

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in
Ingegneria Energetica



**ANALISI TECNICO-ECONOMICA DI SISTEMI DI ACCUMULO
TERMICO PER IMPIANTI SOLARI TERMODINAMICI
A CONCENTRAZIONE PARABOLICO-LINEARE**

Relatore: Prof. Paolo SILVA

Tesi di Laurea di:

Marco PASSONI Matr. 724816

Marco RADICE Matr. 720591

Anno Accademico 2010 - 2011

Entrambi ringraziano

Il Dipartimento di Energetica, specialmente il prof. Paolo Silva, che ci ha dato la possibilità di sviluppare una tesi su un argomento così interessante ed attuale che ci ha coinvolti ed appassionati fin dal primo momento. Lo ringraziamo per la sua disponibilità e per i suoi preziosi consigli, dettati dalla sua ampia esperienza nel campo delle energie rinnovabili e non solo.

I mitici dottorandi del primo piano, Marco Astolfi, Andrea Giostri e Claudio Saccilotto che hanno pazientemente ascoltato e brillantemente risolto molti dei nostri dubbi. Li ringraziamo soprattutto per averci dedicato il loro tempo prezioso anche quando è ci capitato di piombare nella loro aula ad orari casuali della giornata, specialmente nell'ultimo periodo.

Marco Passoni ringrazia

Tutta la famiglia, i miei genitori Renato e Germana e mio fratello Fabio, per avermi permesso di completare serenamente il mio percorso di studi. Li ringrazio per i sacrifici che hanno fatto per me fino ad ora e per avermi supportato nei momenti di difficoltà.

Elisabetta, per esserci ogni giorno e per aver sempre tifato incondizionatamente per me. Sei unica.

Tutti gli amici storici Cinzia, Fra, Tore, Pamo, "Quelli della Boldro" e "I Caratesi", per aver riempito con momenti spensierati e divertenti questi anni ma anche per essere sempre stati dei veri amici in tutte le situazioni.

I numerosi compagni di università con i quali ho condiviso l'intero percorso universitario; grazie a voi è stata un'esperienza migliore che mi ha permesso di crescere anche dal punto di vista personale, quindi ci tengo a ricordarvi tutti: Marco, con il quale ho condiviso gioie e dolori durante la stesura di questo lavoro, Barcs, Ema, Fuga, Gabri, Genio, Mascia e Mauri, Nitro, Omar, Pati, Roby, Silvio, Ste, Steno, Ture e Vale. Grazie a tutti.

Marco Radice ringrazia

Tutti gli amici che hanno creduto in me e che hanno fatto il tifo durante questi lunghi anni universitari. Non li nomino perché in un lungo elenco farei per forza di cose torto a qualcuno! Li ringrazio in particolar modo per la semplicità con cui mi sono stati accanto e mi hanno supportato nei momenti più gioiosi come in quelli di difficoltà.

Mi sento in dovere di dire "grazie mille" a tutti i parenti e i conoscenti che con un sorriso o con una stretta di mano mi hanno ricordato quanto sono importante e quanta stima hanno nei miei confronti; anche voi per me siete importanti!

Ringrazio anche tutti quelli che hanno remato contro, è durante le difficoltà che si apprezza il vero senso delle cose e che si impara a vivere in questa palestra senza fine ma sempre colma di sorprese.

Devo ricordare la mia famiglia che mi ha supportato economicamente e moralmente in questi anni. In particolare ringrazio papà Rinaldo e le due Donne: la mamma Flavia, che con il suo “cuore di mamma” ha saputo accompagnarmi con tanti sguardi e silenzi che valgono più di mille parole, e “quella straordinaria personcina” della Giulietta “che mi esamina con grande serietà” e che con la sua vivacità incontenibile mi ha aiutato a distrarmi dalle “mie cose serie” facendomi sempre ricordare che “non si vede bene che con il cuore”.

Devo anche ricordare la “mama Ida” e la nonna Rina che mi hanno sempre saputo ascoltare e che “serbavano tutte queste cose nel loro cuore” affidandomi incessantemente alla Madre Celeste alla quale dobbiamo tutti davvero molto.

Devo nominare anche “i compagni di merende” dell’università, sperando di non dimenticare nessuno: Viviana, Riccarlo, Marco, James, Paolo, Milena, Marisa Laurito e Pippo Baudò. A tutti loro devo “molterrimo” perché mi hanno sempre aiutato a rialzare la testa e ad andare avanti in questo periodo di studio “matto e disperatissimo”, quindi 150 crediti amicizia e un “abbraccio disgustoso” (ma solo uno!) a tutti quanti.

Ringrazio Marco che ha condiviso con me queste “sudate carte”.

Infine ricordo una persona davvero speciale a cui devo davvero troppo: il mio “pa’ Ricardü” che oggi non è qui fisicamente ma di sicuro è tra le braccia del buon Dio e mi sta guardando compiaciuto; se fosse qui mi direbbe: “hai fatto il tuo dovere!”. Grazie per gli infiniti insegnamenti e l’esempio di vita!

Indice Generale

1	L'energia solare	4
1.1	La radiazione solare	4
1.1.1	Assorbimento e Scattering	6
1.1.2	Air mass	7
1.2	Tecnologie per lo sfruttamento dell'energia solare	8
1.2.1	Il fotovoltaico.....	8
1.2.2	Il solare termodinamico.....	10
1.3	Tecnologie senza concentrazione.....	11
1.3.1	Torre solare ad effetto camino.....	11
1.3.2	Stagni solari (Solar pond).....	13
1.4	Tecnologie a concentrazione.....	14
1.4.1	Collettori cilindro-parabolici.....	15
1.4.2	Collettori lineari Fresnel	17
1.4.3	Concentratore a torre.....	18
1.4.4	Disco-Stirling.....	19
1.5	Evoluzione delle tecnologie e situazione commerciale.....	21
2	Tecnologia CSP a collettori cilindro-parabolici	24
2.1	Nascita e sviluppo della tecnologia	24
2.2	Componenti del campo specchi	25
2.3	Struttura di supporto.....	26
2.3.1	LS2 e LS3 Siemens (ex Solel – ex Luz)	26
2.3.2	Solargenix (ex Duke Solar)	28
2.3.3	Eurotrough (SKAL-ET)	29
2.3.4	Enea	30
2.3.5	Sener.....	31
2.4	Tubo ricevitore	32
2.4.1	Ricevitori Schott – PTR 70.....	33
2.4.2	Ricevitori Siemens (ex Solel, ex Luz) – UVAC 2010.....	35
2.4.3	Ricevitori Archimede Solar – HEMS08.....	36
2.5	Specchio parabolico.....	37
2.6	<i>Piping</i> di collegamento – Disposizione del campo	40
2.7	Balance of system.....	41
2.7.1	Piloni e fondazioni	41
2.7.2	Drive.....	42
2.7.3	Controls	42
2.7.4	Collector interconnect.....	42

2.8	Concetto di accumulo termico	43
2.9	La centrale Andasol I	44
3	Accumulo termico	48
3.1	Introduzione	48
3.2	Tipologie di accumulo termico	49
3.3	Materiali di accumulo	52
3.3.1	Accumulo con calore sensibile	53
3.3.2	Accumulo con calore latente	55
3.4	Assetti d'impianto.....	56
3.4.1	Sistema di accumulo indiretto a doppio serbatoio	57
3.4.2	Sistema di accumulo diretto a doppio serbatoio	58
3.4.3	Sistema di accumulo diretto a termoclino	60
3.5	Modellazione dell'accumulo termico	61
3.5.1	Progettazione dei serbatoi	61
3.5.2	Dimensionamento	62
3.5.3	Geometria dell'isolamento e della conchiglia: calcolo strutturale e perdite termiche ...	64
3.5.4	Calcolo strutturale	69
3.5.5	Calcolo delle dispersioni	70
3.6	Calcolo dei costi.....	75
3.6.1	Voci di costo stimate tramite modelli	76
3.6.2	Voci di costo ottenute con regressioni.....	81
3.6.3	Costo complessivo	84
3.7	Costi delle diverse tecnologie di accumulo	85
4	Simulazione dell'impianto solare	90
4.1	Introduzione	90
4.2	Impianto di riferimento	90
4.3	Costruzione del modello.....	94
4.3.1	Funzionamento di progetto a potenza nominale.....	95
4.3.2	Funzionamento con riempimento dell'accumulo	96
4.3.3	Funzionamento con defocus e accumulo carico	96
4.3.4	Funzionamento con scarico dell'accumulo	97
4.3.5	Funzionamento con basse portate di olio	98
4.3.6	Funzionamento con campo specchi spento	99
4.4	Modello termodinamico dell'impianto solare.....	99
4.5	Stima dei costo di impianto.....	107
4.5.1	Campo specchi.....	107
4.5.2	Balance	110
4.5.3	Accumulo termico.....	111

4.5.4	Power block	112
4.5.5	Piping	112
4.5.6	Fluido termovettore	114
4.6	Validazione del modello: impianto di Andasol	114
4.7	Risultati modello termico	118
4.8	Risultati costi e produzioni elettriche.....	120
4.9	La valutazione economica	125
4.10	Risultati.....	128
5	Conclusioni	141

Indice delle figure

Figura 1: Spettro dell'irradiazione terrestre ed extraterrestre.....	5
Figura 2: Irradianza in funzione del parametro Air-mass.....	7
Figura 3: Struttura interna di una cella fotovoltaica.....	9
Figura 4: Torre solare a Manzaneres (Spagna).....	11
Figura 5: Veduta interna della serra.....	12
Figura 6: Solar pond di El Paso (Texas).....	13
Figura 7: Aree favorevoli per l'installazione di sistemi CSP, situate nella cosiddetta "sun belt".....	14
Figura 8: Lay out di un impianto a collettori lineari con sistema di.....	15
Figura 9: Collettori lineari eurotrough, Extresol (Spagna).....	16
Figura 10: Collettori lineari Fresnel, Plataforma Solar de Almeria (Spagna).....	17
Figura 11: Impianto PS10, Siviglia (Spagna).....	19
Figura 12: Solar dishes ad Albuquerque (USA).....	20
Figura 13: Fasi di un ciclo in un motore stirling.....	21
Figura 14: Sulla sinistra Solar One, sulla destra Solar two.....	22
Figura 15: Elementi del campo solare.....	25
Figura 16: Collettori torque tube LS2.....	27
Figura 17: Collettori V-truss LS3.....	27
Figura 18: Collettore SGX1, Nevada Solar One (USA).....	29
Figura 19: Collettore eurotrough, PSA.....	29
Figura 20: Collettori Enea, Impianto Archimede di Priolo (Italia).....	30
Figura 21: Collettori Sener, Andasol (Spagna).....	31
Figura 22: Schematizzazione di un tubo assorbitore.....	32
Figura 23: Ricevitore Schott PTR70.....	33
Figura 24: Andamento delle proprietà termofisiche di vetro e rivestimento lungo lo spettro.....	34
Figura 25: Ricevitore UVAC 2010.....	35
Figura 26: Ricevitore Archimede Solar HEMS08.....	36
Figura 27: Curve di emissività e perdite termiche in funzione della temperatura del ricevitore.....	36
Figura 28: Struttura multistrato di uno specchio Flabeg.....	37
Figura 29: Elementi di fissaggio ceramici.....	38
Figura 30: Piping di collegamento tra i loops e le header pipes.....	40
Figura 31: Lay out possibili del campo specchi. Ad "H" e ad "I".....	41
Figura 32: Drives LS2 e LS3.....	42
Figura 33: Funzionamento dell'accumulo in una tipica giornata estiva.....	45
Figura 34: Serbatoi di accumulo in costruzione (Andasol I).....	46
Figura 35: Fase di riempimento diurna dell'accumulo, grazie all'esubero di energia termica dal campo specchi.....	47
Figura 36: Fase di svuotamento notturna, a campo specchi spento.....	47
Figura 37: Andamento ideale della produzione di un ipotetico impianto ST da 30 MWe, dotato di storage termico equivalente a 4 ore di esercizio.....	49
Figura 38: Rappresentazione del sistema di accumulo di Andasol.....	50
Figura 39: Assetto d'impianto con accumulo indiretto a doppio serbatoio.....	57
Figura 40: Assetto d'impianto con accumulo diretto a doppio serbatoio.....	59
Figura 41: Assetto d'impianto con accumulo diretto a termoclino.....	60
Figura 42: Costo accumulo in funzione del rapporto H/D.....	63
Figura 43: Struttura delle fondamenta di un serbatoio.....	66
Figura 44: Struttura della parete del serbatoio.....	67
Figura 45: Schema di massima dell'interno di un serbatoio, provvisto di eliche per la movimentazione del fluido e serpentine elettriche per il riscaldamento in caso di necessità.....	68
Figura 46: Flusso termico attraverso la parete multistrato.....	71

Figura 47: Flusso termico attraverso il tetto	73
Figura 48: Flusso termico attraverso le fondamenta.....	74
Figura 49: Interpolazione dei dati di riferimento del costo sali	77
Figura 50: Costo isolamento.....	79
Figura 51; Costo taniche	80
Figura 52: Costo fondazioni.....	81
Figura 53: Costo Pompe e Scambiatori	83
Figura 54: Costo complessivo accumulo indiretto	84
Figura 55: Costi dei possibili sistemi di accumulo a confronto.....	88
Figura 56: Costi specifici dei possibili sistemi di accumulo	88
Figura 57: Vista del campo specchi di un impianto solare.....	92
Figura 58: Schema di funzionamento con radiazione diretta nominale.....	95
Figura 59: Schema di funzionamento con riempimento del sistema di accumulo	96
Figura 60: Schema di funzionamento con svuotamento del sistema di accumulo	97
Figura 61: Schema di funzionamento con campo specchi spento	99
Figura 62: Rappresentazione dell'angolo zenitale.....	100
Figura 63: Rappresentazione dell'angolo di declinazione.....	101
Figura 64 Suddivisione equazioni per componente dell'impianto	105
Figura 65: Dettaglio di un collettore parabolico: specchi e ricevitore.....	109
Figura 66 Composizione del costo del campo specchi.....	110
Figura 67: Dettaglio del sistema di azionamento del collettore	111
Figura 68: Vista del campo specchi e dei serbatoi di accumulo termico.....	111
Figura 69: Vista del piping di collegamento	113
Figura 70: Variazione stagionale di radiazione e potenza erogata	115
Figura 71: Radiazione e potenze erogate - tipico giorno primaverile.....	115
Figura 72: Radiazione e potenze erogate - tipico giorno estivo	116
Figura 73: Radiazione e potenze erogate - tipico giorno autunnale	116
Figura 74: Radiazione e potenze erogate - tipico giorno invernale	117
Figura 75: Consuntivo mensile energia elettrica netta erogata.....	117
Figura 76: Consuntivo mensile energia elettrica netta erogata.....	119
Figura 77: Produzione elettrica media mensile	Errore. Il segnalibro non è definito.
Figura 78: Multiplo 1,2 - senza accumulo - potenze erogate - tipico giorno estivo	120
Figura 79: Multiplo 2 – accumulo 7,7 ore - potenze erogate - tipico giorno estivo	120
Figura 80: Costi [M€] - Multiplo 1,8 - Accumulo 5 ore.....	123
Figura 81: Produzione elettrica netta.....	124
Figura 82: LCOE [€/kWh] al variare del multiplo solare.....	130
Figura 83: Ore equivalenti di funzionamento - impianto Andasol	130
Figura 84: Pay back time al variare del multiplo solare	133
Figura 85: LCOE & NPV al variare del multiplo solare	135
Figura 86 Multiplo 1,2 - senza accumulo	136
Figura 87 caso Andasol: Multiplo 2 – Accumulo 7,7 ore.....	136
Figura 88 Radiazione media mensile incidente in funzione del luogo geografico.....	137
Figura 89 Ore di accumulo ottime in funzione del multiplo solare	138
Figura 90 Produzione elettrica netta con accumulo ottimo in funzione del multiplo.....	138

Indice delle tabelle

Tabella 1: Caratteristiche tecniche dei collettori Luz.....	28
Tabella 2: Caratteristiche tecniche dei collettori di nuova generazione.....	31
Tabella 3: Dati tecnici ricevitore PTR70.....	34
Tabella 4: Dati tecnici ricevitore UVAC 2010.....	35
Tabella 5: Forniture Specchi Flabeg ad impianti esistenti.....	39
Tabella 6: Possibili materiali e fluidi di accumulo termico.....	52
Tabella 7: Dimensione di un accumulo in grado di coprire i transitori.....	70
Tabella 8: Dispersioni termiche in un serbatoio di 0,5 ore di accumulo.....	75
Tabella 9: Costi dei serbatoi reperiti in bibliografia.....	76
Tabella 10: Confronto tra valori ottenuti con regressione e modello termico.....	77
Tabella 11: Costo isolamento da riferimento e da regressione.....	78
Tabella 12: Costo Isolamento da regressione e da modello.....	78
Tabella 13: Costo taniche da riferimento e da regressione.....	79
Tabella 14: Costo taniche da regressioni e da modello.....	80
Tabella 15: Costo fondazioni da riferimento e da regressione.....	81
Tabella 16: Costi pompe e scambiatori da riferimento e da regressione.....	82
Tabella 17: Costo isolamento da riferimento e regressione.....	83
Tabella 18: Costo complessivo accumulo da riferimento e stimato.....	84
Tabella 19: Costo sistema di accumulo indiretto a due taniche (1-10 ore).....	86
Tabella 20: Costo sistema di accumulo indiretto termoclino (1-9 ore).....	86
Tabella 21; Costo sistema di accumulo diretto due taniche (1-12 ore).....	87
Tabella 22: Costo sistema di accumulo diretto a termoclino (1-12 ore).....	87
Tabella 23: Voci del Costo d'impianto al variare della multiple solare.....	121
Tabella 24: Costo accumulo in funzione delle ore di stoccaggio.....	121
Tabella 25: Costo d'impianto in funzione dei due parametri multiple-ore accumulo.....	122
Tabella 26: Produzioni nette con la radiazione caratteristica di Siviglia.....	124

Sommario

Negli ultimi decenni, la tendenza di crescita del fabbisogno energetico internazionale abbinata ad una sempre maggiore consapevolezza sulla necessità di contenere le emissioni di gas serra hanno promosso un incremento dello sfruttamento delle energie rinnovabili: tra esse la tecnologia solare termodinamica potrebbe rivestire in futuro un ruolo di sempre maggiore importanza, soprattutto nei Paesi caratterizzati da elevate insolazioni.

In particolare questa tesi si propone di studiare il funzionamento di un impianto solare termodinamico a collettori cilindro-parabolici provvisto di accumulo termico.

L'obiettivo è quello di stimare le produzioni annuali di energia elettrica netta del ciclo di potenza (50 MW nominali), al variare di due parametri quali le dimensioni del campo solare e la taglia dell'accumulo termico.

Per questo scopo è stato sviluppato un modello di calcolo che, a partire da valori di irraggiamento orari lungo il corso di un anno e dalle coordinate geografiche del luogo cui fanno riferimento, è in grado di restituire il rendimento termico del campo solare e la produzione del ciclo di potenza su ogni ora dell'anno, al variare dei due parametri.

In questo lavoro sono state messe a confronto due località aventi una radiazione annua comparabile: Darwin (Australia) e Siviglia (Spagna).

Il modello consente di ottenere anche una stima del costo di impianto, indispensabile per effettuare da ultimo un'analisi economica tramite la metodologia del "Fixed Charge Rate", in modo da determinare il costo di produzione dell'energia elettrica [€/kWh_e] e di conseguenza quali siano, in ciascuna località, le dimensioni campo specchi-accumulo che minimizzano tale costo.

Parole chiave: Impianto solare termodinamico; Collettori cilindro-parabolici; Accumulo termico; Modello termodinamico; Analisi economica.

Introduzione

La disponibilità di energia è un requisito imprescindibile per lo sviluppo delle attività umane finalizzate al progresso ed al miglioramento delle condizioni di vita. Un'abbondante disponibilità energetica *pro capite* è indiscutibilmente un indice di benessere di una nazione.

La richiesta mondiale di energia è in continuo aumento a causa della costante crescita della popolazione globale e dell'industrializzazione che si sta verificando nei Paesi in via di sviluppo.

Attualmente il fabbisogno annuale dell'umanità ammonta a circa $150 \cdot 10^3$ TWh che, in termini di energia primaria, significano 13 Gtep; di questa quota, circa $20 \cdot 10^3$ TWh sono generati e dispacciati sotto forma di energia elettrica.

Da un'analisi condotta dall'IEA, circa il 77% del fabbisogno complessivo viene soddisfatto avvalendosi di fonti fossili (carbone, petrolio, gas naturale), che sono responsabili dell'immissione in atmosfera di circa 25 Gton di CO₂/anno.

È un dato di fatto che l'attività dell'uomo sta inevitabilmente modificando i livelli di concentrazione di CO₂ presenti in atmosfera; attualmente si sono raggiunti valori attorno ai 375 ppm, laddove negli ultimi 400000 anni non si erano mai superate concentrazioni di 280 ppm. Nei prossimi decenni è previsto un continuo aumento della concentrazione di CO₂ fino al raggiungimento, nello scenario più pessimistico, di valori prossimi ai 1000 ppm nel 2050, qualora l'uomo non iniziasse fin da ora a prendere adeguate contromisure.

È fondamentale ridurre le emissioni correlate all'attività umana perché la CO₂, come altre molecole triatomiche, è causa del noto fenomeno denominato "effetto serra".

Al momento è accertato che sia la concentrazione di CO₂ sia la temperatura globale sono in aumento; la IPCC ha effettuato studi in proposito, giungendo alla conclusione che i due fenomeni non sono indipendenti: tale teoria, tuttavia, non è ancora stata riconosciuta ufficialmente da parte della comunità scientifica internazionale.

Un ulteriore problema delle fonti fossili è il fatto che esse sono destinate ad esaurirsi; infatti, a livello indicativo, sono accertate riserve di petrolio per altri 40 anni, di gas naturale per 100 anni e di carbone per 250 anni. Per ovviare a queste due problematiche connesse allo sfruttamento delle fonti fossili, ovvero emissioni e disponibilità, è necessario percorrere parallelamente due strade:

- iniziare a ridurre l'impatto ambientale associato alle risorse fossili;
- ricercare fonti energetiche alternative e renderle economicamente competitive per applicazioni di larga scala.

La comunità internazionale ha avvertito l'importanza di adottare una strategia comune in merito alle emissioni, essendo il problema globalizzato, ed ha stilato nel 1997 il protocollo di Kyoto, con il quale i Paesi maggiormente industrializzati (eccezion fatta per gli USA) si sono impegnati a ridurre le proprie emissioni; il protocollo è entrato in vigore nel 2008.

