reintroduzione in falda si ha un valore minimo da rispettare, ma si può scaricare ad un livello termico superiore. Nei casi con rigeneratore si definisce un valore costante per l'efficienza pari a 0,9. La pressione verrà fatta variare in un range differente caso per caso così anche il ΔT_{app} partendo da un minimo di 5°C. Per i cicli saturi questo termine sarà ininfluente perché la temperatura in ingresso in turbina verrà definita dalla pressione di evaporazione rispettando il $\Delta T_{pp}=3^\circ\text{C}$.

3.5 Cicli subcritici

In Figura 3.3 è mostrato lo schema di impianto con i rispettivi punti; i fluidi utilizzati sono riportati in Tabella 3.2.

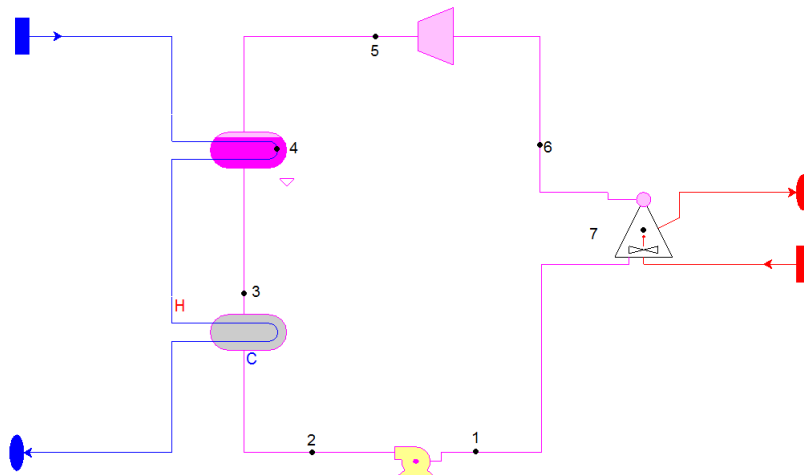


Figura 3.3 Schema di impianto ciclo subcritico

Fluido di lavoro	Formula	$T_{cr}[^{\circ}C]$	$P_{cr}[bar]$
Isobutano	i-C ₄ H ₁₀	134,6	36,3
Isopentano	i-C ₅ H ₁₂	187,2	33,78
R236ea	C ₃ H ₂ F ₆	124,9	32
R245fa	C ₃ H ₃ F ₅	154	36,51

Tabella 3.2 Fluidi utilizzati nel caso subcritico

Per trovare il punto di massimo per la potenza netta W_{netta} sono state fatte variare le pressioni in un range fissato di valori a seconda del fluido in esame. Si è imposto al programma di rispettare il vincolo sul ΔT_{pp} , in particolare, mantenendolo a 3°C. Data una certa pressione si deve garantire che $T_x - T_B$ sia pari al ΔT_{pp} (Figura 3.4).

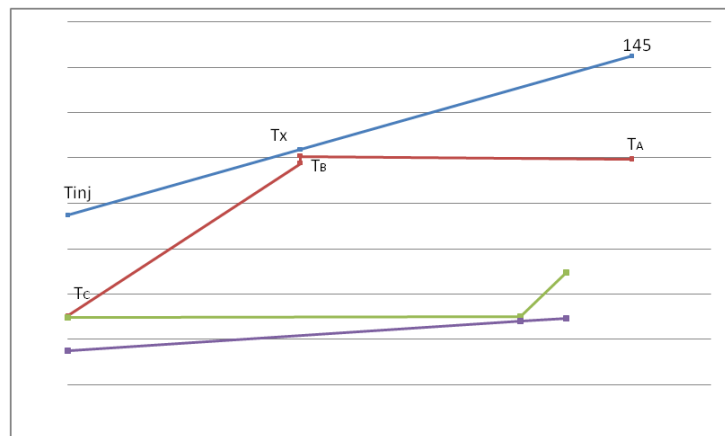


Figura 3.4 Esempio di diagramma T-Q per ciclo subcritico

Qualora non venisse rispettata questa condizione si deve modificare la temperatura di reiniezione T_{inj} , facendola aumentare. Quando si lavora a pressioni di evaporazione basse si nota che verrà mantenuta la condizione di $\Delta T_{pp} > 3^{\circ}C$, perché, con l'obiettivo di riportarsi nella condizione desiderata si andrebbe a valori di T_{inj} inferiori al limite consentito. Il bilancio agli scambiatori di calore permette di determinare la portata di vapore prodotta, la temperatura di uscita T_{inj} del fluido geotermico e la T_x noti i salti termici ΔT_{pp} e ΔT_{sc} e le pressioni di evaporazione e condensazione. ΔT_{sc} misura l'entità del sottoraffreddamento del fluido in uscita dai banchi dell'economizzatore per evitarne l'incipiente vaporizzazione all'interno del preheater.

Per trovare i vari punti di funzionamento del ciclo si è iniziato dal valore della temperatura e pressione di condensazione. Una volta noti questi due parametri sono state calcolate l'entalpia e l'entropia (punto 1); successivamente si è supposto un valore della pressione di evaporazione per trovare gli altri punti. In

particolare per il punto 2, che identifica l'uscita dalla pompa di circolazione del fluido di lavoro è necessario ipotizzare un rendimento isoentropico:

$$\eta_{is,pompa} = \frac{h_{2,iso} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.13)$$

Così da calcolare h_2 ; stesso ragionamento è fatto per il calcolo di h_5 relativo alla turbina, avendo definito un rendimento isoentropico di espansione:

$$\eta_{is,turbina} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6,iso}} \quad (3.14)$$

Per i punti 4 e 5 oltre alla pressione è noto il titolo di vapore q del fluido e quindi si possono trovare gli altri parametri (T, h, s) in funzione di p e q . Infine il valore della potenza elettrica netta è data dalla seguente espressione:

$$W_{netta} = W_{turbina} - W_{pompa} - W_{elt, fan} \quad (3.15)$$

La Figura 3.5 mostra gli andamenti delle potenze nette al variare delle pressioni di evaporazione per diversi fluidi, inizialmente mantenendo un salto di temperatura fra la sorgente e la temperatura massima raggiunta dal fluido, chiamato ΔT approach point, e poi mostrando l'andamento per il ciclo saturo. Si nota che l'adozione di un surriscaldatore, oltre a comportare un aggravio in termini di costi, rende il ciclo meno performante.

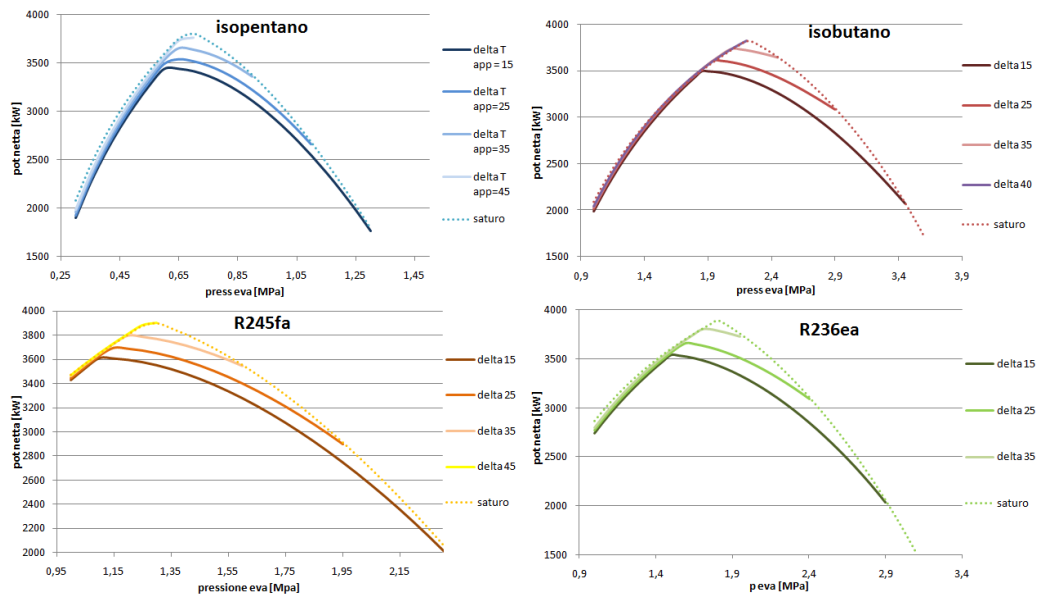


Figura 3.5 Andamenti potenze nette-pressione di evaporazione per i fluidi considerati

Si può affermare che il metodo seguito preveda una valutazione iniziale dei cicli surriscaldati per poi confrontarli con il caso saturo. Nella configurazione in cui

si adotta un surriscaldamento SH le variabili su cui agire sono due: la pressione di evaporazione e la temperatura di fine surriscaldamento. Per caratterizzare lo scambiatore SH vengono definite delle perdite di carico $\Delta p/p$ pari al 4% e delle perdite termiche dell'1%. Il procedimento seguito è il medesimo del caso saturo con l'aggiunta della parte relativa allo scambio termico nel surriscaldatore SH. Come si può vedere in Figura 3.6 il fluido di lavoro segue meglio il profilo di temperatura, tuttavia a pari pressione d'evaporazione incrementando il valore di ΔT_{app} fino alla condizione di ciclo saturo si ha un maggiore calore entrante (perché la T_{inj} diminuisce, rispettando il ΔT_{pp}) e anche minori irreversibilità per scambio termico nel condensatore scambiando con il pozzo freddo. Favorendo il caso saturo a quello surriscaldato come mostrato in Figura 3.5.

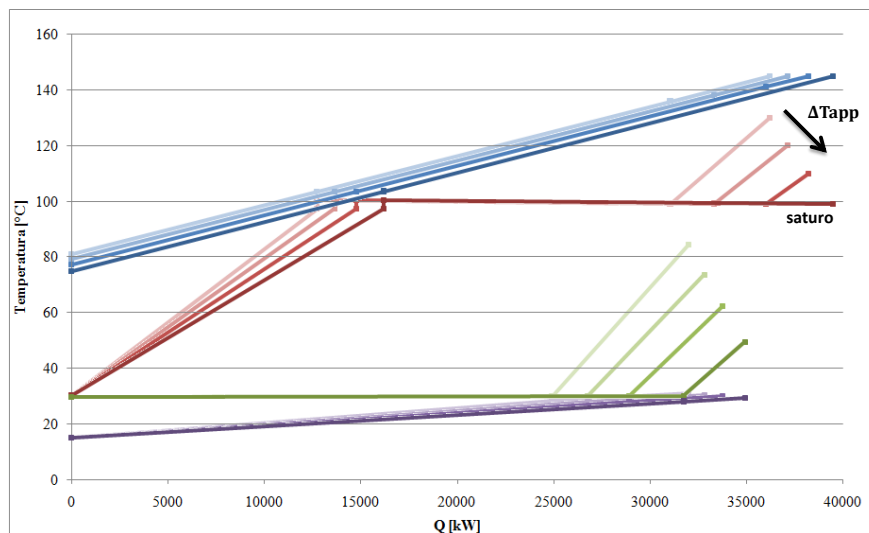


Figura 3.6 Confronto in piano T-Q di cicli surriscaldati e ciclo saturo

Il fluido migliore per questo ciclo risulta essere l' R245fa. Si riportano alcuni valori ottenuti per questo ciclo in Tabella 3.3.

P_{eva} [MPa]	W_{netta} [kW]	T_{inj}	η_I [%]	η_{th} [%]	η_{td} [%]
1,278	3917,45	75	9,82	99,01	9,92

Tabella 3.3 Risultati ciclo subcritico per l' R245fa

Si può spiegare la presenza di un massimo nel range di pressioni considerate analizzando gli andamenti dei rendimenti, riferendosi alla (3.5). Il rendimento termodinamico aumenta sempre; a basse pressioni di evaporazione il lavoro in turbina è limitato visto l'elevato salto termico fra la sorgente e il ciclo; spostandosi a pressioni più elevate il calore entrante nel ciclo diminuisce, perché si scarica a temperature più elevate (per rispettare il ΔT_{pp}) avvantaggiando il rendimento termodinamico. Viceversa il rendimento di recupero termico inizia a

decrescere per lo stesso motivo; componendo i due rendimenti si ottiene quello elettrico che presenta un massimo (Figura 3.7).

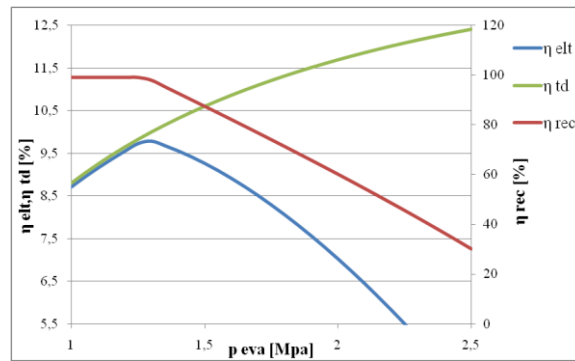


Figura 3.7 Variazione dei rendimenti in funzione della pressione di evaporazione

3.6 Cicli subcritici rigenerativi

In Figura 3.8 è mostrato lo schema di impianto semplificato con rigeneratore.

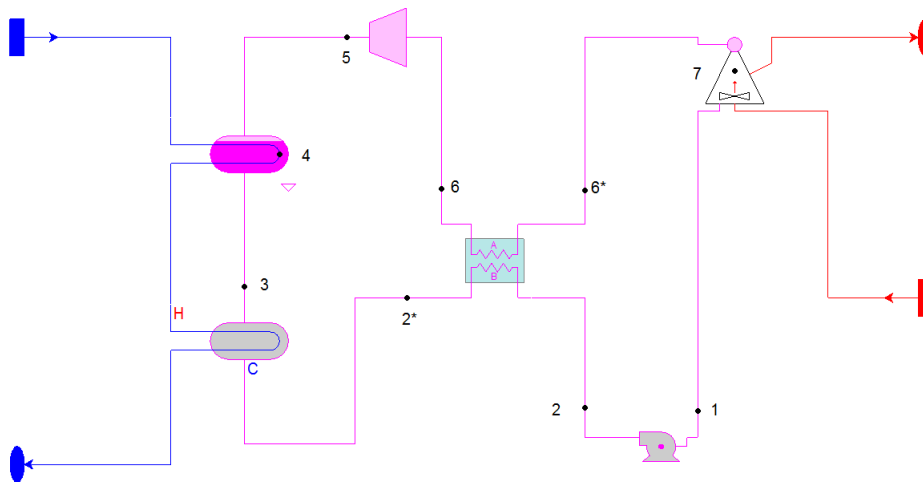


Figura 3.8 Schema d'impianto subcritico rigenerativo

Come precedentemente affermato il motivo per cui viene introdotto questo componente è quello di diminuire la potenza termica nella fase di condensazione. Come effetto principale si ha l'aumento di rendimento visto che i ΔT medi logaritmici diminuiscono e di conseguenza le irreversibilità dovuti a salti termici calano. Nella Figura 3.9 si può vedere come si presenta il diagramma T-Q, in particolare si notano i tratti relativi al rigeneratore che riducono il tratto nel desurriscaldatore e portano il liquido uscente dalla pompa ad una temperatura più alta.

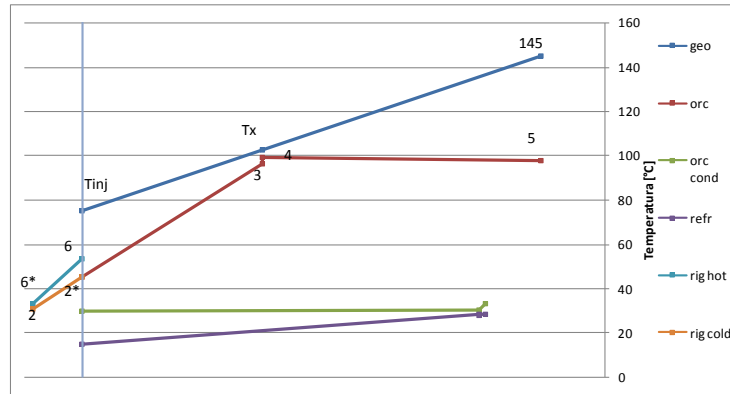


Figura 3.9 Schematizzazione scambio termico ciclo subcritico rigenerativo

L'analisi di questi cicli è simile a quella fatta precedentemente, con l'aggiunta dello scambiatore rigenerativo con un'efficienza ϵ stabilita ad un valore di 0,9.

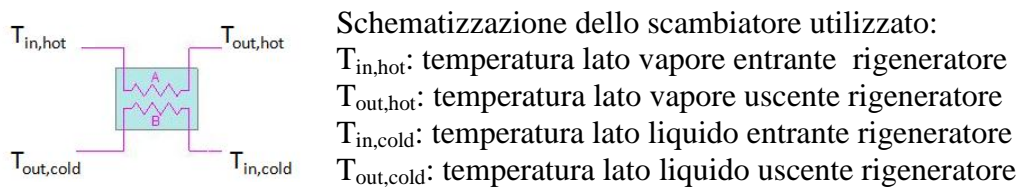


Figura 3.10 Schema di uno scambiatore controcorrente

Nel caso specifico, in accordo alla Figura 3.10, queste temperature possono essere scritte così: $T_{in,hot} = T_6$, $T_{out,hot} = T_{6^*}$, $T_{in,cold} = T_2$, $T_{out,cold} = T_{2^*}$.

Per trovare i punti del ciclo è necessario ipotizzare l'efficienza dello scambiatore, ϵ , definita come il rapporto tra la potenza termica effettivamente scambiata nel rigeneratore e la massima potenza termica scambiabile:

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (3.16)$$

L'efficienza può essere riscritta introducendo le capacità termiche C date dal prodotto portata \dot{m} per il calore specifico c_p definite per la corrente calda (C_{hot}) e quella fredda (C_{cold}). La (3.16) diventa:

$$\epsilon = \frac{C_{min} \cdot (T_{in,hot} - T_{out,hot})}{C_{min} \cdot (T_{in,hot} - T_{in,cold})} \quad (3.17)$$

Dove C_{min} rappresenta la capacità minima fra le due correnti considerate. Nel caso considerato si può fare una semplificazione affermando che le capacità termiche sono uguali, ottenendo, per il caso studiato:

$$\epsilon = \frac{(T_6 - T_{6^*})}{(T_6 - T_2)} \quad (3.18)$$

Per caratterizzare lo scambiatore si suppone che le due correnti subiscano delle perdite di pressione nell'attraversamento dello scambiatore. In particolare dal lato vapore si ha una perdita di carico ($\Delta p/p$) del 2%, dal lato liquido dell'1%. Si è ipotizzato che le perdite termiche siano trascurabili per questo componente contrariamente agli altri scambiatori.

L'analisi del ciclo, rispetto al caso precedente presenta i punti 2* e 6*. Dalla (3.18) si ricava la temperatura T_{6^*} e quindi l'entalpia in funzione di pressione e temperatura. Per le condizioni in 2* si fa riferimento al bilancio termico del recuperatore lato liquido e vapore:

$$Q_{RIG} = \dot{m}_{orc} \cdot (h_2 - h_{2^*}) = \dot{m}_{orc} \cdot (h_6 - h_{6^*}) \quad (3.19)$$

Si trova l'entalpia in 2* e successivamente la temperatura ($T_{2^*}=f(h,p)$) così da completare i punti richiesti del ciclo. La logica di funzionamento prevede di trovare il valore ottimo di W_{netta} al variare della p_{eva} , mantenendo un $\Delta T_{pp}=3^\circ\text{C}$ e un valore di $\varepsilon=0,9$. Analizzando gli output per i vari fluidi si trova una situazione analoga a quella vista nel precedente caso per le basse pressioni, in cui i ΔT_{pp} saranno maggiori di 3°C per poter scaricare a $T_{inj}=75^\circ\text{C}$ contrariamente a quando è possibile agire sulla temperatura di reiniezione, alzandola. Anche in questo caso il ciclo saturo è preferito al surriscaldato, tuttavia dai grafici $W_{netta}-p_{eva}$ riportati in Figura 3.11 si nota che a basse pressioni i casi surriscaldati son favoriti. Questo è spiegabile studiando gli output, in particolare il valore del ΔT_{pp} , che essendo maggiore del valore di progetto per il caso saturo, non rende lo scambio termico efficace; mentre la curva sottoposta composta dagli scambi nell'economizzatore, evaporatore e surriscaldatore segue meglio il fluido geotermico che si raffredda.

Dall'analisi risulta che il fluido migliore per questo ciclo è l' R236ea e si riportano alcuni valori ottenuti per questa configurazione in Tabella 3.4. Si nota come l'adozione di un componente in più, come il rigeneratore, non incide in maniera significativa per il miglioramento di questo ciclo, in quanto si ha un aumento della potenza di 100-200 kW, contrariamente a quanto avverrà per i cicli supercritici.

P_{eva} [MPa]	W_{netta} [kW]	T_{inj}	η_I [%]	η_{th} [%]	η_{td} [%]
1,54	4098,2	75,2	10,27	98,67	10,41

Tabella 3.4 Risultati ciclo subcritico rigenerativo per l' R236ea

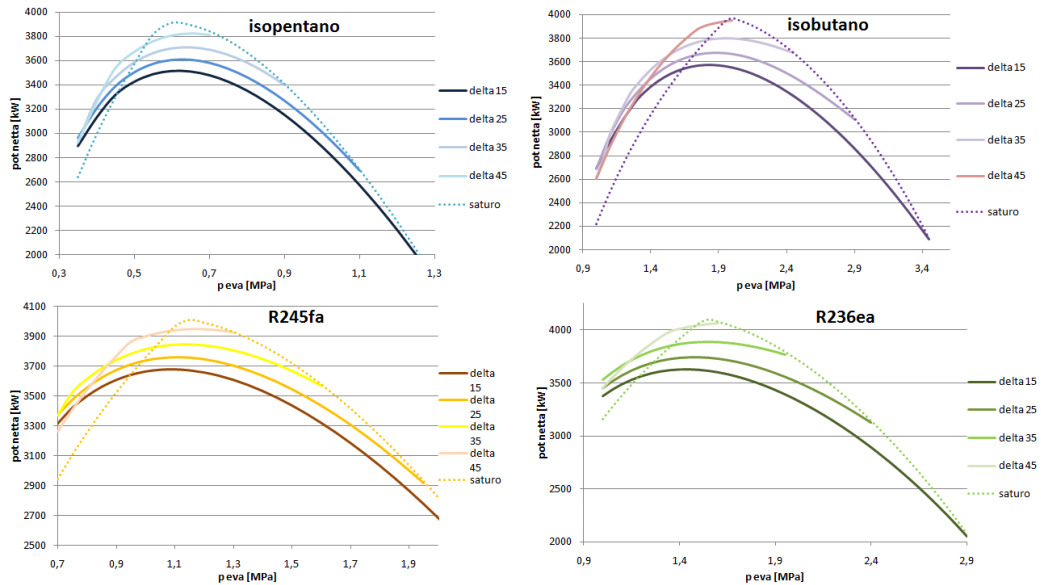


Figura 3.11 Andamenti potenze nette-pressione di evaporazione caso rigenerativo

3.7 Cicli supercritici

Lo schema d'impianto semplificato in figura 3.12 mostra i componenti principali del ciclo e i suoi punti di funzionamento. In Tabella 3.5 sono riportati i fluidi di lavoro utilizzati per questo caso.

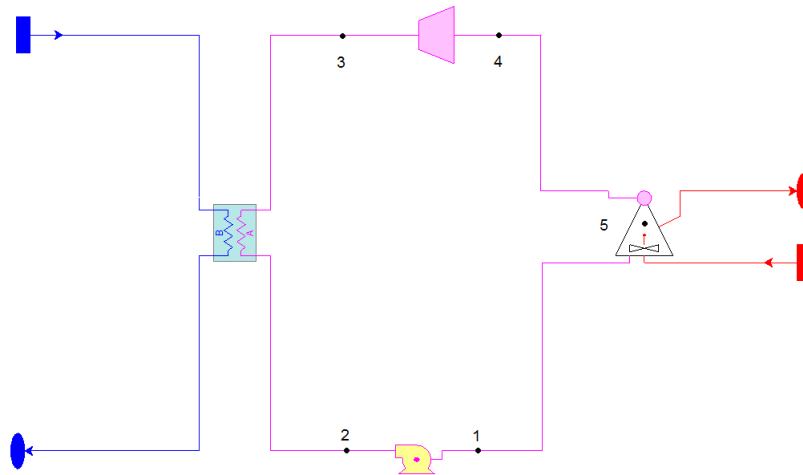


Figura 3.12 Schema d'impianto supercritico semplificato

Fluido di lavoro	Formula	$T_{cr} [^{\circ}C]$	$P_{cr} [bar]$
Propano	C_3H_8	96,74	42,51
R134a	$C_2H_2F_4$	101,1	40,59
R143a	$C_2H_3F_3$	72,7	37,61
R227ea	C_3HF_7	101,7	29,25

Tabella 3.5 Fluidi utilizzati nel caso supercritico

Da ricerche bibliografiche è stato trovato che questi fluidi possono massimizzare l'efficienza del sistema [30]. Anche per questi fluidi valgono le considerazioni ambientali, di sicurezza e la maggior parte delle valutazioni termodinamiche fatte precedentemente (2.7). Sono stati scelti dei fluidi di lavoro con pressioni e temperature critiche relativamente basse in modo tale che possano essere facilmente compressi e ricevere calore in condizioni supercritiche prima di entrare in turbina così da ottenere un miglior accoppiamento fra la curva della sorgente che si raffredda e quella del fluido di lavoro che si riscalda [20]. Sono stati adottati dei fluidi "isoentropici" (ad eccezione dell' R143a) così che non ci siano problemi relativi alla presenza di liquido all'uscita dall'espansore. Come si può vedere (Figura 3.13) dal confronto dei due diagrammi di scambio termico nel piano T- ΔH fra il caso subcritico saturo e supercritico, che operano con il medesimo ΔT pinch point e la stessa temperatura di introduzione in turbina, il processo di riscaldamento di un ciclo supercritico non passa attraverso una regione bifase, come, invece, avviene nel ciclo saturo, risultando così migliore lo scambio termico (con minor irreversibilità) nell'unico scambiatore principale (PHE) presente nel ciclo. Tuttavia è richiesta un'alta pressione per il ciclo sottoposto che può portare a difficoltà operative e di sicurezza e maggiori consumi della pompa.

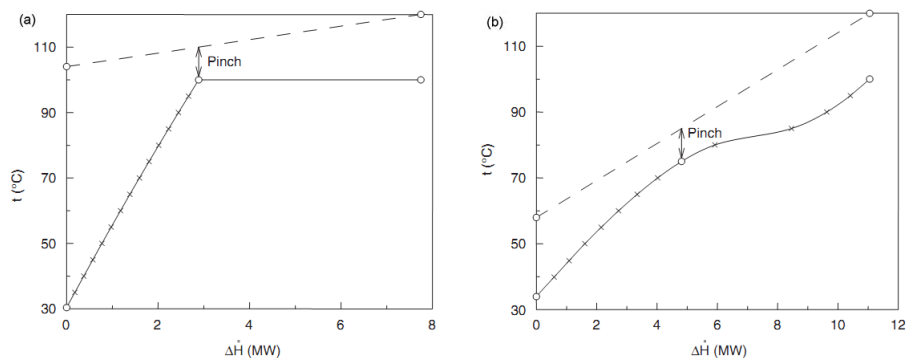


Figura 3.13 Confronto diagrammi scambio termico per un ciclo saturo (a) ed uno supercritico (b)

Come fatto per i casi precedenti si ricerca il punto di ottimo termodinamico per i singoli fluidi, per poi valutarne il migliore. La logica di funzionamento varia rispetto al subcritico poiché non si lavora nella regione bifasica ma si sta a

pressioni supercritiche. Dal momento che i fluidi hanno condizioni critiche differenti, la pressione massima del ciclo (p_{max}) è stata fatta variare in maniera diversa per i vari casi partendo da una p_{max} appena superiore a quella critica e fermandosi ad una pressione tale da avere all'uscita della turbina vapore saturo. Inoltre vengono fissati dei salti di temperatura (ΔT_{app}) fra la sorgente a T_{max} e la temperatura in ingresso turbina. Per studiare l'andamento del fluido di lavoro nello scambiatore principale (PHE) è stata fatta una suddivisione in più intervalli della curva (25 suddivisioni), conoscendo l'entalpia in uscita dal PHE (h_3) e quella in ingresso (h_2). Questa suddivisione è richiesta perché si passa da liquido a vapore in una regione prossima al punto critico in cui le proprietà termiche del fluido sono fortemente dipendenti dalla temperatura e in particolare il calore specifico, quindi per si introducono intervalli in cui si possano ipotizzare delle proprietà termo fisiche costanti. Si sono supposte delle perdite di pressione e termiche e per il singolo intervallo è stata calcolata la differenza di temperatura fra la sorgente e il fluido di lavoro, così da valutarne il ΔT_{pp} . Anche in questo caso si lavora a ΔT_{pp} fissato, quindi, qualora si avesse un valore inferiore al valore di progetto (3°C) si modifica la T_{inj} alzandola. Se invece il ΔT_{pp} fosse maggiore si potrebbe abbassare la temperatura di reinizione fino ad arrivare alla condizione limite.

In Figura 3.14 vengono riportati gli output delle analisi fatte per i vari fluidi; si nota che son sempre favoriti i cicli con ΔT_{app} piccolo (5°C) rispetto a quelli maggiore. Il motivo è da ricercare nel η_{td} (e quindi nella W_{netta}) che è più basso a pari p_{max} con ΔT_{app} alti perché aumenta il salto termico fra la curva del fluido di lavoro e quella del liquido geotermico, che non può essere modificata visto che si scarica sempre a temperatura limite.

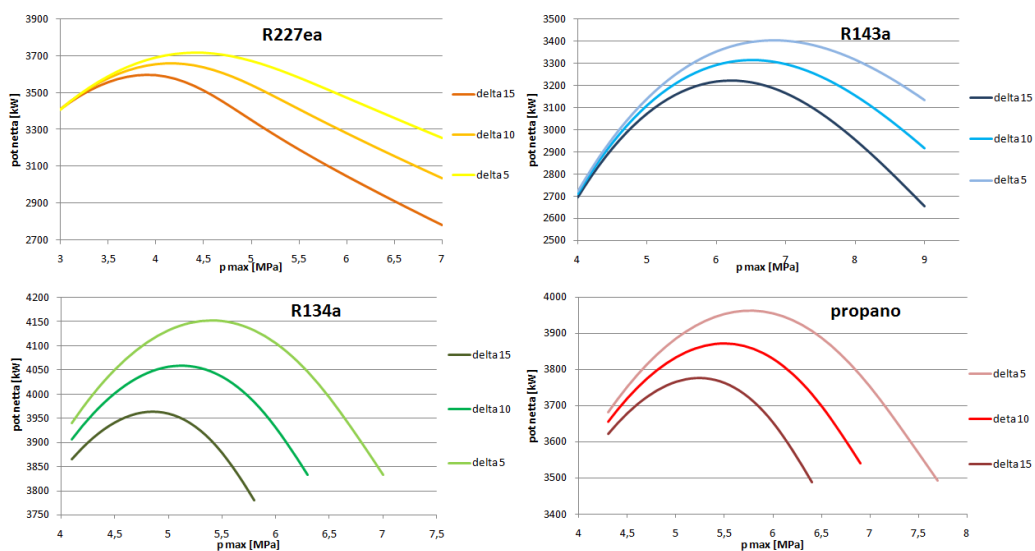


Figura 3.14 Andamenti potenze nette-pressione massima per il caso supercritico

Il fluido migliore per questo ciclo risulta essere l' R134a. Si riportano alcuni valori ottenuti per questo ciclo in Tabella 3.6.

P_{max} [MPa]	W_{netta} [kW]	T_{inj}	η_I [%]	η_{th} [%]	η_{td} [%]
5,4	4152,57	75	10,41	99,01	10,52

Tabella 3.6 Risultati ciclo supercritico per l' R134a

Si può spiegare la presenza di un massimo nel range di pressioni considerate analizzando gli andamenti delle potenze di turbina, pompa e quella netta riportati in Figura 3.15. A basse pressioni di lavoro la curva sottoposta non segue bene quella del geofluido e ne verranno penalizzate le prestazioni, tuttavia andando a pressioni più elevate la potenza assorbita dalla pompa aumenterà per poter garantire il salto di pressione richiesto. Quindi ci sarà un punto in cui l'effetto dell'aumento della potenza in turbina è annullato dall'aumento della potenza della pompa.

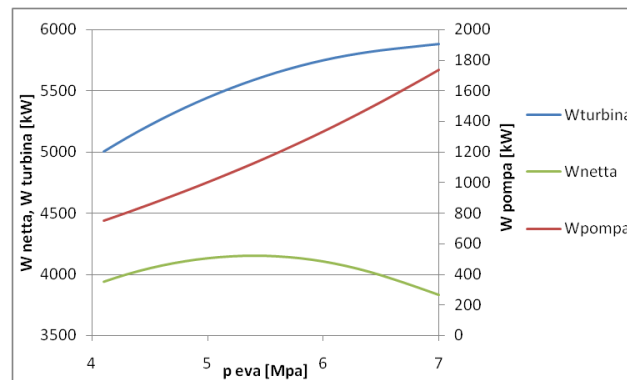


Figura 3.15 Variazione delle potenze in funzione della pressione massima di lavoro

3.8 Cicli supercritici rigenerativi

In Figura 3.16 è mostrato lo schema di impianto semplificato con rigeneratore.

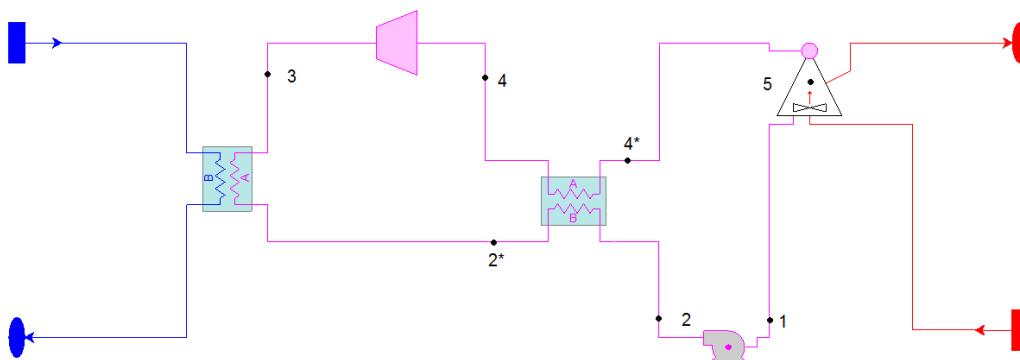


Figura 3.16 Schema d'impianto supercritico rigenerativo semplificato

Per i cicli supercritici l'adozione di un rigeneratore porta un beneficio maggiore rispetto al vantaggio che si trae nell'utilizzarlo in un ciclo subcritico. Infatti la parte relativa al desurriscaldamento del fluido (dall'uscita della turbina fino al raggiungimento della condizione di vapore saturo) è rilevante e sede di elevate irreversibilità dovute allo scambio termico con l'ambiente. In Figura 3.17 si confrontano per lo stesso fluido e la stessa pressione il caso semplice con quello adottando un rigeneratore, notando che con quest'ultimo si riduce il calore sensibile mettendo a disposizione calore che riscalda il liquido uscente dalla pompa e diretto nello scambiatore principale (PHE) e abbassando così le irreversibilità e ottenendo un miglioramento importante rispetto al caso semplice.

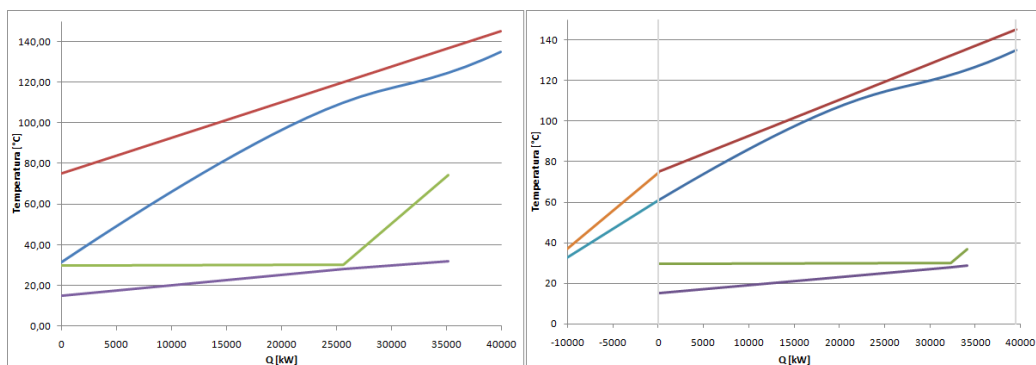


Figura 3.17 Confronto diagrammi di scambio termico per cicli supercritici con e senza rigeneratore

L'analisi di questo ciclo prevede di far variare per i diversi fluidi la pressione massima di esercizio in un determinato range, come è stato fatto per il caso precedente. La presenza del rigeneratore modifica lo schema di impianto introducendo il tratto 2-2* che identifica il fluido di lavoro lato liquido e il tratto 4-4* che è relativo al lato vapore. Il procedimento per l'ottimizzazione prevede la medesima logica usata finora, per cui se il programma rileva un ΔT_{pp} minore di 3°C si incrementa la temperatura di reiniezione senza modificare l'efficienza dello scambiatore rigenerativo. Riportando in Figura 3.18 l'andamento delle potenze nette al variare della p_{max} si nota che conviene lavorare con il fluido R227ea per ottenere la massima potenza netta adottando, contrariamente agli altri fluidi esaminati, un ΔT_{app} di 10°C .

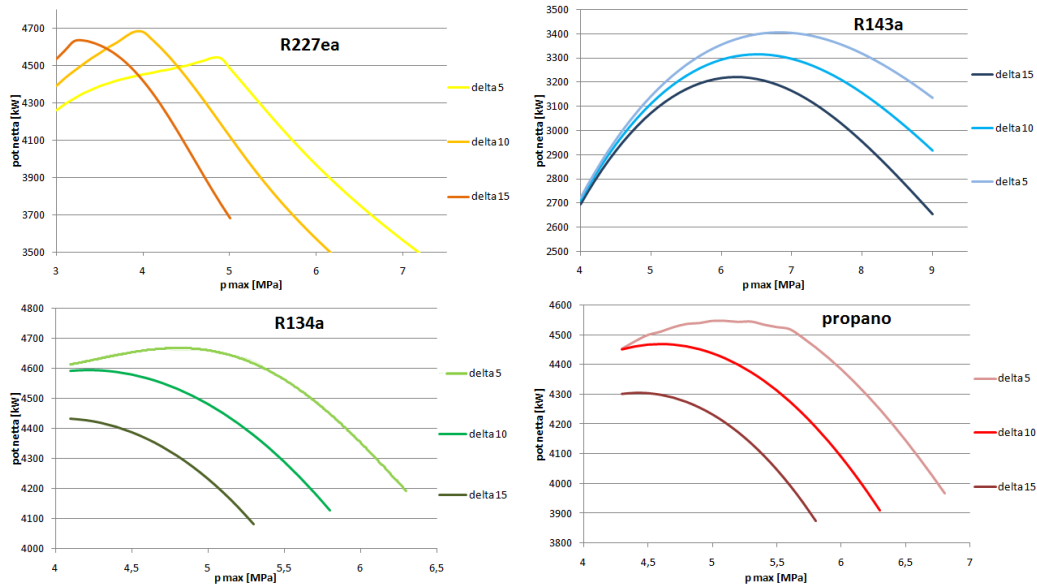


Figura 3.18 Potenze nette-pressione massime del ciclo per il caso supercritico rigenerativo

Si riportano alcuni valori ottenuti per il fluido migliore (l' R227ea) e questa configurazione in Tabella 3.7.

P_{max} [MPa]	W_{netta} [kW]	T_{inj}	η_I [%]	η_{th} [%]	η_{td} [%]
3,95	4756,2	75,02	11,78	98,99	11,90

Tabella 3.7 Risultati ciclo supercritico rigenerativo per l' R227ea

Dal confronto con il caso precedente si nota che la potenza netta ottima è aumentata molto (del 20,8%) a pari fluido rispetto al caso senza recuperatore, mentre la pressione massima di lavoro ottima si è ridotta (Figura 3.19).

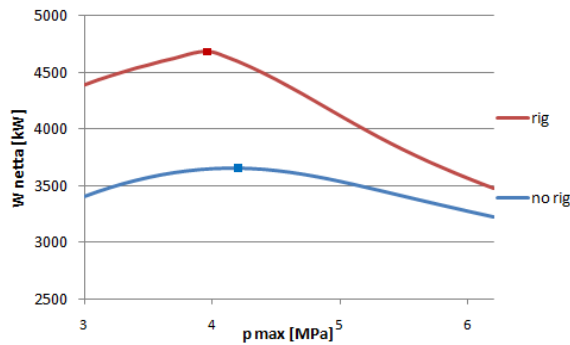


Figura 3.19 Confronto p_{max} ottime per il caso rigenerativo e semplice

Il vantaggio di recuperare a pressioni più basse può essere spiegato considerando il calore di desurriscaldamento, dal momento che risulta essere maggiore alle pressioni più basse per poi diminuire con l'aumentare della p_{max} .

Da [30] si spiega la presenza di un massimo studiando l'andamento delle curve ipercritiche isobare, in particolare a pressioni appena sopra il valore critico la curva del fluido di lavoro non segue al meglio l'andamento del raffreddamento del fluido geotermico. Spostandosi a pressioni più elevate si ha un miglior matching fino al raggiungimento di un massimo oltre il quale l'aumento di pressione non comporta un miglioramento delle prestazioni. Questo effetto è sempre spiegabile confrontando gli andamenti delle isobare ipercritiche; infatti ad una fissata temperatura di ingresso in turbina, l'innalzamento della p_{\max} comporta lo spostamento del punto di espansione verso sinistra nel piano T-s (Figura 3.20) riducendo così il salto entalpico in turbina e quindi la potenza della turbina, perché anche se la portata del fluido di lavoro aumenta sempre, la diminuzione del Δh_t è più penalizzante.

Analizzando più attentamente il fluido migliore si notano andamenti differenti rispetto a quanto ci si aspettasse guardando gli altri fluidi. Questa anomalia è spiegabile, prima di tutto, considerando gli andamenti di potenza netta, di turbina e della pompa (Figura 3.21) e poi studiando la portata \dot{m}_{orc} e il salto entalpico in turbina Δh_t che con il loro prodotto definiscono la potenza in turbina (Figura 3.22).

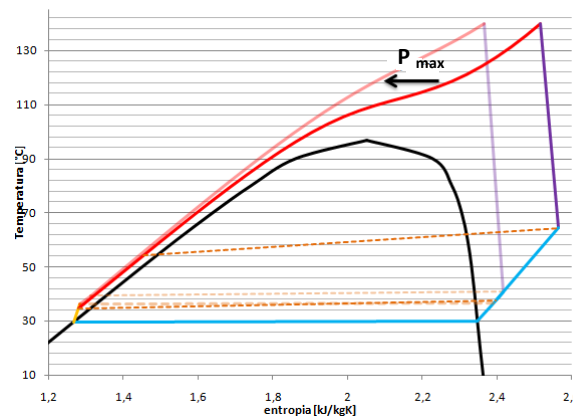


Figura 3.20 Effetti sul ciclo per la variazione della p_{\max}

Al crescere della pressione di lavoro si ha un aumento sia della potenza in turbina sia di quella richiesta dalla pompa, fino al raggiungimento di una pressione ottima, oltre la quale la pompa richiede ulteriore potenza e la turbina produce meno. Quindi come risultato di questi due effetti combinati si ottiene una potenza netta che decresce.

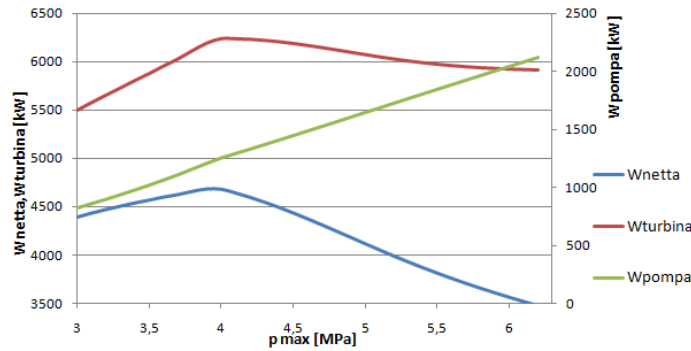


Figura 3.21 Andamenti delle potenze per R227ea al variare della p_{max}

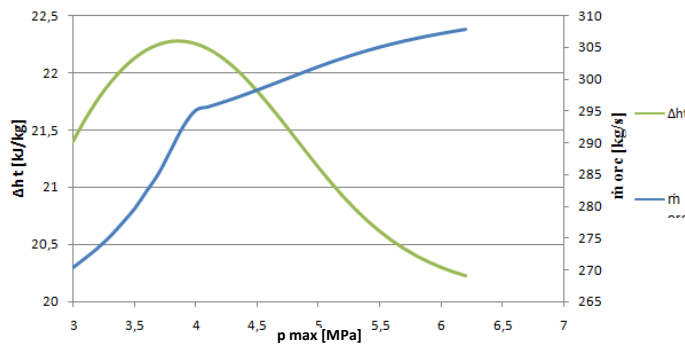


Figura 3.22 Andamenti della portata e salto entalpico in turbina per l'R227ea

La portata di fluido secondario è descritta da una curva che ha un andamento sempre crescente, tuttavia oltre il punto di ottimo cambia la pendenza subendo un incremento meno marcato. Questo effetto unito ad una diminuzione del salto entalpico comporta una decrescita della potenza in turbina a pressioni elevate poco marcata. I rendimenti mostrati in Figura 3.23 mostrano che per questa configurazione la temperatura di ritorno in falda alle basse pressioni è superiore a quella limite per poter rispettare il vincolo di $\Delta T_{pp}=3^{\circ}\text{C}$, per poi attestarsi a 75°C ; quindi il rendimento di recupero η_{th} che ne è influenzato segue questo andamento e aumenterà fino al raggiungimento del valore massimo costante. Il rendimento termodinamico η_{td} (W_{netta}/Q_{in}) invece decresce perché al salire della p_{max} il calore entrante sale e quando raggiunge il massimo valore, la potenza netta decresce. Si ricorda che η_{th} è riferito al calore disponibile al PHE, quindi a causa delle perdite termiche non si potrà raggiungere l'unità.

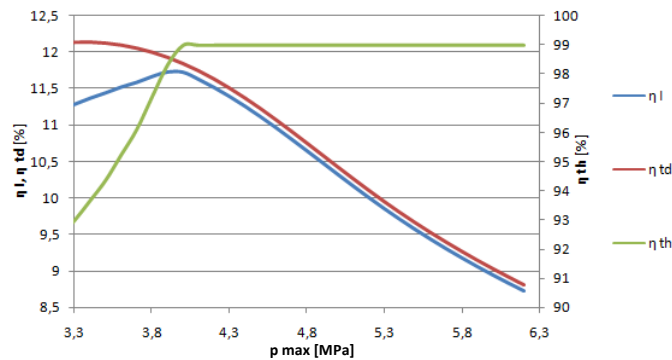


Figura 3.23 Andamenti dei rendimenti per l’R227ea

In questo ciclo è conveniente lavorare con un ΔT_{app} maggiore di 5°C , infatti con il diminuire di questo salto di temperatura a pari pressione massima la curva supercritica si alza e perché non vi sia sovrapposizione con la curva del geofluido o comunque sia rispettato il ΔT_{pp} è necessario scaricare a T_{inj} più alta che comporta la diminuzione del calore entrante Q_{in} . Se si lavora invece a ΔT_{app} maggiore, a pari pressione la curva di lavoro sarà sufficientemente distante da quella geotermica e quindi non vi è la necessità di scaricare a temperatura maggiore di quella limite avendo un buon livello per il calore entrante. A seguito di questi effetti per bassi ΔT_{app} si hanno bassi valori di Q_{in} e quindi bassi η_{th} che penalizza il rendimento elettrico. In Figura 3.24 è mostrato come viene modificata la curva del fluido geotermico per poter rispettare lo scambio termico con il ciclo sottoposto.

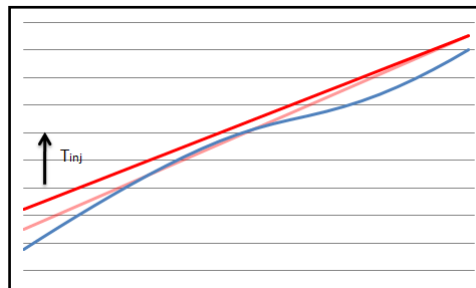


Figura 3.24 Modifica della curva geotermica per rispettare $\Delta T_{pp}=3^{\circ}\text{C}$

3.9 Risultati

Avendo valutato i vari casi, in Figura 3.25, vengono riportati tutti i punti di ottimo per i diversi fluidi e configurazioni nel piano $W_{netta}-p_{max}$ raggruppati a seconda della tipologia, si può vedere come i fluidi utilizzati in cicli Rankine saturi abbiano pressioni di lavoro più basse rispetto ai cicli supercritici, e i casi che utilizzano il rigeneratore presentano potenze più elevate spostandosi a pressioni più basse per i relativi fluidi.

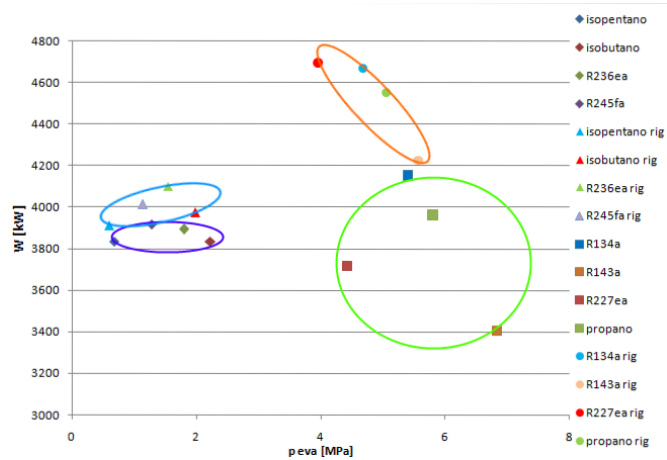


Figura 3.25 Confronto dei punti di ottimo per i vari fluidi e configurazioni

Questo confronto mostra che energeticamente i cicli supercritici sono i migliori, tuttavia la pressione più elevata e gli scambiatori potrebbero incidere economicamente, svantaggiandoli. In Figura 3.26 confrontando i cicli subcritici e supercritici ottimi, entrambi rigenerativi, si nota che gli UA (prodotto del coefficiente globale di scambio termico per la superficie dello scambiatore di calore) sono più elevati per i cicli supercritici rendendoli più costosi. In Figura 3.27 si analizzano le ripartizioni degli UA rapportate alle potenze nette (kW_{el}) per gli scambiatori principali, condensatori e rigeneratori.

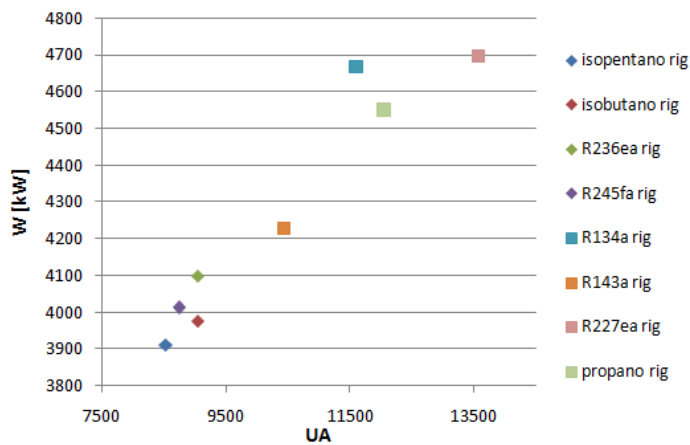


Figura 3.26 Confronto W-UA dei fluidi ottimi

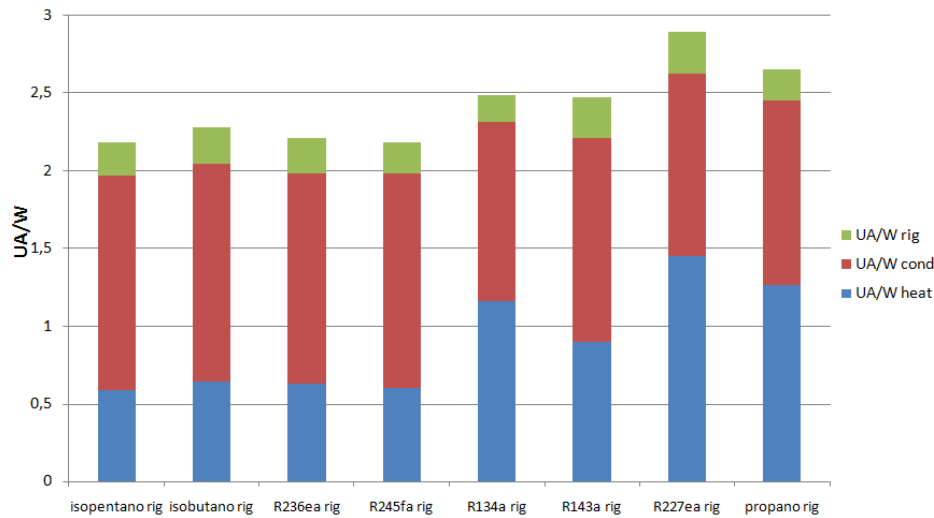


Figura 3.27 Confronto di UA/W per i casi rigenerativi

Per il calcolo degli UA del caso subcritico si fa riferimento alla relazione $Q = UA \cdot \Delta T_{ml}$ negli evaporatori e negli economizzatori, noti i calori scambiati e i ΔT_{ml} . Per i cicli supercritici a causa della grande variazione di calore specifico nello scambiatore principale l'UA complessivo è stato calcolato sommando le 25 piccole discretizzazioni, poiché il valore di U lungo lo scambiatore varia e supponendo che in queste il c_p rimanga costante e vi sia un salto d'entalpia costante per le sezioni. Sempre da Figura 3.27 si deduce che il termine di UA preponderante e quindi il relativo costo economico è legato allo scambiatore principale.

3.10 Analisi exergetica

Per confrontare la qualità termodinamica dei cicli studiati si fa ora un'analisi exergetica semplificata per evidenziare le principali irreversibilità identificando quale siano le trasformazioni più critiche che causano una "distruzione" di capacità di svolgere lavoro utile. Si definisce un rendimento exergetico:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{exergia ottenuta}}{\text{exergia fornita}} \quad (3.20)$$

In cui compare il termine exergia ottenuta che è pari alla potenza netta (W_{netta}) e il termine exergia fornita che è relativo al calore entrante nel ciclo (Q_{in}). Si definiscono le temperature che caratterizzano il ciclo:

- $T_{in,geo}$ che identifica la temperatura massima dell'acqua geotermica;
- $T_{out,geo}$ relativa alla temperatura di ritorno in falda per il geofluido;
- T_0 che caratterizza lo stato morto del sistema quindi l'ambiente.

Si pensa il sistema come un ciclo di potenza con serbatoio a temperatura variabile:

$$T_{ml} = \frac{T_{in,geo} - T_{out,geo}}{\ln \frac{T_{in,geo}}{T_{out,geo}}} \quad (3.21)$$

Applicando la definizione di exergia:

$$Ex = \dot{m} \cdot (\Delta h - T_0 \Delta s) \quad (3.22)$$

In cui i salti di entalpia e entropia sono riferiti alle condizioni iniziali e finali del fluido geotermico; scomponendo questi termini relativamente ad un liquido si ottengono le seguenti espressioni:

$$\Delta h = c \Delta T + v \Delta p \quad (3.23)$$

$$\Delta s = c \ln \frac{T_{in,geo}}{T_{out,geo}} \quad (3.24)$$

Nell'espressione (3.23) si trascura il termine relativo alla variazione di pressione. La (3.5) diventa:

$$Ex = \dot{m} \cdot c \cdot (T_{in,geo} - T_{out,geo}) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{\frac{T_{in,geo} - T_{out,geo}}{\ln \frac{T_{in,geo}}{T_{out,geo}}}}\right) \quad (3.25)$$

Dove il primo termine è pari al Q_{in} . Dal bilancio exergetico espresso così:

$$W_{netta} = Ex - Ex_{dis} \quad (3.26)$$

si introduce il termine Ex_{dis} che corrisponde alla perdita di capacità di compiere lavoro utile (non semplicemente un lavoro perduto (Ex_{loss})) che quindi non può essere recuperata; si riscrive la (3.3) come:

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{Ex_{dis}}{Ex} = \frac{W_{netta}}{Ex} \quad (3.27)$$

Si riportando i valori ottenuti per i rendimenti dei vari cicli in Tabella 3.8.