La riduzione dell'impatto ambientale può essere perseguita nelle varie nazioni seguendo diverse possibilità:

- convertendo vecchi impianti ad olio o a carbone in centrali a più alto rendimento;
- aumentando la produzione del nucleare (attualmente al 6% nel mondo);
- incrementando la quota di rinnovabile;
- applicando tecniche per la cattura ed il sequestro della CO₂.

La scelta più lungamente perseguita è quella di un maggiore sfruttamento delle energie rinnovabili, che si ritiene possano costituire un'alternativa sempre più valida rispetto alle fonti tradizionali. Sono energie che presentano il duplice vantaggio di essere "democratiche", cioè equamente distribuite tra le varie nazioni, e di essere "pulite", cioè di non produrre emissioni inquinanti e di gas serra.

Tuttavia ogni tipologia di risorsa rinnovabile ha delle controindicazioni che ne hanno impedito fino ad ora l'utilizzo su larga scala in modo economicamente sostenibile:

- L'idroelettrico è sfruttato ormai da oltre 100 anni e a livello tecnologico non presenta grossi margini di miglioramento. Inoltre, soprattutto nei Paesi industrializzati ci sono pochi bacini idrici ancora sfruttabili e l'unica possibilità di incrementare la produzione elettrica risiede in impianti ad acqua fluente e nel mini idroelettrico. Attualmente copre circa il 6% del fabbisogno.
- Le biomasse possono presentare il problema della reperibilità e del trasporto, fattori che non possono essere trascurati in un'analisi di fattibilità tecnico-economica; occorrono estesi bacini di raccolta ed una rete di trasporto adeguata ed efficiente. Attualmente copre circa il 12% del fabbisogno.
- La risorsa eolica costituisce la fonte rinnovabile più vicina alla competitività economica con le fonti fossili tradizionali, ma solo in siti con adeguata ventosità. Tuttavia lo sviluppo di campo eolici è ostacolato da problematiche sociali note come "effetto Nimby": le comunità locali infatti spesso si oppongono all'installazione di pale eoliche poiché queste, in virtù di diametri dell'ordine dei 100 metri e di elevate masse in rotazione, hanno un impatto visivo e sonoro non trascurabile.
- La risorsa solare è senz'altro la fonte migliore in termini di disponibilità, ma presenta il duplice difetto di essere aleatoria e di avere bassa densità

energetica. Tuttavia essa costituisce senz'altro la fonte con maggiori prospettive, soprattutto nel caso in cui miglioramenti tecnologici la rendano economicamente più competitiva.

1 L'energia solare

La radiazione solare è essenziale per ogni forma di vita presente sulla terra. Attraverso il processo di fotosintesi, consente di soddisfare le nostre esigenze in termini di cibo, fibre e combustibile. In aggiunta, attraverso processi termici o fotovoltaici, essa ha il potenziale di soddisfare gran parte del fabbisogno mondiale di energia termica ed elettrica.

Il sole è una stella di $1,39 \cdot 10^9$ m di diametro, distante $1,5 \cdot 10^{11}$ m dalla Terra; esso irradia verso lo spazio circostante un quantitativo enorme di energia, in conseguenza delle reazioni termonucleari di fusione di idrogeno in elio che avvengono al suo interno.

Il sole perde costantemente una massa di $4,3 \cdot 10^9$ kg/s, generando una potenza di **$3,87 \cdot 10^{14}$ TW**; dividendo tale potenza per la superficie solare, se ne ricava un flusso radiativo medio specifico alla superficie: **$E_s = 63,17$ MW/m²**.

Nel momento in cui la radiazione emessa dal sole si propaga nello spazio, il flusso radiativo specifico decresce a causa della maggiore superficie sferica che attraversa; al di fuori dell'atmosfera terrestre il flusso risulta ridotto di un fattore $(r_s/r_d)^2$ dove r_s è il raggio del sole e r_d è la distanza che separa la Terra dal sole.

Viene definita costante solare quel valore del flusso radiativo incidente su una superficie ortogonale ai raggi solari, posta al di fuori dell'atmosfera terrestre, quando la Terra si trova ad una distanza media dal sole. La costante solare ha un valore **$I_s = 1367$ W/m²**.

Complessivamente la radiazione intercettata dalla Terra risulta pari a **$1,70 \cdot 10^5$ TW**, che rimane comunque una potenza notevole, considerando che in un'ora produrrebbe un quantitativo di energia pari al fabbisogno energetico annuale dell'umanità.

1.1 La radiazione solare

Il sole, dal punto di vista della radiazione emessa, si comporta come un corpo nero che si trovi alla stessa temperatura della superficie solare, ovvero 5777 K. L'emissività monocromatica di un corpo nero è definita dalla legge di Planck:

$$E_\lambda = \frac{3,74 \cdot 10^8}{\lambda^5 \left(e^{\frac{14400}{\lambda T}} - 1 \right)} \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \mu\text{m}} \right] \quad (1.1)$$

Integrando l'emissività monocromatica su tutte le lunghezze d'onda dello spettro, si ottiene la legge di Stefan-Boltzmann, che restituisce il potere emissivo di un corpo a una data temperatura:

$$E = \sigma T^4 \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (1.2)$$

Dove $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$; ponendo $T = 5777\text{K}$ si ottiene il valore di $E_s = 63,17 \text{ MW/m}^2$.

Nella figura seguente vengono indicati i valori di irradiazione monocromatica terrestre ed extraterrestre.

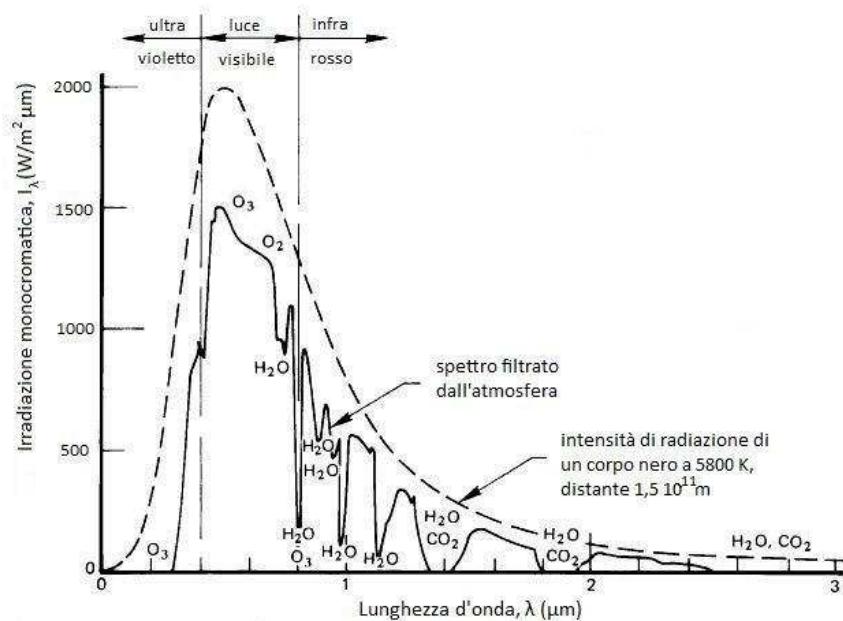


Figura 1: Spettro dell'irradiazione terrestre ed extraterrestre

Come si può vedere in figura, il 98% della radiazione viene emesso a lunghezze d'onda inferiori ai 3 μm e il massimo potere emissivo si ha per 0,5 μm, all'interno del campo del visibile. L'integrale della curva tratteggiata corrisponde al valore della costante solare: $I_s = 1367 \text{ W/m}^2$.

La radiazione solare extraterrestre $G_{s,0}$ in una generica posizione al di fuori dell'atmosfera dipende dalla latitudine, che determina l'incidenza dei raggi solari, e dal periodo dell'anno, che determina la posizione della Terra rispetto al sole e quindi la distanza, essendo l'orbita ellittica.

$$G_{s,0} = I_s * f * \cos\theta \quad (1.3)$$

Dove θ è l'angolo formato dalla normale alla superficie terrestre, diretta come il raggio della Terra, e dalla direzione di provenienza dei raggi solari; f è un fattore che tiene conto dell'eccentricità dell'orbita terrestre e deve essere $0,97 < f < 1,03$.

Il flusso radiativo extraterrestre massimo risulta quindi compreso nell'intervallo di valori tra 1325 e 1410 W/m² a seconda del periodo dell'anno.

1.1.1 Assorbimento e Scattering

L'intensità della radiazione che giunge al suolo è ulteriormente ridotta (fino a circa 1000 W/m²) rispetto alla costante solare; tale attenuazione è prodotta dall'azione esercitata dall'atmosfera.

I raggi incidenti, interagendo con le molecole gassose dell'atmosfera e con le polveri in essa sospese, possono andare incontro a diversi scenari: in parte vengono riflessi verso lo spazio, in parte diffusi in tutte le direzioni (*scattering*), in parte assorbiti e riemessi come radiazione infrarossa a temperature inferiori (assorbimento).

L'effetto di **assorbimento** prodotto dai gas atmosferici O₃, H₂O, O₂ e CO₂ è mostrato sopra in figura dalla curva continua.

Si può notare in figura come l'ozono tagli tutte le radiazioni UV ad alta frequenza con lunghezza d'onda inferiore ai 3 µm ed eserciti un assorbimento anche nella frazione del visibile congiuntamente all'ossigeno.

Per lunghezze d'onda superiori è significativo l'effetto di anidride carbonica e vapor d'acqua.

A questo punto è possibile comprendere meglio come le molecole di H₂O e CO₂ possano essere responsabili del fenomeno di effetto serra; la radiazione infrarossa riemessa dalla terra a bassa temperatura (circa 300 K) presenta il picco di emissione, secondo la legge di Wien ($\lambda_{\max}T = \text{cost}$), per una lunghezza d'onda di 9,5 µm, dove sono proprio le molecole di H₂O e CO₂ le responsabili dell'assorbimento. Tale radiazione, quindi, non riesce ad essere totalmente liberata verso lo spazio, ma rimane trattenuta dall'atmosfera.

L'effetto di **scattering** consiste in un fenomeno di dispersione generato dall'interazione della radiazione incidente con le molecole dei gas atmosferici e le particelle in sospensione.

Esistono due principali tipologie di scattering:

- Scattering di Rayleigh: prodotto dall'interazione della radiazione con molecole gassose di O₂ e N₂. Interessa quindi solo la frazione di radiazione con basse lunghezze d'onda ($\lambda < 0,6 \mu\text{m}$). Il fenomeno è isotropo, cioè i raggi vengono dispersi in tutte le direzioni, in parte anche verso lo spazio.
- Scattering di Mie: prodotto dall'interazione della radiazione con aerosol e molecole di particolato. È efficace per lunghezze d'onda $\lambda < 2 \mu\text{m}$. Il fenomeno è anisotropo, cioè i raggi deviati hanno un orientamento preferenziale verso la superficie terrestre.

1.1.2 Air mass

L'effetto di attenuazione della radiazione causato da assorbimento e *scattering* risulta proporzionale allo spessore di atmosfera attraversato.

Esiste un apposito coefficiente detto *air mass* (AM) per quantificare lo spessore di atmosfera attraversato e la conseguente attenuazione della radiazione; si assume convenzionalmente AM1 nel caso in cui i raggi solari raggiungano perpendicolarmente la superficie terrestre (all'equatore a mezzogiorno).

La variazione di latitudine e dell'ora del giorno provocherà inevitabilmente un aumento di AM fino anche a 5 o 6 volte AM1.

Questo può essere riscontrato facilmente al tramonto, quando il sole appare rosso all'orizzonte, a causa del taglio operato sulle onde a più basse lunghezze d'onda ed a frequenza più elevata, che quindi hanno maggiore probabilità di essere oggetto di assorbimento e scattering.

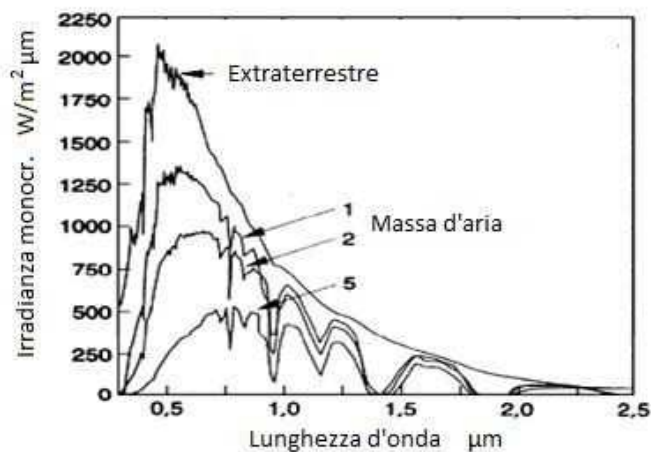


Figura 2: Irradianza in funzione del parametro Air-mass

1.2 Tecnologie per lo sfruttamento dell'energia solare

È possibile ricavare energia elettrica dalla radiazione solare attraverso due possibili tipologie di conversioni energetiche: quella fotovoltaica e quella termodinamica.

1.2.1 Il fotovoltaico

Il fenomeno fisico alla base della generazione di corrente elettrica per via fotovoltaica è l'effetto fotoelettrico. Si tratta di un fenomeno per cui un materiale opportuno, investito da radiazione sia diretta sia diffusa, rilascia elettroni. L'energia solare, quindi, viene convertita direttamente in energia elettrica.

I materiali che manifestano tale effetto fotoelettrico sono detti semiconduttori; tra essi, quello maggiormente utilizzato nella fabbricazione di pannelli fotovoltaici è il silicio.

I semiconduttori hanno la peculiarità di presentare un salto energetico (*energy gap*) non particolarmente elevato tra la banda di valenza e quella di conduzione. Per questa ragione, l'energia portata da un fotone può essere sufficiente per vincere questo *gap* e liberare un elettrone; su scala più ampia, è così possibile generare corrente.

L'*energy gap* del silicio è di 1,12 eV; la legge di Planck ($E = hc/\lambda$), che esprime l'energia posseduta da un fotone, permette di intuire come solo fotoni con lunghezza d'onda inferiore a 1,1 μm , e quindi energia maggiore di 1,12 eV, possano produrre un effetto fotoelettrico sul silicio. Non è quindi possibile sfruttare tutta la radiazione.

Operazione necessaria per garantire il corretto funzionamento di un pannello fotovoltaico è il drogaggio del materiale; senza questa procedura non sarebbe possibile generare corrente, perché gli elettroni liberati andrebbero a ricombinarsi con le lacune lasciate libere dagli elettroni degli atomi vicini.

Per garantire il trasporto di elettroni è indispensabile ricorrere a due drogaggi differenti:

- drogaggio n: l'elemento aggiunto è il fosforo, avente un elettrone in più rispetto al silicio;
- drogaggio p: l'elemento aggiunto è il boro, avente un elettrone in meno rispetto al silicio.

I due tipi di silicio drogato presentano delle cariche mobili, negative in un caso (n) e positive nell'altro (p). Questo aspetto fa sì che, appena i due materiali vengano posti in contatto, si generi alla giunzione un campo elettrico molto intenso, seppur di minimo spessore.

Tale campo elettrico garantisce, nel momento dell'esposizione alla radiazione, che gli elettroni liberati vengano convogliati in una direzione preferenziale (verso il materiale n) e non vadano a ricombinarsi con le lacune liberate (spinte invece verso p).

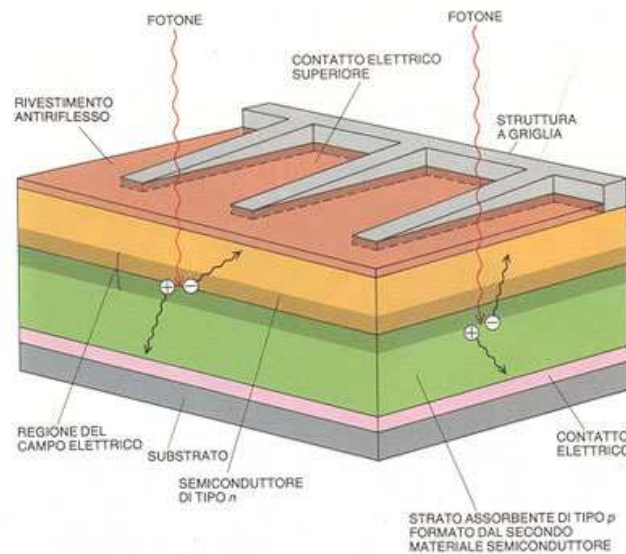


Figura 3: Struttura interna di una cella fotovoltaica

Se ai capi dei due elementi si pongono i contatti elettrici di un circuito esterno, gli elettroni passeranno dal semiconduttore n al metallo e, dopo aver ceduto potenza ad un'utenza connessa, si andranno a riunire alle lacune positive di p.

L'elemento base dei sistemi fotovoltaici è la cella, capace di generare, con un rendimento del 19% in condizioni nominali (25°C , 1000 W/m^2), una differenza di potenziale di 0,6 V.

Il rendimento risulta penalizzato dall'incapacità di sfruttare al meglio l'energia dei fotoni su tutte le lunghezze d'onda, dalle ricombinazioni elettrone-lacuna e da perdite ottiche ed ohmiche.

Le celle vengono poi unite in strutture modulari, tipicamente di 36 celle ciascuno, per una potenza complessiva di 50 W; il rendimento del modulo è inferiore a quello della cella singola e si attesta attorno al 15%. In genere, accostando tre moduli si ottiene un pannello.

I pannelli sono poi combinabili in serie per ottenere una stringa che fornisca la tensione necessaria; aggiungendo più stringhe in parallelo, invece, si aumenta la

corrente. Assemblando opportunamente in serie ed in parallelo i pannelli si arriva a realizzare un generatore fotovoltaico della potenza desiderata.

Esistono due tipologie di impianti:

- *Stand alone*, per utenze isolate.
Il dimensionamento deve essere effettuato nelle condizioni di minore produzione fotovoltaica e con il massimo carico necessario da alimentare. È indispensabile inserire anche un sistema di controllo-accumulo-*inverter* per sopperire all'aleatorietà della fonte solare.

- *Grid connected*, per utenze interconnesse alla rete.
Il dimensionamento si effettua sulla base dei valori medi annuali di irraggiamento; il sistema può cedere o attingere energia elettrica dalla rete in caso di bisogno.

Il costo specifico di un sistema fotovoltaico residenziale è molto elevato e si aggira attorno ai 6000 €/kW; questa tecnologia non trae giovamento da economie di scala, essendo preponderanti i costi dei materiali usati e della loro lavorazione. A causa dei costi elevati, al momento non è ipotizzabile la costruzione di centrali fotovoltaiche su vasta scala, mentre risulta conveniente l'investimento nel residenziale, grazie anche agli incentivi concessi dai governi. Attualmente si sta cercando di rendere il fotovoltaico economicamente più competitivo, mirando soprattutto a contenere i costi di lavorazione e la quantità di materiale necessario a comporre una cella; questo obiettivo può essere raggiunto ricorrendo, ad esempio, a strati molto sottili di silicio amorfo, accettando il compromesso di una perdita di rendimento.

Una soluzione innovativa potrebbe essere quella di ricorrere ad un sistema di concentrazione a lenti, che permetterebbe di produrre una sola cella molto efficiente, il cui costo elevato non pregiudica l'economicità complessiva del sistema.

1.2.2 Il solare termodinamico

Un impianto solare termodinamico utilizza la radiazione solare diretta come fonte di calore ad alta temperatura da cui generare energia elettrica attraverso un ciclo termodinamico.

L'energia associata alla radiazione solare viene impiegata per riscaldare un fluido termovettore intermedio oppure direttamente il fluido di lavoro del ciclo, il quale andrà ad azionare la turbina collegata al generatore elettrico.

La sezione di raccolta dell'energia solare costituisce la voce principale di costo di questo tipo di impianti; il problema principale di queste tecnologie è dettato dalla scarsa densità energetica dell'energia a disposizione.

Le tecnologie esistenti possono essere suddivise in due categorie distinte, considerando la modalità di sfruttamento della radiazione solare:

- impianti senza concentrazione (vasche solari, torre solare ad effetto camino);
- impianti a concentrazione CSP (cilindro-parabolici, a torre, a disco, collettori fresnel).

La maggior parte degli impianti esistenti è a concentrazione, la qual cosa consente di raggiungere temperature elevate ed avere un maggiore rendimento ideale di carnot a cui tendere.

1.3 Tecnologie senza concentrazione

Queste tecnologie hanno la caratteristica di non prevedere una concentrazione dei raggi solari. Questo porta inevitabilmente ad efficienze di conversione più basse rispetto ai sistemi CSP ragionando a pari area di raccolta. Tuttavia, meritano ugualmente un approfondimento, poiché esistono aree del pianeta in cui potrebbero rivelarsi particolarmente adatte.

1.3.1 Torre solare ad effetto camino

Questi impianti sono costituiti da una serra disposta attorno ad una torre centrale che funge da camino, alla base della quale è posizionata una turbina accoppiata ad un generatore.



Figura 4: Torre solare a Manzaranes (Spagna)

La radiazione solare, sia diretta sia diffusa, avente bassa lunghezza d'onda oltrepassa la superficie trasparente della serra, mentre la radiazione infrarossa riemessa dal terreno con lunghezza d'onda maggiore non riesce ad uscire. Il calore rimane quindi intrappolato nella serra e l'aria ivi contenuta viene riscaldata con conseguente diminuzione di densità.

I gradienti di temperatura e di densità costituiscono le forze motrici che promuovono la risalita dell'aria nel camino e l'azionamento della turbina.

Attualmente esiste un impianto pilota da 50 kW a Manzanares in Spagna, il cui camino ha un diametro di 5 metri ed un'altezza di 195 metri ed è circondato da una serra estesa 46000 m², di cui 40000 rivestiti in plastica e 6000 rivestiti in vetro; questi ultimi sul lungo periodo si sono rivelati più efficienti e duraturi. L'altezza da terra del rivestimento è variabile e cresce da 1,8 a 6 metri man mano che ci si avvicina alla torre per agevolare il deflusso dell'aria; per ridurre ulteriormente le perdite di carico che si presentano nel ridirezionamento del flusso, il collegamento tra la serra e la torre è costituito da una membrana di plastica adagiata su una struttura appositamente deformata.



Figura 5: Veduta interna della serra

L'impianto di Manzanares possiede un'unica turbina tetrapalare ad asse di rotazione verticale posta alla base del camino; il funzionamento di tale turbina è simile a quelle tradizionali, ovvero si basa su un salto di pressione a cavallo della girante laddove la velocità del flusso rimane invariata tra ingresso ed uscita, a differenza di quanto avviene nelle turbine eoliche.

L'accumulo del calore avviene naturalmente dal fatto che il terreno si riscalda durante il giorno e alla sera rilascia gradualmente il calore accumulato. La capacità termica dell'accumulo può in ogni caso essere aumentata semplicemente dotando la serra di uno strato d'acqua o di borse contenenti acqua; a seconda della quantità di acqua presente, il sistema può arrivare a produrre una quantità costante di energia su tutte le 24 ore. L'acqua, ovviamente, deve essere contenuta e non deve essere in grado di evaporare.