Ciclo	Fluido	$\eta_{ex}[\%]$	$\eta_i[\%]$
Subcritico	R245fa	39,96	9,82
Subcritico rig.	R236ea	41,8	10,27
Supercritico	R134a	42,36	10,41
Supercritico rig.	R227ea	47,9	11,78

Tabella 3.8 Rendimenti dei cicli analizzati

Si nota come il rendimento di primo principio sia limitato rispetto ai valori tipici di un impianto termoelettrico, tuttavia da solo non è sufficiente per eseguire un confronto tra diverse tecnologie, mentre è ideale l'adozione del rendimento exergetico che presenta termini che sono omogenei non solo quantitativamente ma anche qualitativamente e rende questo valore confrontabile con quello presente nelle centrali termoelettriche [35].

Dalla Tabella 3.8 si nota anche che il η_{ex} per i cicli supercritici è maggiore rispetto a quelli subcritici. Può essere spiegato dalla presenza di perdite exergetiche dovute al trasferimento di calore e all'incompleto raffreddamento della sorgente di calore. Si nota inoltre che l'evaporazione isoterma (tipica dei cicli subcritici) causa una distruzione di exergia che può essere ridotta adottando una curva supercritica che si adatta meglio alla curva di raffreddamento del geofluido [26]. Le assunzioni che verranno fatte in seguito hanno validità generale sia per il caso subcritico che supercritico.

Si riscrive la (3.27) come:

$$\eta_{II} = 1 - \sum_i \Delta\eta_i \quad (3.28)$$

In cui l' η_{II} rappresenta il rendimento del sistema soggetto a trasformazioni tutte reversibili, mentre $\Delta\eta_i$ sono le perdite di rendimento associate alle irreversibilità di ciascuna trasformazione definite come:

$$\Delta\eta_i = \frac{\dot{E}x_{dis,i}}{\dot{E}x_{rif}} \quad (3.29)$$

Il termine $\dot{E}x_{dis}$ è stato introdotto in precedenza, ma assumerà valori specifici per i vari componenti che compongono il ciclo. L'analisi delle perdite di rendimento permette di individuare le trasformazioni (e i relativi componenti) più critiche in corrispondenza delle quali si distrugge gran parte del lavoro reversibile estraibile dal sistema. Il termine $\dot{E}x_{rif}$ verrà definito dall'espressione (3.30) avendo scelto come stato morto l'ambiente a 15°C e per il geofluido si seguono le specifiche presentate in Tabella 3.1.

$$\dot{E}x_{rif} = \dot{m}_{geo} \cdot [(h_{in} - h_{min}) - T_0 \cdot (s_{in} - s_{min})] = Q_{th,max} \cdot \eta_{lor} \quad (3.30)$$

In cui compare $Q_{th,max}$ già definito con l'equazione (3.7) e η_{lor} che identifica il rendimento di Lorentz ovvero il rendimento del ciclo termodinamico reversibile esprimibile come:

$$\eta_{lor} = 1 - \frac{T_0}{T_{ml}} \quad (3.31)$$

Con T_{ml} definito in precedenza.

Nei successivi paragrafi si intende fare un'analisi exergetica per i cicli ottimi trovati in precedenza, senza valutare le principali perdite di efficienza dell'impianto geotermoelettrico calcolate al variare della pressione massima del ciclo.

3.10.1 Analisi exergetica per cicli subcritici

In questo paragrafo si studiano in maniera specifica i casi subcritici analizzati in un'ottica di analisi di secondo principio. Prima si analizza il caso semplice e successivamente si affronta il ciclo rigenerativo. Tuttavia le espressioni usate e le ipotesi adottate per un caso saranno valide anche per l'altro.

Si introducono le perdite nei componenti per la valutazione dell'exergia distrutta:

Perdita al condensatore ($\Delta\eta_{Cond}$); in questi cicli è rilevante questo valore dal momento che si ha la cessione di una grande potenza termica a temperature relativamente elevate se confrontate con quella dello stato morto comporta. Con riferimento alla Figura 3.3 l'exergia distrutta nel processo di scambio termico si può esprimere come:

$$\dot{E}x_{dis,Cond} = \dot{m}_{orc} \cdot [(h_6 - h_1) - T_0 \cdot (s_6 - s_1)] \quad (3.32)$$

Perdita all'economizzatore ($\Delta\eta_{Eco}$) e all'evaporatore ($\Delta\eta_{Eva}$); si fa riferimento ad uno scambiatore tipo, mostrato in Figura 3.28 per cui vale il bilancio exergetico:

$$\dot{E}x_{dis} = \dot{m}_{geo} \cdot (ex_{in} - ex_{out})_{geo} + \dot{m}_{orc} \cdot (ex_{in} - ex_{out})_{orc} \quad (3.33)$$

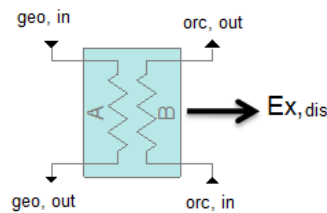


Figura 3.28 Bilancio di exergia in uno scambiatore

Facendo riferimento sempre allo schema d'impianto in Figura 3.3 e grazie all'espressione (3.22) le exergie per l'economizzatore lato fluido di lavoro saranno calcolate fra i punti 2 e 3 (3 e 5 per l'evaporatore), mentre per il lato fluido geotermico si hanno le espressioni (3.34) e (3.35) rispettivamente per il preriscaldatore e l'evaporatore, facendo riferimento ai termini usati in Figura 3.4. La distruzione di exergia espressa contiene al suo interno anche le perdite di potenza termica dettata dalla non perfetta adiabaticità dei componenti oltre alle

irreversibilità legate allo scambio termico sotto una differenza finita di temperatura e alle perdite di carico concentrate dei componenti.

$$\dot{E}x_{dis,geo} = \dot{m} \cdot c \cdot (T_x - T_{inj}) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{\frac{T_x - T_{inj}}{\ln \frac{T_x}{T_{inj}}}}\right) \quad (3.34)$$

$$\dot{E}x_{dis,geo} = \dot{m} \cdot c \cdot (T_{in} - T_x) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{\frac{T_{in} - T_x}{\ln \frac{T_{in}}{T_x}}}\right) \quad (3.35)$$

Perdita alla turbina ($\Delta\eta_{Turb}$) pompa d'estrazione condensato ($\Delta\eta_{PompCond}$) ed agli air-cooled fans ($\Delta\eta_{fan}$); la $\dot{E}x_{dis}$ può essere calcolata dal bilancio mostrato in Figura 3.29 che è espresso secondo la (3.36) e comprende la distruzione di exergia legata alle perdite meccaniche e del generatore, nonché quelle derivanti dalla non idealità della trasformazione di espansione.

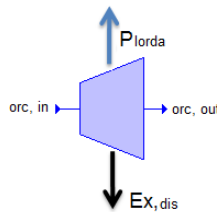


Figura 3.29 Bilancio di exergia nella turbina

$$\dot{E}x_{dis,Turb} = \dot{m}_{orc} \cdot (ex_{in} - ex_{out})_{orc} - P_{lorda} \quad (3.36)$$

Per la pompa si può fare un ragionamento analogo introducendo la potenza elettrica assorbita (che quindi la si considera entrante) e il Δex tra i punti 1 e 2, che caratterizza le perdite fluidodinamiche. Per gli air-coolers si considera l'exergia distrutta pari alla potenza elettrica assorbita.

Infine si considera la perdita di reiniezione ($\Delta\eta_{reint}$); cioè una perdita allo scarico dovuta al raffreddamento del geofluido fino ad una temperatura T_{inj} maggiore rispetto alla T_{min} . Varrà la (3.37) per il calcolo di $\dot{E}x_{dis}$:

$$\dot{E}x_{dis,reint} = \dot{m}_{geo} \cdot c_p \cdot (T_{inj} - T_{min}) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{\frac{T_{inj} - T_{min}}{\ln \frac{T_{inj}}{T_{min}}}}\right) \quad (3.37)$$

Trovati tutti questi $\dot{E}x_{dis}$ si possono rapportare con $\dot{E}x_{rif}$ per trovare η_{II} .

Per lo studio del caso con rigeneratore si introduce un'altra voce alle perdite: Perdita al rigeneratore ($\Delta\eta_{Rig}$); viene analizzata come visto nello scambiatore di Figura 3.28, modificando i lati fluido geotermico e di lavoro con lato vapore e

liquido. In Figura 3.30 si confrontano i due casi ottimi ottenuti per i fluidi R245fa e R236ea. Si nota come sia aumentato il rendimento di secondo principio introducendo un rigeneratore. Questo componente introduce irrimediabilmente delle distruzioni exergetiche, tuttavia limita gli $\dot{E}x_{dis}$ per trasferimento di calore nel condensatore e nell'economizzatore visto che le curve di lavoro sono più vicine a quelle relative alle sorgenti (calde o fredde), come si può vedere confrontando le Figure 3.4 e 3.9.

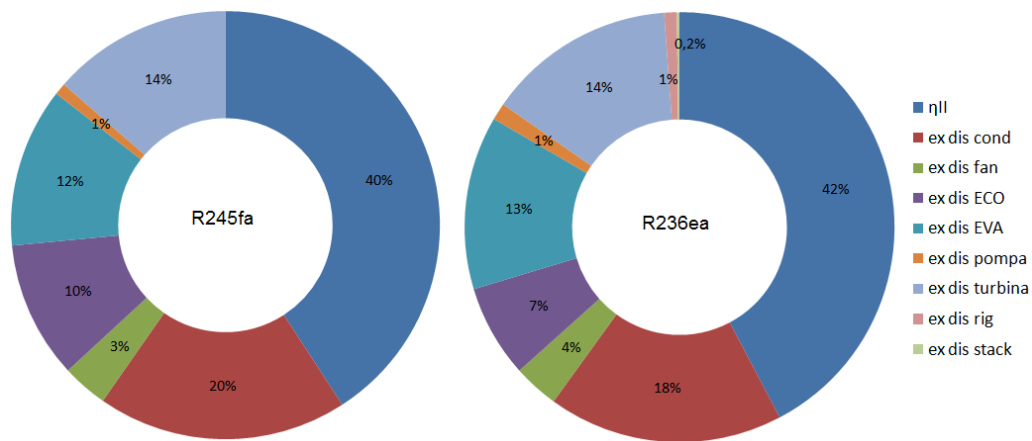


Figura 3.30 Confronto delle dissipazioni exergetiche in cicli subcritici semplici e con rigeneratore

Si nota inoltre che il ciclo rigenerativo scarica in falda ad una temperatura superiore a quella limite, introducendo delle dissipazioni.

3.10.2 Analisi exergetica per cicli supercritici

Anche per questi cicli si farà un'analisi confrontando il caso semplice con quello rigenerativo. I ragionamenti fatti in precedenza sono validi anche in questo caso, varieranno i punti del ciclo e si farà riferimento ai relativi schemi impiantistici. Si modificherà lo studio dello scambio termico lato sorgente geotermica, poiché non c'è la suddivisione in economizzatore e evaporatore, ma si adotterà un unico scambiatore. La distruzione di exergia per questo componente è esaminata come somma di due porzioni: la prima relativa ad una zona del piano T-s in prossimità del punto critico e la seconda che conteggia la parte rimanente. Si anticipa che per i casi ottimizzati studiati la dissipazione preponderante sarà relativa alla prima zona per i casi supercritici semplici, mentre è simile per le due regioni nel caso con rigeneratore. In Figura 3.31 si confrontano le varie dissipazioni per i due casi. La riduzione al condensatore è limitata rispetto a quanto ci si aspettava, come da Figura 3.17, perché sono due fluidi diversi, per lo stesso fluido il $\Delta \dot{E}x_{dis,Cond}$ è del 4%.

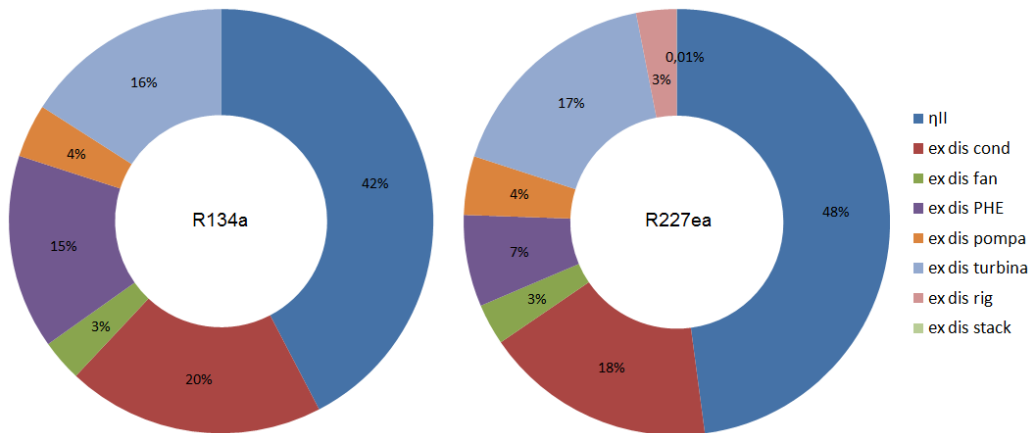


Figura 3.31 Confronto delle dissipazioni exergetiche in cicli supercritici semplici e con rigeneratore

Si nota che il rigeneratore riduce in maniera sostanziale le dissipazioni exergetiche nello scambiatore principale, pur introducendo delle dissipazioni.

Confrontando le Figure 3.30 e 3.31 si nota come il miglioramento exergetico per i cicli supercritici sia dovuto alla diminuzione dei $\dot{E}x_{dis}$ dal lato di scambio termico con la sorgente calda, visto che l'isobara supercritica ne segue meglio l'andamento. Tuttavia si nota come risulti importante l'exergia dissipata dalla pompa vista la potenza assorbita e il salto di pressione che deve subire il fluido.

3.11 Caso cogenerativo

La seguente sezione è dedicata allo studio dei casi visti in precedenza con l'intento, però, di ottenere un recupero termico destinato ad un'utenza. L'ipotesi che viene fatta è di recuperare calore limitando l'introduzione di calore al ciclo e quindi scaricando in falda ad una temperatura maggiore. In particolare si suppone che per soddisfare le richieste termiche dei consumatori ci sia la necessità di limitare la T_{out} a 90°C . Questa analisi e queste ipotesi vengono effettuate per valutare se cambiando la temperatura di raffreddamento del fluido geotermico varia il ciclo o il fluido ottimo. Infatti si vuole vedere quale caso (fra lo scarico a 75°C o 90°C) è il più interessante sia da un punto di vista energetico che economico. Nel capitolo successivo si studierà la prima condizione, mentre per l'analisi economica i casi verranno confrontati nel Capitolo 5. L'innalzamento della temperatura di reiniziazione comporta una riduzione della potenzialità per la produzione elettrica del ciclo. Il procedimento con cui è stata fatta l'ottimizzazione per questi casi cogenerativi è il medesimo di quello visto precedentemente con il vincolo di garantire una temperatura di ritorno in falda pari a 90°C . I vari casi raggruppati per le diverse categorie sono visibili in

Figura 3.32. Si vede come anche per questo caso la scelta migliore ricada sull'adozione del ciclo supercritico rigenerativo con fluido R227ea.

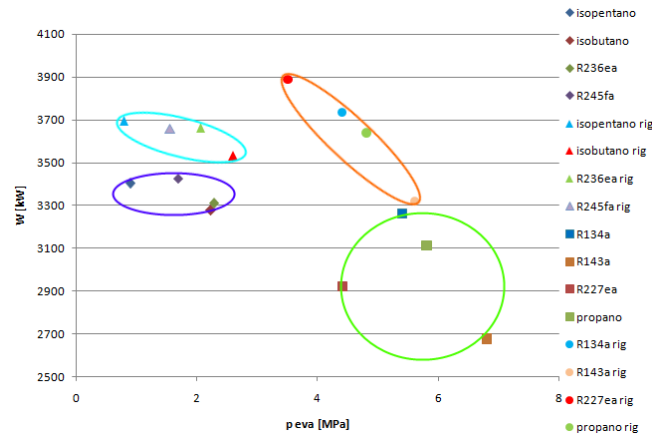


Figura 3.32 Confronto dei punti di ottimo per i vari fluidi e configurazioni in assetto cogenerativo

Tuttavia si nota come siano notevolmente diminuiti i vantaggi nell'adozione dei cicli supercritici rispetto a quelli subcritici; infatti i primi senza rigeneratore hanno curve termodinamiche per il fluido di lavoro che non si adattano correttamente alla curva del fluido geotermico con conseguente crescita di perdite dovute allo scambio di calore per salti finiti di temperatura.

3.12 Il fluido R227ea

Nelle due configurazioni ottimali per i casi a T_{inj} di 90°C e 75°C il fluido migliore è l'R227ea; si mostreranno brevemente quali sono le caratteristiche chimiche e ambientali. Dalla figura 3.33 si nota la presenza di una curva di saturazione con pendenza positiva nel campo del vapore con i vantaggi presentati in 2.7, mostra anche una temperatura critica prossima a 100°C che è adatta al livello termico della sorgente. Analizzando la sigla dell'eptafluoropropano, in accordo con la classificazione ASHRAE, visibile in Figura 3.34 si afferma che è un refrigerante con 3 atomi di carbonio, 1 di idrogeno e 7 di fluoro e quindi appartiene alla famiglia degli idrofluorocarburi (HFC). Importanti sono le caratteristiche di impatto ambientale, in particolare non presenta problemi relativi alla distruzione dell'ozono, non essendoci atomi di cloro; tuttavia ha un impatto sull'effetto serra elevato ($GWP \sim 2900$) quindi potenzialmente dannoso qualora venisse liberato in atmosfera. Per quanto riguarda la sicurezza l'R227ea è classificabile secondo la dicitura utilizzata nel paragrafo 2.6 come A1 quindi non tossico e non infiammabile.

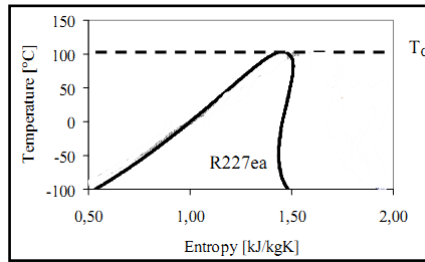


Figura 3.33 Curva di saturazione R227ea con temperatura critica

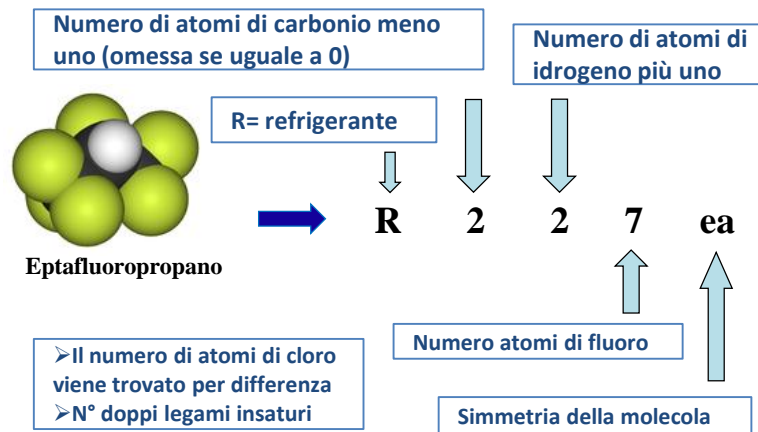


Figura 3.34 Classificazione ASHRAE per l'R227ea

4 Off-design di impianto

Questo capitolo è dedicato all'analisi del ciclo in condizioni diverse da quelle di progetto, presentando inizialmente tre diversi casi da studiare con l'intento di individuare quale situazione sia energeticamente la più vantaggiosa:

- CASO A: impianto dimensionato con temperatura di ritorno del fluido geotermico in falda pari a 75°C e la temperatura ambiente è di 15°C . Viene richiesto di lavorare in condizioni di off-design per poter garantire la richiesta termica per il riscaldamento degli edifici connessi con la rete di teleriscaldamento (TLR), fissando la $T_{inj}=90^{\circ}\text{C}$ nei mesi invernali.
- CASO B: impianto dimensionato con temperatura di reiniezione di 90°C e temperatura ambiente di 15°C . Quando l'utenza non richiede calore per il riscaldamento il sistema modifica la T_{inj} , scaricando al valore minimo di progetto ($T_{inj}=75^{\circ}\text{C}$) in estate.
- CASO C: impianto che lavora in condizioni nominali avendo temperatura di reiniezione di 75°C , temperatura ambiente di 15°C , ma si differenzia dal caso A perché è adibito alla sola produzione di energia elettrica.

Oltre alla variazione di T_{inj} (casi A e B) un parametro che viene modificato è la temperatura ambiente media (\bar{T}_{amb}); infatti si ipotizza che l'anno sia suddiviso in tre parti caratterizzate da \bar{T}_{amb} di 5, 15, 25 °C. In Figura 4.1 viene riportata la suddivisione in periodi contraddistinti da differenti richieste termiche e \bar{T}_{amb} .

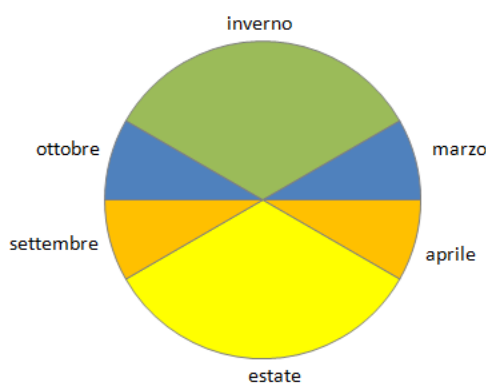


Figura 4.1 Suddivisione in periodi per l'anno considerato

Si nota una stagione invernale (composta da 4 mesi) in cui i casi A e B lavorano garantendo copertura termica per la città collegata alla rete TLR e una \bar{T}_{amb} di 5°C (così anche per il caso C). Vi è presente un periodo estivo anch'esso di 4 mesi in cui non c'è richiesta di riscaldamento, ma solo copertura del fabbisogno

elettrico. Quindi tutti i casi scaricano in falda a 75°C lavorando a condizioni ambientali di 25°C. I mesi rimanenti vengono ripartiti in due periodi: un primo (Ottobre e Marzo), denominato Mezza stagione A, in cui viene richiesto calore per il riscaldamento, ma le condizioni ambientali variano rispetto all'inverno essendoci $\bar{T}_{amb}=15^{\circ}\text{C}$. Il secondo periodo è composto da Aprile e Settembre in cui si suppone una $\bar{T}_{amb}=15^{\circ}\text{C}$ in cui non è richiesta copertura termica per l'utenza. Questo periodo verrà denominato Mezza stagione B. In Tabella 4.1 si riportano le suddivisioni nell'anno e la richiesta o meno di calore.

	\bar{T}_{amb} [°C]	Richiesta utenza
Inverno	5	Sì
Mezza stagione A	15	Sì
Mezza stagione B	15	No
Estate	25	No

Tabella 4.1 Casi analizzati e specifiche stagionali

Per poter eseguire le analisi di off-design si sceglie di lavorare con il programma THERMOFLEX; descritto brevemente nel paragrafo successivo.

4.1 Thermoflex

THERMOFLEX [37] è un programma di simulazione per la realizzazione e la modellizzazione di bilanci di energia con un'interfaccia grafica che permette di costruire l'impianto componente per componente. Il programma, con l'estensione PEACE (Plant Engineerign And Construction Estimator), fornisce i dettagli ingegneristici di ciascun componente nonché una stima dei costi; THERMOFLEX è organizzato secondo la struttura mostrata in Figura 4.2.

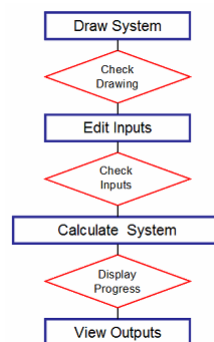


Figura 4.2 Sequenza logica per la simulazione di un impianto in Thermoflex

Il primo step è costituito dalla costruzione del sistema che si intende simulare selezionando i diversi componenti di impianto. Il software esegue un check del disegno (check drawing) controllando gli accoppiamenti tra i vari componenti.

La fase successiva consiste nell'introduzione dei dati da parte dell'utente. Terminata questa fase di input il software procede al controllo dei valori inseriti ricercando eventuali situazioni di conflitto. In caso di errori, il software segnala la presenza di un problema evidenziando il flusso ed il componente coinvolto. La terza fase prevede una simulazione vera e propria durante la quale il software compie una serie di cicli di calcolo determinando la configurazione che soddisfi le equazioni costitutive e i bilanci di massa, di energia e di scambio termico (simulazione in modalità *thermodynamic design*). Infine vengono mostrati i risultati.

Per ottenere un pre-dimensionamento dei componenti, nonché una stima di costo degli stessi, è necessario lanciare la simulazione in modalità *engineering design*. I risultati delle simulazioni in *engineering design* sono presentati secondo le stesse modalità di quelli in *thermodynamic design* con l'aggiunta, per i soli componenti PEACE, di una forma tabulata di tutti i valori di output, inclusi gli schemi costruttivi del componente e una stima dei costi dello stesso.

A questo punto il sistema è dimensionato e per operare una qualunque modifica a livello di impianto è necessario tornare agli steps precedenti. Dal momento che si è interessati al comportamento dell'impianto dimensionato in fuori progetto, THERMOFLEX permette l'ambiente di lavoro *off-design* all'interno del quale è possibile valutare l'impatto della variazione delle condizioni esterne sulle prestazioni del ciclo.

Per quanto riguarda il funzionamento fuori progetto dello scambiatore il programma mantiene costante la superficie facendo variare il coefficiente globale di scambio termico U a seconda della portata con una legge espressa secondo la correlazione di Dittus–Boelter [58] valida in regime turbolento. U viene espresso dalla (4.1) trascurando la resistenza termica del materiale.

$$U = \left(\frac{1}{h_{in}} + \frac{1}{h_{out}} \right)^{-1} \quad (4.1)$$

In questa compaiono i coefficienti convettivi per il flusso interno ed esterno che variano proporzionalmente a \dot{m}^x tenendo conto della proporzionalità fra Nu (numero di Nusselt, proporzionale al coefficiente di scambio termico convettivo) e Re^x (per la valutazione del flusso di scorrimento di un fluido) come mostrato nell'equazione (4.2):

$$h_{off-design} = h_{design} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{off-design}}{\dot{m}_{design}} \right)^x \quad (4.2)$$

x assume valori differenti a seconda si stia analizzando un flusso interno o esterno; può variare fra 0,6 e 0,8 [29].

Si afferma inoltre che nella ricerca del miglior caso di off-design non si prevede un'ottimizzazione della pressione di condensazione attraverso un'analisi di sensitività, ma si assume il valore dato dal programma per simulare le condizioni invernali ed estive.

4.2 Off-design turbina

La turbina viene definita attraverso diversi parametri: un rendimento isentropico di design ($\eta_{is,t}=83\%$), un rendimento meccanico ($\eta_{o\&e}=96\%$), la pressione in ingresso (lavorando in *thermodynamic design*), la modalità di controllo della pressione in turbina (*sliding o control*) e una sezione di progetto in ingresso turbina definita dal programma con la seguente espressione:

$$A_{design} = \frac{FF_{design}}{\sqrt{1-(p_1/p_0)}} \quad (4.3)$$

Dove FF_{design} rappresenta il punto di funzionamento alle condizioni nominali per la portata di riferimento (misurata in m^2). Le pressioni p_0 e p_1 identificano, rispettivamente, la pressione a monte e quella a valle della turbina e sono misurate in bar. Quando viene modificato il salto di pressione il programma modificherà l'area di sezione in accordo con il modello dell'ellisse di Stodola.