Attualmente in Australia è in corso di sviluppo un impianto a torre solare di grosse dimensioni (1000 metri di altezza e 100 di diametro) per una potenza massima di 200 MW.

Effettivamente nel continente ci sono tutte le condizioni ideali per una tale installazione: (i) alti livelli di insolazione, (ii) vaste aree pianeggianti desertiche disponibili, che non offrono possibilità alternative allo sfruttamento, ed (iii) una crescente domanda di energia che si mira a soddisfare avvalendosi in larga misura di fonti rinnovabili.

1.3.2 Stagni solari (Solar pond)

Gli stagni solari sono bacini artificiali o naturali di modesta profondità composti da alcuni strati di soluzione acqua-sale con diversi gradi di salinità. I raggi solari penetrano l'acqua e vengono convertiti in calore sul fondo, dove si crea uno strato di acqua più calda (90°C).

L'acqua più calda riesce a contenere in soluzione un quantitativo maggiore di sali rispetto allo strato superficiale più freddo (30°C), acquisendo in tal modo una densità superiore. Nonostante la presenza di un discreto gradiente termico, la differenza di densità permette di evitare che si inneschino dei moti convettivi, preservando le due sorgenti a temperature differenti.

Gli stagni solari possono essere utilizzati per fornire calore a processi industriali o a case ecologiche, per desalinizzare le acque oppure per la generazione di energia elettrica.

Per ottenere energia elettrica è possibile inserire un ciclo Rankine ORC con fluidi organici operante tra le due sorgenti termiche. Il rendimento complessivo risulta molto basso (circa 1%), ma il costo d'impianto è altrettanto contenuto.



Figura 6: Solar pond di El Paso (Texas)

Attualmente l'impianto di maggiori dimensioni si trova in Israele e, con uno stagno di 250000 m², ha un potenziale proprio di generazione continua di circa 1 MW, al quale si è affiancata una generazione per potenze fino a 5 MW.

Gli stagni solari costituiscono di per sé un accumulo termico, quindi il sistema nel complesso mantiene inalterate le proprie prestazioni sull'arco di tutte le 24 ore.

1.4 Tecnologie a concentrazione

Si tratta di tecnologie che consentono di raccogliere la radiazione incidente su un'area piuttosto estesa e convogliarla su di un ricettore, che può essere lineare o puntiforme. Ne deriva un aumento marcato della densità energetica del flusso radiativo e, conseguentemente, una possibilità di raggiungere rendimenti di conversione superiori.

Tali sistemi sono in grado di sfruttare esclusivamente la radiazione diretta, quindi adatti ad aree geografiche particolarmente esposte, situate nella cosiddetta "sun belt".

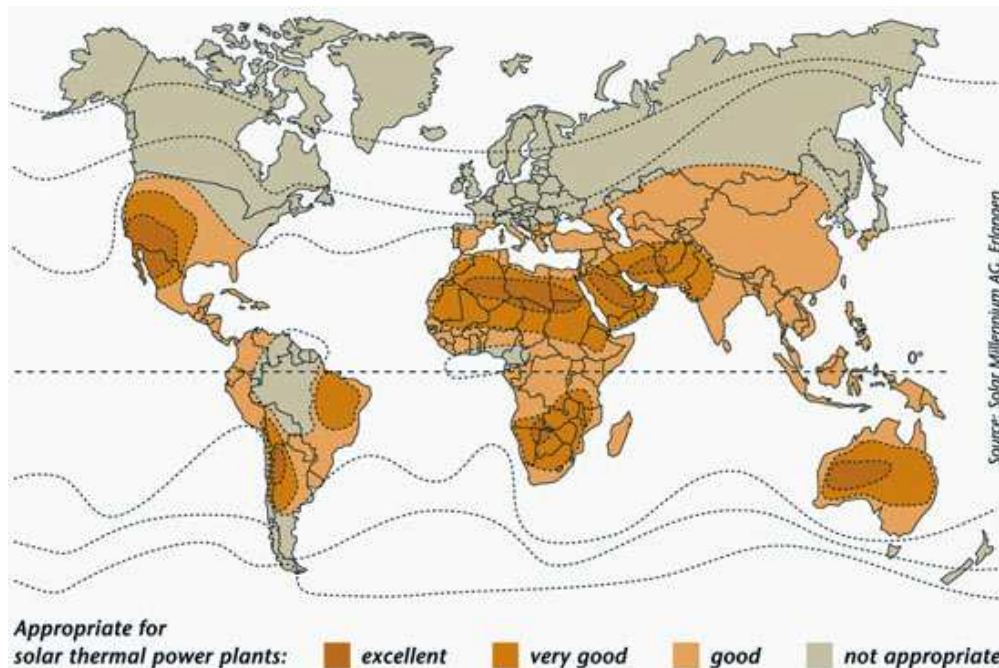


Figura 7: Aree favorevoli per l'installazione di sistemi CSP, situate nella cosiddetta "sun belt"

1.4.1 Collettori cilindro-parabolici

L'impianto è costituito essenzialmente da due zone: un'isola di potenza, il cui funzionamento è basato su un ciclo Rankine a vapore convenzionale, ed un campo solare dove viene raccolto il calore necessario alla generazione del vapore.

Nel campo solare un sistema di specchi cilindro-parabolici raccoglie la radiazione solare diretta, concentrandola verso un ricevitore lineare attraversato da un fluido termovettore, tipicamente olio diatermico.

Tale fluido, che in uscita dal campo può raggiungere temperature massime di 390 °C, viene raffreddato in una serie di scambiatori garantendo il preriscaldamento dell'acqua, la generazione ed il surriscaldamento del vapore del ciclo di potenza.

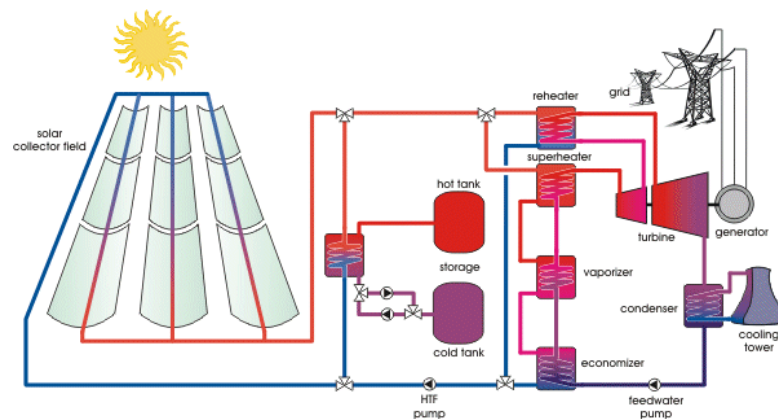


Figura 8: Lay out di un impianto a collettori lineari con sistema di accumulo termico

Nelle centrali di più recente costruzione è presente anche un sistema di accumulo termico che consente di incrementare le ore di funzionamento e migliorare la gestione dell'impianto nei casi di discontinuità della radiazione solare. Concettualmente esistono due tipologie di accumulo: (i) sistema indiretto con utilizzo di uno scambiatore tra il fluido termovettore e il fluido dell'accumulo e (ii) sistema diretto nel caso il fluido termovettore e il fluido dell'accumulo siano il medesimo. Un'ulteriore differenziazione nei sistemi di accumulo riguarda la possibilità di utilizzare un doppio serbatoio o un unico serbatoio termocline. Negli impianti esistenti si riscontrano soltanto sistemi a doppio serbatoio diretti (impianto Archimede a Priolo Gargallo (SR)) o indiretti (Andasol I, Spagna).

Durante le ore picco, in cui si ha un esubero di energia termica raccolta dal campo solare, viene riscaldata una quantità di olio maggiore rispetto a quella necessaria a garantire il funzionamento del ciclo a vapore alla potenza nominale;

l'eccesso di portata di olio, nel caso di sistema di accumulo indiretto, viene convogliato in uno scambiatore, dove cede il calore ad un fluido di accumulo (tipicamente sali fusi), estratto dal serbatoio freddo (292°C) ed inviato a quello caldo (384°C).

Il campo solare si compone di molteplici file di collettori cilindro-parabolici, ciascuna delle quali è costituita da un certo numero di moduli posti in serie.

Un modulo di collettore solare può avere aperture diverse a seconda della tecnologia del costruttore (si passa dai 5 metri della tecnologia LS 2 fino ai 5,9 metri della tecnologia Enea) ed una lunghezza generalmente di 12 metri; i moduli vengono assemblati in serie in modo tale da formare il collettore solare di lunghezza variabile in base alla tecnologia utilizzata (dai 50 metri del collettore LS 2 ai 150 metri del collettore EuroTrough ET-150). Il ricevitore lineare, all'interno del quale scorre il fluido, è posizionato nel fuoco della parabola ed ha un diametro esterno tipico di 0,07 metri ed uno spessore di 3 mm. Gli specchi possono ruotare attorno al proprio asse longitudinale (un grado di libertà), al fine di mantenere il sole nel piano mediano del cilindro parabolico, per intercettare la massima radiazione possibile. Attualmente si riescono ad ottenere fattori di concentrazione della radiazione da 61 a 82 soli.

L'orientamento delle file di collettori influenza l'energia raccolta annualmente. La direzione Nord-Sud garantisce una più elevata produttività annuale, mentre la direzione Est-Ovest permette di ottenere una produzione più costante durante l'anno (in un sito nell'emisfero boreale ciò si traduce in una migliore producibilità invernale rispetto all'orientamento Nord-Sud).



Figura 9: Collettori lineari eurotrough, Extresol (Spagna)

Il campo solare deve garantire un'ottima efficienza di raccolta, minimizzando le dispersioni.

Gli specchi sono in vetro a bassa concentrazione di ferro per aumentare la riflettività nello spettro solare; i tubi ricevitori sono raelizzati in metallo *stainless* con coating selettivo per aumentare l'assorbanza nei confronti della radiazione ($d_{\text{est}} = 70\text{mm}$); sono incapsulati in un tubo coassiale in vetro Pyrex trasparente antiriflesso ($d_{\text{est}} = 115\text{mm}$), nel quale viene fatto il vuoto, al fine di limitare le dispersioni termiche per convezione ed irraggiamento e di proteggere dall'ossidazione il rivestimento selettivo.

A causa della complessità tecnologica dei collettori solari indispensabile per garantire elevate efficienze di conversione da radiazione solare ad energia termica del fluido termovettore, il costo del campo solare costituisce circa il 50% del costo di impianto

1.4.2 Collettori lineari Fresnel

Il sistema a collettori lineari di Fresnel è costituito da un campo di specchi piani che riflettono e concentrano la radiazione solare su un tubo ricevitore posto in posizione orizzontale fissa al di sopra dei riflettori primari. Gli specchi sono in grado di ruotare lungo l'asse longitudinale in modo da inseguire il moto del Sole lungo la sua orbita apparente giornaliera.



Figura 10: Collettori lineari Fresnel, Plataforma Solar de Almeria (Spagna)

Il tubo ricevitore è l'elemento tecnologico su cui si concentrano gli sforzi di R&D dei vari costruttori in termini sia di materiali utilizzati sia di configurazione geometrica. Generalmente è costituito da un tubo in acciaio protetto da vetro; al momento, il tubo ricevitore in genere non è mantenuto sottovuoto, tuttavia sono in corso esperienze anche con tubi ricevitori del tipo usato per i concentratori parabolico lineari.

Gli impianti finora realizzati prevedono la produzione diretta di vapore saturo nel campo (tecnologia DSG “Direct Steam Generation”) fino a 270 °C a 40 bar di pressione, anche se sono stati realizzati esperienze impianti sperimentali dimostrativi con produzione di vapore surriscaldato fino 400°C, e sono stati annunciati nuovi impianti con queste caratteristiche.

Gli impianti a collettori lineari di Fresnel presentano alcune caratteristiche che li rendono competitivi rispetto ad altre tecnologie che hanno avuto finora una diffusione su più vasta scala: (i) permettono un uso ottimale del suolo (70% contro il 33% delle parabole lineari) e (ii) hanno costi di installazione decisamente inferiori a causa del minore impegno di materiali e semplicità del processo produttivo.

Per contro il rendimento medio è inferiore a quello degli impianti a collettori parabolico lineari a causa sia della minore efficienza dei collettori (rendimento ottico inferiore a causa di maggiori perdite di tipo geometrico legate all'angolo di incidenza trasversale assente in un concentratore cilindro parabolico) sia delle minori performance del ciclo termodinamico (legate alle penalizzanti condizioni del vapore all'ingresso della turbina). Sulla base dei primi studi la riduzione di efficienza sarebbe comunque compensata dai costi di investimento inferiori.

In prospettiva la limitazione principale alla diffusione di questa tecnologia è costituita dall'indisponibilità di sistemi di accumulo termico per impianti DSG, ne si prevedono a breve termine sviluppi significativi in tale direzione (serbatoi con acqua surriscaldata in pressione sono ipotizzabili soltanto per taglie di accumulo inferiori ad un'ora equivalente). Qualora la legislazione permettesse l'integrazione con energia fossile potrebbe avere buone possibilità di sviluppo in concorrenza con gli altri sistemi più conosciuti.

1.4.3 Concentratore a torre

Il sistema a torre centrale è costituito da un campo di eliostati che riflettono e concentrano la radiazione solare su un ricevitore posto alla sommità di una torre.

Nel ricevitore fluisce un fluido che si riscalda fino a temperature elevate compatibilmente con i limiti di resistenza meccanica-termica dei materiali impiegati.

Se il fluido è acqua si ha produzione di vapore ad alta pressione direttamente nel ricevitore, con successiva espansione in turbina. Nel caso in cui nel ricevitore circoli un fluido termovettore, come aria o sali fusi, il vapore viene prodotto in un generatore di vapore posto nel power block dell'impianto.



Figura 11: Impianto PS10, Siviglia (Spagna)

Gli specchi, detti eliostati, hanno superfici riflettenti fino a 120 m^2 e possono essere disposti sia sui 360° attorno alla torre sia solo sulla parte a nord (o a sud nell'emisfero australe) per centrali di potenze minori.

Gli eliostati presentano due gradi di libertà nel movimento di inseguimento del sole e riescono a porsi sempre perpendicolarmente ad esso. I fattori di concentrazione idealmente raggiungibili sono dell'ordine dei 10000 soli e le temperature al ricevitore sono comprese tra 600°C e 1000°C .

Esistono dei limiti tecnologici legati alla resistenza dei materiali ed alla tenuta termica del ricevitore che vincolano le massime temperature raggiungibili.

I due impianti esistenti (PS10 e PS20) hanno taglie contenute di 10 e 20 MW e prevedono la generazione diretta di vapore nel ricevitore, con 4 piccoli serbatoi di accumulo contenenti acqua surriscaldata; avendo una durata complessiva di mezzora sono utilizzati per coprire i transitori.

Le elevate temperature raggiungibili comunque rendono questa tecnologia attraente per applicazioni di grande taglia (esistono progetti da 100 MW) che adottino sali fusi come fluido termovettore.

Le nuove installazioni previste in America avranno anche un accumulo termico diretto a sali fusi a 550°C (sul modello dell'impianto Solar Two) che consentirà un'estensione delle ore giornaliere di funzionamento e non sarà più limitato alla copertura dei transitori.

1.4.4 Disco-Stirling

Il concentratore disco-Stirling è un paraboloide specchiato che viene orientato verso il sole con due gradi di libertà. Solidale al paraboloide, nel fuoco è posto un unico blocco che comprende il ricevitore, il motore Stirling ed il generatore elettrico.



Figura 12: Solar dishes ad Albuquerque (USA)

Il disco specchiato concentra nel fuoco la radiazione solare diretta con un'efficienza superiore al 90%. Il suo moto d'inseguimento del sole viene gestito da due attuatori a controllo elettronico. Esistono parabole costituite da un singolo elemento riflettente, ottenuto deformando una superficie metallica oppure composte da più specchi affiancati.

Nel ricevitore, un banco di tubi che funge da interfaccia tra disco e motore, avviene la conversione della radiazione in calore; il calore può essere trasferito ad un fluido termovettore intermedio (sodio liquido), che viene fatto evaporare e condensare, oppure direttamente al gas in pressione (He o H₂) che evolve nel ciclo Stirling.

I motori Stirling utilizzati sono di configurazione alfa, cioè presentano una camera calda ed una fredda ben separate. Il principio di funzionamento si basa su due concetti: l'inerzia accumulata dal volano e la compressione-decompressione del gas contenuto nei cilindri quando si scalda o si raffredda.

Il tutto si può riassumere con quattro fasi:

- spinta: il gas viene spinto verso il pistone caldo, grazie all'inerzia del volano che provoca la discesa del pistone freddo;
- riscaldamento ed espansione: il gas riceve il calore dal ricevitore solare e aumenta il proprio volume, cedendo lavoro al pistone;
- raffreddamento: si tratta dell'ultima fase, quella che permette di rigenerare il gas e di riportarlo alle condizioni di partenza. Avviene nel cilindro freddo.

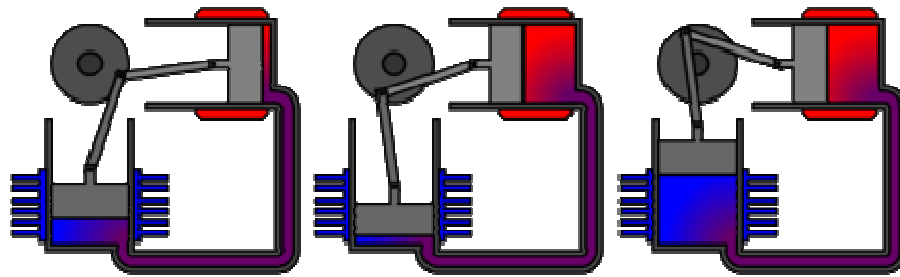


Figura 13: Fasi di un ciclo in un motore stirling

L'albero a gomiti è collegato ad un generatore che converte il moto rotazionale in corrente elettrica.

Alternative valide al motore Stirling, in un prossimo futuro, potrebbero rivelarsi le microturbine o il fotovoltaico a concentrazione.

Un singolo disco Stirling, che può avere diametri compresi tra 7 e 15 metri, può raggiungere fattori di concentrazione di 2000 soli e generare potenze comprese tra 9 e 25 kW.

Questa tecnologia risulta particolarmente adatta alla generazione distribuita oppure al soddisfacimento di utenze remote non connesse alla rete.

1.5 Evoluzione delle tecnologie e situazione commerciale

Si è scelto di riportare in seguito le tappe salienti che hanno delineato lo sviluppo della tecnologia solare termodinamica dall'avvento fino ai giorni nostri.

I primi impianti di taglia significativa, fortemente voluti dal Department of Energy (DOE) e dalla Southern California Edison Company, furono costruiti in California negli anni '80 ed avevano lo scopo principale di testare la fattibilità delle tecnologie e di individuarne i margini di miglioramento.

Nel 1982 entrò in funzione a Daggett, nei pressi del deserto del Mojave, il progetto Solar One a torre centrale (91 metri) che, con un campo composto da 1818 eliostati, presentava una potenza nominale di 10 MW. Sfortunatamente cessò di funzionare nel 1988, in seguito ad un incendio divampato nel serbatoio di accumulo termico a termoclino che conteneva olio sintetico in pressione, scelta rivelatasi inadatta dal punto di vista della sicurezza e mai più ripetuta negli impianti a seguire.

In seguito fu costruito dalla Luz Industries, tra il 1984 e il 1990, il più esteso gruppo di impianti solari al mondo, denominato Solar Energy Generating Systems (SEGS), situato nel deserto del Mojave in California; si tratta di 9

impianti a collettori cilindro-parabolici, per una potenza installata complessiva di 354 MW.



Figura 14: Sulla sinistra Solar One, sulla destra Solar two

Al fine di dimostrare la possibilità di avere uno stoccaggio efficiente ed economico dell'energia solare, nel 1996 il DOE ammodernò e rimise in funzione l'impianto a torre centrale a Daggett, rinominandolo Solar Two.

Nel Solar One, il vapore veniva generato direttamente nel ricevitore e c'era un solo serbatoio di accumulo contenente olio sintetico; nel Solar Two, il fluido riscaldato nel ricevitore era una miscela binaria di sali fusi, che permetteva di raggiungere temperature più elevate (circa 550 °C). L'accumulo era costituito da una coppia di serbatoi, contenenti anch'essi sali fusi.

Il progetto terminò nel 1999, dopo aver dimostrato la fattibilità e la convenienza di un accumulo ed aver stimolato l'interesse verso gli impianti a torre centrale.

Attualmente nel mondo si contano installazioni solari termodinamiche, per la maggior parte a collettori parabolico lineari, che ammontano nel complesso a 1 GW; soltanto due sono gli impianti a torre centrale in funzione, PS10 e PS20 (rispettivamente di 11 e 20 MW), che si trovano in Spagna, vicino a Siviglia.

In particolare, PS10 è la prima torre a concentrazione commerciale, cioè realizzata da compagnie d'ingegneria private come Abengoa, Altac e Tecnical-Tecnicas Reunidad.

Altre installazioni rilevanti in funzione, come già detto precedentemente a collettori lineari parabolici, sono Nevada Solar One (64 MW), Solnova (150 MW), Andasol (100 MW), Ibersol, Extresol, La Florida, Alvarado (50 MW). La scelta operata in Spagna è stata quella di riprodurre unità studiate e già progettate da 50 MW così da ottimizzare su tempi e costi.

Per quanto riguarda l'immediato futuro, sono in fase di costruzione impianti per un totale di 1,9 GW; si tratta quasi esclusivamente di altre unità da 50 MW spagnole e di 4 ISCC (Integrated Solar Combined Cycle) rispettivamente in USA, Algeria, Marocco ed Egitto, a ricalcare il modello del progetto Archimede sviluppato da Enea a Priolo Gargallo.

Per gli anni a seguire, esistono già progetti annunciati per 9 GW in USA, 1 GW in Spagna e 7 GW nel resto del mondo.

Tra questi progetti ve ne sono alcuni innovativi soprattutto in America, dove verranno costruite torri solari ad “effetto camino” da 100 MW di 1000 metri di altezza, torri solari a concentrazione da 200 MW, un impianto a collettori Fresnel da 300 MW e due impianti a dischi solari da 800MW, formati da 35000 dischi ciascuno.

Relativamente alla tecnologia fotovoltaica, è doveroso sottolineare come, sulle prime 50 centrali per dimensioni al mondo, ben 45 si trovino tra Germania e Spagna.

In Germania il fotovoltaico rappresenta l’unica reale possibilità di sfruttamento dell’energia solare, date le condizioni climatiche e di radiazione che si hanno in Europa centrale; con circa 9 GW di potenza installati viene coperto l’1,1% del fabbisogno energetico annuale.