Nel presente caso si faranno delle modifiche all'area di ammissione in turbina per calcolare la pressione all'ingresso della macchina. La configurazione di un impianto prevede la presenza di una valvola posta, in accordo con la dicitura del programma in *rubber valve* cioè in modo che il programma decida sia la pressione in ingresso e in uscita da essa, rispettando i vari bilanci.

4.2.1 Curva $FF/FF_{design}-\eta/\eta_{design}$

Per poter garantire una corretta stima della variazione del rendimento nominale rispetto a quello di off-design, il programma adotta una funzione che modifica il rendimento isoentropico attraverso il rapporto fra l'effettivo valore di portata elaborata (FF) e quello di progetto (FF_{design}). In Figura 4.3 si può vedere la curva ottenuta con il programma THERMOFLEX per una turbina a vapore facendo prima una computazione nelle condizioni che garantiscano il rendimento di progetto e in questa situazione calcolare una portata massica e quindi quella volumetrica, grazie alla densità ρ , conoscendo i valori di pressione e temperatura del vapore in ingresso alla turbina.

Facendo variare la portata si sono trovati i vari punti e riferendoli al caso nominale si è trovata questa curva. Successivamente si sono inseriti i valori nella *performance map* che caratterizza la turbina ORC, così da ottenere un comportamento con rendimenti adeguati quando si modificano le portate.

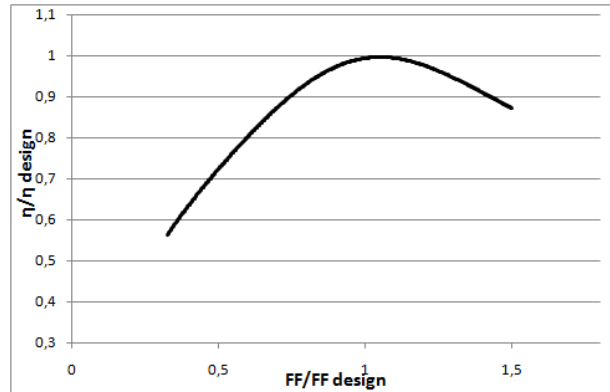


Figura 4.3 Andamento η -FF effettive rispetto al caso di design

4.2.2 Modello dell'ellisse di Stodola

In questo paragrafo si intende mostrare in maniera semplificata il modello utilizzato dal programma per il calcolo della pressione, portata e temperatura in ingresso alla turbina quando lavora in off-design variando la sezione di ingresso.

Partendo da un'analisi semplificata relativa ad un ugello si intende determinare la correlazione portata – condizioni di monte/valle per un ugello convergente visibile in Figura 4.4. In ordinata compare la portata ridotta adimensionale, in cui Ω_1 identifica la sezione di uscita dell'ugello.

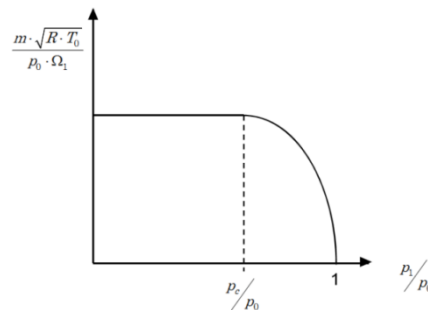


Figura 4.4 Grafico portata ridotta-salto di pressione

In ascissa è riportato il rapporto tra la pressione nella sezione di uscita dell'ugello (p_1) e quella totale di monte (p_0). Con il termine p_c si è indicata infine la pressione critica cioè la pressione che eventualmente si stabilisce nella sezione dove la velocità raggiunge quella sonica. Fissate le condizioni di valle si raggiunge una condizione di bloccaggio (4.4) in cui la portata varia proporzionalmente alla p_0 e inversamente alla T_0 .

$$\frac{m \cdot \sqrt{RT_0}}{p_0 \Omega_1} = \text{cost} \quad (4.4)$$

Dal diagramma di Figura 4.4 può essere ricavata una rappresentazione tridimensionale (Cono di Stodola) che rappresenta efficacemente la mutua dipendenza dei tre parametri: portata, pressione di monte e di valle dell'ugello. Passando alla Figura 4.5 si può rappresentare la dipendenza della portata dalla pressione di valle assumendo la pressione di monte come parametro, considerando costante l'entalpia di monte. Nel piano tridimensionale di nota che il cono di Stodola è costituito da una fascia triangolare piana (rappresentativa del blocco di portata) e da un settore di cono ellittico che identifica la dipendenza della portata dalle condizioni di valle dell'ugello. La Figura 4.5 riporta poi le rappresentazioni delle intersezioni di tale cono rispettivamente con un piano perpendicolare all'asse che riporta la pressione di monte e a quello che riporta la pressione di valle: la seconda rappresentazione mostra la dipendenza con la pressione di monte dell'ugello. Si può quindi notare che l'andamento è composto da due tratti: uno rettilineo, che esprime la proporzionalità della portata con la pressione di monte in condizioni di blocco sonico, e l'altro costituito da un'unguia di iperbole che rappresenta le condizioni di efflusso subsonico [38].

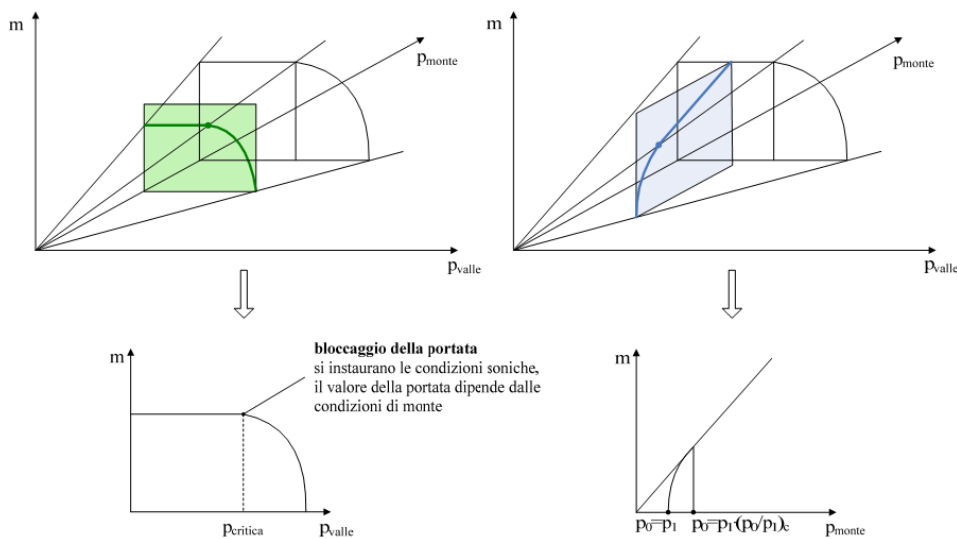


Figura 4.5 Grafici portate-pressioni

4.2.3 Logiche di regolazione turbina

Le condizioni operative richieste costringono la turbina ad andare in modalità di fuori progetto e quindi le prestazioni dell'impianto si discosteranno da quelle nominali. E' possibile regolare la potenza attraverso la modulazione della portata di vapore in ingresso alla turbomacchina (*regolazione per parzializzazione*) o agendo sul lavoro specifico (*regolazione per laminazione*). Entrambi questi metodi comportano un effetto negativo sul rendimento

termodinamico del ciclo, avendo una ripercussione sui parametri del fluido in espansione.

La regolazione per parzializzazione consiste nell'adattare la portata in turbina variando la sezione di ammissione, in modo tale che la portata volumetrica (4.5) in turbina venga ridotta a seguito della variazione dei parametri che influenzano la densità (ρ) in ingresso alla macchina, cioè la pressione e la temperatura.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (4.5)$$

La regolazione per laminazione è decisamente più penalizzante in termini di decadimento del rendimento dell'impianto ai carichi parziali. A monte della turbina viene posta una valvola regolabile che determina, con la sua parziale chiusura, una perdita di carico localizzata così da diminuire la pressione del vapore a valle a un valore p' mantenendone costante l'entalpia, come visibile in Figura 4.6.

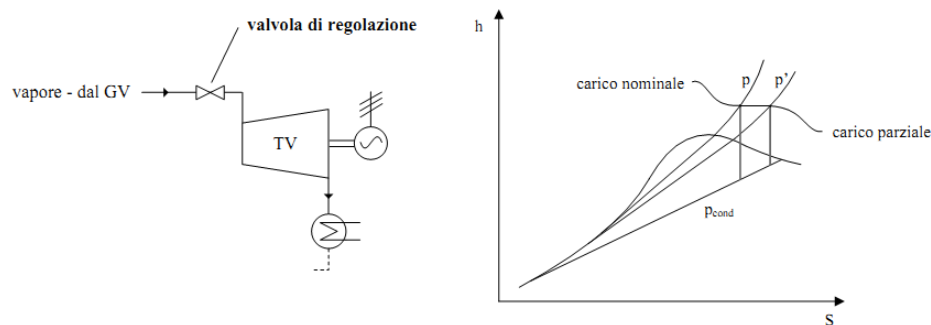


Figura 4.6 Schema d'impianto con valvola di laminazione ed effetto a carico parziale

La potenza viene regolata quindi sia per variazione del lavoro specifico (riduzione della caduta entalpica in turbina per effetto della laminazione del vapore all'ammissione), sia, come effetto conseguente, per variazione della portata di vapore evolvente in turbina[38].

4.3 Off-design per il caso A

Si intende soddisfare l'utenza per le stagioni più fredde riportando in falda il fluido geotermico a 90°C. In Tabella 4.2 vengono riportati alcuni valori ottenuti per il caso nominale.

$P_{out,PHE}$ [bar]	\dot{m}_{orc} [kg/s]	$T_{out,PHE}$ [°C]	$P_{in,turb}$ [bar]	$\eta_{is,turb}$ [%]	W_{turb} [kW]	W_{pump} [kW]	W_{netta} [kW]	Area [m ²]
39,5	294,1	135	39,5	83	6247	1110	4783	0,0413

Tabella 4.1 Parametri relativi al caso A nominale

Per il calcolo della W_{netta} è necessario conoscere anche il valore della potenza assorbita dal gruppo di ventilatori per il condensatore ad aria. Si nota che la pressione in ingresso turbina è uguale a quella in uscita dallo scambiatore, si ha ciò perché la valvola compresa fra questi due componenti è in modalità *wide open*. Il programma presenta fra gli output anche il valore della sezione in ingresso alla macchina, che può essere modificata, mentre il valore della portata volumetrica è di $0,825 \text{ m}^3/\text{s}$. Per tutti i casi successivi si farà riferimento allo schema impiantistico di Figura 4.7.

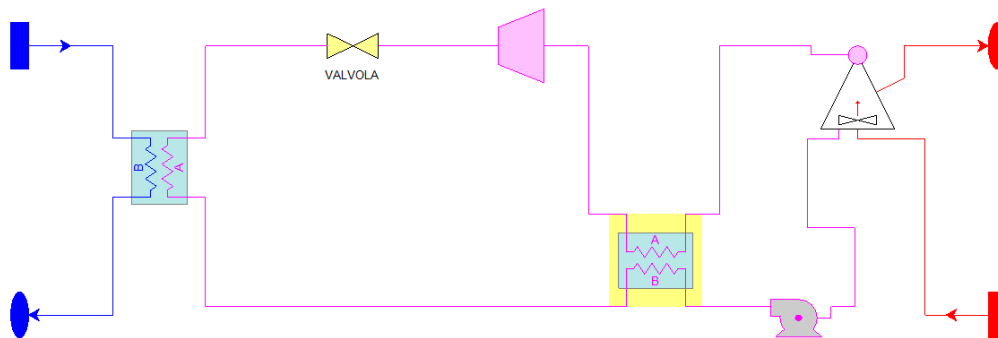


Figura 4.7 Schema d'impianto con valvola

4.3.1 Stagione invernale

Si analizza inizialmente il caso invernale modificando la temperatura ambiente a 5°C e variando la pressione massima del ciclo e la portata di fluido di lavoro per ottenere $T_{inj}=90^\circ\text{C}$. Vengono fatte diverse simulazioni in un range di pressioni da 37 a 42 bar, intorno al valore ottenuto per il caso nominale, supponendo che nello scambiatore principale (PHE) sia permesso andare a valori di ΔT_{pp} molto piccoli.

Per alzare la T_{inj} da 75°C a 90°C è necessario diminuire il ΔT_{ml} dal momento che la potenza termica è diminuita e UA deve essere rispettato in accordo alla (eq. 2.1). Si può abbassare il valore del ΔT_{ml} e quindi aumentare la temperatura media di introduzione del calore, agendo su due parametri: la pressione in ingresso turbina e la temperatura d'uscita dal PHE ($T_{out,PHE}$). Incrementando questi valori si soddisfa la condizione menzionata, tuttavia si nota che le due variabili hanno andamenti contrastanti, visto che quando si lavora a basse pressioni la $T_{out,PHE}$ aumenta, mentre è minore a pressioni maggiori.

Dopo che si è trovata la coppia di grandezze (p_{max} ; \dot{m}_{ORC}), tali da rispettare lo scambio termico al PHE, si nota che i valori di pressione e temperatura in ingresso turbina sono più bassi di quelli all'uscita dello scambiatore con relativa perdita in termini di prestazioni. Per migliorare la situazione si procede agendo sull'area di ammissione in turbina (A_t) grazie al fatto che si regola la prima schiera statorica; quindi il programma varierà la pressione e temperatura in

ingresso alla macchina ($p_{in,t}$, $T_{in,t}$) visto che questa lavora in *sliding pressure*. Si modifica l'area partendo dal valore di design fino a quello minimo consentito che mi faccia lavorare a pressione pari a quella in uscita PHE. Così facendo si trova un punto di massimo, per una certa area, per la potenza lorda e di conseguenza quella netta dal momento che le pressioni e le portate con cui lavora la pompa nei vari casi sono le medesime.

Prendendo in considerazione una coppia di valori (portata = 212,3 kg/s e pressione di lavoro = 42 bar) che mi diano 90°C in uscita dallo scambiatore lato fluido geotermico, si fa variare l'area A_t fra 0,0413 m² e un valore minore, che in questo caso è 0,0375 m². In Figura 4.8 è visibile l'andamento del salto entalpico in turbina (Δh_t) (proporzionale alla potenza lorda W_t), di quello isoentropico ($\Delta h_{is,t}$) e del rendimento isoentropico (η_t) nel range di sezioni considerate.

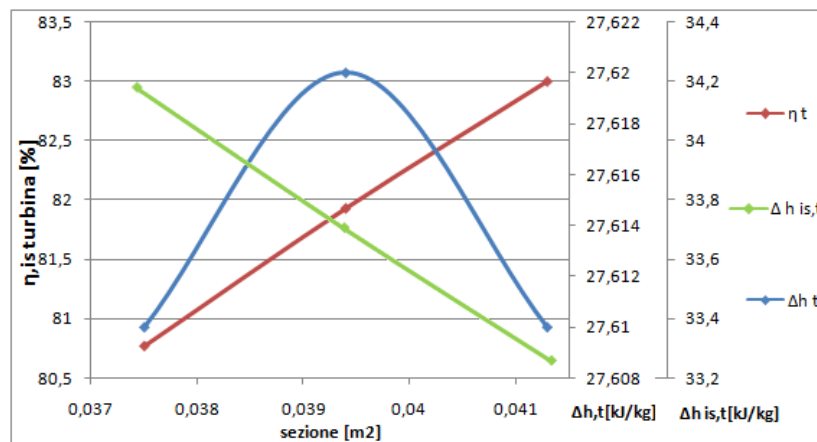


Figura 4.8 Variazione di Δh_t , η_t e $\Delta h_{is,t}$ al variare della sezione ammissione

In Tabella 4.3 sono mostrati i valori delle pressioni e temperature in ingresso turbina al variare dell'area; diminuendo l' A_t , si nota che la valvola lamina sempre meno e i valori di p e T a monte della macchina crescono, così come il salto entalpico isoentropico (da Figura 4.8).

	Area sezione di ammissione in turbina [m ²]		
	0,0413	0,0394	0,0375
p in turbina [bar]	31,28	32,55	33,94
T in turbina [°C]	134,9	136,1	137,5

Tabella 4.3 Condizioni in ingresso turbina variando A_t

Inoltre diminuendo A_t la densità (ρ) del fluido, funzione di p e T , aumenta sempre comportando una diminuzione della portata volumetrica \dot{V} con conseguente allontanamento dalle condizioni di progetto provocando un calo del

rendimento. Questo effetto limita il vantaggio ottenuto con il salto entalpico evidenziando un punto di massimo per un certo valore della sezione.

Svolgendo questo ragionamento per le altre pressioni e portate si riporta in Figura 4.9 i valori ottimali ottenuti per una certa area adimensionalizzata con quelli nominali. Si nota che la portata aumenta con il crescere della p_{max} , mentre la diminuzione di pressione favorisce la potenza lorda, che aumenta.

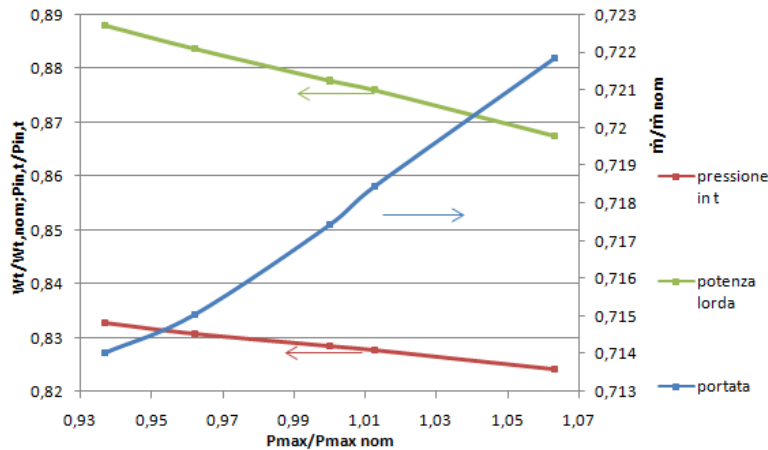


Figura 4.9 Variazione di p_{in} , \dot{m} , W_t al variare della p_{max}

Con l'intento di conoscere per quali valori di sezione si ottengono le potenze massime adimensionalizzate, si riportano in Figura 4.10 i loro andamenti nel piano $p_{max}/p_{max,nom} - W_t/W_{t,nom}$ per diversi valori di sezione. Si rileva che c'è un valore A_t inferiore a quello nominale che massimizza la potenza lorda che è sempre favorita con il diminuire della pressione, mentre con il crescere di questa se si diminuisce troppo la sezione non ci sono vantaggi.

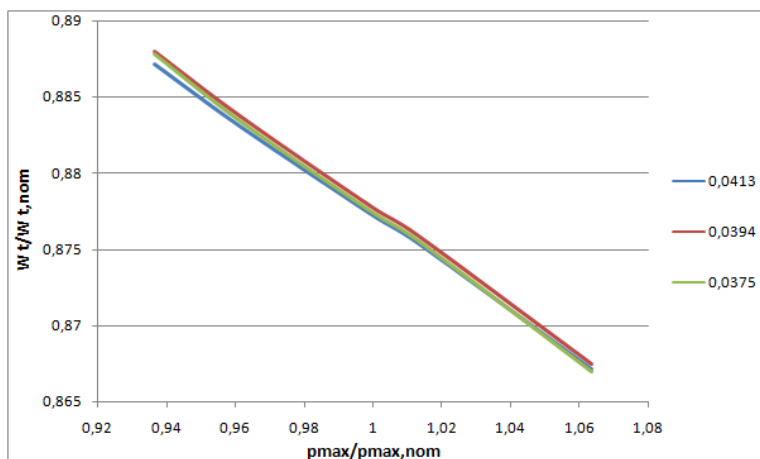


Figura 4.10 Potenze lorde al variare della sezione A_t

4.3.2 Stagione intermedia

La stagione intermedia caratterizzata da $\bar{T}_{amb}=15^{\circ}\text{C}$ come detto è suddivisibile in due parti: una con recupero termico l'altra senza. Quest'ultima non verrà approfondita perché corrisponde al caso nominale. I ragionamenti fatti nel paragrafo precedente sono validi anche per questa situazione e sono riportati nelle Figure 4.11, 4.12, 4.13. In quest'ultima si nota come sia penalizzante andare a valori di A_t troppo piccoli, inoltre per valori di pressione basse non è ammesso ridurre la sezione fino al valore minore come per gli altri casi. In Tabella 4.4 sono riportati i valori delle pressioni e temperature in ingresso alla turbina con il variare della parzializzazione.

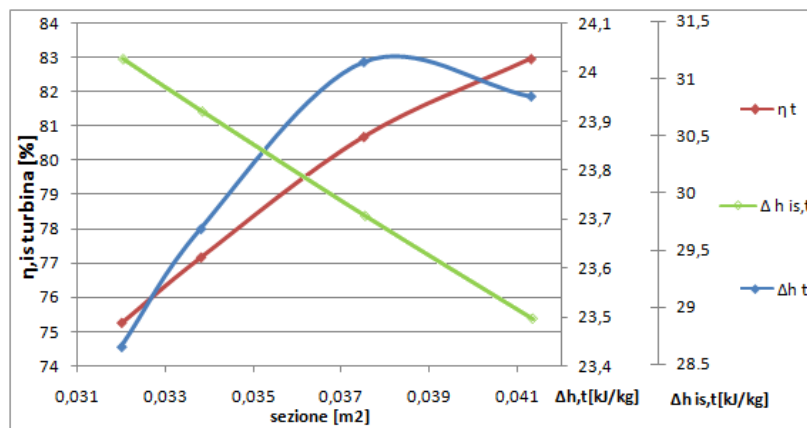


Figura 4.11 Variazione di Δh_t , η_t e $\Delta h_{is,t}$ al variare della sezione A_t

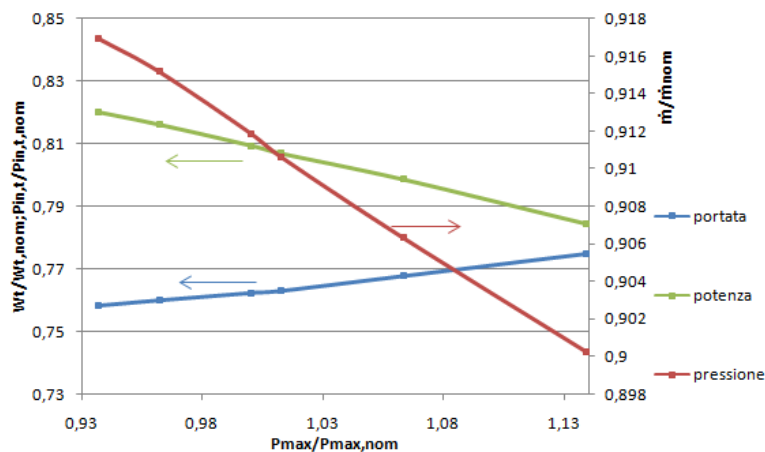


Figura 4.12 Variazione di p_{in} , \dot{m} , W_t al variare della p_{max} per il periodo intermedio

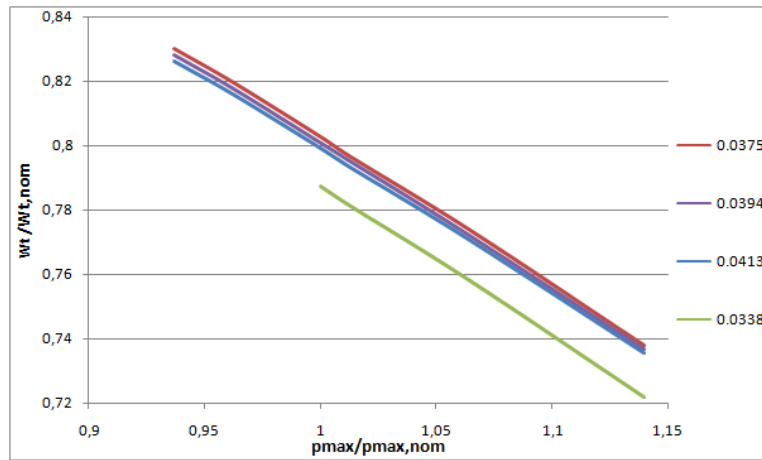


Figura 4.13 Potenze lorde al variare della sezione A_t per la stagione intermedia

	Area sezione di ammissione in turbina [m ²]			
	0,0413	0,0394	0,0375	0,0338
p in turbina [bar]	33,04	34,25	35,8	39,1
T in turbina [°C]	136,3	137,1	138,9	141,9

Tabella 4.4 Condizioni in ingresso turbina variando A_t per la stagione intermedia

4.3.3 Stagione estiva

In questo periodo non è richiesta copertura termica all'utenza quindi l'impianto lavora in condizioni di fuori progetto relativamente alla temperatura ambiente che è di 25°C. Il programma si comporta in maniera differente rispetto al caso precedente, infatti si deve aumentare la portata rispetto al caso base e la temperatura massima raggiunta dal fluido nello scambiatore risulta più bassa. In queste condizioni l'area di ammissione non può essere variata perché la turbina misura in ingresso una pressione pari a quella all'uscita dallo scambiatore.

Il punto di ottimo è trovato facendo variare la pressione di lavoro misurata nel PHE; dalla Figura 4.14 son riportati gli andamenti delle curve di potenza e si nota che la potenza lorda della turbina aumenta al crescere della pressione così come quella richiesta dalla pompa. Vi sarà quindi un punto in cui la potenza assorbita dalla pompa sfavorirà la potenza in turbina. Il grafico è stato adimensionalizzato rapportando i valori trovati con quelli del caso ottimale così da poter visualizzare meglio i risultati.

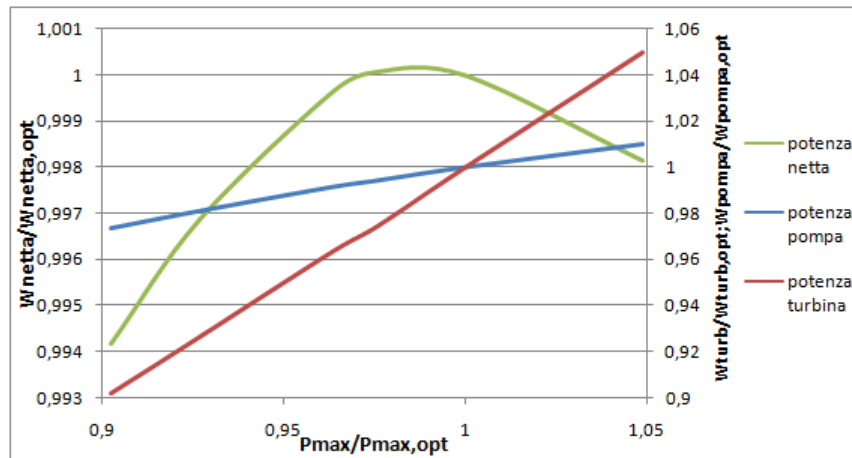


Figura 4.14 Variazione delle potenze al variare della p_{max} per il periodo estivo

Infine in Figura 4.15 si riportano i valori delle potenze nette ottenute per i diversi periodi. Si evidenzia come andando in condizioni di off-design si penalizzano le prestazioni del ciclo.

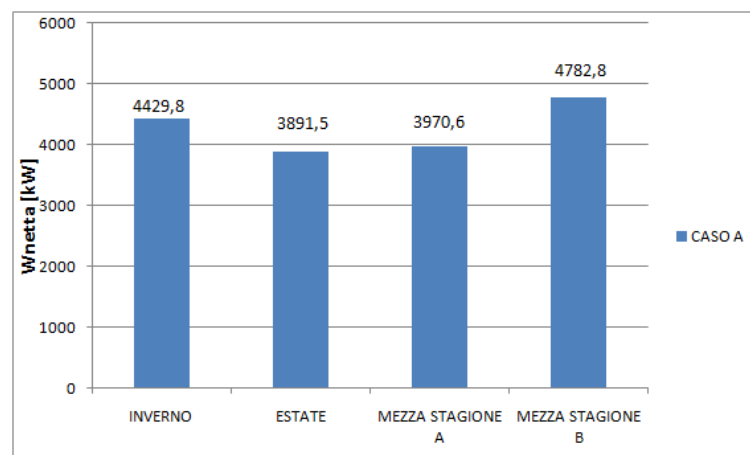


Figura 4.15 Potenze nette ottenute nei vari periodi per il caso A

4.4 Off-design per il caso B

Questa modalità di per sé soddisfa l'utenza connessa alla rete di teleriscaldamento, tuttavia ci saranno dei periodi in cui si lavorerà in off-design a causa delle variazioni ambientali. In Tabella 4.5 sono riportati i principali valori che caratterizzano il caso nominale.

$P_{out,PHE}$ [bar]	\dot{m}_{orc} [kg/s]	$T_{out,PHE}$ [°C]	$P_{in,turb}$ [bar]	$\eta_{is,turb}$ [%]	W_{turb} [kW]	W_{pump} [kW]	W_{netta} [kW]	Area [m ²]
35	227,9	140	35	83	4965	768,5	3919,4	0,0394

Tabella 4.5 Parametri relativi al caso B nominale

4.4.1 Stagione invernale

La temperatura media invernale si ipotizza a 5°C, quindi la temperatura e la pressione di condensazione caleranno con vantaggi per le prestazioni del ciclo. Il procedimento svolto dal programma consiste in una variazione di pressione di lavoro supercritica in un range di valori (32-42 bar) per una data portata così che venga rispettato $T_{inj}=90^{\circ}C$.

Anche in questo caso si trova un punto di massimo per la potenza netta come visibile in Figura 4.16, dopo aver adimensionalizzato i risultati con il caso nominale. Si evidenzia in particolare che aumentando la pressione si incrementa la potenza in turbina, così come quella richiesta dalla pompa. Come risultato di questi due effetti la curva della potenza netta aumenterà fino ad un valore ottimo di pressione per poi decrescere. Il valore di pressione che determina la potenza più alta si attesta a 36 bar.

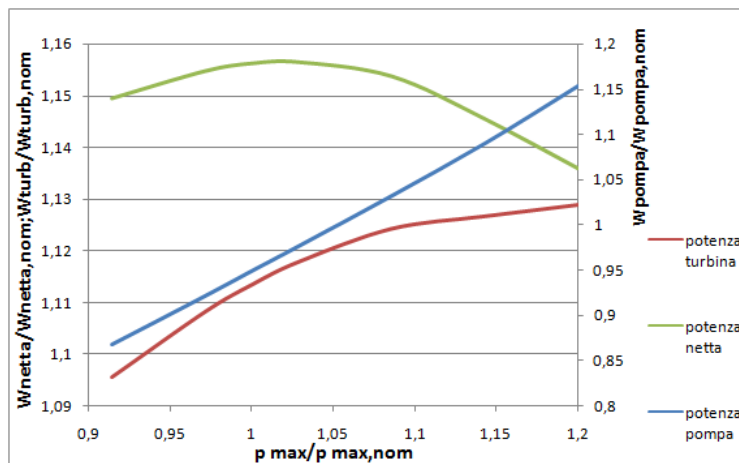


Figura 4.16 Variazione delle potenze al variare della p_{max} per il caso B invernale

4.4.2 Stagione estiva

In questo periodo si modificano sia le condizioni ambientali che influenzano la condensazione, sia la temperatura di ritorno in falda, portandola a 75°C visto che non è richiesto calore da parte dell'utenza. Incrementando la pressione massima di esercizio si nota in Figura 4.17 che la temperatura in ingresso in turbina aumenta, così come il salto entalpico a cavallo della macchina definendo l'andamento della potenza lorda della turbomacchina. Dalla Figura 4.18 si trova

il massimo per la potenza netta confrontando gli sviluppi delle curve di potenza di turbine a pompa.

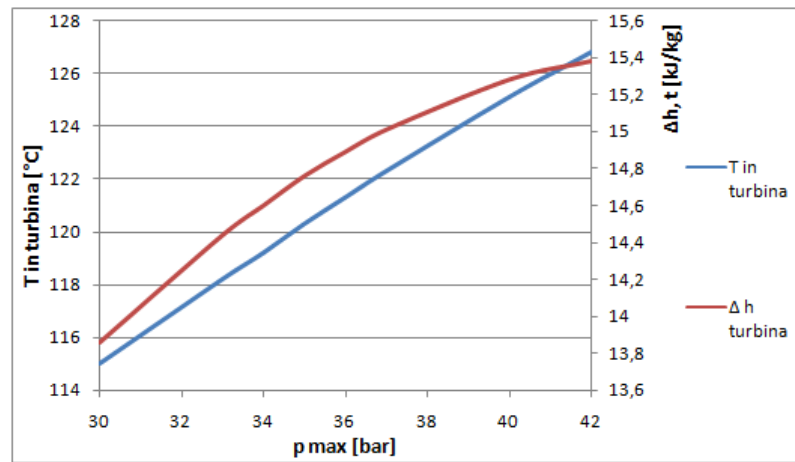


Figura 4.17 Variazione della $T_{in,t}$ e Δh_t al variare della p_{max}

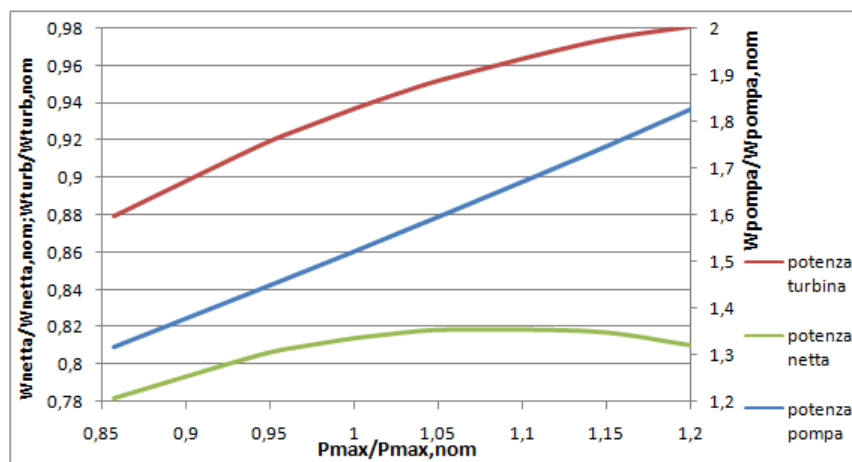


Figura 4.18 Variazione delle potenze al variare della p_{max} per il caso B estivo

4.4.3 Stagione intermedia

I mesi di Marzo e Ottobre corrispondono al caso nominale, mentre in Aprile e Settembre può rimandare il fluido geotermico nell'acquifero ad una temperatura più bassa. Ci si aspetta che l'introduzione di una quota maggiore di calore nel ciclo giovi alle sue prestazioni. Si lavora nuovamente in un determinato range di pressioni che per questo caso va da 28 a 42 bar; come nel caso estivo si nota un incremento di $T_{in,turbina}$ e Δh con rispettiva influenza per la potenza lorda in turbina che quindi avrà un andamento crescente, così come quello della pompa.

Come si vede in Figura 4.19 ci sarà anche in questo caso un punto di massimo per la potenza netta.

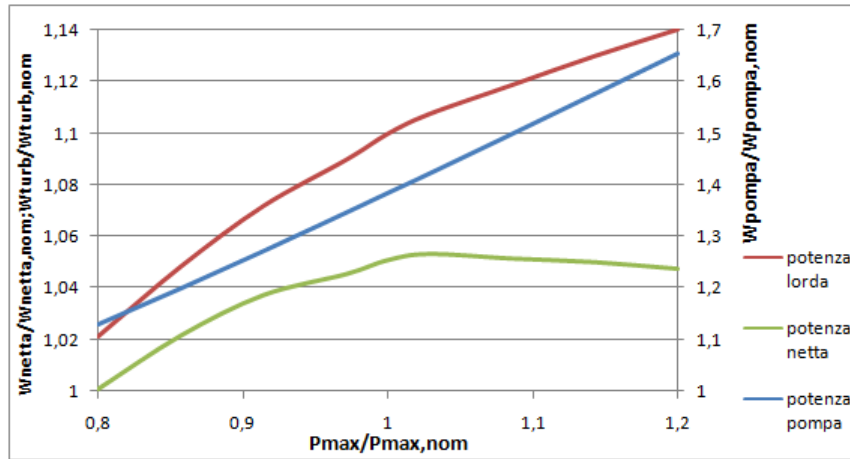


Figura 4.19 Variazione delle potenze al variare della p_{max} per Aprile e Settembre

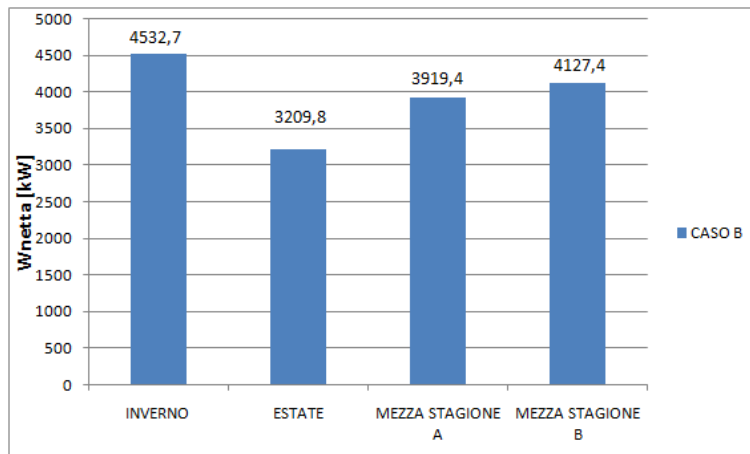


Figura 4.20 Potenze nette ottenute nei vari periodi per il caso B

In Figura 4.20 sono riassunte le potenze nette ottenute nei diversi periodi; si nota che le migliori performance si ottengono con $\bar{T}_{amb}=5^{\circ}\text{C}$. Lavorando con $\bar{T}_{amb}=15^{\circ}\text{C}$ senza fornire calore all'utenza la produzione di potenza elettrica migliora rispetto al caso nominale, invece in estate l'incremento della temperatura ambiente comporta una riduzione del 18% della potenza netta rendendola la condizione più penalizzante.

4.5 Off-design per il caso C

Il caso C è destinato alla sola generazione di potenza elettrica quindi si manterranno le condizioni nominali per i quattro mesi che identificano la “mezza stagione”, mentre si modificheranno le condizioni ambientali in estate e in inverno. Portando la \bar{T}_{amb} a 5°C si ha un vantaggio in termini di potenza netta rispetto al caso base, come visibile in Figura 4.21.

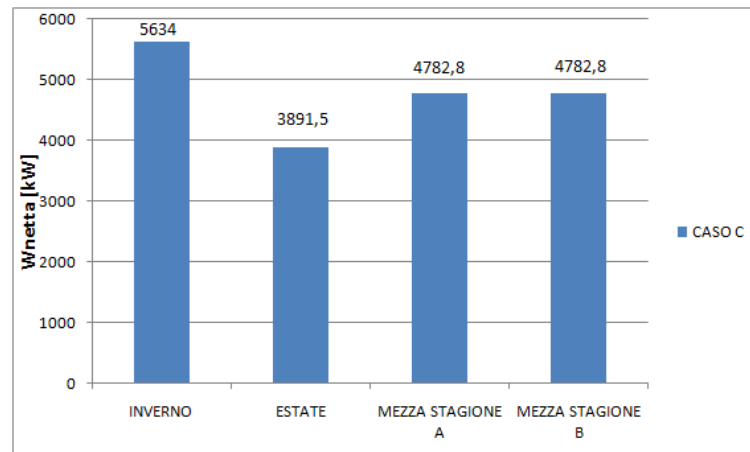


Figura 4.21 Potenze nette ottenute nei vari periodi per il caso C

Dal grafico riportato in Figura 4.22 si trova un massimo per la potenza netta ottenuto come effetto combinato dell’incremento sia della potenza lorda di turbina che per quella della pompa. Medesimo ragionamento viene fatto per il caso estivo in cui, a causa dell’aumento della temperatura di condensazione vi sarà una penalizzazione della potenza netta, come visto in Figura 4.14.

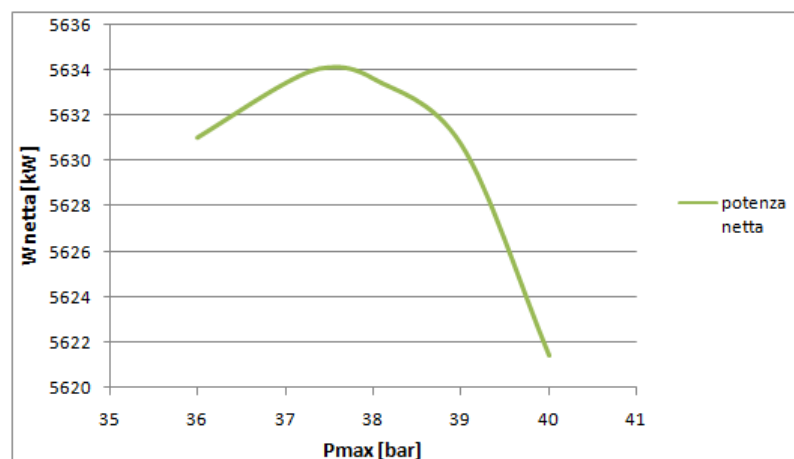


Figura 4.22 Variazione della potenza netta al variare della p_{max}

4.6 Riepilogo

In Figura 4.23 si confrontano le potenze nette nei tre casi esaminati per i diversi periodi, mentre in Tabella 4.6 si riportano i valori numerici che competono alle diverse simulazioni.

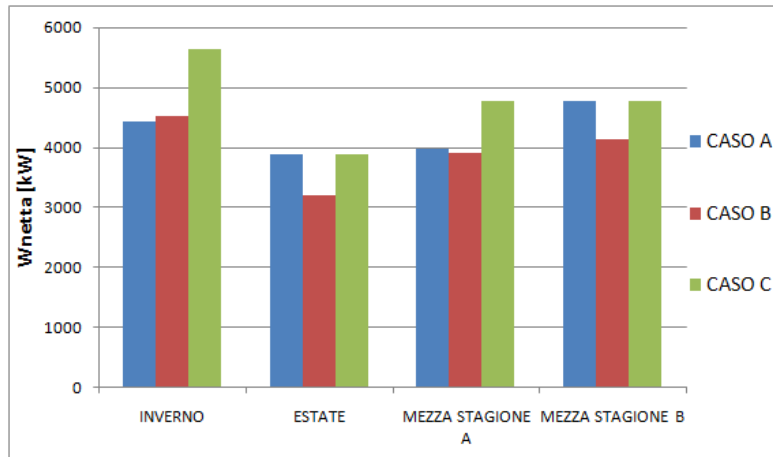


Figura 4.23 Potenze nette ottenute nei vari periodi per i tre casi

	Potenza netta [kW]		
	CASO A	CASO B	CASO C
Inverno	4429,8	4532,7	5634
Estate	3891,5	3209,8	3891,5
Mezza stagione A	3970,6	3919,4	4782,8
Mezza stagione B	4782,8	4127,4	4782,8

Tabella 4.6 Potenze nette per le varie simulazioni

5 Analisi economica

In questo capitolo verranno confrontati i casi esaminati in ottica economica per valutare quale sia il più conveniente e successivamente verrà fatta un'analisi ambientale.

Ipotizzando un funzionamento dell'impianto per 8000 ore, dalla Tabella 4.6 si calcola l'energia elettrica prodotta come somma delle potenze ottenute nei vari periodi pesate con la durata effettiva della stagione. In Figura 5.1 sono riportati questi valori suddivisi per i vari casi. Si ricorda che i casi A e B fanno riferimento alla produzione sia elettrica che termica prevedendo, rispettivamente che in condizioni nominali si scarichi a T_{inj} di 75°C e a 90°C . Dal punto di vista energetico si nota come sia conveniente adottare la configurazione C, che permette di ottenere più energia elettrica, ma non di vendere quella termica, rispetto a quella A e B che hanno livelli di producibilità inferiori. Tuttavia l'adozione di un impianto cogenerativo fa emergere domande relative alla sua effettiva convenienza. Per risolvere la questione proposta, è stato confrontato il caso A con il caso B per valutare quale sia il migliore dal punto di vista economico. Il caso B è a livello di producibilità elettrica penalizzato rispetto al caso A, infatti quest'ultimo presenta un 7,34% in più di energia elettrica prodotta annualmente. Confrontando, però, i costi di investimento di impianto ORC e TLR dei due esempi, il caso B presenta un risparmio dell'8,7% rendendo interessante fare un'analisi economica che definisca quale dei due risulti più conveniente confrontandoli anche con il caso C.

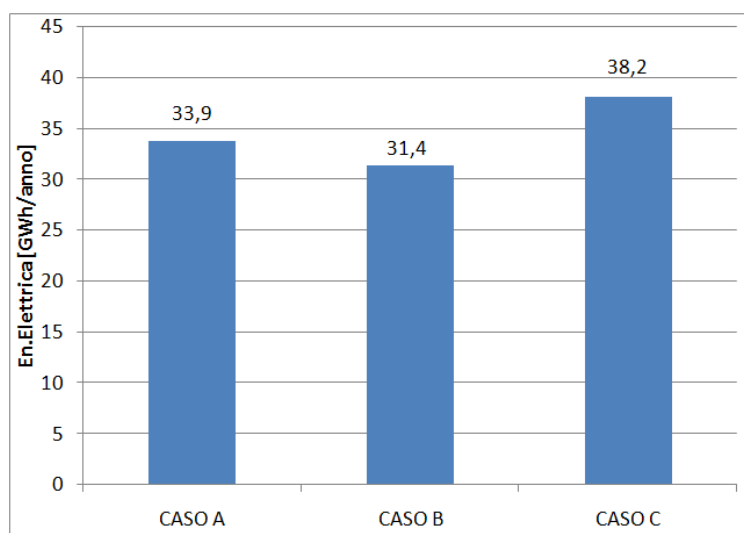


Figura 5.1 Produzione di energia elettrica annuale per i tre casi

5.1 Il teleriscaldamento e la cogenerazione

Con il termine cogenerazione si indica la produzione ed il consumo contemporaneo di diverse forme di energia secondaria (energia elettrica e/o meccanica ed energia termica) partendo da un'unica fonte (sia fossile che rinnovabile) attuata in un unico sistema integrato. La cogenerazione viene realizzata in particolari centrali termoelettriche, dove si recuperano l'acqua calda, il vapore di processo oppure i fumi prodotti da un motore primo alimentato a combustibile fossile (gas naturale, olio combustibile, biomasse) per poter produrre calore che verrà riutilizzato nei vari processi dell'impianto. In questo modo si ottiene un significativo risparmio di energia rispetto alla produzione separata dell'energia elettrica (tramite generazione in centrale elettrica) e dell'energia termica (tramite centrale termica tradizionale). La cogenerazione è una delle tecniche di risparmio energetico più diffuse a livello industriale ed il comune esempio di impianto cogenerativo è quello realizzato con turbina a gas e caldaia a recupero. I fumi in uscita dalla turbina a gas vengono convogliati attraverso un condotto nella caldaia a recupero. I fumi in caldaia permettono di produrre acqua calda, vapore saturo o vapore surriscaldato. Solitamente si utilizza acqua calda per scopi di riscaldamento, vapore saturo per utenze industriali e vapore surriscaldato per turbine a vapore e utenze termiche. In questo caso si utilizza l'acqua geotermica che prima di ritornare in falda cede calore alla rete di teleriscaldamento attraverso degli scambiatori dedicati. La produzione combinata comporta una serie di vantaggi, prima di tutto un minor consumo di combustibile e di conseguenza un risparmio economico ed una riduzione delle emissioni, inoltre l'impatto ambientale è inferiore grazie alla diminuzione della quantità di calore rilasciata in ambiente. Infine la localizzazione di questi impianti in prossimità delle utenze implica minori perdite di trasmissione e di distribuzione per la rete elettrica nazionale.

Con il termine teleriscaldamento, in accordo alla definizione data dall'AIRU (Associazione Italiana Riscaldamento Urbano) [39] si intende un sistema costituito da una rete atta al trasporto e alla consegna di energia termica generata in una centrale di produzione. Il riscaldamento urbano consiste nella distribuzione, tramite una rete di condutture, di acqua calda o surriscaldata destinata al riscaldamento degli edifici ed alla distribuzione di acqua calda igienico-sanitaria. L'energia termica immessa nelle reti di teleriscaldamento può essere generata tramite diverse soluzioni tecnologiche, siano esse basate su centrali termiche convenzionali di grosse dimensioni o su centrali di cogenerazione. Le componenti principali di un sistema di teleriscaldamento sono: una centrale termica, ove viene prodotto il calore, una rete di trasporto e distribuzione, costituita da speciali condotte sotterranee e un insieme di sottocentrali. Queste ultime, situate nei singoli edifici da servire, sono costituite da scambiatori di calore, che permettono di realizzare lo scambio termico tra

l'acqua della rete di teleriscaldamento (circuito primario) e l'acqua del circuito del cliente (circuito secondario), senza che vi sia miscelazione tra i due fluidi. La centrale termica riscalda l'acqua, che viene distribuita ai diversi edifici attraverso la rete di distribuzione. Giunta allo scambiatore, l'acqua della rete trasferisce all'acqua dell'impianto di distribuzione interna dell'edificio il calore necessario per riscaldare gli ambienti e per la produzione di acqua calda sanitaria. Alla fine di questo processo, l'acqua, ormai raffreddata, ritorna in centrale per essere nuovamente riscaldata. Perché il teleriscaldamento abbia efficacia, è necessario tuttavia individuare un'utenza concentrata in un'area ben definita, come un quartiere, un'area commerciale o industriale, un insieme di utenze pubbliche prossime tra loro (prevalentemente scuole o impianti sportivi), o loro combinazioni. Non è consigliabile una rete di teleriscaldamento che colleghi utenze isolate e sparse, lontane tra loro perché l'investimento non sarebbe economicamente favorevole sia per l'azienda distributrice che per il cittadino beneficiario. La realizzazione di una rete di teleriscaldamento comporta numerosi benefici sia per il cliente finale che per la collettività, infatti le tariffe del servizio calore saranno necessariamente posizionate per offrire all'utenza un risparmio economico rispetto alle soluzioni tradizionali. Viene offerto un servizio finale e non un combustibile che necessita di una ulteriore trasformazione tramite caldaie. "Il servizio calore" permette, quindi, diversi vantaggi tra cui: pagare a contatore il servizio e non il combustibile, regolare la durata del riscaldamento secondo le proprie esigenze (in accordo alle limitazioni di legge) e avere un servizio di fornitura disponibile in qualsiasi momento della giornata perché il fluido termovettore è in continua circolazione nelle condotte. I costi per gli utenti sono ancora minori se si analizzano ulteriori fattori quali i costi evitati per l'acquisto e manutenzione ordinaria e straordinaria delle caldaie che vengono eliminate, la maggiore disponibilità di spazi utili (dato che le dimensioni degli scambiatori per teleriscaldamento sono minori delle caldaie di pari potenza, ed inoltre non richiedono locale ventilato, tiraggio, ecc.). Tuttavia ci sono delle limitazioni per lo sviluppo del teleriscaldamento relativamente ai grossi investimenti necessari per la realizzazione delle reti, alla complessità dell'iter autorizzativo, alla concorrenza con i sistemi autonomi di riscaldamento a metano e ai disagi per i lavori stradali di installazione e di manutenzione delle reti di distribuzione.[40],[41],[42].

In contrapposizione al teleriscaldamento e come modalità attualmente più diffusa, nei centri urbani nazionali la produzione del calore avviene tramite caldaie dimensionate per il singolo edificio o per ogni singola unità immobiliare; in tal caso generalmente si utilizza non più del 75-80% dell'energia primaria immessa in caldaia. Inoltre si impiega energia termodinamicamente pregiata per riscaldare un ambiente a soli 20°C. Una rete di teleriscaldamento, al contrario, consente di utilizzare una frazione cospicua dell'energia primaria contenuta nel combustibile, qualora venga utilizzato, rispetto a quella consentita dalle

produzioni separate di calore ed elettricità, con un risparmio energetico di circa il 30%. Inoltre la produzione centralizzata del calore consente di utilizzare fonti rinnovabili altrimenti disperse (Rifiuti Solidi Urbani e biomasse) o disponibili naturalmente come la fonte geotermica.

5.2 Lo scenario italiano

In Italia il teleriscaldamento ha avuto e sta avendo una significativa diffusione, come mostra la Figura 5.2 che riporta l'aumento della volumetria riscaldata tramite questo sistema dal 1972 al 2006. Questa crescita è concentrata quasi esclusivamente nelle regioni centro-settentrionali, da dati AIRU riferiti all'anno 2006, si può dedurre che circa il 43% della volumetria teleriscaldata in Italia si trova in Lombardia e il 27% in Piemonte (Figura 5.3).

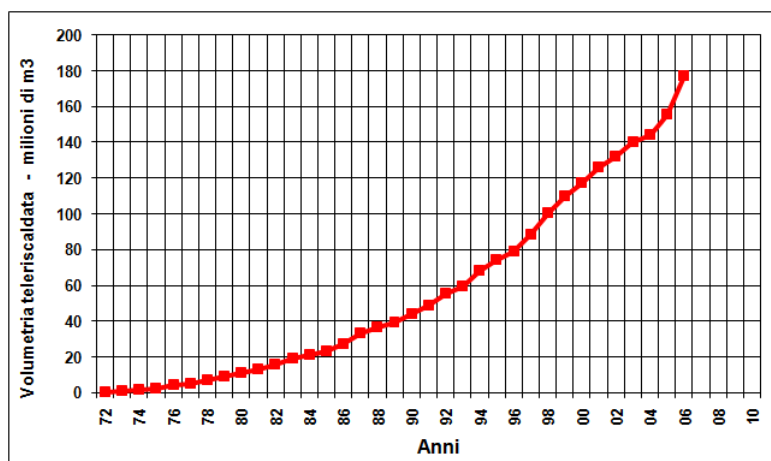


Figura 5.2 Andamento della volumetria totale teleriscaldata

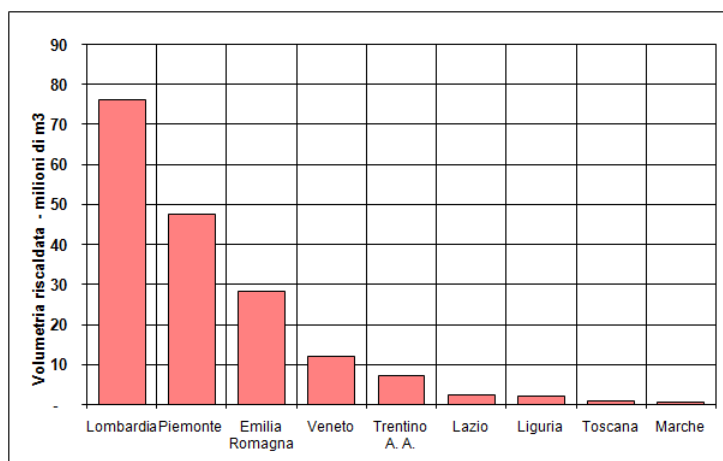


Figura 5.3 Volumetria riscaldata; sintesi dati regionali

Ci sono diversi esempi di rete di teleriscaldamento in Italia. Famoso è quello di Brescia, prima città ad introdurre questo sistema nel 1972; il fabbisogno di energia termica è coperto da tre centrali funzionanti a fonti fossili e biomassa. Per quanto riguarda il teleriscaldamento utilizzando la fonte geotermica in Italia si menzionano gli impianti in Toscana di Castelnuovo Valdicecina, Monterotondo Marittimo e Pomarance e in Emilia Romagna per la città di Ferrara. Molti impianti prevedono che il fluido geotermico a temperatura intorno ai 100°C fornisca direttamente calore alle utenze domestiche, senza una produzione di potenza elettrica. Si sono trovati in letteratura molti casi in Germania (Landau, Unterhaching, Bruchsal, Neustadt-Glewe...) che forniscono sia potenza termica ad un'utenza connessa alla rete di teleriscaldamento che energia elettrica, utilizzando dei moduli ORC o cicli Kalina. In Figura 5.4 si riporta uno schema impiantistico di questi tipi.