In Spagna sono presenti attualmente installazioni per 3 GW complessivi e ad Olmedilla si trova un parco fotovoltaico da 60 MW, il più grande al mondo.

La maggior parte delle installazioni, tuttavia, in entrambi i Paesi, è a livello di piccole potenze per generazione distribuita.

2 Tecnologia CSP a collettori cilindro-parabolici

Nel seguente capitolo verrà inizialmente riportata l'evoluzione che i componenti del campo solare hanno avuto negli ultimi vent'anni, per poi passare alla trattazione dello stato dell'arte della tecnologia.

In un'ultima sezione verrà descritta la centrale spagnola Andasol1, entrata in funzione nel 2007, poiché possiede le medesime caratteristiche tecniche (taglia, htf, accumulo) rispetto ad un modello di centrale che presenteremo successivamente avvalendoci di una simulazione di funzionamento da noi sviluppata.

2.1 Nascita e sviluppo della tecnologia

La tecnologia dei collettori parabolici lineari si è affermata dal punto di vista tecnologico e commerciale durante gli anni '80 in California, con la costruzione di 9 impianti progressivamente più grandi e performanti; le realizzazioni della LUZ, denominate convenzionalmente SEGS – Solar Electricity Generation System – hanno costituito per lungo tempo lo standard di riferimento per questo *concept*.

Le esperienze di esercizio di questi impianti e le attività di ricerca industriale hanno portato, in 25 anni, ad un notevole miglioramento nei materiali, nella componentistica, nel controllo di impianto e nei processi di fabbricazione. La costruzione dei nuovi impianti solari in Nevada e Spagna e di cicli combinati ad integrazione solare in Italia e Nord Africa ha avviato una nuova fase di sviluppo, con la moltiplicazione degli attori industriali e l'avvio della produzione in grande serie dei componenti.

In questi impianti sono state applicate nuove tecnologie rispetto a quelle adottate negli impianti antecedenti Luz, nel frattempo fallita per bancarotta.

Sono attualmente in corso anche due importanti sperimentazioni: l'impiego dei sali fusi come fluido termovettore e la generazione del vapore direttamente nel campo solare; entrambe, in caso di successo, potrebbero fornire un impulso decisivo alla diffusione del Solare termodinamico a livello mondiale. Altre ricerche proseguono sulle componenti chiave come, ad esempio, le tubazioni terminali flessibili (*flexible hoses*) ed i materiali riflettenti alternativi al vetro.

2.2 Componenti del campo specchi

Il campo specchi è l'elemento chiave della tecnologia a collettori cilindro-parabolici; deve garantire ottimi rendimenti di raccolta della radiazione e minimizzare le dispersioni.

Il costo del campo ha un'incidenza notevole sul costo complessivo d'impianto, quindi aumentarne l'efficienza è fondamentale per riuscire a contenerne le dimensioni.

Il campo ha una natura modulare ed è costituito da una serie di loop, ciascuno formato da due file di collettori uguali (andata e ritorno), generalmente orientati in direzione Nord-Sud. La lunghezza delle file dipende sostanzialmente dal salto termico che si vuole realizzare sul fluido, dalla portata desiderata e dall'irraggiamento nominale di progetto.

Di regola ciascun loop è costituito da 4 o 6 collettori, che presentano lunghezze variabili a seconda delle tecnologie adottate.

Ogni collettore è costituito da molteplici moduli solari (fino a 12 per strutture eurotrough) di lunghezza di 12 metri ciascuno ed è regolato da un drive centrale nel proprio moto di inseguimento del sole.

Ogni loop è collegato alle tubazioni principali di mandata e ritorno dell'olio termovettore (header pipes), provenienti dagli scambiatori situati nel power block.

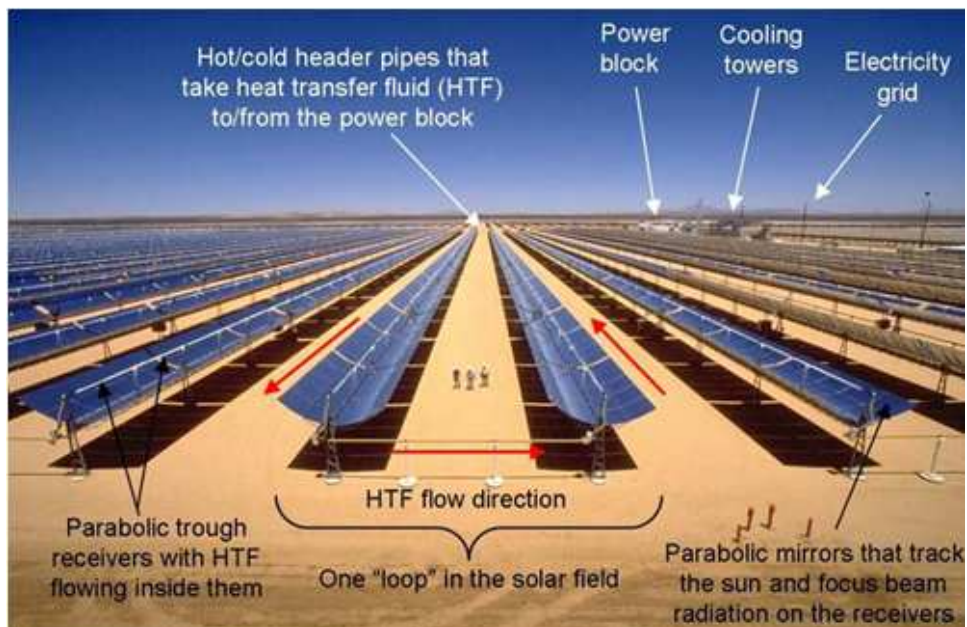


Figura 15: Elementi del campo solare

A comporre un singolo collettore concorrono i seguenti elementi che verranno nel seguito descritti singolarmente:

1. Struttura di supporto
2. Tubo assorbitore
3. Specchi riflettenti
4. Piping di collegamento

2.3 Struttura di supporto

Tutti collettori parabolici lineari attuali derivano principalmente dalle esperienze della Luz degli anni '80; la Luz ha realizzato progressivamente tre tipi di collettori, distinti per dimensioni e fattore di concentrazione: LS1, LS2, e LS3.

Le dimensioni dei collettori attuali sono spesso simili a quelli dei collettori LS3; in alcuni casi sono state mantenute alcune dimensioni chiave, ciò ha permesso di “standardizzare” le dimensioni degli specchi e dei tubi ricevitori, a vantaggio della produzione in serie di questi componenti.

Nel tempo sono state proposte diverse strutture di sostegno dei collettori (*truss*); tutte cercano di ottenere gli stessi risultati: alta precisione, rigidità della struttura, resistenza al vento, minimo impiego di materiale e di lavoro di costruzione.

Di seguito si propone un resoconto delle tecnologie esistenti.

2.3.1 LS2 e LS3 Siemens (ex Solel – ex Luz)

I collettori Luz rappresentano lo standard al quale vengono comparati tutti gli altri collettori. La natura industriale di questi collettori li ha resi particolarmente idonei per applicazioni su centrali di grande scala. Essi hanno dato prova di notevole affidabilità negli impianti californiani.

Attualmente esistono due tipi di collettori Luz in commercio: LS-2 e LS-3.

Il collettore LS-2 presenta un design molto accurato; la sua struttura *torque-tube* è semplice da assemblare e garantisce una buona rigidezza rispetto agli sforzi torsionali. Ogni collettore è composto di sei moduli di 8 metri ciascuno, posizionati tre a sinistra e tre a destra rispetto al *drive* centrale.

La costruzione della struttura *torque-tube* richiede un ingente quantitativo di acciaio ed un'estrema precisione nel processo di lavorazione.



Figura 16: Collettori torque tube LS2

Il collettore successivo LS-3 è stato sviluppato con l'intento di ridurre il costo di produzione, attraverso una diminuzione dell'acciaio richiesto ed una riduzione delle tolleranze di fabbricazione.

La nuova struttura a travatura reticolare ha permesso di aumentare il fattore di concentrazione fino a 82 soli e la lunghezza del singolo modulo fino a 12 metri; ogni modulo contiene 3 ricevitori lunghi 4 metri, contro i 2 del sistema LS2. Questo significa, a pari estensione del campo, un risparmio sui *drive* d'inseguimento.

La struttura LS-3, tuttavia, non ha portato i vantaggi economici che la Luz si attendeva e, inoltre, presentava una rigidezza ridotta rispetto al precedente LS-2.



Figura 17: Collettori V-truss LS3

Tabella 1: Caratteristiche tecniche dei collettori Luz

Modello	Apertura [m]	Lunghezza modulo [m]	Lunghezza collettore [m]	Diametro ricevitore [m]	Fattore di concentrazione	Efficienza ottica %	Applicazioni
LS-1	2,55	6,3	50,2	0,04	61:1	71	SEGS I-II
LS-2	5	8	49	0,07	71:1	76	SEGS III-VII
LS-3	5,76	12	99	0,07	82:1	80	SEGS V-IX

Strutture di nuova generazione

Si tratta di nuove tecnologie più performanti, adottate negli ultimi impianti entrati in funzione.

2.3.2 Solargenix (ex Duke Solar)

Il collettore, sviluppato originariamente da Duke Solar, poi Solargenix, adottato nell'impianto di Nevada Solar One, ha una struttura completamente in alluminio riciclato ed è costituito da elementi e piastre rivettati o imbullonati tra loro. L'assenza di saldature tra gli elementi dovrebbe garantire una precisione superiore a quella delle strutture a elementi saldati, mentre l'assemblaggio non richiede manodopera specializzata. La completa riciclabilità del materiale è un altro punto di elezione di questo collettore.

Le dimensioni caratteristiche del collettore ricalcano quelle del precedente LS-2, anche se il nuovo *design space frame* (struttura controvento) gli conferisce maggiori prestazioni in termini di resistenza allo sforzo e rigidità.

Altri vantaggi non secondari sono il minor peso, la resistenza alla corrosione, la riduzione dei costi di produzione e la semplicità nell'installazione.



Figura 18: Collettore SGX1, Nevada Solar One (USA)

2.3.3 Eurotrough (SKAL-ET)

Questo collettore è stato sviluppato da un consorzio di società e laboratori di ricerca europei (Inabensa, Fichtner Solar, Flabeg Solar, SBP, Iberdrola, Ciemat DLR, Solel, CRES) con il sostegno della ricerca EU, ed installato in versione ridotta nel 2004 alla PSA (Almeria).

È stato progettato con la finalità di abbinare gli aspetti positivi di LS-2 con quelli di LS-3; in effetti, il *design* prevede una *torque box* per abbinare la resistenza torsionale tipica del *torque tube* con il minor contenuto d'acciaio tipico di una struttura reticolare.

Presenta una rigidità superiore ai precedenti LS-3 Luz, per cui è stato possibile portare la lunghezza a 150 metri, con notevole risparmio in piloni di movimentazione e tubi flessibili finali.

Ha le stesse dimensioni caratteristiche del collettore LS-3, per cui può montare gli stessi specchi Flabeg e i tubi ricevitori di Solel, Schott e anche ASE.



Figura 19: Collettore eurotrough, PSA

2.3.4 Enea

La tecnologia Enea è stata sviluppata in una collaborazione tra Enea ed il Consorzio Solare XXI, nato nel Maggio del 2008, avviando così la prima realtà industriale italiana attiva sul mercato internazionale del settore.

Il primo obiettivo della collaborazione è stato quello di ottimizzare un prodotto altamente tecnologico e la sua integrazione in impianti di produzione di energia a ciclo combinato ad alta efficienza.

La tecnologia sviluppata, basata sull'intuizione del premio Nobel per la fisica Carlo Rubbia, adotta come fluido termovettore nel ricevitore una particolare miscela di sali fusi.

Questa innovazione consente di raggiungere temperature dell'ordine dei 550 °C, molto superiori a qualsiasi altro fluido impiegato in questo settore (l'olio non può andare oltre i 393°C, altrimenti va incontro a problemi di cracking).

A questo scopo, Solare XXI raggruppa l'eccellenza tecnologica del settore, come Archimede Solar Energy per la produzione del tubo ricevitore, Ronda High Tech per la realizzazione dei pannelli riflettenti, Duplomatic per il sistema di movimentazione e Techint per la progettazione delle strutture di supporto e l'integrazione dei componenti.

La parte mobile della struttura si basa su un tubo torcente, dal quale si dipartono dei bracci trasversali (centine) in lamiera tagliata al plasma e saldata.



Figura 20: Collettori Enea, Impianto Archimede di Priolo (Italia)

2.3.5 Sener

Il gruppo spagnolo Sener, al pari di altri *main constructors* spagnoli, ha investito in modo significativo nel solare termodinamico nel corso degli ultimi anni, mettendo a punto anche un proprio collettore parabolico denominato SENERtrough. Avendo dimensioni caratteristiche simili allo SKAL – ET, può montare vetri e tubi ricevitori dei produttori *leader* del mercato.



Figura 21: Collettori Sener, Andasol (Spagna)

Tabella 2: Caratteristiche tecniche dei collettori di nuova generazione

Collettore	Apertura [m]	Lunghezza focale [m]	Lunghezza modulo [m]	Lunghezza collettore [m]	Diametro ricevitore [m]	Fattore di concentrazione	Applicazioni
SGX-1	5	1,49	8	49-65	0,07	71	Nevada Solar One
SKAL-ET	5,76	1,71	12	150	0,07	82	Andasol Extresol
Enea	5,9	1,8	12	100	0,07	82	Impianto Archimede (Priolo)
Sener	5,76	1,71	12	150	0,07	82	Andasol Valley

2.4 Tubo ricevitore

Il tubo ricevitore è alloggiato lungo la linea focale dello specchio parabolico lineare. Esso è l'elemento di raccolta del calore: la radiazione solare, concentrata dallo specchio parabolico, viene assorbita sulla superficie del tubo d'acciaio ed il calore viene ceduto al fluido termovettore che circola nel tubo ricevitore.

I ricevitori sono progettati per minimizzare le dispersioni di calore verso l'ambiente e per lasciare entrare ed assorbire la maggiore radiazione possibile.

Il fluido termovettore fluisce all'interno di un tubo in acciaio, rivestito con un materiale spettralmente selettivo, ossia capace sia di assorbire la quasi totalità della radiazione (alta assorbanza), sia di impedire la perdita di calore per rirraggiamento.

Il tubo d'acciaio è incapsulato in un tubo di vetro coassiale, dotato di un rivestimento antiriflesso su entrambe le superfici; nell'intercapedine viene realizzato un buon grado di vuoto (10^{-4} mbar) per ridurre al minimo lo scambio di calore conduttivo e convettivo verso l'ambiente.

Il rivestimento in vetro serve anche per proteggere adeguatamente dalla corrosione e dall'usura il materiale selettivo posto sul tubo d'acciaio.

I tubi di vetro e acciaio sono brasati alle estremità a dei soffietti intermedi che assorbono le dilatazioni differenziali. Nel caso in cui il ricevitore venga utilizzato per la generazione diretta di vapore in campo (DSG, *Direct Steam Generation*), lo spessore del tubo d'acciaio è adeguatamente aumentato per resistere alle consentite alte pressioni di lavoro necessarie.

Nell'intercapedine vengono predisposti degli elementi chimici (*getters*) che permettono di mantenere il grado di vuoto, adsorbendo l'eventuale idrogeno liberato dalla decomposizione dell'olio sintetico ad alta temperatura.

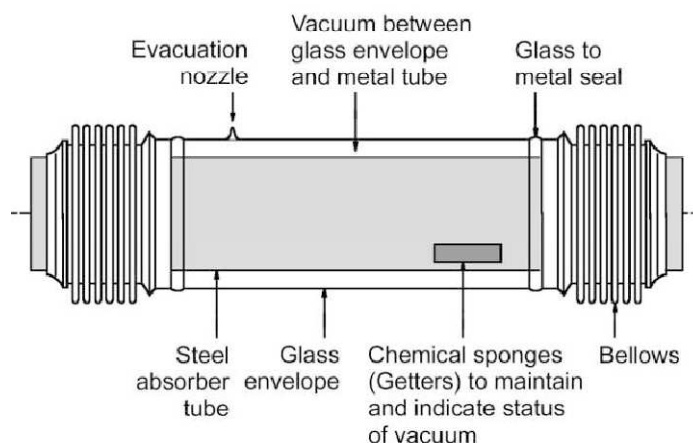


Figura 22: Schematizzazione di un tubo assorbitore

Tutte le strutture di supporto più recenti sono realizzate in moduli di 8 o 12 metri di lunghezza; questo consente alle due principali aziende del settore, l'israeliana Solel (ora Siemens) e la tedesca Schott, la produzione in grande serie di ricevitori lunghi 4 metri.

Le dimensioni dei tubi prodotti da diverse società sono unificate, nella pratica, a quelle dei tubi LUZ installati nelle centrali americane, in modo da consentire la completa intercambiabilità. Il tubo in acciaio ha un diametro di 70 mm, mentre il rivestimento in vetro di 125 mm.

2.4.1 Ricevitori Schott – PTR 70



Figura 23: Ricevitore Schott PTR70

La tedesca Schott è l'azienda leader nel settore, con una capacità produttiva di circa 400000 ricevitori/anno, sufficienti per realizzare una ventina di centrali da 50 MW.

A metà degli anni 2000 fu sviluppato il ricevitore PTR 70, che è tuttora il modello utilizzato nelle centrali spagnole in costruzione.

Questo ricevitore presenta un *design* innovativo, che gli consente di ottenere maggiori *performance* abbinate ad una più lunga durata.

In particolare, è stato possibile ottenere un maggior rendimento foto-termico grazie ad un particolare materiale di rivestimento del tubo in acciaio percorso dal fluido; tale materiale, grazie ad un'assorbanza $> 0,95$ ed un'emissività $< 0,1$, riesce a trattenere gran parte della radiazione, limitando le perdite a circa 250 W/m (contro i 350 W/m della concorrenza).

Anche il vetro è avvolto da un film antiriflesso, avente una trasmittanza di 0,96 per lunghezze d'onda tipiche della radiazione solare ed una trasmittanza pressoché nulla per lunghezze d'onda superiori, tipiche della radiazione infrarossa riemessa dal tubo a 400 °C.

La dimensione dei soffietti atti a contenere la dilatazione del tubo è stata ridotta dal 6 al 4% della lunghezza del ricevitore, aumentando la superficie esposta alla radiazione.

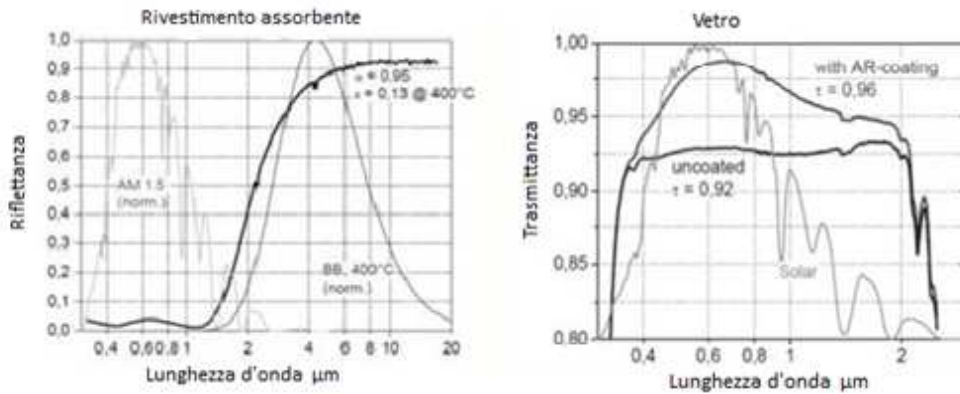


Figura 24: Andamento delle proprietà termofisiche di vetro e rivestimento lungo lo spettro

I ricevitori PTR 70 hanno una durata maggiore dei precedenti Parasol, poiché riescono a conservare meglio il grado di vuoto nel tempo grazie ad alcuni accorgimenti.

La guarnizione *glass to metal*, costituita da materiali che combinano opportuni coefficienti di dilatazione termica, riesce a garantire un’ottima tenuta anche in caso di variazioni repentine di temperatura.

Il *getter* è stato posizionato all’interno dei soffietti e non più sul tubo in acciaio, per contenere le temperature a cui viene sottoposto ed aumentarne così sia efficienza di funzionamento sia vita utile.

Tabella 3: Dati tecnici ricevitore PTR70

Components	Specification
Dimension	<ul style="list-style-type: none"> length: 4,060 mm at 20 °C ambient temperature (159.8 in. at 68 °F) aperture length: >96% of the bulk length at working temperature (>300 °C/>572 °F)
Absorber	<ul style="list-style-type: none"> outer diameter: 70 mm/2.75 in. steel type: DIN 1.4541 or similar solar absorptance: $\alpha_{ISO} \geq 95\%$; $\alpha_{ASTM} \geq 95.3\%$ thermal emittance (at approx. 400 °C/approx. 752 °F): $\epsilon \leq 10\%$
Glass envelope	<ul style="list-style-type: none"> borosilicate glass outer diameter: 125 mm/4.9 in. antireflective coating solar transmittance: $\tau \geq 0.96$
Vacuum	<ul style="list-style-type: none"> gas pressure $\leq 10^{-3}$ mbar
Operating pressure	<ul style="list-style-type: none"> ≤ 40 bar (absolute)

2.4.2 Ricevitori Siemens (ex Solel, ex Luz) – UVAC 2010



Figura 25: Ricevitore UVAC 2010

Si tratta dell'ultimo ritrovato di Siemens e persegue gli stessi obiettivi sopra elencati per Schott, quali elevata assorbanza, ridotte perdite termiche, aumento dell'area utile e tenuta del vuoto raggiungendo in alcuni ambiti risultati superiori.

Tabella 4: Dati tecnici ricevitore UVAC 2010

▪ Dimensions
Length: 4,060 mm
Stainless steel tube with selective coating outer diameter: 70 mm
Borosilicate anti-reflective (AR) glass envelope outer diameter: 115 mm
▪ Transmittance
Solar transmittance factor: $\geq 96.5\%$
▪ Absorptance
Active area-to-length ratio: 96.4% at 350°C
Solar absorptance factor: $\alpha \geq 96\%$
▪ Emittance
Thermal emissivity factor: $\epsilon \leq 9\%$ at 400°C
▪ Vacuum maintenance
Designed for > 25 years

2.4.3 Ricevitori Archimede Solar – HEMS08



Figura 26: Ricevitore Archimede Solar HEMS08

Nati dalla collaborazione tra Enea ed il gruppo Angelantoni, i ricevitori HEMS08 sono stati ideati per applicazioni ad alte temperature, al fine di rendere possibile l'utilizzo di sali fusi come fluido termovettore.