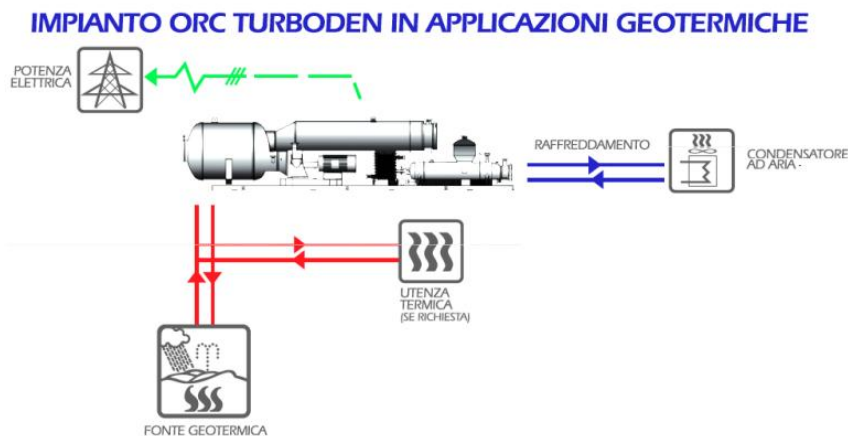


Figura 5.4 Schema di impianto per produzione combinata di elettricità e calore [59]

Grazie ai cicli ORC binari è possibile integrare l'uso del calore accoppiando la produzione di energia elettrica, laddove la sorgente di calore e le condizioni al contorno lo consentono. I possibili schemi di produzione combinata calore e potenza si possono riassumere così:

- In parallelo (caso austriaco di Altheim) in cui il flusso geotermico viene ramificato, destinando una parte al riscaldamento domestico e l'altra alla produzione elettrica.
- In serie (come nel caso esaminato) in cui prima della reiniezione in falda il fluido uscente dal ciclo ORC cede il calore residuo.
- Dal calore di condensazione a cui è collegata una rete TLR. Non è stata scelta questa configurazione perché non fattibile per il nostro livello termico.

5.3 Incentivazione geotermico

In accordo ai risultati ottenuti dell'attività che il GSE (Gestore dei Servizi Elettrici) ha svolto per la qualificazione degli impianti alimentati da fonti rinnovabili (IAFR) e rifiuti, in ottemperanza a quanto stabilito dai provvedimenti attuativi dell'art. 11 del D.Lgs. 79/1999, si identificano le seguenti forme incentivanti per la produzione elettrica da fonte rinnovabile geotermica, facendo riferimento anche alle tabelle 2 e 3 previste dalla Legge Finanziaria 2008 (L. 244/2007 e s.m.i.), relative al numero di Certificati Verdi e alle Tariffe Onnicomprensive da riconoscere, ove previsto, agli impianti entrati in esercizio a partire dal 2008.

Assegnazione di certificati verdi, per un periodo di 15 anni, nella misura del 90% della produzione elettrica netta nel caso di impianti geotermoelettrici di potenza nominale media annua superiore ad 1 MW. A partire dal 2008 i certificati verdi, dal valore unitario di 1 MWh ciascuno, vengono immessi sul mercato dal GSE ad un prezzo pari alla differenza tra il valore di riferimento, fissato in sede di prima applicazione in 180 € per MWh, e il valore medio annuo del prezzo di cessione dell'energia elettrica definito dall'Autorità per l'energia elettrica e il gas registrato nell'anno precedente e comunicato dalla stessa Autorità entro il 31 gennaio di ogni anno a decorrere dal 2008. Il valore di riferimento di 180 € per MWh e il coefficiente del 90% possono essere aggiornati, ogni tre anni, con decreto del Ministro dello sviluppo economico, assicurando la congruità della remunerazione ai fini dell'incentivazione dello sviluppo delle fonti energetiche rinnovabili.

Nel caso di impianti di potenza nominale media annua non superiore ad 1MW immessa nel sistema elettrico si ha diritto, in alternativa ai certificati verdi, ad una tariffa fissa onnicomprensiva pari a 200 € per MWh per un periodo di 15 anni. La tariffa può essere variata, ogni tre anni, con decreto del Ministro dello sviluppo economico.

Per favorire l'utilizzo di fonti rinnovabili il Decreto Legislativo ha introdotto l'obbligo, sia per i produttori che per gli importatori di energia elettrica, di generare ed immettere in rete una certa quantità di energia derivante da fonti rinnovabili, in funzione dell'energia totale prodotta. Qualora tale vincolo non venga rispettato, il produttore ha l'obbligo di acquistare sul mercato dell'energia i CV corrispondenti. In Figura 5.5 è riportata la suddivisione in fonti per le energie incentivabili annue [45].

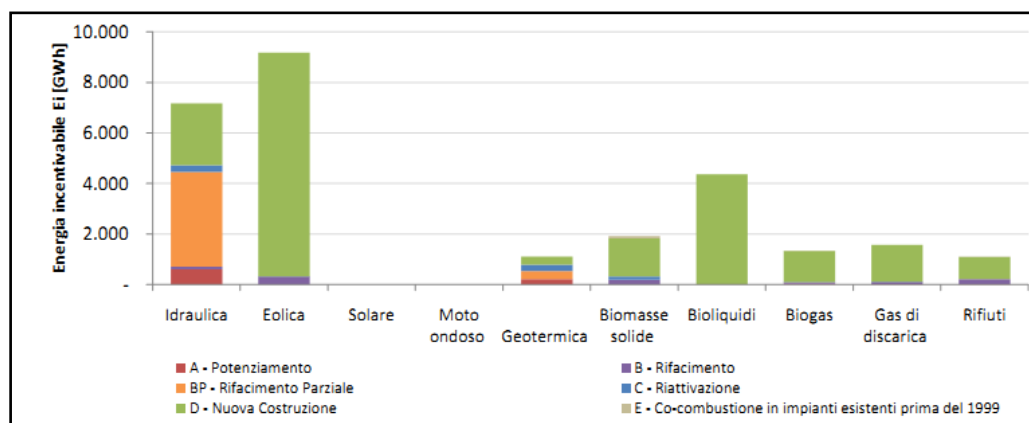


Figura 5.5 Energia incentivabile annua complessiva degli impianti qualificati e in esercizio al 31 dicembre 2010, suddivisi per fonte e per categoria di intervento

5.4 Valutazione dell'utenza termica

Per poter dimensionare una rete di teleriscaldamento è necessaria un'analisi territoriale e una suddivisione in zone per poter effettuare una valutazione e classificazione energetica. L'iter per definire la potenza termica richiesta prosegue con la collocazione del paese in una fascia climatica, la valutazione delle superfici da riscaldare e la tipologia dei vari edifici (residenze private, edifici pubblici o industriali).

Per definire le zone climatiche si fa riferimento alla normativa [44] che introduce un'unità di misura fittizia, il "grado-giorno": per gradi-giorno di una località si intende la somma, estesa a tutti i giorni di un periodo annuale convenzionale di riscaldamento, delle sole differenze positive giornaliere tra la temperatura degli ambienti interni (convenzionalmente fissata a 20°C) e la temperatura media esterna giornaliera. Si tratta di definire, zona per zona, quanti sono i "gradi necessari ogni giorno" per riscaldare una casa. La media delle temperature esterne di ogni giornata viene sottratta dalla temperatura convenzionale dell'ambiente interno, appunto fissata dalla normativa a 20 °C. Se il valore della differenza è negativo, esso non viene preso in considerazione. Esempio: 20°C interni, 21°C esterni (= -1, la casa non ha bisogno di riscaldamento); se invece il valore della differenza è positivo (20°C interni, 17°C esterni=+3°, dunque necessità di riscaldamento) esso viene sommato agli altri valori positivi rilevati durante la stagione invernale. Per i comuni molto freddi (per cui si hanno sempre valori di differenza positivi) la rilevazione viene estesa a tutto l'arco dell'anno. In pratica, il minor numero di gradi giorno designa le zone più calde e con minor necessità di riscaldamento, e viceversa il maggior numero designa quelle più fredde e con maggior necessità di riscaldamento. Si riporta in Tabella 5.1 la classificazione delle fasce climatiche Sempre in

accordo alla normativa si riportano le sei zone climatiche in funzione dei gradi-giorno, indipendentemente dalla ubicazione geografica:

- Zona A: comuni che presentano un numero di gradi-giorno non superiore a 600;
- Zona B: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 600 e non superiore a 900;
- Zona C: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 900 e non superiore a 1.400;
- Zona D: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 1.400 e non superiore a 2.100;
- Zona E: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 2.100 e non superiore a 3.000;
- Zona F: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 3.000.

Dal momento che questo studio non è relativo ad un caso specifico si ipotizza l'utenza da servire nella fascia climatiche E. Poiché dai casi studiati si prevedeva la copertura termica da Ottobre a fine Marzo, mentre la normativa riporta la copertura fino alla metà di Aprile, si ipotizza che il fabbisogno di questo periodo sia garantito da caldaie ausiliarie o si possa far riferimento alla prima metà del mese di Ottobre per soddisfare questa richiesta.

Tabella delle zone climatiche			
Zona climatica	Periodo di accensione	Orario consentito	Comuni
A	1° dicembre - 15 marzo	6 ore giornaliere	2
B	1° dicembre - 31 marzo	8 ore giornaliere	157
C	15 novembre – 31 marzo	10 ore giornaliere	989
D	1° novembre - 15 aprile	12 ore giornaliere	1611
E	15 ottobre - 15 aprile	14 ore giornaliere	4271
F	nessuna limitazione	nessuna limitazione	1071

Tabella 5.1 Classificazione climatica dei comuni italiani

Per definire la potenza termica richiesta si è fatto riferimento ai dati ottenuti in [41] relativi ai percorsi della rete di teleriscaldamento per soddisfare le utenze dei comuni di Lecco, Civate e Valmadrera, definendo le richieste giornaliere orarie per i mesi interessati al riscaldamento. Gli andamenti mensili delle curve

di copertura del fabbisogno termico sono riportati in Figura 5.6. Si evidenzia che la richiesta massima si attesta intorno ai 21,5 MW nel mese di Gennaio.

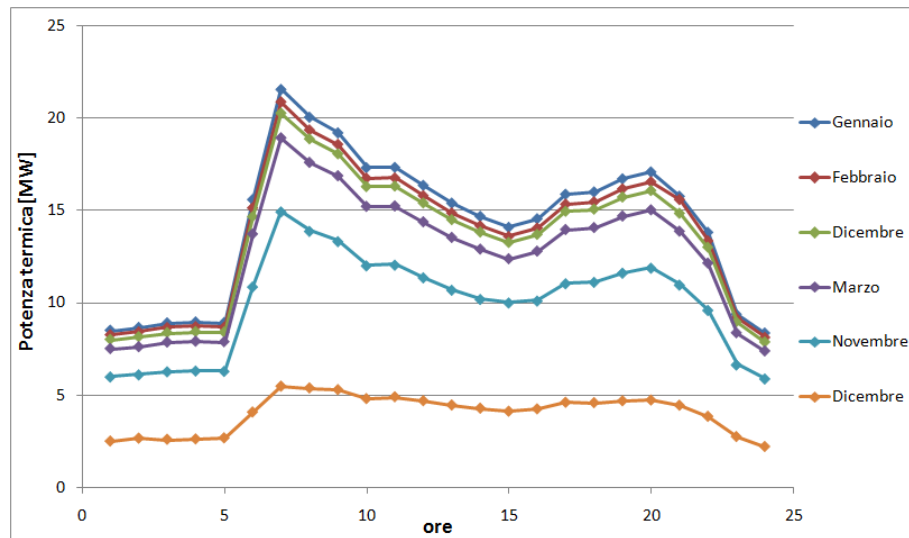


Figura 5.6 Distribuzione giornaliera di potenza termica richiesta nei vari mesi

Data la fonte geotermica scaricata a 90°C dall'impianto si calcola la potenza termica che questa riesce a soddisfare per la cogenerazione secondo l'espressione (5.1):

$$Q_{UT} = \dot{m}_{geo} \cdot c_{p_{geo}} \cdot (90 - T_{inj}) \quad (5.1)$$

Per i dati del sito si ottiene una Q_{UT} di circa 8,5 MW che farà da livello termico di base per il presente esempio. Come accennato in precedenza si hanno livelli termici richiesti ben superiori a quelli che la fonte geotermica può coprire, quindi viene richiesta l'adozione di un sistema a caldaie a gas. Questo è ideato per garantire il servizio in qualsiasi condizione, anche nel caso si verificano fermate impreviste o durante i periodi di fermata programmata. Quindi si deve optare per una caldaia integrativa a gas di potenza pari a quella erogata in rete nella condizione di massima richiesta. In tal modo il sistema ausiliario è in grado di coprire la domanda energetica delle utenze senza creare disagi ai clienti né l'impianto di incorrere in sanzioni. Prima di dimensionare la taglia delle caldaie è opportuno valutare le perdite termiche relative alla rete di teleriscaldamento, in quanto dovrà essere in grado di cedere sia l'energia termica utile a soddisfare il fabbisogno dell'utenza, sia a coprire le dispersioni che si verificano lungo la distribuzione. Per fare ciò si è ipotizzata una perdita di rete del 10% adottando, quindi, un sistema di caldaie da 24 MW. In Figura 5.7 si riporta la curva di carico termico giornaliera che può essere estesa al periodo in cui è richiesto calore. Per ottenere questo grafico sono state prese le potenze richieste nei vari mesi, pesate con la quota che occupano nel periodo invernale e

sommate fra loro. Il segmento rosso identifica il livello termico che garantisce la cogenerazione da fonte geotermica, mentre i carichi sopra questo livello saranno soddisfatti utilizzando la caldaia.

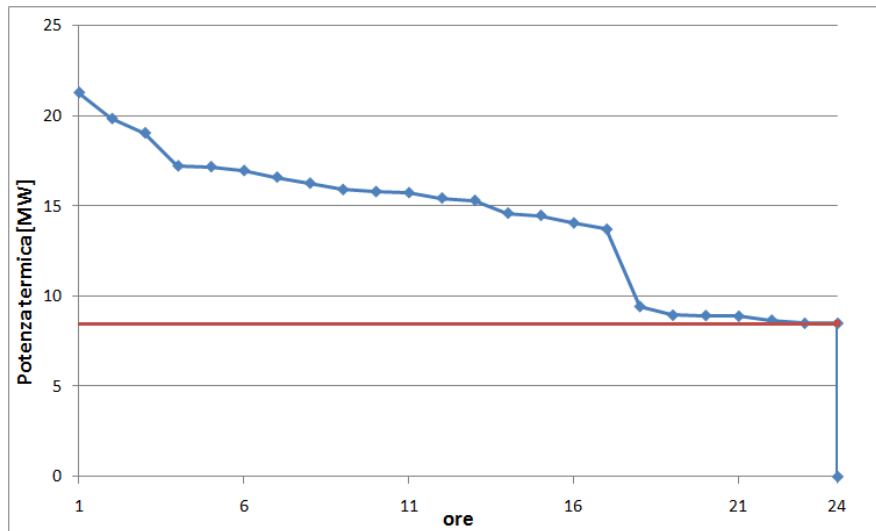


Figura 5.7 Curva di carico termico 24

Le aree sottese dai singoli tratti rappresentano i MWh termici richiesti necessari per conoscere la reale necessità dell'utenza ottenuta moltiplicato questi valori per le ore invernali di funzionamento del riscaldamento. Si trovano i MWh termici da soddisfare con le caldaie a gas sottraendo ai valori totali la quota parte relativa alla risorsa generata da geotermia. In Figura 5.8 sono riportati i valori dei MWh termici suddivisi per le due modalità di fornitura, con le relative percentuali di copertura termica rispetto alla richiesta.

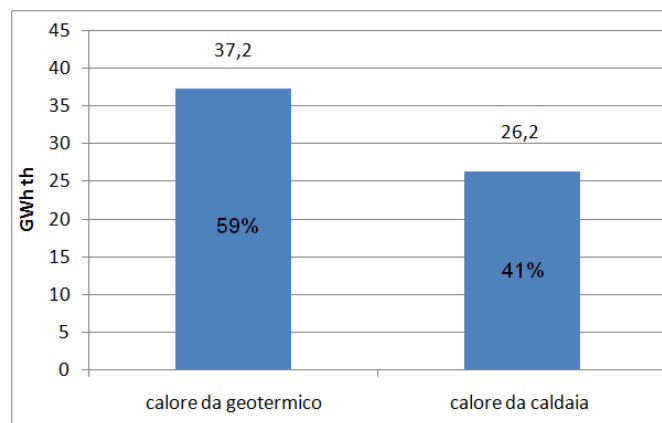


Figura 5.8 Valori delle richieste termiche in MWh e relative quote

5.5 Assunzioni economiche per i tre casi

L'analisi mira a stabilire quale sia il caso che risulta più redditizio nel corso della vita utile. I parametri utilizzati nell'analisi economica sono riassunti in seguito:

- Vita utile impianto: 20 anni;
- Ammortamento: 10 anni;
- Frazione finanziamento: 100 % in capitale proprio;
- Inflazione: 2,7 %;
- Tassazione: 38 %;
- Il capitale è supposto investito nei tre anni antecedenti l'inizio del funzionamento. Le percentuali sono riportate nella tabella seguente:

Esborso iniziale	
Anno	%
-3	50
-2	30
-1	20

Tabella 5.2 Frazione dell'investimento iniziale

5.5.1 Costi di investimento iniziale

L'esborso economico è stato conteggiato sommando due voci: le spese relative alla realizzazione della rete di teleriscaldamento nonché dei componenti essenziali di cui è costituita e i costi per l'impianto ORC. Nel conteggio, per la rete TLR, rientrano pertanto i costi relativi a tubazioni, scavi e ricoprimento, sottostazioni d'utenza e oneri relativi a componenti aggiuntivi ricavati da [41], mentre per l'impianto binario si fa una separazione più specifica.

Si fa una suddivisione relativa all'impianto vero e proprio e la parte destinata alla prospezione geologica e scavi. I valori monetari relativi a questa seconda parte sono stati presi da [27] in cui vengono riportate le varie voci in cui è ripartito il costo d'investimento. Si menzionano le più importanti:

- Attività di richiesta permesso di ricerca
- Rilievo geofisico
- Attività di preparazione del pozzo
- Perforazione esplorativa, produttiva e di reiniezione
- Acquisizione del terreno
- Progettazione
- Geofluid piping
- Opere civili
- Installazione e movimentazione

Dai valori trovati si delinea un costo di investimento di 6 milioni di euro. Questo valore verrà poi fatto variare fino a 12 milioni di euro nella successiva analisi di

sensibilità. Per quanto riguarda l'impianto binario e i suoi componenti i costi sono differenti per il caso B rispetto a quelli A e C. Il costo di impianto è invece funzione della "qualità termodinamica" del fluido, spesso identificata dalla temperatura della risorsa e della composizione chimica del fluido, che determina i materiali da adottare per i componenti (nei casi più critici è necessario ricorrere all'adozione di titanio). Lo sfruttamento di serbatoi geotermici più profondi, che comporta un costo di perforazione maggiore, consente in generale di disporre di un fluido geotermico a temperatura più elevata e con un parziale effetto benefico sul costo di impianto specifico; le aree più favorite sono caratterizzate dalla presenza di serbatoi con fluidi geotermici di elevate caratteristiche termodinamiche a profondità contenute [46]. In Figura 5.10 si mostra la ripartizione dei costi per il caso A e nello specifico la suddivisione dei costi relativi ai componenti di impianto. I costi dei vari componenti sono stati trovati in letteratura [46] e dal programma THERMOFLEX che da output mostra gli schemi costruttivi quotati del componente e una stima dei costi dello stesso un esempio si può vedere in Figura 5.9.

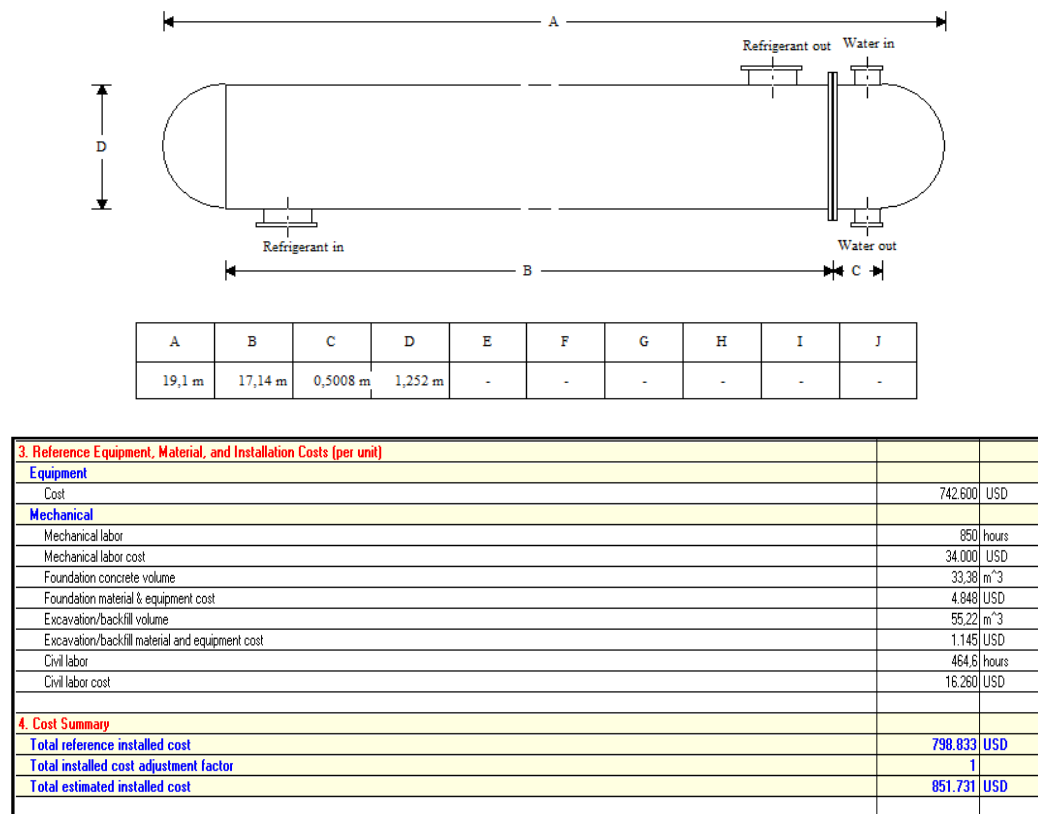


Figura 5.9 Schema costruttivo e dettaglio della stima di costo per lo scambiatore

Ai costi per la realizzazione del sistema di teleriscaldamento e dell'impianto ORC vanno conteggiati oneri aggiuntivi (per opere edili, piping e valvole, strumentazioni, sistema di controllo e varie) stimati con il 15% del totale (voce di costo chiamata BOP, Balance Of Plant). Per i casi A e B il totale è riferito alla rete TLR, impianto ORC e caldaia, mentre per il caso C si considererà solo l'impianto geotermico.

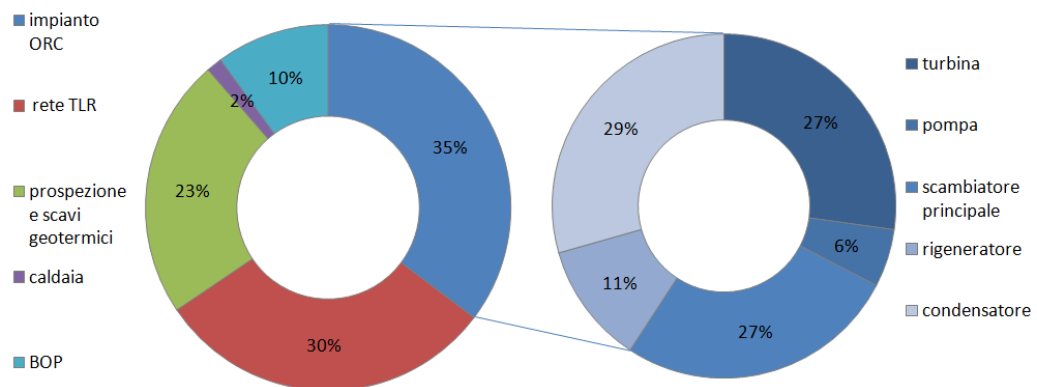


Figura 5.10 Ripartizione dei costi di investimento e di impianto per il caso A

Nella Figura 5.11 che riporta la suddivisione dei costi iniziali per il caso B, si nota che l'incidenza del costo dell'impianto ORC si riduce, dal momento che vengono adottati degli scambiatori più piccoli, così come le turbomacchine, visto che la loro potenza lorda è ridotta rispetto al caso A. Si nota come nei costi di impianto si sia ridotta la quota relativa allo scambiatore principale essendosi dimezzato il valore dell' UA (kW/K).

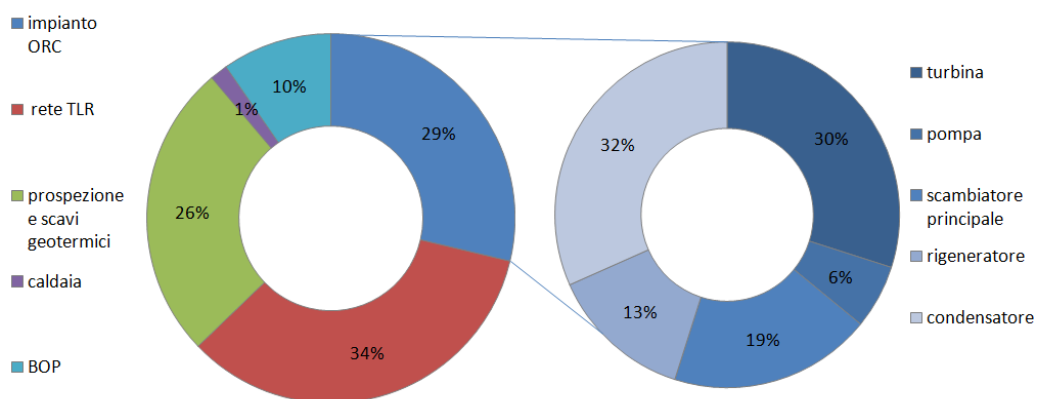


Figura 5.11 Ripartizione dei costi di investimento e di impianto per il caso B

Per quanto riguarda l'acquisto della caldaia si è fatto riferimento alla caldaia di classe 5 con basse emissioni di NOx con un costo specifico di 15000 €/MW_{th}. Infine per gli investimenti del caso C, in cui non si conteggiano gli oneri relativi agli scavi per la costruzione della rete di teleriscaldamento e tantomeno per l'acquisto della caldaia, si hanno solo le voci relative all'impianto ORC e alla prospezione e scavi che assumono pesi differenti se si varia quest'ultima voce da 6 a 12 milioni di Euro. In accordo a [47] la parte relativa all'impianto copre il 60 % dell'investimento iniziale qualora venga supposto un costo relativo alla parte di perforazione limitato; passando ad occupare il 43 % dell'investimento se il costo legato agli scavi dovesse crescere. La ripartizione dei costi per l'impianto ORC è uguale al caso A.

I costi degli scambiatori di calore dati dal programma sono valutati in dollari americani, quindi da [48] si è trovato un valore medio di cambio Dollaro/Euro pari a 1,4 per valutare i costi in moneta locale. In Tabella 5.3 si riportano i costi di investimento totali per i vari casi, notando come per il caso C sia basso questo valore non avendo il costo importante di realizzazione delle rete TLR; il confronto è fatto adottando un costo per la perforazione di 6 milioni.