Contrariamente agli altri ricevitori sopraelencati, gli HEMS08 assicurano ottime prestazioni fino a 600 °C, grazie all'innovativo rivestimento selettivo multistrato applicato sul tubo in acciaio inox AISI 316 Ti.

Tale rivestimento è formato da uno strato interno in tungsteno (W) ed uno esterno in allumina ceramica (Al_2O_3); questi due film, a loro volta, racchiudono uno strato di materiale ceramico-metallico (CERMET/W- Al_2O_3).

Enea, inoltre, ha sviluppato un'apposita macchina per provvedere allo *sputtering* degli strati sul tubo in acciaio.

La presenza di un rivestimento di questo genere, senz'altro più complesso e costoso, permette di mantenere bassi valori di emissività (circa 0,14) anche a temperature elevate, limitando così le perdite per re-irraggiamento verso l'esterno. Di conseguenza, l'efficienza foto-termica complessiva si attesta ad un buon valore di 77%.

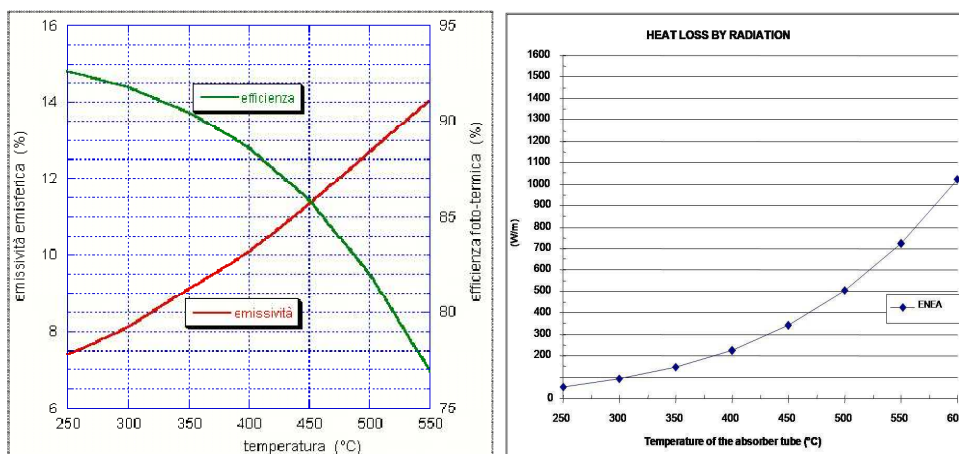


Figura 27: Curve di emissività e perdite termiche in funzione della temperatura del ricevitore

2.5 Specchio parabolico

La principale caratteristica richiesta allo specchio parabolico è la capacità di concentrare la maggior quantità di radiazione solare incidente, che si può riassumere in un elevato fattore d'intercettazione e in un'alta riflettività della superficie.

Ulteriori caratteristiche ricercate sono la leggerezza dello specchio, che semplifica la movimentazione, e la rigidezza che entra in gioco in caso di carichi dinamici, come l'azione del vento, determinando la deformazione dello specchio stesso, con influenza sul fattore d'intercettazione.

Gli specchi presentano una struttura multistrato per uno spessore complessivo di 4 mm, un valore che consente di ottenere ragionevoli pesi specifici per unità di superficie (28 kg/m^2).

La presenza di uno strato d'argento, adeguatamente protetto da uno strato superficiale in vetro, consente di raggiungere riflettanze del 96,5 %.

L'argento viene anche rivestito inferiormente da uno strato di rame e da tre *coating* protettivi.

A contribuire all'efficienza di raccolta, un parametro importante tanto quanto la riflettanza è senz'altro il fattore d'intercettazione della radiazione che la parabola riesce a garantire sul tubo ricevitore. Il fattore di intercettazione è condizionato sia dagli errori di tracking, sia dalla accuratezza geometrica dello specchio; i primi sono principalmente generati dall'imprecisione del sistema di inseguimento e alla deformabilità della struttura di sostegno

Grazie alla precisione raggiunta nei processi di deformazione degli specchi, si raggiungono valori superiori al 99%.

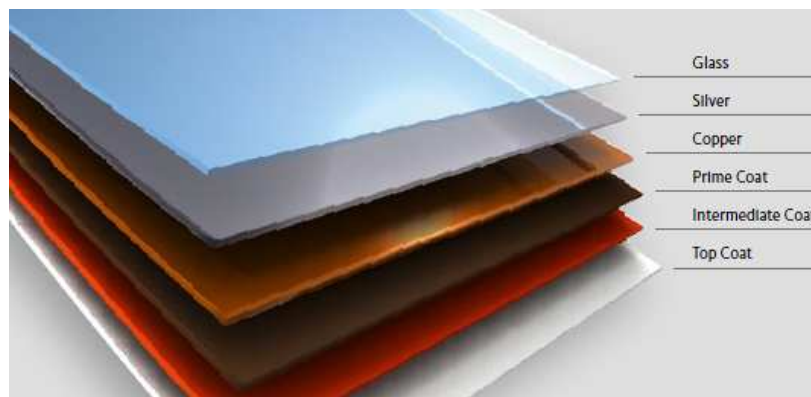


Figura 28: Struttura multistrato di uno specchio Flabeg

L'azienda leader nel mondo per la produzione di specchi per tecnologie solari a concentrazione è la Flabeg; attualmente ha in produzione tre tipologie di

specchi parabolici, tra le quali la RP-3 è senz'altro di gran lunga la più diffusa, poiché per dimensioni è l'unica compatibile con le strutture di supporto di nuova generazione (LS3, SGX1, ET 150).

Su ogni modulo solare (12 metri con 3 ricevitori) sono presenti 28 specchi Flabeg, per una superficie totale di 77,16 m², capaci di offrire una superficie d'intercettazione perpendicolare ai raggi solari di 69,12 m².

Il fissaggio alla struttura di ciascuno specchio è assicurato da 4 elementi in materiale ceramico resistente agli agenti atmosferici, imbullonati alla struttura di supporto ed incollati con silicone alla parte posteriore degli specchi.



Figura 29: Elementi di fissaggio ceramici

In seguito sono riportate le tipologie di specchi e le relative superfici adottate nelle principali centrali in funzione. Le quantità ordinate sono comprensive delle scorte quindi sono del 15 % superiori delle superfici realmente installate nei vari campi specchi.

Tabella 5: Forniture Specchi Flabeg ad impianti esistenti

SPAIN					
Project	Mirror Types	Quantity	Area (m ²)	MW	Delivery Period
Andasol I	RP 3	222.544	594.016	50	2006 - 2007
Andasol II	RP 3	222.544	594.016	50	2007 - 2008
Puertollano	RP 3	43.400	115.856	50	2007
Extresol I	RP 3	215.000	573.887	50	2007 - 2008
Extresol II	RP 3	215.000	573.835	50	2008 - 2009
Extresol III	RP 3	215.000	573.835	50	2010 - 2011
La Risca	RP 2	165.426	352.854	50	2008
ASTE I + II	RP 3	430.935	1.150.165	100	2008 - 2009
Valle 1	RP 3	215.000	573.835	50	2009 - 2011
Valle 2	RP 3	215.000	573.835	50	2009 - 2011
Termosolar I + II	RP 3	430.000	1.147.670	100	2009 - 2011
Manchasol I	RP 3	215.000	573.835	50	2009 - 2010
Manchasol II	RP 3	215.000	573.835	50	2009 - 2010
Palma del Rio I	RP 2	183.220	391.643	50	2010
Total		3.203.069	8.363.117	800	
USA					
Project	Mirror Types	Quantity	Area (m ²)	MW	Delivery Period
SEGS I	RP 1	42.600	93.902	15	1983 - 1985
SEGS II	RP 1/2	97.388	214.670	30	1985
SEGS III	RP 2	119.948	256.490	30	1986 - 1987
SEGS IV	RP 2	119.948	256.490	30	1986 - 1987
SEGS V	RP 2/3	128.585	278.762	30	1986 - 1988
SEGS VI	RP 2/3	105.085	228.511	30	1987 - 1988
SEGS VII	RP 2/3	90.749	216.419	30	1988
SEGS VIII	RP 3	241.844	645.482	80	1988 - 1989
SEGS IX	RP 3	212.100	566.095	80	1989 - 1990
Solar One	RP 2	185.100	394.818	64	2005 - 2006
KJC Testplant	RP 4	2.012	5.996		2009
Total		1.345.359	3.157.635	419	

2.6 Piping di collegamento – Disposizione del campo

Il *piping* di collegamento interno al campo deve avere una disposizione tale da minimizzarne la lunghezza e quindi anche il costo d'investimento necessario.

Inoltre, tubazioni più corte consentono di ridurre le perdite termiche del fluido che le attraversa e l'energia richiesta dalle pompe per la movimentazione.

Il fluido HTF viene pompato dal *power block* verso il campo ad una pressione di circa 40 bar, necessaria a vincere tutte le perdite di carico presenti lungo il percorso (circa 10 bar).

La tubazione fredda di mandata presenta un diametro che tende a ridursi gradualmente allontanandosi dal *power block*; questo è ragionevole se si considera che parte della portata d'olio abbandona progressivamente il ramo principale per percorrere i loops del campo solare, dove si scalda fino a temperature di 390 °C, prima di re-immettersi nella tubazione calda di ritorno a diametro crescente.



Figura 30: Piping di collegamento tra i loops e le header pipes

Dalle considerazioni sopra esposte deriva un layout del campo specchi dalle tipiche forme ad “H” o ad “I”.

Per impianti di taglia sopra ai 30 MW, si adotta necessariamente una disposizione ad “H” suddividendo il campo specchi in 4 sezioni, per minimizzare la distanza media percorsa dal fluido HTF tra mandata e ritorno.

Si riescono in tal modo a contenere sia le perdite termiche sia le perdite di carico.

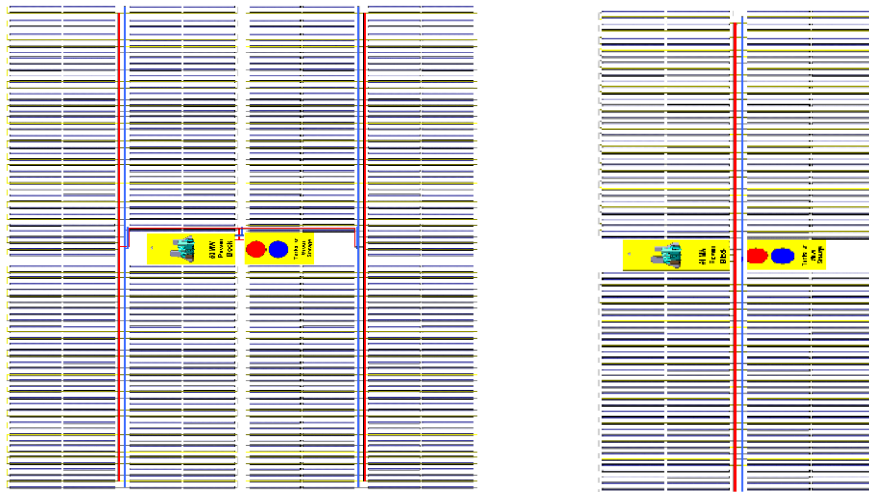


Figura 31: Lay out possibili del campo specchi. Ad "H" e ad "I"

2.7 Balance of system

Con l'espressione balance of system s'intende una serie di ulteriori componenti chiave del campo solare, quali:

1. Piloni e fondazioni
2. Drive
3. Controls
4. Collector interconnect

Il balance of system costituisce un costo non indifferente, poiché include l'elettronica e tutti i sensori di misurazione. Si tratta, all'incirca, del 30% del costo del campo solare.

2.7.1 Piloni e fondazioni

I piloni sostengono la struttura di supporto e permettono al collettore il moto di rotazione. Essi sono montati su una fondazione in cemento che gli fornisce ancoraggio al suolo ed è in grado di sopportare gli sforzi dinamici prodotti da eventuali raffiche di vento.

2.7.2 Drive

Ogni collettore, nel proprio moto d'inseguimento giornaliero del sole, è mosso meccanicamente da un *drive* posizionato sul pilone centrale del collettore, che esegue gli ordini provenienti da un'unità di controllo locale sottostante.

Il *drive* può essere un motore elettrico (LS-2) oppure un sistema idraulico (LS-3, SGX-1, Eurotrough). In ogni caso deve poter regolare con estrema precisione (con errori inferiori al millesimo di radiante) l'orientamento del collettore.

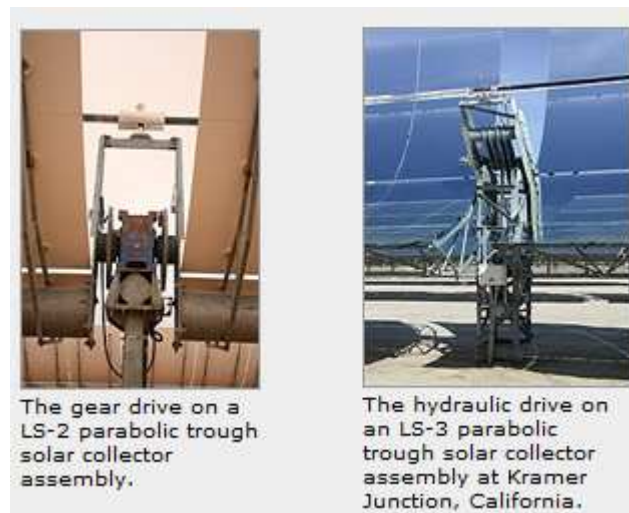


Figura 32: Drives LS2 e LS3

2.7.3 Controls

L'operazione d'inseguimento è monitorata da un'unità di controllo dell'impianto (DCS) situata nel *power block*, dalla quale l'unità locale (LOC) riceve le istruzioni da attuare ed alla quale invia costantemente informazioni sullo stato operativo del collettore, quali la posizione degli specchi o la temperatura del fluido nel ricevitore, segnalando anche eventuali anomalie.

2.7.4 Collector interconnect

Affinché ciascun collettore sia libero di muoversi rispetto alle *header pipes* o ai collettori adiacenti, i collegamenti vengono realizzati con tubi flessibili.

2.8 Concetto di accumulo termico

Per un funzionamento ottimale della turbina a vapore sarebbe preferibile disporre di una sorgente termica pressoché costante lungo l'arco della giornata; sfortunatamente, la risorsa solare ha la caratteristica di essere aleatoria e limitata esclusivamente alle ore diurne.

Per ovviare a questa problematica, si sono studiati diversi metodi per accumulare la potenza termica in eccesso al fine di riutilizzarla in caso di necessità.

In particolare, un accumulo termico può essere pensato con le seguenti finalità:

- **Buffering.** Il passaggio delle nuvole influenza l'operatività dell'impianto di generazione; infatti, con un'insolazione ad intermittenza il rendimento di produzione elettrica decade, perché il sistema turbina-generatore opera a carichi parziali ed in modalità transitoria. Inoltre, in caso di nuvolosità continua e regolare, le condizioni del vapore in turbina o il flusso possono degradare fino a provocare dei grossi problemi alla turbina. Con l'accumulo termico si ha la possibilità di ridurre questi disturbi, livellando i transitori. Sistemi di accumulo di tipo buffering richiedono piccole capacità di stoccaggio (al massimo 1 ora a pieno carico).
- **Dislocamento del periodo di distribuzione.** In questo caso, l'accumulo sposta parte della produzione dai periodi soleggiati ad un altro momento, quando la domanda d'energia e le tariffe sono più elevate. Il dislocamento della produzione comporta l'uso di una grande capacità di accumulo (da 3 a 6 ore a pieno carico) e non richiede necessariamente un incremento della superficie del campo specchi.
- **Estensione del periodo di distribuzione.** Con questa tipologia di accumulo si cerca di estendere il periodo di operatività dell'impianto; con questa modalità si riesce ad aumentare la frazione solare, ma essa richiede un campo specchi con multiplo solare maggiore di 1. Generalmente le dimensioni dell'accumulo, in questa modalità, variano dalle 3 alle 12 ore a pieno carico.

2.9 La centrale Andasol I

Dopo aver elencato e descritto tutti i componenti del campo solare, riteniamo possa essere interessante la presentazione dell'assetto di una centrale esistente. In particolare, la scelta è ricaduta sulla centrale spagnola di Andasol I, entrata in funzione nel 2007.

Andasol è una centrale con potenza nominale 50 MW, dotata di un campo solare che si estende su un'area complessiva di 195 ettari (1,3 km x 1,5 km) e presenta un *layout* ad "H".

Il campo è costituito complessivamente da 156 *loops* formati da 4 collettori SKAL-ET 150 ciascuno, per un totale di 90 km di ricevitori lineari e di 209664 specchi RP3 Flabeg, che offrono una superficie d'intercettazione complessiva di 510120 m².

Misurazioni effettuate sul sito per 5 anni, prima dell'avvio della costruzione, hanno stimato che l'energia incidente media annuale ammonti a 2144 kWh/m², cioè che si abbia un flusso radiativo medio di 652 W/m², considerando giornate con 9 ore d'insolazione.

Osservando i valori del flusso radiativo medio e della superficie d'intercettazione e tenendo conto dei rendimenti di specchi e ricevitori, ci si rende conto di come in un'ora il campo possa produrre mediamente una potenza termica di circa 250 MW, abbondantemente superiore a quella necessaria per il funzionamento nominale della turbina a vapore (59 kg/s, 100 bar, 370°C), che difatti ha un imput termico di circa 131 MW.

Il campo è effettivamente sovradimensionato rispetto al *power block*; si dice cioè che sia caratterizzato da un multiplo solare maggiore di 1, laddove con multiplo solare unitario si definisce un campo che, solo in caso di massima radiazione, garantisce la potenza termica necessaria al funzionamento nominale della turbina.

Andasol I ha un multiplo di circa 2: per questa ragione, molte ore all'anno dal campo proviene un esubero di potenza termica rispetto a quanto richiesto dal ciclo a vapore.

Tale potenza in eccesso può essere stoccata in attesa dell'utilizzo, qualora la risorsa solare cominciasse a diminuire.

L'accumulo di cui è dotata Andasol I ha una capacità di stoccaggio elevata, in grado di assicurare 7,7 ore di funzionamento, essendo basato su una logica di estensione del periodo di distribuzione.

Le ore annuali equivalenti aggiuntive realizzate grazie all'accumulo sono 1074, per arrivare ad un totale di 3300 ore/anno.

Bisogna aggiungere che un multiplo solare alto consente di ridurre la parzializzazione della turbina anche in caso di bassa insolazione; nel complesso, quindi, i rendimenti del ciclo a vapore sono più alti.

Il funzionamento del sistema in una giornata estiva viene evidenziato nella figura successiva:

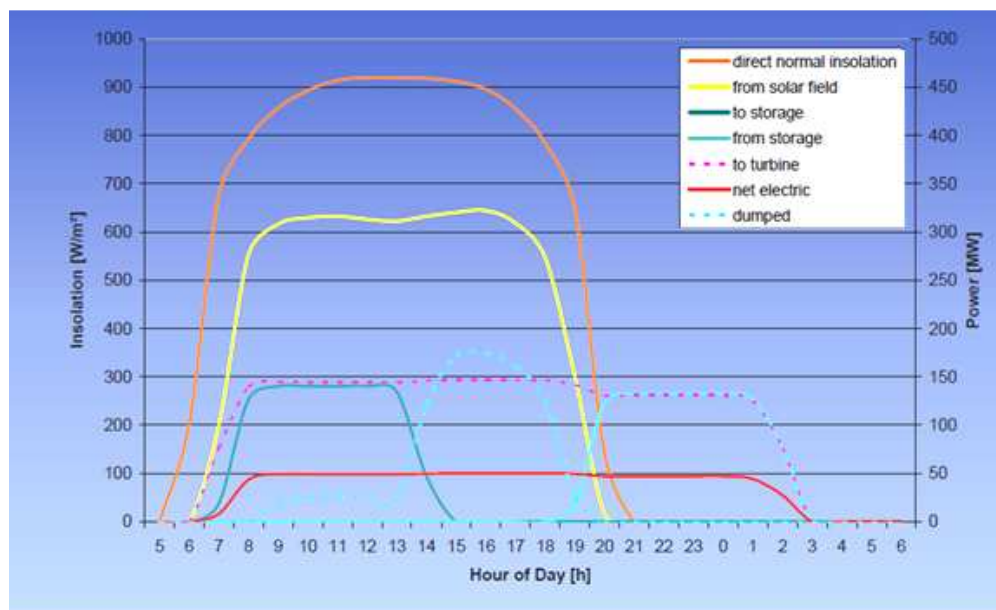


Figura 33: Funzionamento dell'accumulo in una tipica giornata estiva

La scelta di una tipologia d'accumulo e la progettazione della sua capacità dipendono dal sito dell'impianto e dal sistema di accumulo.

In qualunque caso, il parametro principale della progettazione del sistema d'accumulo è la sua capacità termica, cioè la quantità di energia che il sistema può accumulare e fornire.

Le tre voci di costo più importanti di un sistema d'accumulo termico sono: il materiale d'accumulo, l'eventuale scambiatore di calore per sistemi indiretti e l'acciaio per il nocciolo delle taniche.

Da un punto di vista tecnico, i requisiti necessari del sistema d'accumulo termico sono:

- materiali d'accumulo con elevata densità di energia (per unità di massa o di volume);
- buoni coefficienti di scambio termico;
- stabilità meccanica e chimica del materiale d'accumulo;
- completa reversibilità per un elevato numero di cicli di carico-scarico;
- minime perdite termiche;
- facilità di controllo.

I criteri di progettazione più importanti sono:

- carico massimo;
- strategia di gestione;
- integrazione in un impianto di potenza.

Esistono molteplici tecnologie d'accumulo termico ed altrettante modalità d'accoppiamento di queste ultime ad un impianto di potenza; per l'approfondimento di tutte le possibilità si rimanda al capitolo successivo.

Relativamente ad Andsol I, l'accumulo è costituito da una coppia di serbatoi a livello variabile, aventi temperature differenti; una miscela di sali fusi (Solar Salt) costituita per il 60% da nitrato di sodio (NaNO_3) e per il 40% da nitrato di potassio (KNO_3) funge da fluido di accumulo.

I due serbatoi hanno un diametro di 36 metri e sono alti 14 metri; contengono circa 28500 tonnellate di sali ed hanno una capacità di stoccaggio di circa 1010 MWh.



Figura 34: Serbatoi di accumulo in costruzione (Andasol I)

Il volume di Sali presente nel sistema è tale da riempire uno solo dei due serbatoi. I sali infatti durante il giorno si spostano dal serbatoio freddo (292°C) al serbatoio caldo (384°C) attraversando una serie di scambiatori di tipo shell and tube, dove assorbono la potenza termica in eccesso raccolta dall'olio termovettore nel campo solare.

Al tramonto inizia la fase di scarica; quando la produzione di calore dal campo diventa insufficiente per il funzionamento nominale del ciclo a vapore, i sali passano dal serbatoio caldo a quello freddo cedendo la potenza necessaria all'olio termovettore. Questo avviene fino al completo svuotamento del serbatoio caldo, in modo tale che il sistema risulti pronto per il ciclo della giornata successiva.

Uno svuotamento incompleto potrebbe essere svantaggioso poiché potrebbe rendere necessario il defocused di parte del campo nella giornata successiva, se questa presentasse valori elevati di insolazione.

D'altro canto, qualora fosse prevista una bassa insolazione, potrebbe essere utile preservare parte della riserva stoccata per livellare l'imput termico al blocco di potenza; tutto dipende dalle logiche di gestione che si sceglie di adottare.

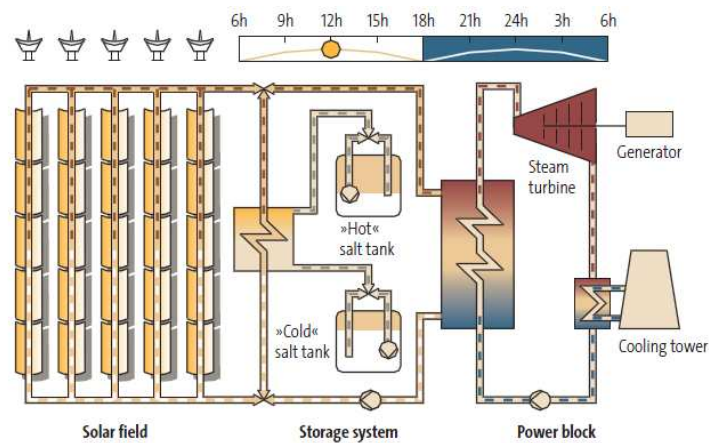


Figura 35: Fase di riempimento diurna dell'accumulo, grazie all'esubero di energia termica dal campo specchi

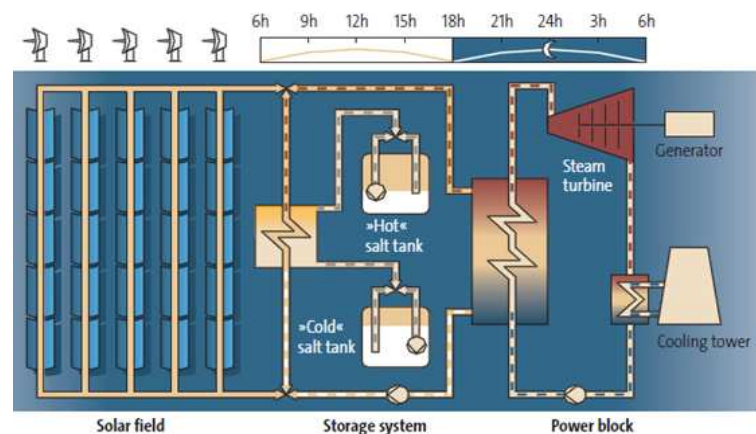


Figura 36: Fase di svuotamento notturna, a campo specchi spento

3 Accumulo termico

3.1 Introduzione

Negli impianti solari termodinamici, sussiste l'esigenza di mantenere il più stabile possibile l'input termico al ciclo di potenza, in quanto le variazioni di carico influenzano in modo rilevante il rendimento medio complessivo di generazione, a causa del funzionamento fuori progetto dei componenti che costituiscono l'intero impianto.

Fin dalla costruzione dei primi impianti si è reso necessario prevedere un accumulo termico in grado di attenuare le variazioni di potenza termica originate dalla variabilità delle condizioni meteorologiche.

Le dimensioni dei serbatoi erano calcolate per consentire il superamento di transienti di pochi minuti o la fermata della turbina in condizioni controllate. Questo tipo di accumulo, che potrebbe essere definito tattico, è strettamente funzionale all'impianto e di fatto non contribuisce ad incrementare la produzione energetica netta annua.

Fra i primi impianti, l'unico dotato di uno storage di grandi dimensioni è stato l'impianto a concentrazione a torre Solar One. Dalla seconda generazione di impianti, per tenere conto delle richieste provenienti dal settore elettrico o contenute nelle normative di incentivazione del ST (Solare Termodinamico), è sorta l'esigenza di disporre di uno storage più strategico, in grado di prolungare in modo rilevante l'operatività dell'impianto anche in assenza della fonte solare. Questi storage comportano l'aumento del multiplo solare, ovvero della dimensione del campo solare a parità della potenza nominale della turbina, portando all'aumento del numero di ore equivalenti di produzione annua.

Sono così nati gli storage di SEGS I e di Solar Two che costituiscono due esperienze decisive, con risultati tecnici differenti, per lo sviluppo di questo componente dell'impianto. L'esperienza di SEGS I infatti, come quella di Solar One, è servita a dimostrare l'inaffidabilità di un sistema di accumulo avente olio sintetico come fluido di stoccaggio; entrambi gli impianti i serbatoi sono stati oggetto di incendi, a causa dell'elevata infiammabilità dell'olio.

L'esperienza di Solar Two diversamente, è servita a dimostrare la fattibilità e la convenienza di un sistema di accumulo a sali fusi di grandi dimensioni.

A partire da questa esperienza, la realizzazione degli storage termici di grandi dimensioni rappresenta una delle tematiche aperte più rilevanti per lo sfruttamento su grande scala dell'energia solare.

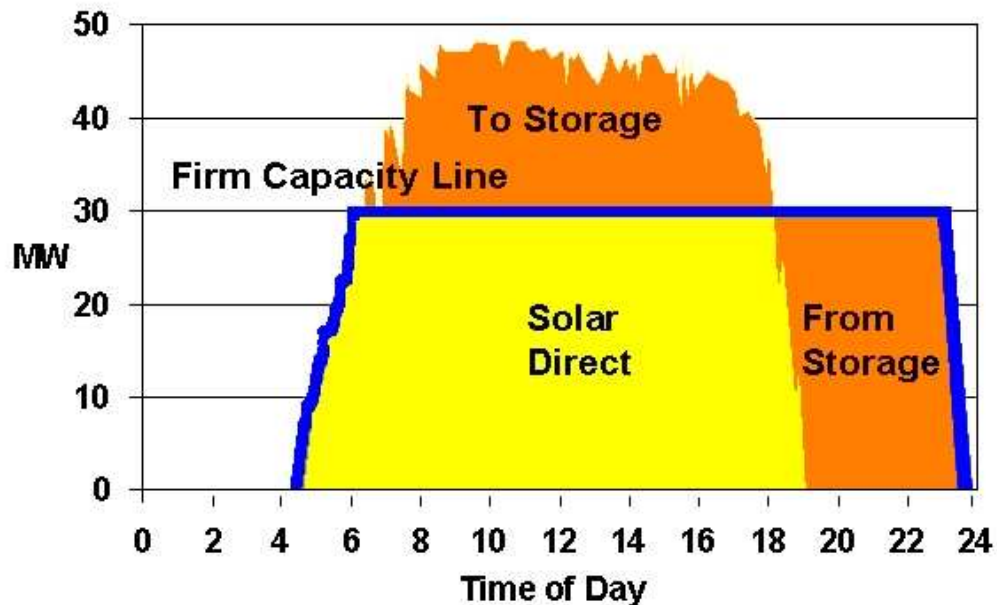


Figura 37: Andamento ideale della produzione di un ipotetico impianto ST da 30 MWe, dotato di storage termico equivalente a 4 ore di esercizio

L'energia termica prodotta dal campo solare verrebbe immagazzinata dalle prime ore del mattino fino a poco prima del tramonto per poi essere utilizzata completamente fino alle 23 circa. Nella pratica l'utilizzo dello storage deve tenere conto di vari fattori, tra cui il valore dell'energia in rete, l'esigenza del mantenimento delle temperature minime notturne, la necessità di una partenza rapida al mattino successivo e le condizioni meteo previste per il giorno successivo. Nel corso della giornata la potenza elettrica equivalente fornita dal campo solare supera di oltre il 60% la potenza nominale, il che indica che il multiplo solare dell'impianto è dell'ordine di 1,6.

3.2 Tipologie di accumulo termico

La ricerca sull'accumulo termico ha indagato negli anni soluzioni diverse per schema di impianto e media termico, mettendo in evidenza di ciascuna pregi e limiti. Finora l'unica soluzione che ha raggiunto la fase commerciale è quella a due serbatoi a livello variabile con sali fusi. Di seguito sono riportate alcune indicazioni di base sulle tipologie di accumulo più sperimentate e promettenti:

- a) **Il sistema diretto a due serbatoi a livello variabile.** È il sistema sperimentato a Solar Two. Il fluido primario riscaldato nel ricevitore solare si accumula direttamente nel serbatoio caldo (550°C); da esso viene

prelevata una portata costante (se disponibile), necessaria alla generazione di vapore per il funzionamento nominale della turbina nel power block. Il fluido termovettore, dopo aver ceduto il calore nel generatore di vapore, viene raccolto in un serbatoio freddo (290°C), dal quale viene prelevata una portata variabile per essere inviata al campo specchi e poter essere scaldata fino a 550°C. La presenza di due serbatoi complica l'impiantistica con un conseguente aumento dei costi; d'altra parte questo sistema garantisce che la temperatura di ingresso al generatore di vapore resti quasi costante fino all'esaurimento di tutto il calore accumulato, a beneficio dell'efficienza dell'intero impianto. Inoltre le alte temperature di stoccaggio consentono di ottenere rendimenti più elevati nel ciclo a vapore; questo sistema è attualmente adottato nell'impianto Archimede di Priolo.

- b) **Il sistema indiretto a due serbatoi a livello variabile.** E' il sistema attualmente utilizzato negli impianti di grossa taglia spagnoli (Andasol) a collettori lineari e prevede l'utilizzo di un fluido di stoccaggio (tipicamente Sali fusi) differente dall'olio termovettore che circola nel campo specchi. Le temperature raggiungibili nel serbatoio caldo sono dell'ordine dei 380°C poiché sono sottoposte alla massima temperatura raggiungibile dall'olio nei ricevitori (ca. 390°C). Questa tipologia di accumulo verrà adottata nel modello di impianto presentato in seguito poiché rappresenta la tecnologia commerciale.

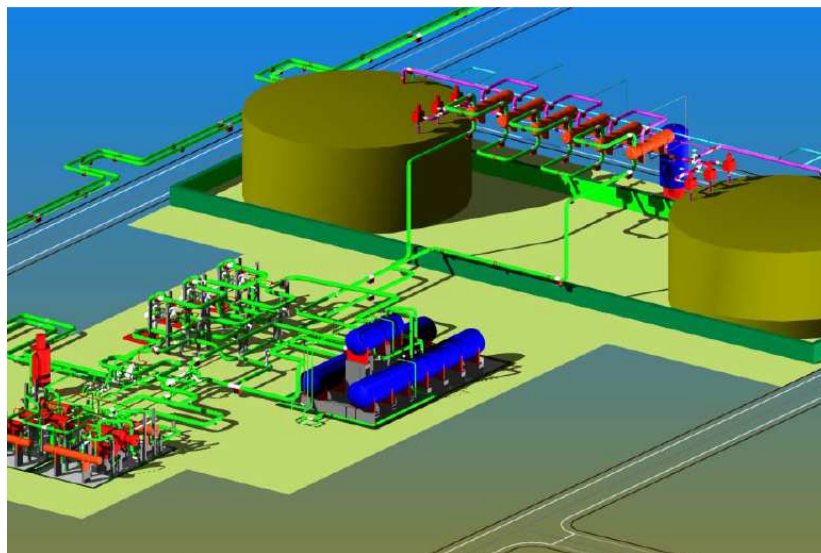


Figura 38: Rappresentazione del sistema di accumulo di Andasol

- c) **Il sistema a serbatoio a termoclino a media solido.** In questo sistema un media solido (es. pezzi di roccia) contenuto in un serbatoio viene riscaldato per contatto diretto con il fluido primario. Questo fluisce (in

pressione) in una direzione quando cede calore al media e nella direzione opposta quando deve recuperare il calore immagazzinato. Nel serbatoio si stabilisce un gradiente di temperatura detto termoclino, variabile a seconda dello stato di carica del serbatoio. Questo sistema, tuttora in fase di sperimentazione, è relativamente economico (35% in meno di un doppio serbatoio a pari capacità) ma presenta l'importante inconveniente di non mantenere la temperatura nominale di uscita durante la fase di scarica del serbatoio, con ripercussioni sulla generazione del vapore ed il rendimento dell'impianto. Tipicamente viene usato quando il fluido primario è molto costoso (olio diatermico).

- d) **Il sistema a serbatoio a termoclino a fluido stratificato.** E' simile al precedente ma non ha un secondo media e lo storage è realizzato da un fluido in fase liquida accumulato nel serbatoio stesso. Tale fluido può essere sia il fluido primario sia un fluido secondario nel caso di sistema indiretto. Questa tecnologia presenta lo stesso problema del precedente, che può anzi essere accentuato se la stratificazione non viene controllata perfettamente, (nel caso dell'olio è accentuato dal fatto che questo media presenta una notevole variazione della densità con la temperatura) per contro è più rapido nel rispondere alle esigenze di mantenimento del ciclo a regime ed evita i problemi che nascono dal contatto con un altro materiale. E' indicato quando il fluido primario è economico.
- e) **Il sistema a scambiatori di calore.** Il sistema si basa sulla capacità di accumulo di calore sensibile di blocchi di materiale solido. In pratica tali blocchi vengono percorsi da tubazioni in cui scorre il fluido primario che può cedere o recuperare calore da essi. La mancanza di contatto diretto tra il fluido primario e il media dello storage migliora il problema della perdita di carico dei serbatoi a media solido ma non quello dell'abbassamento di temperatura tipico del termoclino. Questo però può essere limitato suddividendo lo storage in blocchi piccoli disposti in parallelo da alimentare uno alla volta; in questo modo in ciascun blocco si raggiunge la massima temperatura di storage prima di far fluire il fluido in quello successivo. Di conseguenza anche la scarica del calore accumulato avviene a temperatura relativamente costante fino all'ultimo blocco. Il materiale tipico di questa soluzione è il cemento. Sebbene sia stata indagata a più riprese non ha trovato finora applicazione in impianti commerciali.
- f) **Il sistema ad acqua surriscaldata.** E' il sistema applicato negli impianti a torre PS10 e PS20. Il funzionamento è molto semplice: quando il flusso di vapore prodotto dal ricevitore solare supera la portata massima accettabile dalla turbina, una parte viene inviata nel serbatoio dove viene stoccata sotto forma di acqua surriscaldata. In caso di riduzione della

potenza termica solare, al flusso di vapore principale viene addizionato del vapore prodotto dal flash dell'acqua surriscaldata contenuta nei serbatoi. Regolando adeguatamente le valvole del circuito e l'uso dei serbatoi in sequenza è possibile mantenere la turbina in esercizio per circa un' ora anche se a potenza ridotta. Questo sistema, in principio molto semplice, ha nella economicità e nella garanzia di esercizio i suoi punti di forza. L'impiego di questo sistema per grandi storage è tuttavia improbabile a causa della bassa capacità specifica di accumulo (volumi molto grandi a fronte di modesti accumuli). Inoltre non può essere impiegato per impianti a vapore surriscaldato, con temperatura superiore alla temperatura critica dell'acqua (373 °C), quali ad esempio gli impianti a parabole lineari a olio.

3.3 Materiali di accumulo

Nelle tabella successiva vengono riportati i principali materiali di accumulo termico di tipo sensibile (solidi e liquidi) e di tipo latente (materiali in cambiamento di fase, oppure reazioni chimiche endotermiche) per gli impianti di produzione di energia solare.

Per ciascuno di questi materiali vengono riportati i limiti inferiore e superiore di temperatura, la densità media e la capacità termica riferita alla massa (kJ/kgK) e al volume (kWh/m³); inoltre sono riportati i costi approssimativi dei materiali di accumulo termico (\$/kg) e il costo riferito alla capacità stoccata in \$/kWh.

Tabella 6: Possibili materiali e fluidi di accumulo termico

Storage medium	Temperature		Average density (kg/m ³)	Average heat conductivity (W/mK)	Average heat capacity (kJ/kgK)	Volume specific heat capacity (kWh/m ³)	Media cost per kg (\$/kg)	Media cost per kWh (\$/kWh)
	Cold (°C)	Hot (°C)						
Solid media								
Sand-rock-mineral oil	200	300	1,7	1.0	1.30	60	0.15	4.2
Reinforced concrete	200	400	2,2	1.5	0.85	100	0.05	1.0
NaCl (solid)	200	500	2,16	7.0	0.85	150	0.15	1.5
Cast iron	200	400	7,2	37.0	0.56	160	1.00	32.0
Cast steel	200	700	7,8	40.0	0.60	450	5.00	60.0
Silica fire bricks	200	700	1,82	1.5	1.00	150	1.00	7.0
Magnesia fire bricks	200	1,2	3	5.0	1.15	600	2.00	6.0

Liquid media								
Mineral oil	200	300	770	0.12	2.6	55	0.30	4.2
Synthetic oil	250	350	900	0.11	2.3	57	3.00	43.0
Silicone oil	300	400	900	0.10	2.1	52	5.00	80.0
Nitrite salts	250	450	1,825	0.57	1.5	152	1.00	12.0
Nitrate salts	265	565	1,87	0.52	1.6	250	0.70	5.2
Carbonate salts	450	850	2,1	2.0	1.8	430	2.40	11.0
Liquid sodium	270	530	850	71.0	1.3	80	2.00	21.0
Phase change media								
NaNO ₃	308	2,257	0.5	200	125	0.20	3.6	
KNO ₃	333	2,11	0.5	267	156	0.30	4.1	
KOH	380	2,044	0.5	150	85	1.00	24.0	
Salt-ceramics								
(NaCo ₃ -BaCO ₃ /MgO)	500-850	2,6	5.0	420	300	2.00	17.0	
NaCl	802	2,16	5.0	520	280	0.15	1.2	
Na ₂ CO ₃	854	2,533	2.0	276	194	0.20	2.6	
K ₂ CO ₃	897	2,29	2.0	236	150	0.60	9.1	

3.3.1 Accumulo con calore sensibile

L'energia termica può essere immagazzinata sottoforma di calore sensibile in un materiale, variandone la temperatura e quindi l'energia interna.

L'energia stoccata si calcola come prodotto tra la massa, il calore specifico e la variazione di temperatura. Oltre alla densità e al calore specifico del materiale è necessario valutare nella scelta del materiale anche altre importanti proprietà: temperature ammissibili, conduttività termica, diffusività termica, pressione di vapore, compatibilità coi materiali, stabilità, infiammabilità, e non ultimo i costi.

Materiali solidi

I materiali solidi sono solitamente usati in letti impaccati e richiedono un fluido per il trasferimento di calore. Anche questo fluido termovettore, dotato di una sua capacità termica, deve essere considerato come materiale di accumulo per cui questi sistemi sono denominati binari. L'unico caso in cui il fluido di

scambio non viene considerato come materiale di accumulo si verifica con l'aria in quanto ha una capacità termica estremamente bassa, ma in tutti gli altri casi, utilizzando liquidi con una capacità termica non trascurabile, anche il fluido ricopre la funzione di materiale di accumulo.

I letti impaccati favoriscono la stratificazione termica; in tal modo l'energia accumulata può essere facilmente estratta dagli strati più caldi mentre il fluido freddo da inviare al campo di collettori solari può essere estratto dagli strati più freddi.

Il principale vantaggio dei sistemi binari è quello di abbinare materiali solidi a basso costo come ghiaia, sabbia e cemento, che fungono da riempimento, con fluidi termovettori ad alto costo come gli oli sintetici. Questi sistemi d'altro canto presentano elevate cadute di pressione e quindi maggiori consumi energetici degli ausiliari necessari per garantire la circolazione del fluido termovettore.

Non tutti i materiali riportati in tabella possono essere impiegati per via delle temperature limite e delle proprietà. Negli impianti solari a concentrazione si possono superare i 400°C di temperatura per cui non è possibile utilizzare combinazioni quali sabbia-ghiaia-olio perché hanno un limite massimo ammissibile di 300°C. E' possibile invece utilizzare una combinazione di cemento e sali fusi che presentano basso costo, capacità termica accettabile ma bassa conduttività termica. Viceversa gli acciai offrono alti coefficienti di scambio ma anche costi eccessivi.

Si stanno studiando particolari sistemi di accumulo in cemento e materiali ceramici, che consentono di ottenere un sistema di semplice costruzione a costi molto contenuti. Questa tipologia di accumulo è costituita da condotti affogati nel cemento in cui scorre il fluido termovettore e trasferisce l'energia al materiale solido di accumulo per convezione; la maggior problematica, oltre alla distribuzione e al trasporto dell'energia nel solido, è il contenimento del fluido che in alcuni progetti scorre direttamente a contatto con il cemento.

Materiali fluidi

I fluidi termovettori in un impianto solare lavorano tra le temperature di 300°C e 550°C in funzione della tecnologia solare che si utilizza; per tal motivo si possono utilizzare diversi fluidi in funzione delle diverse tecnologie di sfruttamento.

È possibile utilizzare sia gli oli sia i sali, ma questi ultimi hanno generalmente un più elevato punto di fusione e necessitano di un sistema di riscaldamento per rimanere liquidi nei periodi con bassa o assente insolazione. Gli oli hanno però costi maggiori e molti di essi sono considerati materiali pericolosi (tossicità e infiammabilità).

I fluidi utilizzati possono essere suddivisi in due categorie: olii e sali.

- Olio diatermico. Può avere origine minerale e sintetica. Il campo di temperature sfruttabile varia tra i -10°C dove avviene la solidificazione ad un massimo di 425°C oltre la quale avviene il fenomeno di crackizzazione. L'olio è costoso, infiammabile e altamente tossico per l'uomo e l'ambiente, per cui bisogna evitare fuoriuscite. Per essere mantenuto liquido, nel campo di temperature di interesse, necessita di pressioni superiori a quella atmosferica (circa 10 bar) e per evitare l'evaporazione è bene mantenerlo a pressioni di circa 12-15 bar.
- Sali fusi. Si tratta di miscele di Sali che possono raggiungere temperature superiori a quelle dell'olio fino a 550°C , al di sopra di questi valori, i Sali si trasformano in nitriti che precipitano. La solidificazione avviene già a temperature elevate, intorno ai 230°C , per cui è necessario prevedere un sistema per non far solidificare i sali all'interno dell'impianto. Le alte temperature permettono l'ottenimento di più alti rendimenti e di serbatoi più compatti. I sali sono economici, non tossici ma corrosivi alle alte temperature.