Costi di investimento iniziale [Euro]		
CASO A	CASO B	CASO C
26.043.397	23.111.424	16.565.477

Tabella 5.3 Costi di investimento iniziale per i tre casi

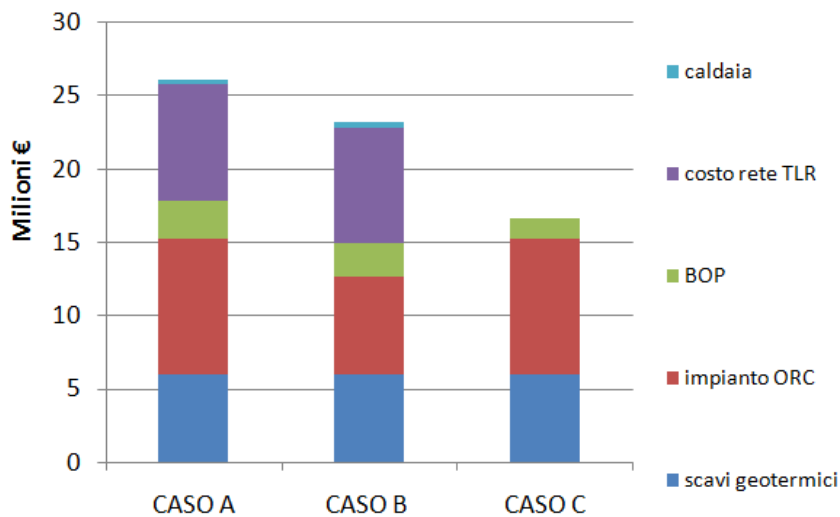


Figura 5.12 Ripartizione dei costi di investimento per i tre casi

5.5.2 Costi operativi e di gestione

I costi operativi e di gestione che si intendono valutare sono relativi a:

- Manutenzione
- Assicurazione e canoni
- Personale
- Acquisto gas naturale

I costi di manutenzione sono suddivisi per la parte relativa alla rete TLR e quella per l'impianto ORC. A rigore questa seconda parte deve essere studiata in due contributi per avere una stima realistica; è necessario, quindi distinguere i costi di manutenzione dei pozzi dai costi di manutenzione dell'impianto di produzione di energia elettrica. Tuttavia difficilmente in letteratura si trova questa suddivisione di costi, per cui si è adottato un valore trovato in [49] relativo ad impianti di taglia simile a quello in esame suddividendo la manutenzione ordinaria da quella straordinaria. La prima è imputabile alla manutenzione del solo impianto di produzione di energia elettrica e il valore scelto è di 50 \$/kW. Il costo di manutenzione straordinaria è imputato alla necessità di effettuare manutenzione sui pozzi nel caso la produttività di questi diminuisca e il costo annuale da sostenere è di 30 €/kW. Per la rete TLR da bibliografia [41] si assume un costo di 5 €/MWh.

Si rileva un costo di assicurazione per coperture relative a danni materiali diretti e indiretti più un costo relativo ai canoni di ricerca e coltivazione del campo geotermico. Secondo [46] il costo annuo del personale è calcolato ipotizzando n° 2 addetti, ciascuno al costo annuo di 40.000 €.

Infine, dal momento che è richiesta una copertura di calore prodotta con gas naturale è necessario che questo bene venga comprato. Tale fornitura è valorizzata ad un prezzo di 0,0468 €/kWh, inferiore rispetto al costo del gas ad usi civili, che è pari secondo [50] a 0,0829 €/kWh. La motivazione risiede nei maggiori quantitativi richiesti da cui ne deriva la possibilità di scontare interamente il valore dell'IVA, equivalente al 21%, e ridurre ulteriormente il prezzo dalle accise. In Figura 5.13 si riportano i costi che si devono sostenere e le varie suddivisioni notando come i valori annuali a cui il caso C deve far fronte sono limitati, non avendo le voci "costo metano" e "o&m per TLR" che sono economicamente importanti. Si riportano inoltre anche l'entità dei costi totali che devono sostenere annualmente i tre casi.

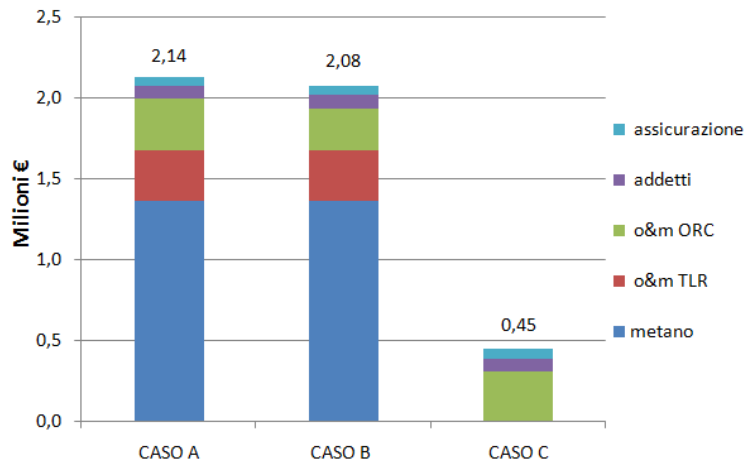


Figura 5.13 Confronto ripartizione dei costi annuali per i tre casi

5.5.3 Ricavi annui

I ricavi sono suddivisi in quattro voci per i casi A e B:

- Ricavi certificati verdi (CV)
- Vendita energia elettrica
- Ricavi vendita calore prodotto da caldaia
- Ricavi vendita calore prodotto da fonte geotermica

Per il caso C invece saranno da considerarsi solo i primi due termini. Per i ricavi dai certificati verdi si è fatto riferimento a [45]; il CV è il valore sul mercato del singolo certificato verde nell'anno n -esimo in €/MWh, opportunamente inflazionato e comprensivo della penalizzazione del 10% prevista dalla normativa vigente per la fonte geotermoelettrica. Per la vendita dell'energia elettrica si fa riferimento al PUN che è il valore del prezzo unico nazionale di acquisto dell'energia elettrica all'anno n in €/MWh, opportunamente inflazionato negli anni. Il prezzo unico nazionale o PUN è una media dei prezzi zionali ossia dei prezzi di vendita nelle differenti zone nelle quali si suddivide il mercato elettrico italiano in presenza di vincoli di trasmissione opportunamente pesati in base ai volumi di energia scambiata. Il valore adottato è di 67,38 €/MWh [50]. Il ricavo proveniente dalla vendita di energia elettrica è dato dal prodotto della somma di CV e PUN moltiplicati per il valore dell'energia elettrica per i primi 15 anni, cioè la durata dell'incentivazione.

Per quanto riguarda l'energia termica venduta alle utenze, questa è stata scontata del 10% rispetto al prezzo corrente di vendita del gas naturale per usi civili. In tal modo si fornisce un prezzo concorrenziale invogliando i cittadini ad effettuare l'allacciamento alla rete. In Figura 5.14 si riportano le percentuali per le varie voci che competono ai ricavi annuali dei vari casi.

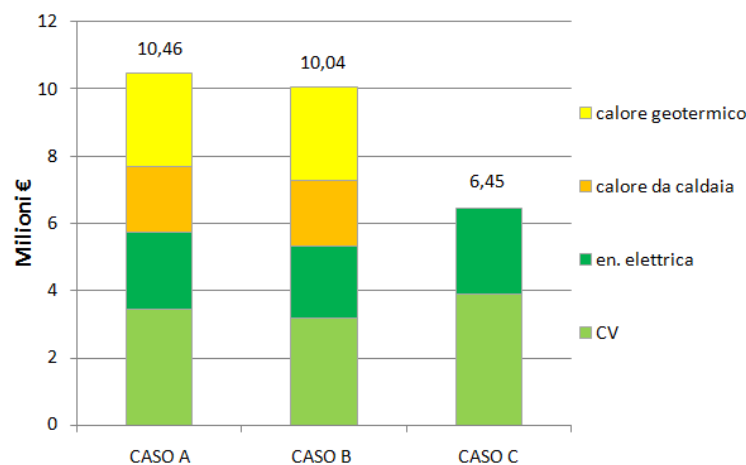


Figura 5.14 Confronto suddivisione dei ricavi per i tre casi

5.6 Analisi di redditività

L'analisi di redditività viene eseguita per fornire una precisa indicazione circa la convenienza economica del progetto. Si fa riferimento a principali indici economici quali il valore attuale netto (NPV), il tasso interno di ritorno (IRR) e il tempo di ritorno dell'investimento (Pay Back Time)[51].

Il valore attuale netto (Net Present Value) espresso secondo la (5.2) è una metodologia tramite cui si definisce il valore attuale che l'investimento è in grado di generare, non solo sommando i flussi di cassa contabilmente, ma attualizzandoli sulla base del tasso di attualizzazione a e inflazionandoli con il tasso di inflazione i . Il tasso di attualizzazione a è il tasso di riferimento utilizzato per calcolare la variazione di valore nel tempo di una determinata grandezza economica (es. investimento, capitale, ecc), quindi consente di sommare le grandezze economiche riferibili a periodi di tempo che altrimenti non sarebbero direttamente comparabili. Il tasso di attualizzazione trasferisce al tempo zero (attuale) il valore equivalente del capitale (o di un flusso di cassa) esigibile in una data futura. Per questo caso si è adottato un tasso del 7 %.

$$NPV = \sum_{n=0}^N Net\ cash\ flow, att(n) \quad (5.2)$$

Dove NPV è il "Net present value", mentre con "Net cash flow,att"(NCF_{att}) si intendono i flussi di cassa riferiti all'anno n e N rappresenta la vita utile dell'impianto.

Si possono definire tre fasi economiche dall'inizio dell'investimento alla fine della vita utile:

- Fase iniziale: di durata 3 anni prima dell'avviamento dell'impianto. In questa fase si ha l'esborso iniziale per l'installazione e la messa in

funzione dell'impianto. L'impianto è in fase di costruzione e, non essendoci produzione di energia, non si hanno ricavi. La tassazione è pertanto nulla. Per questo periodo vale la (5.3):

$$NCF_{att} = \frac{\text{Investimento } (n)}{(1+i)^n \cdot (1+a)^n} \quad (5.3)$$

- Fase di ammortamento: è stimata in 10 anni nei quali l'impianto produce e al lordo imponibile si toglie l'ammortamento a quota fissa dell'impianto (AMM= Investimento iniziale /10). Vale la (5.4):

$$NCF_{att} = \frac{(NCF_n \cdot (1+i)^n - AMM) \cdot (1-t) + AMM}{(1+i)^n \cdot (1+a)^n} \quad (5.4)$$

Dove t rappresenta la tassazione media.

- Fase finale: dalla fine dell'ammortamento sino alla fine della vita utile. In questa fase il lordo imponibile è dato dalla differenza tra i ricavi e i costi annui. Si fa riferimento alla (5.5):

$$NCF_{att} = \frac{NCF_n \cdot (1+i)^n \cdot (1-t)}{(1+i)^n \cdot (1+a)^n} \quad (5.5)$$

I valori degli NCF sono da calcolare come differenza fra i ricavi e i costi da sostenere per l'impianto:

$$NCF = Ricavi - Costi \quad (5.6)$$

Il tasso interno di rendimento (Internal Rate of Return) è un indice di redditività finanziaria di un investimento. E' il tasso composito annuale di ritorno effettivo che un investimento genera e, in termini tecnici, rappresenta la resa di un investimento. In generale, un progetto andrebbe perseguito quando l'IRR risulta essere maggiore del costo del capitale o del tasso a . Si calcola iterativamente, risolvendo l'equazione dell'NPV con a tale che il valore si azzeri in corrispondenza del termine della vita utile:

$$IRR : NPV(a = IRR) = 0 \quad (5.7)$$

Nell'analisi economica non si intende definire una redditività assoluta delle varie configurazioni, bensì un confronto relativo tra di esse. Per cui, nel caso di investimenti alternativi, verrà selezionato l'investimento con IRR superiore.

Un ulteriore indice di analisi dell'investimento è il "Pay back time" che esprime il tempo di ripagamento dell'impianto. Infatti, oltre all'entità dell'utile, l'investitore è interessato anche al tempo di ritorno dell'investimento, ossia al periodo necessario affinché i flussi positivi di cassa attualizzati permettano di

ricostituire il capitale iniziale maggiorato del rendimento atteso. Si tratta di fatto di valutare l'anno n per il quale si annulla l'NPV.

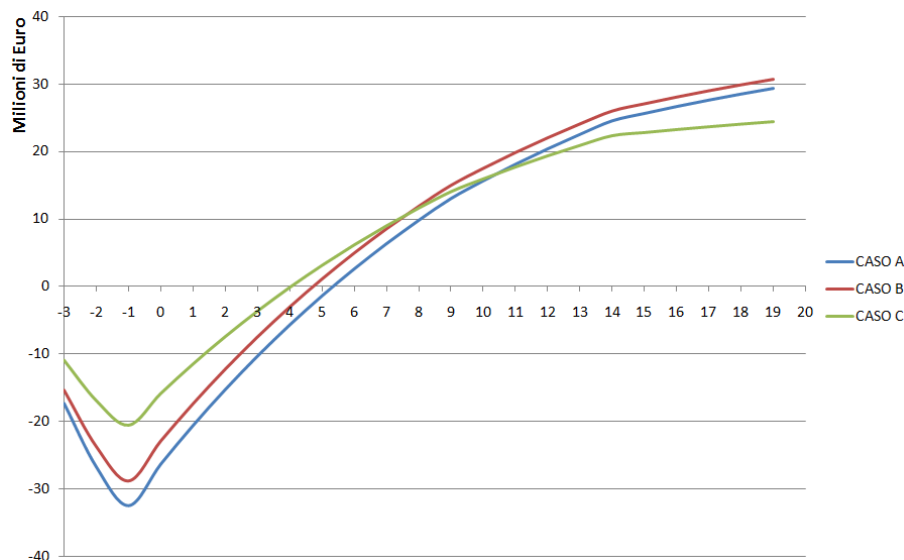


Figura 5.15 Andamento della sommatoria dei flussi di cassa attualizzati relativi ai vari casi

In Figura 5.15 è stato riportato l'andamento dei flussi di cassa attualizzati per i tre casi qualora il costo di perforazione per la costruzione dei pozzi sia di 6 milioni. Si nota che il caso C viene ripagato in un minor tempo e che il caso B tuttavia aumenta maggiormente il valore economico dell'impresa, poiché ha un NPV più grande. La brusca variazione di pendenza delle curve al quindicesimo anno di vita è rappresentativa del termine del periodo di incentivazione; scaduti i certificati verdi, l'energia elettrica viene venduta alla rete ad un prezzo nettamente inferiore.

In Tabella 5.4 si riepilogano i valori trovati per NPV, IRR, PBT nei tre casi.

	CASO A	CASO B	CASO C
NPV [€]	29.407.208	30.752.045	24.424.105
IRR [%]	16,17	17,55	19,04
PBT [anni]	5,34	4,72	4,05

Tabella 5.4 Riepilogo indici economici per i tre casi

Si deduce che il caso B presenta una maggiore redditività (NPV) sia rispetto ad A che a C. Tuttavia studiando l'IRR, che mi esprime la resa percentuale dell'investimento, si è propensi ad adottare il caso C perché risulta più sicuro. Da [51] si può spiegare questo effetto perché l'NPV, che è un criterio assoluto, tende a privilegiare gli investimenti di maggiori dimensioni, contrariamente all'IRR che è un criterio di tipo relativo.

5.7 Analisi di sensibilità al variare del costo della perforazione

Nelle simulazioni precedentemente svolte, si è ipotizzato di sostenere un costo relativo agli scavi e prospezione geologica pari a 6 milioni di Euro, tuttavia in letteratura si è trovato che questo valore è molto variabile a seconda del sito esaminato. Il costo di perforazione è generalmente funzione della profondità (lo sfruttamento di serbatoi geotermici più profondi comporta costi maggiori) e del tipo di roccia da perforare. Viene svolta quindi un'analisi di sensibilità, cioè si fa uno studio della variazione della soluzione ottima (base ottima) al variare dei coefficienti del problema. Viene modificato il costo delle perforazione geologiche da 6 a 12 milioni di Euro, riportando in Tabella 5.5 i valori ottenuti per i casi B e C, tralasciando il caso A perché viene sempre penalizzato rispetto al caso B.

	CASO B			CASO C		
	NPV [M€]	IRR [%]	PBT [anni]	NPV[M€]	IRR [%]	PBT [anni]
6milioni€	30,75	17,55	4,72	24,42	19,04	4,05
8milioni€	28,77	16,31	5,25	22,45	17,23	4,71
10milioni€	26,80	15,22	5,78	20,47	15,69	5,37
12milioni€	24,83	14,25	6,33	18,45	14,35	6,04

Tabella 5.5 NPV,IRR e PBT al variare del costo di perforazione per i casi B e C

L'NPV per il caso B rimane sempre più alto del caso C mostrando come la vendita di calore all'utenza sia redditizia rispetto alla vendita della sola energia elettrica anche se a fronte di un investimento maggiore. Nel caso 12 milioni € si evidenzia che il valore dell'IRR è migliore sempre per il caso C ma riducendo il divario iniziale che aveva con il caso B, come riportato in Figura 5.16. Questo può essere spiegato pensando che nel caso B l'investimento aggiuntivo della rete TLR pesi sempre meno rispetto al costo degli scavi per l'impianto ORC. In Figura 5.17 si può notare come la distanza dei PBT fra i due casi si riduca, mantenendo, tuttavia più rapido il periodo di ripagamento per il caso C.

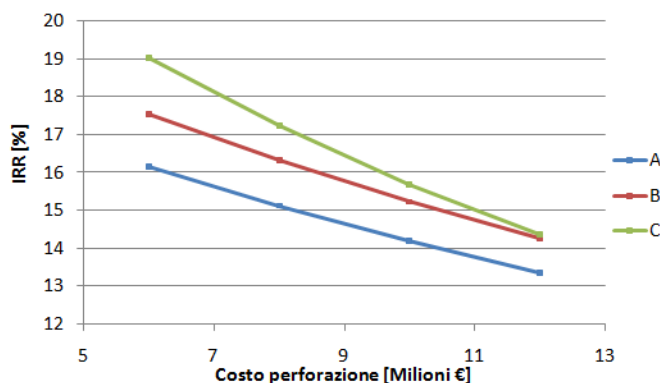


Figura 5.16 Andamento dell'IRR per i casi A, B e C

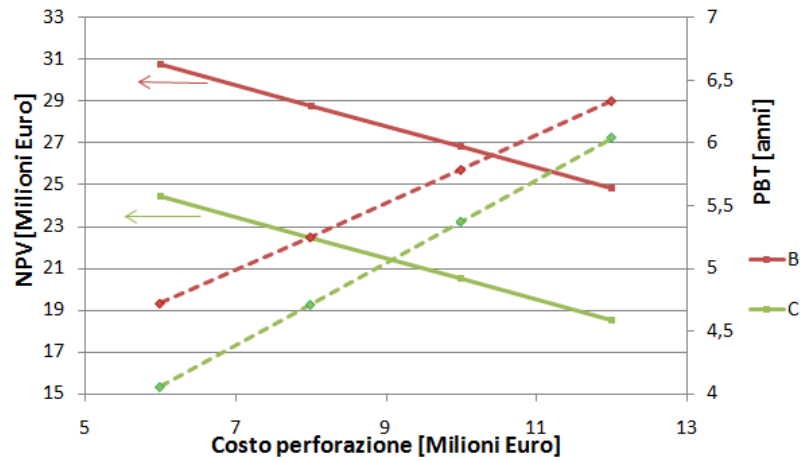


Figura 5.17 Andamento di NPV e PBT per i casi B e C

5.8 Valutazione ambientale dell'investimento

I vantaggi ambientali derivanti dalla produzione di energia elettrica da fonte rinnovabile sono esprimibili in termini di CO₂ evitata. Si calcolano quindi, le tonnellate annue di CO₂ che, nelle medesime condizioni operative, verrebbero prodotte da un parco di centrali elettriche tradizionale. L'emissione di CO₂ viene valutata su una scala globale, in quanto è causa del surriscaldamento ambientale, ma non nociva a livello locale. Inquinanti di questo tipo invece sono originati dalla combustione e sono gli ossidi di azoto, gli ossidi di zolfo ed il particolato. Questi, direttamente o indirettamente, provocano effetti deleteri alla salute in prossimità del sito di emissione.

Per valutare le emissioni si fa riferimento a due diversi tipi di scenari per gli impianti: uno in cui ci sono le migliori tecnologie disponibili (BAT), mentre il secondo fa riferimento ad un parco medio sul territorio. Il confronto fra i vari casi è stato fatto seguendo quest'ultimo contesto. In Tabella 5.6 sono riportate le emissioni del parco elettrico nazionale per diversi tipi di inquinanti.

La riduzione di emissione più sostanziale da produzione elettrica si ha ovviamente per il caso C, in cui si ha una produzione annua di energia elettrica maggiore, seguita dal caso A e B.

	Centrali elettriche [g/kWh _{el}]
CO ₂	470
NO _x	0,6
SO _x	1
CO	0,1

Tabella 5.6 Valori delle emissioni riferite allo stato dell'arte per produzione elettrica

Tuttavia nei casi A e B si deve far riferimento anche alle emissioni evitate relative alla produzione di calore per recupero termico da fonte geotermica, infatti con questa quota si risparmia sul consumo di gas naturale e quindi non si emettono inquinanti prodotti da centrali termiche a metano. Anche per questo caso ci sono dei valori di riferimento sulle emissioni, riportati in Tabella 5.7, per centrali convenzionali.

	Centrali termiche [g/kWh _{th}]
CO ₂	230,19
NO _x	0,184
SO _x	0,001
CO	0,037

Tabella 5.7 Valori delle emissioni riferite alle centrali termiche a metano

Sommando questi contributi si riportano in Figura 5.17 i livelli delle emissioni evitate per gli inquinanti ad impatto locale considerati.

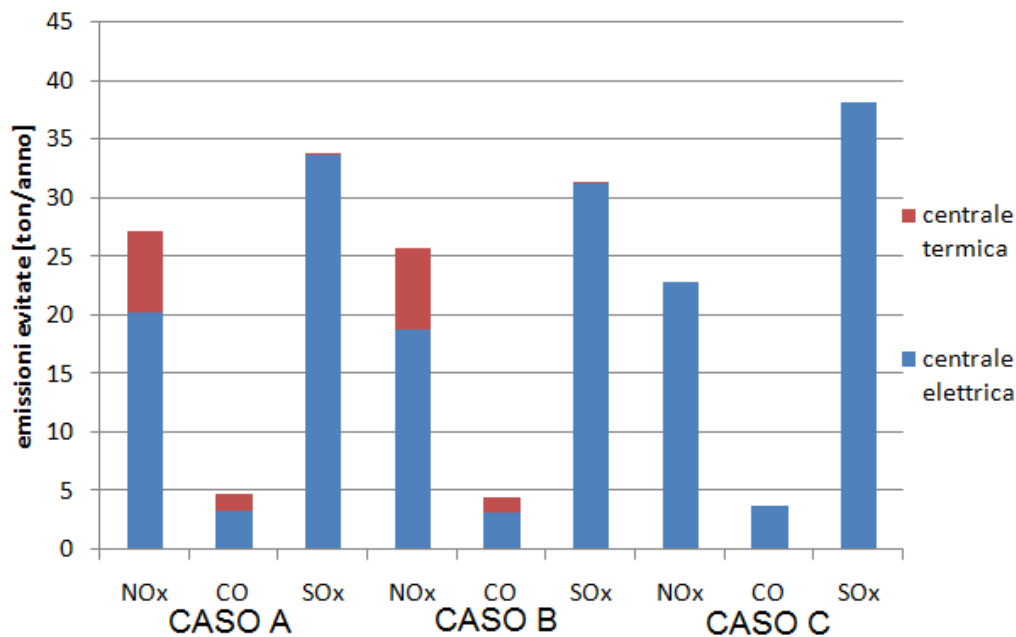


Figura 5.18 Confronto dei livelli di emissione di NO_x, CO e SO_x per i tre casi

Si nota che a livello di impatto locale si ha un miglioramento del grado di inquinamento, adottando la configurazione C per quanto riguarda le emissioni di SO_x, visto che il contributo rilevante è dato dalle emissioni da centrali per la produzione elettrica, mentre quelle termiche adottano tecnologie in grado di limitare questo inquinante. Si hanno maggiori emissioni evitate per la CO e NO_x adottando i casi A e B perché la parte relativa al riscaldamento ottenuto bruciando metano si fa importante.

Per quanto riguarda le emissioni globali (CO₂) si riportano in Figura 5.18 i livelli di emissione evitate, distinguendo anche in questo caso ciò che è stato “risparmiato” da centrali elettriche e quello da centrali termiche a metano.

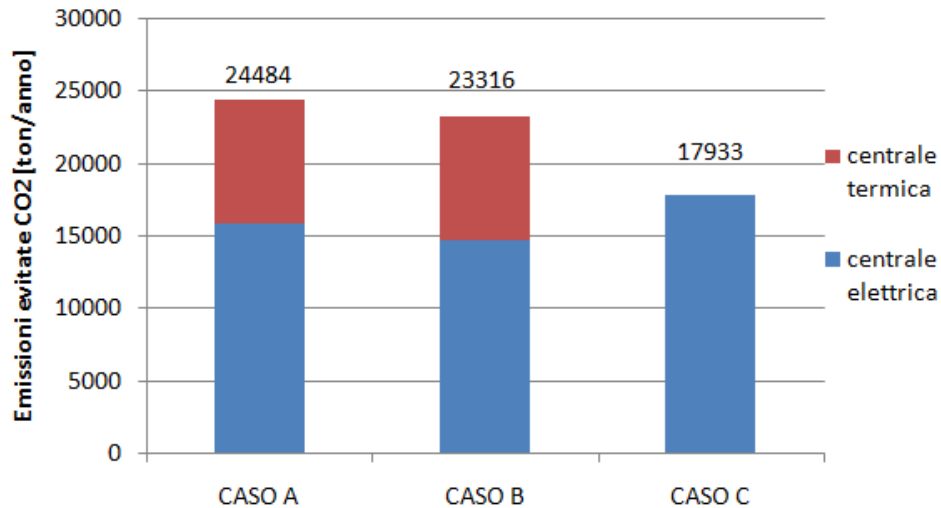


Figura 5.19 Emissioni evitate di CO₂ per i tre casi

Si evidenzia come assuma più importanza evitare le emissioni ottenute per combustione di metano. Infine si vuole valutare l’energia primaria risparmiata $E_{P,risp}$ utilizzando la fonte geotermica sia per la produzione elettrica (W_{elt}) che termica (Q_{th}). Vengono introdotti il rendimento di caldaia e il rendimento del parco termoelettrico nazionale [60] rispettivamente pari a $\eta_{th,cald}=0,9$ e $\eta_{PE}=0,46$ per poter pesare adeguatamente le energie prodotte come mostrato nell’equazione seguente:

$$E_{P,risp} = \frac{W_{elt}}{\eta_{PE}} + \frac{Q_{th}}{\eta_{th,cald}} \quad (5.8)$$

In Figura 5.19 si riportano i livelli di energia risparmiata in GWh ripartiti per la produzione elettrica e termica per i tre casi. Si nota che i casi cogenerativi sono quelli che permettono di avere un maggior risparmio. Fra il caso A e B il migliore risulta essere il primo grazie ad una maggiore producibilità elettrica durante l’anno.

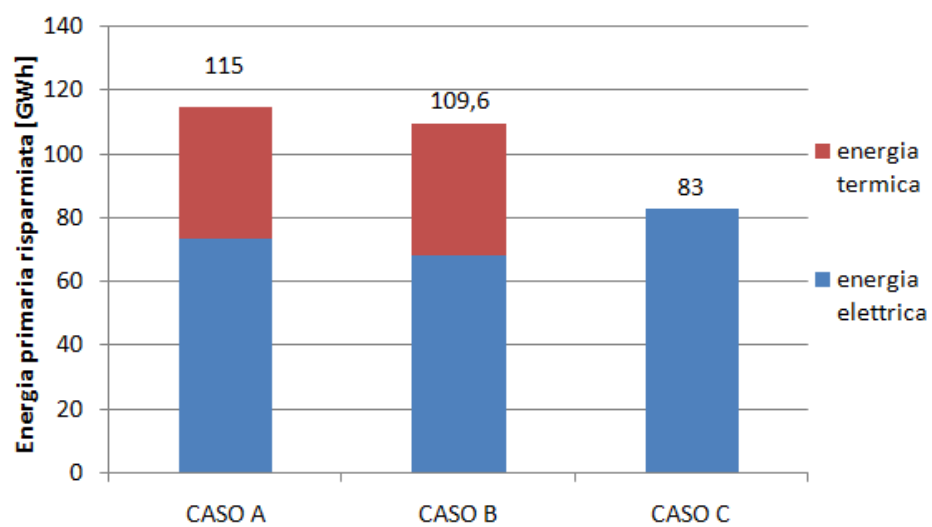


Figura 5.20 Energia primaria risparmiata per i tre casi

Conclusioni

Il presente lavoro è stato condotto con l'intenzione di valutare la fattibilità energetica ed economica di impianti geotermici binari ORC in assetto cogenerativo confrontandoli con quelli di produzione solo elettrica. È stata eseguita dapprima un'ottimizzazione energetica studiando differenti configurazioni impiantistiche con diversi fluidi di lavoro. A questo riguardo sono stati selezionati alcuni fluidi tra quelli disponibili: isobutano, isopentano, R236ea e R245fa per i cicli subcritici; propano, R134a, R143a e R227ea per quelli supercritici. Sono state svolte due analisi in parallelo: una relativa allo sfruttamento completo della fonte geotermica, scaricando in falda ad una temperatura di 75°C e massimizzando la potenza elettrica producibile e una seconda in cui si limita la temperatura di reintegro a 90°C, riservando una parte di calore ad uso di un'utenza termica costituita da una rete di teleriscaldamento. La soluzione tecnologica prescelta per lo sviluppo del progetto è quella del ciclo binario ORC supercritico con rigeneratore, utilizzando come fluido di lavoro l'R227ea. Questa soluzione, pur presentando una pressione massima di lavoro e superfici di scambio maggiori, permette di ottenere un incremento del 14% per la produzione elettrica netta rispetto al corrispondente ciclo subcritico rigenerativo. Si è svolta un'analisi exergetica per questi impianti che ha evidenziato come il caso supercritico sia migliore anche da questo punto di vista; rispetto agli impianti subcritici si nota come le irreversibilità vengano limitate adottando il rigeneratore ed eliminando il tratto evaporativo e di preriscaldamento del liquido.