3.3.2 Accumulo con calore latente

L'energia termica può essere accumulata in maniera quasi isoterma sotto forma di calore latente in cambiamento di fase. I cambiamenti di fase che possono interessare sono: la fusione (transizione da solido a liquido), l'evaporazione (da liquido a vapore) e il cambiamento di fase solida (trasformazione da solido amorfo a solido con struttura cristallina).

Con questo tipo di accumulo si hanno serbatoi di minori dimensioni in quanto il calore latente scambiato nella transizione di fase è maggiore se confrontato con il calore sensibile; il controllo dello scambio termico si rivela molto più complicato e la maggior parte di questi materiali subisce una degradazione dopo alcuni cicli di cambiamento di fase.

Accumulo chimico

Questa tipologia di accumulo termico prevede lo sfruttamento di opportune reazioni chimiche completamente reversibili. Il calore prodotto viene sfruttato per promuovere una reazione chimica endotermica e, se questa reazione è completamente reversibile, il calore immagazzinato può essere completamente recuperato mediante la reazione inversa.

Solitamente sono necessari dei catalizzatori per far avvenire la reazione inversa; in tal modo il processo di recupero del calore immagazzinato è molto meglio controllabile con i catalizzatori.

I principali vantaggi dell'accumulo termico in reazioni termochimiche reversibili sono le alte densità di stoccaggio e la possibilità di mantenere

l'energia stoccata a temperatura prossima a quella dell'ambiente. Le maggiori problematiche sono invece la complessità del sistema, i costi del sistema stesso e dei materiali, il controllo effettivo della cinetica delle reazioni con le diverse condizioni operative e le proprietà dei componenti presenti nelle reazioni (proprietà termodinamiche, tossicità, infiammabilità...)

Certamente questo tipo di accumulo sarà oggetto di studio e sperimentazione nel prossimo futuro.

3.4 Assetti d'impianto

I sistemi di accumulo da noi studiati prevedono lo stoccaggio di energia termica sensibile mediante l'incremento di temperatura di una miscela fluida di sali opportunamente contenuta in serbatoi isolati.

I parametri che differenziano le configurazioni geometriche di accumulo termico analizzate sono i seguenti:

- il numero di serbatoi
- le temperature di stoccaggio

Il sistema di accumulo può prevedere l'uso di due serbatoi distinti oppure di un unico serbatoio; nella configurazione a due serbatoi, il fluido freddo viene immagazzinato in un serbatoio distinto da quello in cui è presente il fluido caldo mentre nel caso con un unico serbatoio il fluido caldo e quello freddo sono stoccati nello stesso serbatoio e restano separati da un gradiente termico (termoclino).

Il sistema di accumulo utilizza sale fuso come fluido di stoccaggio per l'energia termica e può essere progettato per contenere un fluido ad "alta temperatura" (550°C circa) oppure a "bassa temperatura" (380°C circa). La differenza sostanziale tra i due casi appena illustrati è il fluido termovettore che scorre all'interno del campo specchi; nel caso di accumulo ad "alta temperatura" il fluido termovettore coincide con quello di stoccaggio mentre nel caso a "bassa temperatura" nei collettori solari scorre olio diatermico ed è necessaria la presenza di uno scambiatore olio-sali.

I sistemi possono essere quindi di due tipologie:

- accumulo diretto
- accumulo indiretto

Vengono ora descritte nel dettaglio le diverse configurazioni di impianto possibili a seconda della tipologia di accumulo adottato.

3.4.1 Sistema di accumulo indiretto a doppio serbatoio

Tale sistema di accumulo a sali fusi costituisce la configurazione più conservativa; prevede infatti l'impiego di due serbatoi in cui sono stoccati in luoghi fisicamente distinti il fluido caldo e quello freddo e utilizzano olio diatermico nei collettori solari. Tale tecnologia commerciale è già ampiamente sfruttata nell'industria pesante (settore metallurgico in particolare) e sta prendendo piede anche nel settore di produzione dell'energia, in quanto è la tecnologia su cui sono basati gli accumuli delle centrali in costruzione.

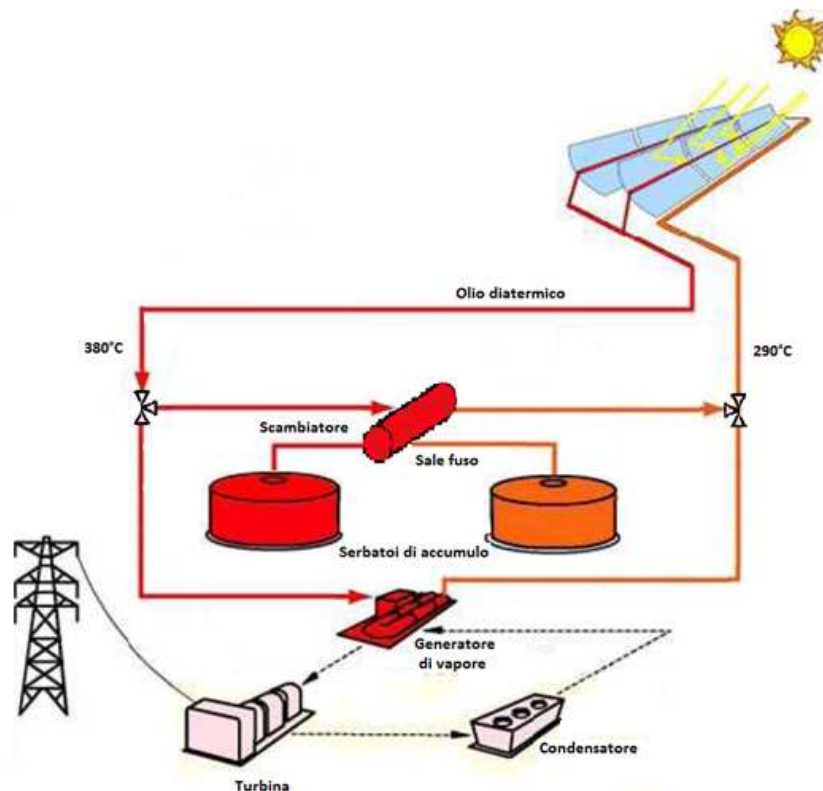


Figura 39: Assetto d'impianto con accumulo indiretto a doppio serbatoio

La configurazione in questione prevede anche la presenza di uno scambiatore che costituisce l'interfaccia tra l'olio termovettore scaldato nel campo specchi ed i sali di stoccaggio; si vengono quindi a creare tre circuiti completamente separati: il circuito olio, quello sali e quello vapore.

Il circuito sali costituisce il sistema di accumulo in cui sono localizzati i serbatoi di stoccaggio, le pompe di movimentazione poste in testa ai serbatoi, e lo scambiatore considerato facente parte del sistema.

Il circuito olio collega invece i collettori del campo solare con gli scambiatori e mette in comunicazione il sistema di accumulo con il generatore di vapore.

Il terzo circuito è quello del vapore e rappresenta il ciclo di potenza che, in tutti i casi presi in analisi, è un ciclo Rankine ad acqua.

Il sistema di accumulo prevede due serbatoi che si differenziano per le temperature di funzionamento e delle pompe che mettono in moto i sali nel relativo circuito. La temperatura del serbatoio caldo si attesta sui 384°C, in quanto limitata dall'uso dell'olio nel circuito solare, e accumula il fluido caldo, mentre il serbatoio freddo presenta una temperatura media di circa 292°C.

In presenza di irraggiamento l'olio attraversa i collettori e viene riscaldato dalla radiazione solare; l'olio transita poi, secondo il funzionamento operativo desiderato e la radiazione incidente, attraverso il generatore di vapore e/o lo scambiatore trasferendo la sua energia sensibile al sale del circuito di accumulo.

I due processi di carico/scarico e produzione di vapore sono completamente svincolati, e consentono una produzione elettrica controllabile (con elevata dispacciabilità) a prescindere dalla disponibilità dell'irraggiamento solare.

Questa configurazione del ciclo presenta l'evidente svantaggio della temperatura massima limitata dal cracking dell'olio diatermico; questa caratteristica comporta, come verrà mostrato nel seguito del presente lavoro, all'uso di serbatoi molto grandi con costi elevati oltre al costo dello scambiatore, necessario per disaccoppiare i due fluidi.

3.4.2 Sistema di accumulo diretto a doppio serbatoio

Il secondo caso analizzato prevede sempre l'uso di un sistema di accumulo a due serbatoi ma con sale fuso come fluido termovettore nel circuito solare; si tratta di un impianto a ciclo diretto in cui il fluido termovettore coincide con quello di accumulo; in questo modo il circuito solare e quello di accumulo rimangono accoppiati per cui non c'è la necessità di utilizzare uno scambiatore. La presenza delle valvole a tre vie permette di regolare il sale che deve alimentare il ciclo a vapore e quello che invece va stoccato.

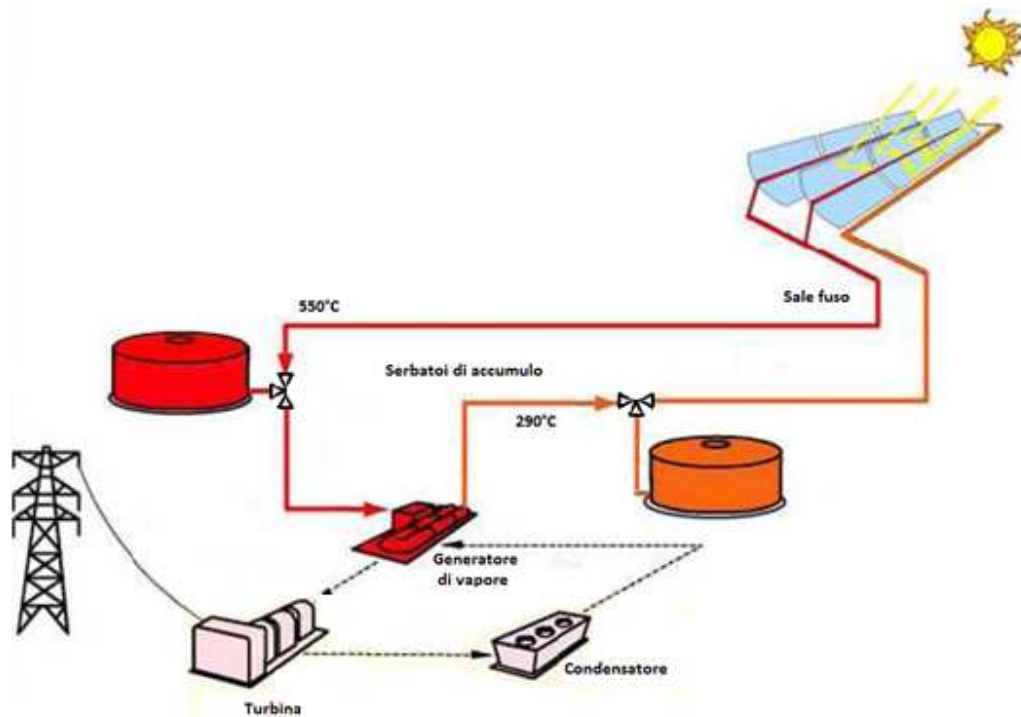


Figura 40: Assetto d'impianto con accumulo diretto a doppio serbatoio

Questa tipologia di impianto di potenza a sali fusi trova i suoi punti di forza nella possibilità di raggiungere temperature elevate di esercizio, attorno ai 550°C , e nella capacità dei sali fusi di accumulare l'energia termica in serbatoio di accumulo.

Questo sistema prevede la presenza di due cicli di funzionamento, uno per la cattura dell'energia solare ed uno per la generazione del vapore. I due cicli operano su due circuiti completamente separati: il circuito sali e il circuito vapore.

Il primo circuito è caratterizzato dalla presenza di due serbatoi di accumulo per i sali fusi da cui si dipartono il piping di collegamento al campo solare termodinamico e al generatore di vapore; la presenza di opportune pompe assicura la circolazione del fluido termovettore. Il secondo circuito invece costituisce il ciclo Rankine che consente la conversione dell'energia termica in energia elettrica.

Anche in questo caso i due serbatoi si differenziano per la temperatura media del sale che viene accumulato al loro interno; le temperature medie dei due serbatoi sono 550°C e 292°C .

In presenza di irraggiamento sufficiente il sale viene pompato dal serbatoio freddo al circuito del campo solare dove circolando all'interno dei collettori solari si scalda fino a 550°C ; il sale in uscita dal campo viene poi inviato in parte al serbatoio caldo e in parte al generatore di vapore. In assenza di irraggiamento o con un irraggiamento che non consente la piena produzione di

vapore, il sale viene prelevato dal serbatoio caldo e, dopo aver prodotto vapore surriscaldato nel generatore di vapore, ritorna al serbatoio freddo.

La concezione innovativa di questa tipologia di impianto offre i seguenti vantaggi rispetto al caso con due serbatoi a bassa temperatura:

- riduzione dei costi;
- maggiore temperatura di esercizio e quindi più alti rendimenti di conversione;
- liquido termovettore non infiammabile;
- sistema di accumulo termico che consente il funzionamento dell'impianto senza richiedere l'integrazione con combustibili fossili.

3.4.3 Sistema di accumulo diretto a termocline

La terza configurazione che è stata oggetto di questo studio presenta un accumulo termico a termocline. In questo caso è possibile avere sia olio che sali come fluido termovettore nei collettori ma la configurazione più innovativa ed economica è quella che prevede il raggiungimento di maggiori temperature del ciclo e quindi la presenza dei Sali fusi nei collettori.

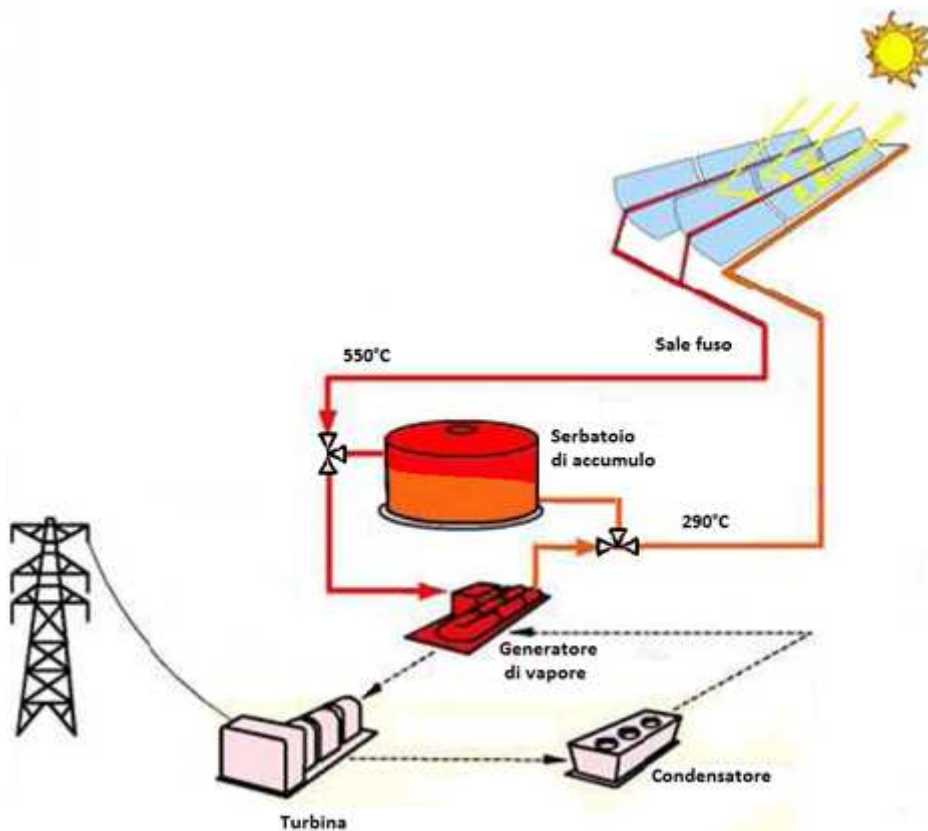


Figura 41: Assetto d'impianto con accumulo diretto a termocline

Il principale vantaggio offerto da questo sistema è la riduzione dei costi legata all'uso di un unico serbatoio e all'utilizzo di un economico materiale di riempimento del sistema di accumulo che consente un risparmio sulla massa di fluido da impiegare. La gestione di un sistema di accumulo simile è però molto superiore in quanto lo scambio termico e la movimentazione del fluido si presenta più complesso.

3.5 Modellazione dell'accumulo termico

Il lavoro svolto ha lo scopo di creare un modello di un sistema di accumulo termico indiretto a sali fusi che consenta di stimarne i costi in relazione alla capacità di stoccaggio, per passare successivamente ad una simulazione di funzionamento dell'accumulo inserito in un impianto solare a collettori parabolico lineari.

Lo scopo ultimo del lavoro sarà quello di condurre un'analisi di sensitività che ci permetta di ottimizzare il complesso campo specchi-accumulo-impianto per minimizzare il costo del kWh elettrico prodotto.

In linea con i precedenti lavori svolti presso il dipartimento di Energia del Politecnico di Milano, è stata scelta una taglia del power block di 50 MW.

In tutti i casi studiati non c'è integrazione dell'energia entrante nel ciclo attraverso caldaie ausiliarie con utilizzo di combustibili fossili.

3.5.1 Progettazione dei serbatoi

Il principale componente del sistema di accumulo termico a Sali fusi è il serbatoio.

Per dimensionare e determinare i costi di un opportuno sistema di accumulo termico risulta necessario individuare le specifiche e i principali parametri da cui l'accumulo dipende.

Le specifiche progettuali sono:

- a) Il sistema di accumulo deve poter stoccare l'intera quantità di Sali necessaria per prolungare il tempo di funzionamento dell'impianto;
- b) Si deve maggiorare la capacità termica immagazzinata per tener conto delle perdite termiche per conduzione, irraggiamento e convezione dalle superfici del serbatoio con l'ambiente esterno calcolate nella condizione più critica: serbatoio pieno ad alta temperatura per 24 ore;
- c) L'isolamento deve cercare di minimizzare le dispersioni termiche mantenendo costi ammissibili;

- d) Nel caso a due serbatoi e ciclo diretto, la capacità di ciascun serbatoio deve essere dimensionata in maniera tale da consentire di raccogliervi l'intera quantità di sali fusi presente nell'impianto solare qualora questo dovesse essere completamente svuotato; inoltre per poter affrontare in estrema sicurezza l'eventualità di una rottura di uno dei serbatoi e per garantire una maggiore flessibilità di esercizio, deve essere possibile travasare il contenuto tra l'uno e l'altro, cioè i due serbatoi devono essere identici e dimensionati entrambi sulla massima temperatura di funzionamento;
- e) Nel caso con un unico serbatoio a stratificazione, il serbatoio deve poter contenere tutto il sale presente nell'impianto;
- f) Deve essere garantita la possibilità di utilizzare dei sistemi, direttamente immersi nel serbatoio, per riscaldare i sali fusi nei periodi di bassa insolazione;
- g) Nei serbatoi è necessario sia sempre presente uno spazio vuoto tra il livello massimo e il tetto del serbatoio e una quantità aggiuntiva di sali da lasciare sempre nel serbatoio per un livello pari ad un metro per assicurare che il sistema di riscaldamento dei sali fusi risulti immerso nei sali in qualsiasi condizione di esercizio.

3.5.2 Dimensionamento

Nota la potenza elettrica dell'impianto e il tempo da coprire a pieno regime mediante l'accumulo termico è possibile calcolare la capacità dell'accumulo.

Nel caso in esame si prevede un impianto di 50 MW con un rendimento del ciclo di potenza di 37,5% e un rendimento degli scambiatori di calore pari al 95% .

$$Q_{\text{accumulo utile}} = \frac{P_{el} \times \Delta t}{\eta_{\text{ciclo}} \times \eta_{\text{th}}} \quad (3.1)$$

Dall'energia utile da accumulare si valuta velocemente il volume del serbatoio necessario, passando attraverso la capacità termica del fluido che dipende dalle proprietà del fluido (densità e calore specifico) e dal salto di temperatura del sale nell'accumulo:

$$V_{\text{accumulo utile}} = \frac{Q_{\text{accumulo utile}}}{\rho \times c_p \times \Delta T} \quad (3.2)$$

La capacità del serbatoio va poi aumentata perché si deve tenere conto delle perdite termiche e il serbatoio deve contenere un fondo di sicurezza, ovvero uno spazio vuoto tra il massimo livello dei sali e il tetto e deve poter accogliere il sale contenuto nei tubi.

La procedura di calcolo per le altre voci differisce nel caso di due serbatoi e di un unico serbatoio a termoclino. Si inizia ad affrontare il caso a due serbatoi, tenendo conto che, come specificato prima, i due serbatoi sono identici e dimensionati sulla massima temperatura.

Il calcolo del volume occupato dal fondo di sicurezza e dallo spazio vuoto sotto al tetto viene determinato fissando le relative altezze pari ad un metro.

Per il calcolo del volume di sale necessario a compensare le perdite termiche è stato necessario definire la geometria e i materiali dello strato isolante sia sulle pareti che sul fondo; calcolati poi i flussi termici si determina l'energia dissipata che si rivela comunque dell'ordine dell'1% dell'energia utile accumulata nel serbatoio, dato confermato in letteratura.

Poiché il volume di sicurezza e il calcolo delle perdite termiche dipendono dal diametro del serbatoio è stato necessario impostare un calcolo iterativo per determinare la geometria del serbatoio.

Per quanto concerne le due dimensioni del serbatoio (H e D), è stata fissata l'altezza pari a 14 m. La scelta è stata fatta sulla base dei risultati ottenuti e della letteratura. Il costo del serbatoio, come verrà mostrato nel grafico seguente ottenuto grazie al modello qui presentato, decresce con l'altezza del serbatoio per cui risulta più conveniente avere un serbatoio più alto possibile; d'altra parte, come riportato in letteratura, non si utilizzano mai altezze superiori ai 14 m, anche per serbatoi di grandi dimensioni, per motivi di carattere strutturale e costruttivo. Per questi motivi è stata scelta un'altezza del serbatoio fissa pari a 14 m.

Si riporta un grafico dove è illustrato il costo del serbatoio (somma delle voci isolamento, tanica e fondazione) al variare del rapporto H/D; come descritto sopra, si constata che a pari volume l'aumento dell'altezza comporti una diminuzione del costo del serbatoio.