Successivamente vengono definiti tre diversi casi di studio: nei primi due casi (A e B) l'impianto viene dimensionato pensando al soddisfacimento della richiesta termica per l'utenza cittadina durante l'anno, mentre il terzo (C) per la sola produzione di energia elettrica. In particolare il caso A prevede in condizioni nominali di produrre potenza elettrica scaricando in falda ad una temperatura di 75°C, per poi lavorare in condizioni di off-design nei periodi in cui l'utenza necessita di calore. Il caso B invece è stato ideato per seguire in condizioni nominali il fabbisogno termico dell'utenza nelle stagioni fredde, per poi lavorare in condizioni fuori progetto durante le stagioni più calde, con temperatura di scarico in falda di 75°C. Con l'intento di individuare quale configurazione fornisca i migliori vantaggi in termini sia energetici che economici è stato suddiviso l'anno in 4 periodi con diverse specifiche legate alle condizioni ambientali e alle richieste energetiche. Come prevedibile il ciclo ORC che sfrutta tutto il calore disponibile dalla fonte geotermica durante l'intero anno (caso C) ha una producibilità elettrica maggiore: produce 4,29 e 6,78 GWh/anno in più, nei confronti rispettivamente del caso A e del caso B. Di contro, la produzione di calore costituisce un bene venduto all'utenza che consente di realizzare un ulteriore guadagno rispetto alla cessione di energia

elettrica alla rete. Tutto ciò a fronte di un maggiore investimento iniziale dovuto essenzialmente alla rete TLR e in piccola parte all'acquisto di una caldaia, avente funzione di integrazione e back-up.

L'analisi economica ha evidenziato come sia proficuo adottare la configurazione cogenerativa per il caso B che presenta un cash flow annuo di circa 8 milioni € rispetto ai 6 milioni di € ottenuti dalla vendita della sola energia elettrica (caso C). Dalla letteratura scientifica in materia e da notizie reperite tramite colloqui con alcuni operatori del settore, è emerso che i costi delle prospezioni geologiche e dei relativi scavi sono una variabile importante nell'investimento iniziale e la loro valutazione presenta numerose incertezze. Si è quindi deciso di fare un'analisi di sensibilità variando questo valore da 6 a 12 milioni di €. Sono stati poi confrontati gli indici economici dei casi B e C (tralasciando il caso A perché sempre penalizzato rispetto alla configurazione B), mostrando come il primo abbia un NPV sempre superiore rispetto al caso C: 29,4 contro 24,4 milioni di € con un costo degli scavi di 6 milioni di € e 23,5 rispetto a 18,5 milioni di € se i costi aumentano a 12 milioni di €. I PBT sono simili (si passa da 4 a 6 anni con il crescere dei costi) mentre l'IRR mostra che la configurazione C rappresenta sempre la scelta a minor rischio presentando valori che vanno dal 19% al 14,4% con il crescere del costo delle perforazioni geotermiche, mentre per il caso B si passa dal 17,6% al 14,3%. Infine, l'analisi ambientale dimostra la convenienza della cogenerazione rispetto al caso solo elettrico; in particolare il caso A ha maggiori vantaggi sia in termini di emissioni evitate di CO₂ (5% rispetto a B e 27% rispetto a C) che di energia primaria risparmiata (4,7% rispetto a B e 28% rispetto a C).

In definitiva si può affermare che il caso B sia quello che presenta il migliore compromesso fra i vantaggi economici e ambientali ritenendolo l'investimento migliore, in particolar modo qualora i costi delle perforazioni siano elevati. Con costi più bassi delle perforazioni, la scelta dell'investimento ricadrebbe di nuovo sulla configurazione B se si volesse massimizzare la pura redditività dell'investimento, oppure su C se si volesse privilegiare il tempo di ritorno ovvero la sicurezza dell'investimento.

Bibliografia

- [1] E. Barbier – Geothermal energy technology and current status: an overview; *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2002.
- [2] H. Dickson and M. Fanelli – What is geothermal energy?; 2004.
- [3] Cocco, Palomba, Puddu – *Tecnologie delle energie rinnovabili*; SGE,2010.
- [4] H. Gupta and S. Roy – Earth's structure; *Geothermal energy: an alternative resource for the 21st century*, 2007 pp. 15-18.
- [5] F.D. Stacey, D.E. Loper – Thermal history of the Earth. A corollary concerning non-linear mantle rheology; “*Physics of the Earth & Planetary Interiors*”,1988 pp. 53, 167-174.
- [6] Muffler, Cataldi – Methods for regional assessment of geothermal resources. *Geothermics*,1978;7:53–89.
- [7] Donald E.White – Hot water systems; *Characteristics of geothermal resources*, 1973 p. 75.
- [8] P. Bombarda, M. Gaia – *Energia geotermica: una grande risorsa nascosta*; *Energia Anno XXXI*, num. 2, giugno 2010, pp. 88-94.
- [9] R. DiPippo – Other types of geothermal resources; *Geothermal Power Plants*, 2008 p. 15.
- [10] R. DiPippo – Small geothermal power plants: design, performance and economics; *GHC bulletin*, 1999, pp. 1-8.
- [11] Tenzer – Development of Hot Dry Rock Technology; *Geo-Heat Center Quarterly Bulletin*, 2001, Vol. 22, No. 4, (December), OR, pp. 14-22.
- [12] Lund – Characteristics, development and utilization of geothermal resources; 2007, *GeoHeat Center Quarterly Bulletin* 28 (2), 1-9.
- [13] R. DiPippo – Origins and nature of dry-steam resources; *Geothermal Power Plants*, 2008 p. 143.
- [14] R. DiPippo – Single flash steam power plants; *Geothermal Power Plants*, 2008 p. 80-120.

- [15] Dickson and Fanelli – Geothermal Energy: Utilization and Technology, (2003), pp. 14-17.
- [16] Bertani – Geothermal Power Generation in the World 2005-2010 Update Report; Proceedings World Geothermal Congress 2010, Bali, Indonesia.
- [17] Appunti del corso: Componenti e Impianti Termici per la Climatizzazione. Prof. C.M. Joppolo.
- [18] V. Maizza, A. Maizza – Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems. Applied Thermal Engineering 1996;579–590.
- [19] R. Berruti – Fluidi frigorigeni per sistemi a compressione; AICARR-Scuola di climatizzazione CE2/2.
- [20] Chen H, Goswami DY, Stefanakos EK. – A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. Renew Sust Energ Rev 2010;14:3059-67.
- [21] Appunti del corso: Conversione dell'energia. Prof. E. Macchi.
- [22] G. Lozza – Turbine a gas e cicli combinati; 2007, Progetto Leonardo.
- [23] Papadopoulos et al. – Power Generation from Low Enthalpy Geothermal Fields by Design and Selection of Efficient Working Fluids for Organic Rankine Cycles.
- [24] P. Bombarda and E. Macchi – Optimum Cycles for Geothermal Power Plants; Proceedings World Geothermal Congress 2000, Kyushu, Japan, May 28-June 10,P. 3133-3138.
- [25] DiPippo – The effect of ambient temperature on geothermal binary-plant performance; 1989, Geotherm. Hot Line 19,68–70.
- [26] A. Schuster, S. Karellas, and R. Aumann – Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles; 2010, Energy, vol. 35, no. 2, pp. 1033-1039.
- [27] M. Ceroti – Generazione geotermoelettrica a media entalpia : analisi tecnico economica di un case study nel contesto italiano; 2010. Tesi.
- [28] B. Richter – Geothermal Energy Plant Unterhaching, Germany; 2010.
- [29] M. Astolfi et al. –Technical and economical analysis of a solar-geothermal hybrid plant based on an organic rankine cycle. Geothermics; 2010.

- [30] S. Karellas, A. Schuster – Supercritical fluid parameters in Organic Rankine Cycle applications; 2008 International Journal of Thermodynamics 11 (3) pp.101e108.
- [31] B. Saleh et al. – Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles; 2005.
- [32] Z. Shengjun et al. – Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation; 2011.
- [33] T. Guo et al. – Selection of working fluids for a novel low-temperature geothermally-powered ORC based cogeneration system; 2011.
- [34] P.J. Mago et al. – An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids; 2008, Applied Thermal Engineering 28 pp. 998–1007.
- [35] E. Pedrocchi, A. Galliani – Analisi Exergetica; 2006, polipress.
- [36] F. Kreith – Principi di trasmissione del calore; 1975, Liguori editore.
- [37] THERMOFLOW package, “THERMOFLEX”
- [38] M. Gambini – Le centrali con ciclo a vapore; Centrali termoelettriche
- [39] <http://www.airu.it>
- [40] Giannone e Capelli – Analisi tecnico economica di un impianto di teleriscaldamento cogenerativo alimentato a biomassa per il comune di Pisogne; Tesi, 2008.
- [41] Cavagnari e Verderio – Studio di fattibilità della conversione in funzionamento cogenerativo del termovalorizzatore Silea di Valmadrera (LC) con realizzazione di una rete di teleriscaldamento; Tesi, 2010.
- [42] F. Insinga – Aspetti economici ed energetici della cogenerazione e distribuzione del calore tramite teleriscaldamento.
- [43] <http://www.gse.it>
- [44] D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412
- [45] Incentivazione delle fonti rinnovabili: Certificati Verdi e Tariffe Onnicomprensive. Bollettino aggiornato al 31 dicembre 2010.
- [46] Costi di produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili; Rapporto commissionato da AEEG al Politecnico di Milano - Dipartimento di Energia; 2010.

- [47] Bromley et al. – Contribution of Geothermal Energy to Climate Change Mitigation: the IPCC Renewable Energy Report; Proceedings World Geothermal Congress 2010 Bali, Indonesia, 25-29 April 2010.
- [48] http://www.bancaditalia.it/banca_centrale/cambi/cambi/cambi-giornalieri
- [49] Renewable energy cost of generation update; prepared for California Energy Commission. Agosto, 2009.
- [50] <http://www.autorita.energia.it/it/dati/gp27new.htm>
- [51] G. Azzone e U. Bertelè – L'impresa: sistemi di governo, valutazione e controllo; 2005.
- [52] <http://www.terna.it>
- [53] <http://www.turboden.eu>
- [54] F. Marcuccilli e D. Thiolet – Optimizing Binary Cycles Thanks to Radial Inflow Turbines; 2010, Proceedings World Geothermal Congress, Bali.
- [55] C. Invernizzi, P. Iora, P. Silva – Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines; Applied Thermal Engineering 2007. 27:100-110.
- [56] T. Yamamoto et al. – Design and testing of the organic Rankine cycle. Energy 2001;26:239–51.
- [57] J.J. Brasz e G. Zyhowski – The Environmental Impact of Working Fluids for Organic Rankine Bottoming Cycles; 2005.
- [58] Incropera and De Witt – Introduction to heat transfer; 2002, 4th ed. Wiley, New York, USA, 886 pp.
- [59] Minini – Sfruttamento delle mediobasse entalpie mediante turbogeneratori ORC; presentazione; 2010.
- [60] Aggiornamento del fattore di conversione dei kWh in tep connesso al meccanismo dei titoli di efficienza energetica; 2008.

Appendice

Nelle figure seguenti vengono riportati i diagrammi di flusso relativi all'ottimizzazione delle varie configurazioni di impianto. Le Figure A.1 e A.2 si riferiscono al caso subcritico, rispettivamente semplice e rigenerativo; la Figura A.3 è inerente al caso supercritico semplice, mentre la Figura A.4 schematizza il ragionamento per il caso rigenerativo.

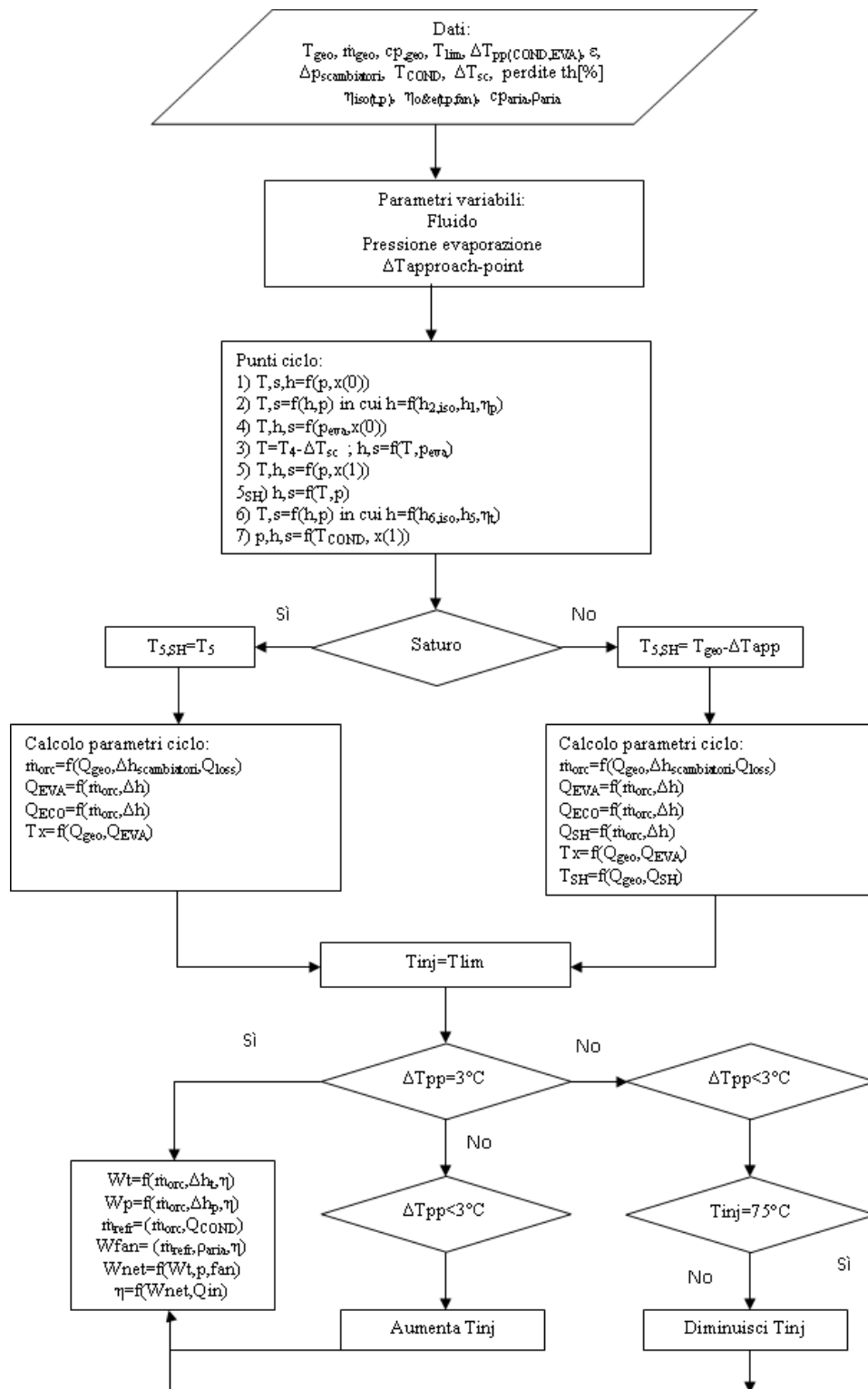


Figura A.1 Schema a blocchi caso subcritico

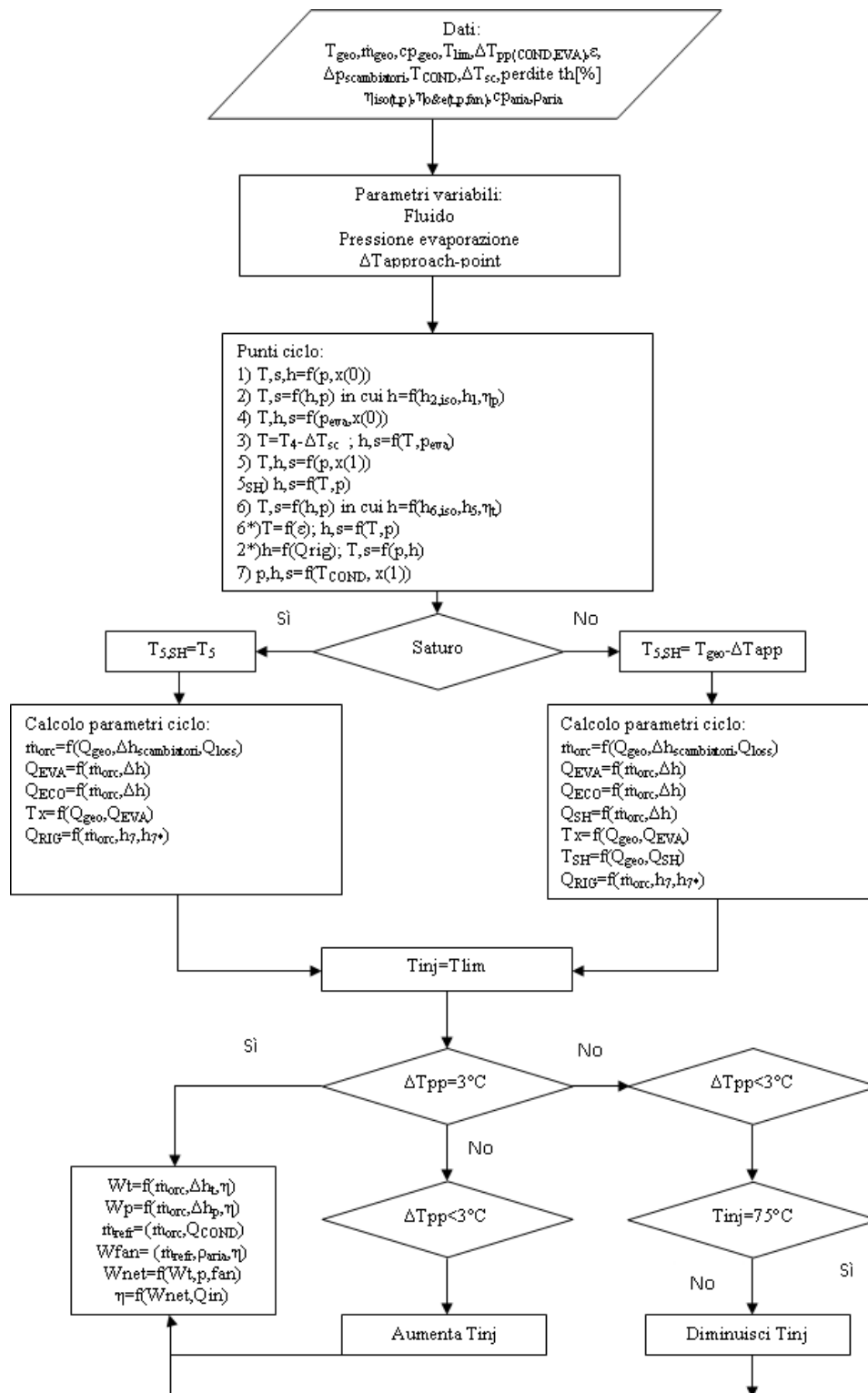


Figura A.2 Schema a blocchi caso subcritico rigenerativo

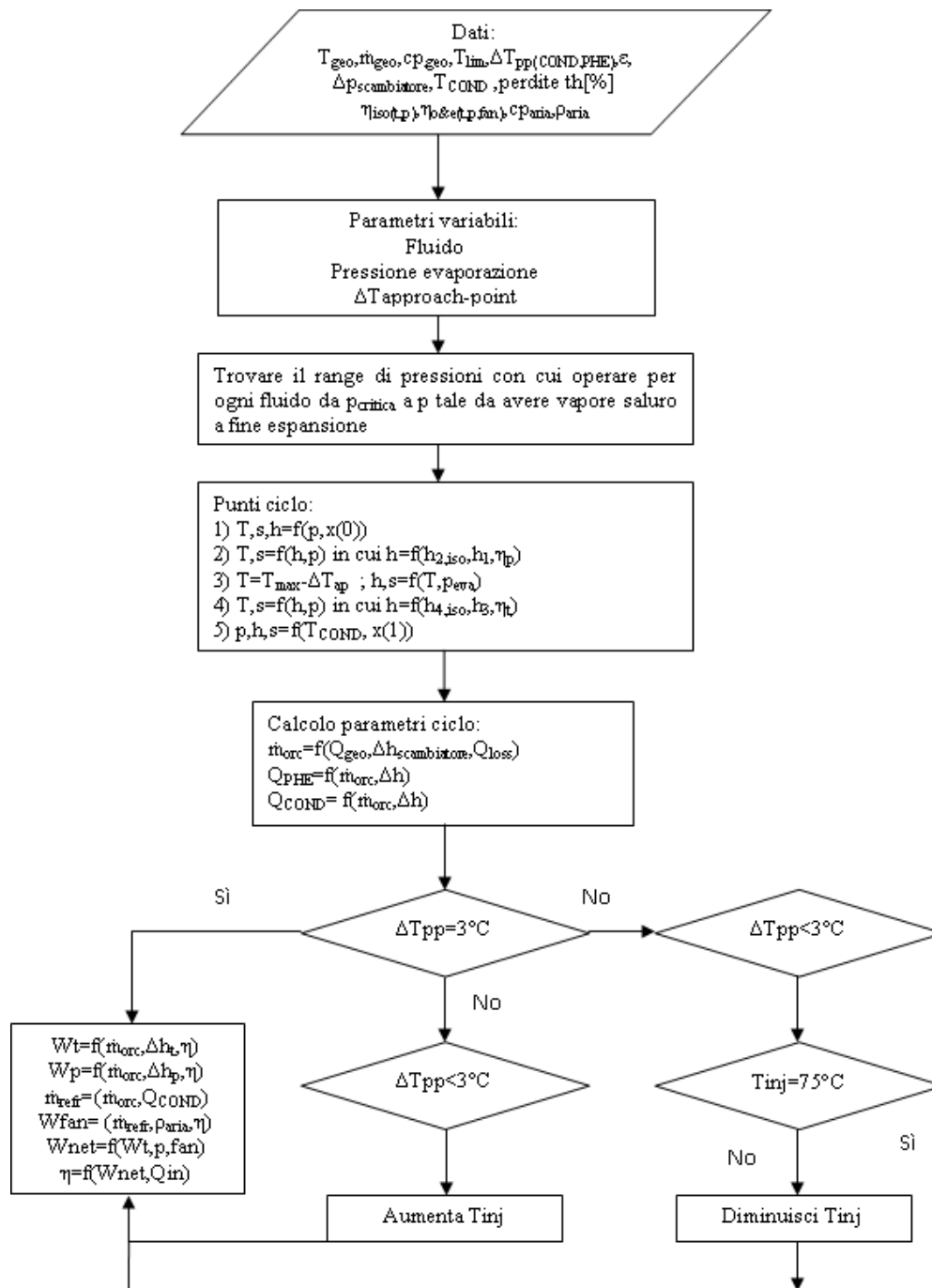


Figura A.3 Diagramma di flusso caso supercritico

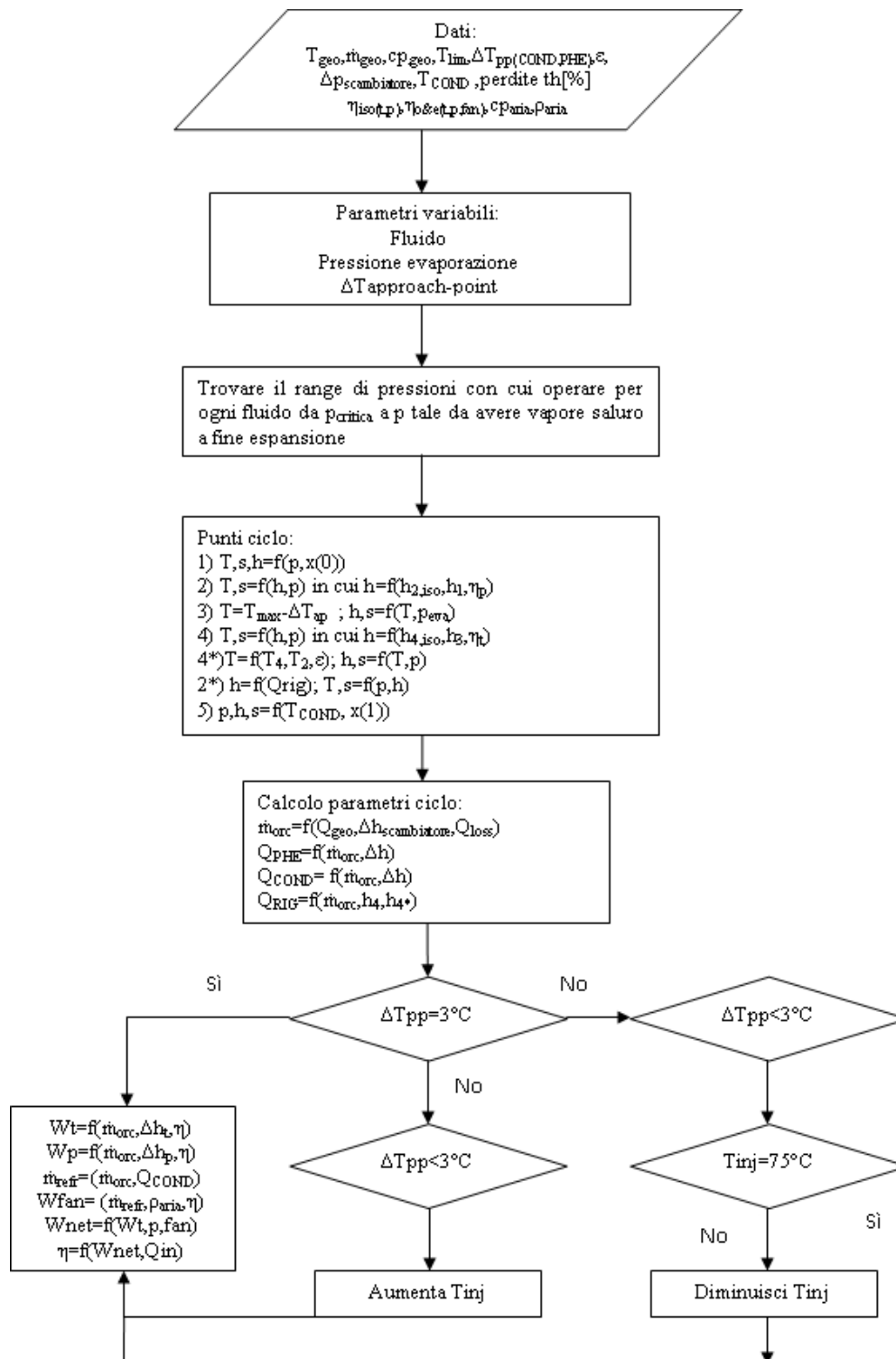


Figura A.4 Diagramma di flusso caso supercritico rigenerativo