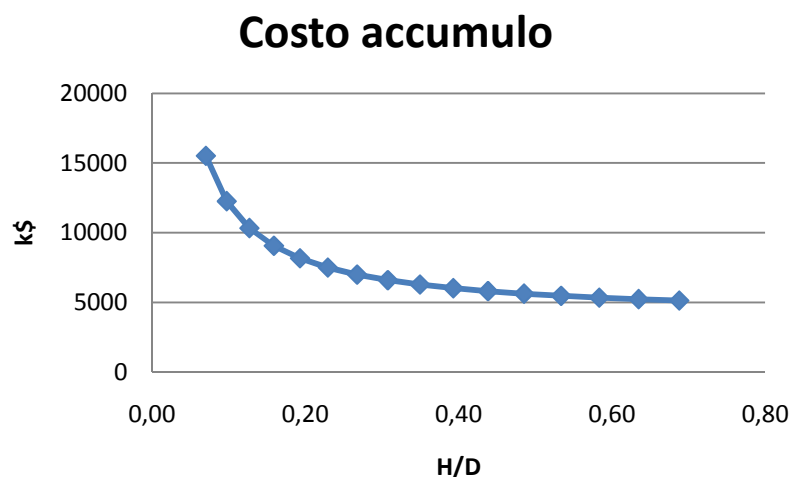


Figura 42: Costo accumulato in funzione del rapporto H/D

Per quanto riguarda il serbatoio a termoclino, essendo sempre pieno, non richiede un volume di sicurezza sul fondo.

Il sistema a termoclino raccoglie nello stesso contenitore il fluido caldo e quello freddo che rimangono separati per la stratificazione termica dei Sali e per mantenere questa stratificazione naturale è necessario controllare le condizioni al contorno e le operazioni di carico-scarico per evitare il miscelamento.

Per dimensionare dunque questo sistema è necessario capire come i Sali si stratificano e valutare correttamente il gradiente termico che si instaura nel serbatoio.

Il gradiente di stratificazione dipende dal rapporto altezza/diametro, dalle proprietà termofisiche dei Sali, dall'isolamento del serbatoio e dal metodo di carico e scarico del fluido. Il fluido caldo si dispone nella parte alta del serbatoio, mentre quello freddo nella parte bassa; nella porzione intermedia, interfaccia tra fluido caldo e freddo, si instaura un elevato gradiente di temperatura. Lo spessore dell'interfaccia, in cui la temperatura varia sensibilmente, prende il nome di termoclino.

Lo spessore del termoclino è valutabile come il 30% dell'altezza del fluido nel serbatoio e decresce all'aumentare del rapporto altezza/diametro.

A pari capacità termica stoccata un termoclino richiede una quantità maggiore di fluido rispetto al sistema a doppia tanica e quindi un aumento dei costi relativo a questa voce, apportando tuttavia nello stesso tempo significativi risparmi in termini di materiali e complessità impiantistica.

In termini di costi specifici risulta sin dall'inizio più competitivo di un sistema a doppia serbatoio, e lo diventa ancor più utilizzando un eventuale materiale di riempimento a basso costo, che possa sostituire parte del fluido nella funzione di accumulo termico.

I materiali di riempimento ideali per serbatoi a termoclino devono essere economici e disponibili, devono avere un'alta capacità termica, una bassa frazione di vuoto (al massimo 0,25%), devono essere compatibili con il fluido d'accumulo e non pericolosi.

3.5.3 Geometria dell'isolamento e della conchiglia: calcolo strutturale e perdite termiche

Per diminuire le dispersioni termiche verso l'ambiente è necessario che i serbatoi siano isolati per mezzo di materiali a bassa conduttività termica che ostacolano il flusso termico verso l'esterno.

Sono stati rilevati in letteratura differenti tipologie di isolamento. In tutti i casi l'isolamento del serbatoio è affidato ad una serie di materiali disposti su strati successivi. Lo spessore dei materiali isolanti non è costante ma cresce con l'aumento della temperatura dei Sali contenuti nel serbatoio.

Una soluzione possibile può essere la costruzione di un recipiente esterno in acciaio al carbonio, mattoni refrattari interni e una camicia corrugata interna. La soluzione comporta l'utilizzo di una sottile camicia corrugata a tenuta in AISI 321H o 316Ti in grado di assorbire le dilatazioni termiche e di scaricare il carico idrostatico dei Sali fusi sui mattoni. Il mantello esterno del serbatoio può essere realizzato in acciaio al carbonio grazie all'abbattimento di temperatura effettuato dalla parete di mattoni refrattari; non è necessario predisporre un sovrappessore dell'acciaio al carbonio perché il sale non è in contatto con questo, ma è contenuto nella camicia corrugata evitando in questo modo problemi di corrosione.

Una seconda soluzione invece può essere quella di prevedere un mantello realizzato in acciaio inossidabile AISI 321H o 316Ti di spessore sufficiente a contenere la spinta idrostatica del sale fuso (e di tutti i carichi esterni come vento, terremoto ecc). L'isolamento termico viene realizzato interamente all'esterno del mantello mediante fibra ceramica, ricoperta da una lamiera di alluminio per proteggere l'isolamento dall'ambiente esterno.

La prima soluzione utilizza un minore quantitativo di acciaio inossidabile per cui ha dei costi inferiori alla seconda soluzione; presenta però la problematica della camicia corrugata, che può essere prodotta da pochi fornitori e riveste un ruolo molto critico nel progetto in quanto deve contemporaneamente contenere il sale ed essere applicata su una superficie non uniforme costituita dai mattoni di refrattario.

In definitiva, ad oggi, si privilegia la seconda soluzione, più costosa ma maggiormente collaudata ed affidabile.

Il dimensionamento meccanico-strutturale del serbatoio cilindrico e del tetto emisferico è svolto in accordo alle norme sui serbatoi, considerando le sollecitazioni ammissibili per i differenti acciai utilizzati.

Il tetto e il fondo del serbatoio sono interamente in acciaio inossidabile.

Il basamento oltre a sostenere l'intero serbatoio, deve ridurre le dispersioni; per conseguire questo secondo obiettivo risulta necessario isolare anche il basamento. L'isolamento del basamento però risulta una fase critica del processo di dimensionamento, infatti si deve considerare che la temperatura di esercizio del calcestruzzo non deve essere superiore ai 100°C. Di conseguenza si rivelano necessari dei sistemi di "rimozione" del calore per garantire una temperatura del basamento inferiore ai 100°C; questi sistemi di asportazione del calore possono essere tubi annegati nel calcestruzzo in cui passa dell'acqua oppure si possono adottare particolari strutture che consentono il passaggio dell'aria (sospinta da ventilatori).

Nel nostro caso è stata scelta la seconda soluzione che verrà descritta più dettagliatamente nel seguito.

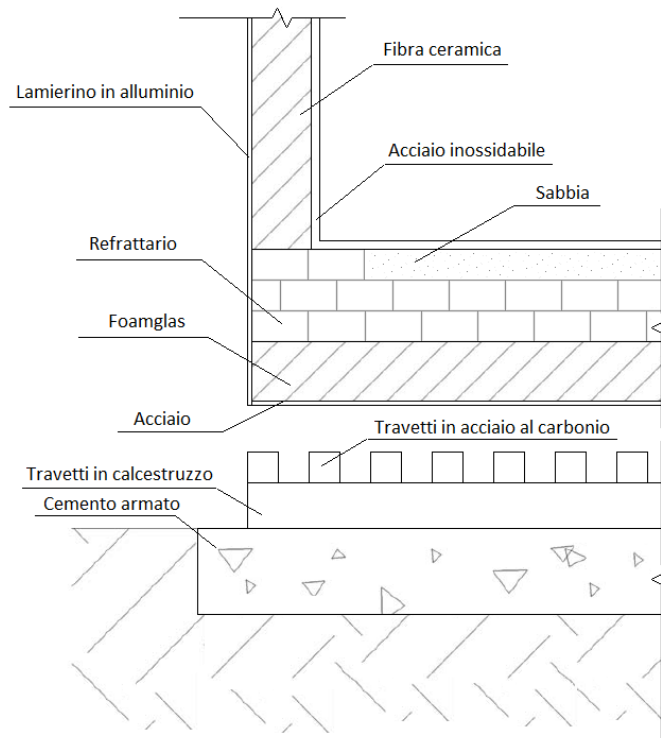


Figura 43: Struttura delle fondamenta di un serbatoio

Partendo dal mantello e andando verso il basso si presenta:

- uno strato di sabbia fine ed asciutta all'interno del quale è alloggiato il sistema di raccolta ed individuazione delle perdite dal fondo del serbatoio;
- uno strato di mattoni refrattari isolanti;
- uno strato di isolante foamglas®;
- una lamiera in acciaio al carbonio di spessore sufficiente a sostenere la pressione sovrastante;
- una griglia di travi in acciaio al carbonio;
- una griglia di muretti in calcestruzzo ruotata di 90 gradi rispetto alla quella in acciaio;
- la fondazione in cemento armato
- La funzione della doppia griglia è quella di permettere l'aerazione e di contenere le temperature del calcestruzzo.

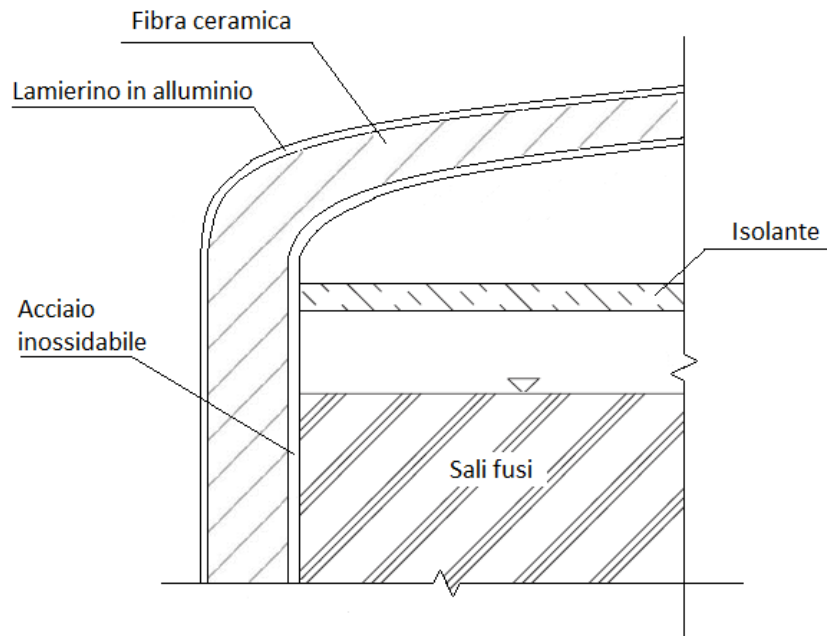


Figura 44: Struttura della parete del serbatoio

Per quanto riguarda il tetto del serbatoio, partendo dal sale fuso e andando verso l'alto si individua:

- un tratto libero dal sale;
- un tappo autoportante di materiale isolante;
- una camera d'aria sotto il tetto;
- il tetto autoportante semisferico di raggio pari al diametro, saldato al mantello del serbatoio;
- uno strato di coibentazione in fibra ceramica;
- il lamierino protettivo in alluminio.

Tutti i carichi provenienti dai componenti ausiliari, come le pompe, gli agitatori e il sistema di controllo, non gravano sul tetto ma su una struttura a ponte sovrastante.

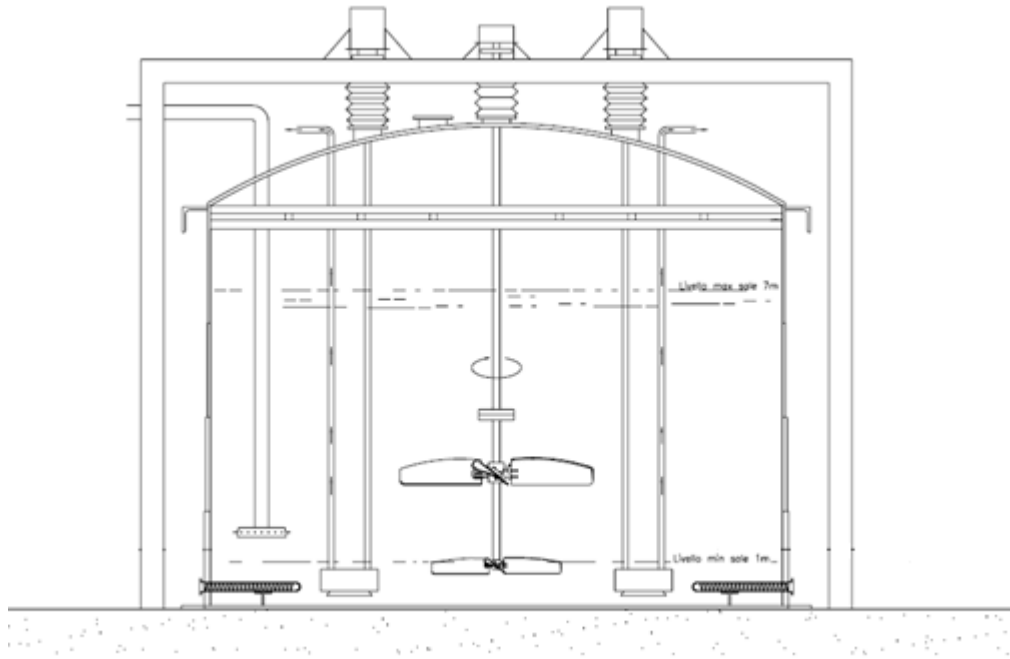


Figura 45: Schema di massima dell'interno di un serbatoio, provvisto di eliche per la movimentazione del fluido e serpentine elettriche per il riscaldamento in caso di necessità.

Definita la geometria della parete del serbatoio è possibile calcolare le perdite termiche.

Il calcolo della dispersione, come prescritto dalle norme, è stato effettuato nella condizione più critica: serbatoio pieno per 24 ore. È stata utilizzata l'ipotesi di temperatura dei Sali uniforme all'interno del serbatoio; anche la temperatura dell'aria all'interno del serbatoio è stata ritenuta uniforme e pari a quella dei Sali con cui si trova in equilibrio; queste semplificazioni sono avvalorate da alcuni studi sui serbatoi, per i quali si denota una differenza minima di temperatura tra fluido sulla parete e fluido nel cuore del serbatoio.

Il serbatoio è stato schematizzato quindi come un contenitore cilindrico, con parete multistrato. Sono stati trascurati i ponti termici, in quanto difficilmente quantificabili.

Sono stati valutati i coefficienti di scambio termico convettivo dei Sali e dell'aria all'interno e all'esterno del serbatoio su parete verticale e orizzontale. Attraverso il calcolo della resistenza complessiva di parete e dei flussi termici è possibile ottenere il calore dissipato.

A partire dai risultati ottenuti si dimensiona l'isolamento necessario.

3.5.4 Calcolo strutturale

Il dimensionamento degli spessori di acciaio da adottare per la progettazione del serbatoio si effettua come da normativa.

Si effettua il calcolo delle sollecitazioni a cui sono sottoposti il mantello cilindrico e tetto e si confrontano con i valori ammissibili per il materiale utilizzato tabulati nella norma.

Per quanto riguarda il mantello cilindrico, gli sforzi a cui è sottoposto all'intradosso (zona maggiormente sollecitata) sono:

$$\sigma_r = -p; \quad \sigma_\vartheta = \frac{p \cdot D_i}{2 \cdot s}; \quad \sigma_a = \frac{p \cdot D_i}{4 \cdot s} \quad (3.3)$$

Assumendo come semplificazione che lo spessore sia trascurabile rispetto al diametro, essendo:

$$\frac{D_i}{s} > 16 \quad (3.4)$$

Poiché σ_r risulta piccola rispetto alle altre componenti si può ritenere lo stato di sforzo piano e calcolare la sollecitazione a cui risulta sottoposta la parete cilindrica:

$$\sigma_H = \sqrt{\sigma_\vartheta^2 + \sigma_a^2 - \sigma_\vartheta \cdot \sigma_a} = \sqrt{3} \cdot \frac{p \cdot D_i}{4 \cdot s} \quad (3.5)$$

$$\sigma_H \leq R_s \quad (3.6)$$

E adottando un coefficiente di sicurezza pari a 1,35 e un $R_s=290$ MPa, dall'equazione:

$$\sqrt{3} \cdot \frac{p \cdot D_i}{4 \cdot s} = \frac{R_s}{\eta} \quad (3.7)$$

Si ricava lo spessore minimo.

Allo stesso modo per il tetto sferico:

$$\sigma_\vartheta = \sigma_a = \sigma_r = \frac{p \cdot D_i}{4 \cdot s} \quad (3.8)$$

$$\frac{p \cdot D_i}{4 \cdot s} = \frac{R_s}{\eta} \quad (3.9)$$

3.5.5 Calcolo delle dispersioni

A titolo esemplificativo si riporta la procedura di calcolo delle perdite termiche del serbatoio.

Per semplicità prendiamo come esempio il serbatoio caldo del sistema a due taniche, dimensionato per contenere una quantità di Sali atta a far funzionare a pieno carico per 0,5 ore l'impianto solare da 50 MW elettrici. La temperatura dei Sali nel serbatoio caldo è pari a 380°C.

Le dimensioni geometriche del serbatoio in questione sono:

Tabella 7: Dimensione di un accumulatore in grado di coprire i transitori

H	14	M
D	10,85	M
V	1294	m ³
Q acc utile	70,1754386	MWh

Lo scambio di energia con l'ambiente esterno è regolato da molti parametri quali: lo scambio convettivo sulle superfici interne ed esterne, la conduzione attraverso le pareti e i fenomeni di trasporto radiativi delle superfici esterne. Per quantificare questi fenomeni è necessario conoscere molti parametri che non sono facilmente individuabili, come ad esempio la velocità del vento.

Per il calcolo delle perdite il serbatoio è stato suddiviso in 4 differenti sezioni: parete bagnata, parete asciutta, fondamenta e tetto.

Per ciascuna sezione si è calcolato il bilancio di energia considerando i vari meccanismi di trasporto e sono state effettuate alcune assunzioni per semplificare il problema e ridurre il numero di parametri:

- Stato stazionario
- Conduzione monodimensionale
- Proprietà termofisiche dei materiali costanti
- Temperatura del fluido di stoccaggio uniforme.

Sono stati calcolate le resistenze termiche e i coefficienti convettivi dei fluidi all'interno del serbatoio, mentre è stata assunta la temperatura dell'aria all'interno del serbatoio uguale a quella dei sali, in quanto la stima dei coefficienti convettivi tra i due fluidi risultava complessa e inaccurata.

Per calcolare la perdita attraverso la parete del serbatoio, si è schematizzata la geometria dell'isolante e si sono calcolate le diverse resistenze termiche dei materiali. I fenomeni di scambio che intervengono e che sono illustrati nello schema sottostante sono: la conduzione attraverso la parete, l'irradiazione solare, la convezione sulla superficie esterna e lo scambio radiativo tra superficie esterna e cielo.

• Flusso termico attraverso la parete laterale

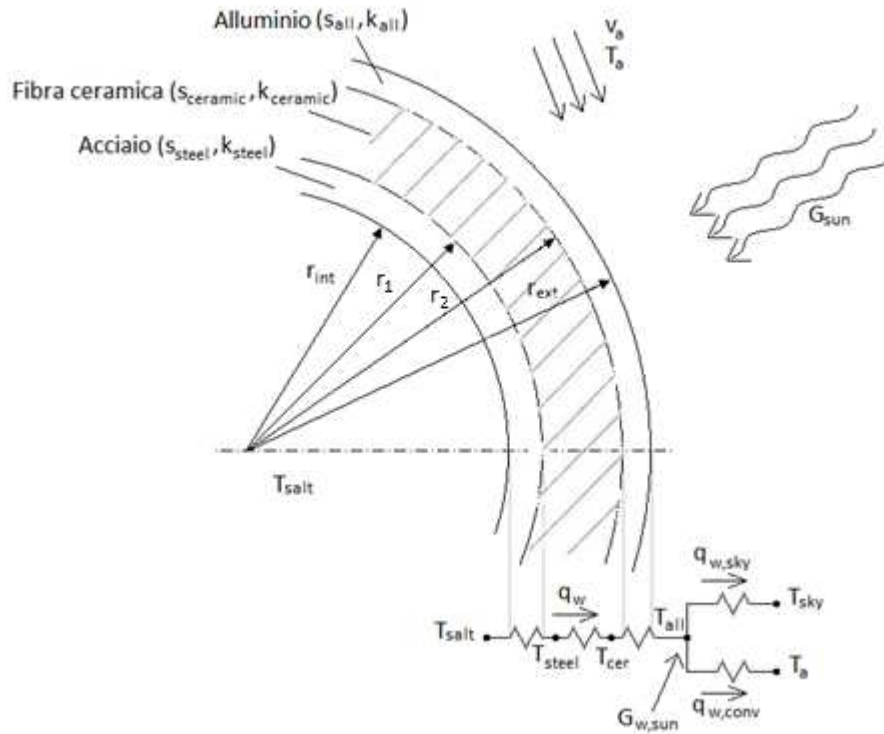


Figura 46: Flusso termico attraverso la parete multistrato

Per ottenere i flussi termici è necessario risolvere il bilancio su un nodo dello schema elettrico:

$$q_w + G_{w,sun} = q_{w,conv} + q_{w,sky} \quad (3.10)$$

q_w indica il trasporto convettivo interno e quello conduttivo attraverso la parete. Calcolate le resistenze convettive e conduttive, si calcola il flusso come

$$q_w = \frac{(T_{salt} - T_{w,ext})}{\frac{r_{ext}}{r_{int}} \cdot \frac{1}{h_{w,int}} + \frac{r_{ext}}{k_{steel}} \ln \frac{r_1}{r_{int}} + \frac{r_{ext}}{k_{cer}} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_{ext}}{k_{all}} \ln \frac{r_{ext}}{r_2}} \quad (3.11)$$

L'irradiazione solare è invece calcolate come:

$$G_{w,sun} = \alpha_{w,sun} \cdot GVI \quad (3.12)$$

Dove $\alpha_{w,sun}$ e GVI sono entrambi funzioni dell'ora e del luogo; per calcolare la massima perdita energetica si considera il valore minimo di GVI , che è pari a 0. Il flusso termico convettivo sulla superficie esterna viene calcolato mediante la relazione:

$$q_{w,conv} = h_{w,ext} \cdot (T_{w,ext} - T_a) \quad (3.13)$$

Infine lo scambio radiativo tra superficie esterna e ambiente, si valuta come:

$$q_{w,sky} = \sigma \cdot \varepsilon_w \cdot (T_{w,ext}^4 - T_{sky}^4) \quad (3.14)$$

Dove

$$T_{sky} = 0,0522 \cdot T_a^{3/2} \quad (3.15)$$

Il calcolo illustrato è stato effettuato sia per la parete bagnata che per quella asciutta.

Si passa ora ad illustrare il calcolo dei coefficienti convettivi sulle superfici verticali.

I coefficienti di scambio convettivi sono stati calcolati mediante delle opportune correlazioni a partire dalle proprietà dei fluidi in oggetto e delle temperature medie (tra superficie e fluido indisturbato).

Per quanto riguarda la convezione naturale all'interno del serbatoio si è fatto ricorso alla correlazione di Churchill e Chu:

$$Nu_n = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.16)$$

E calcolato il numero di Nusselt, si ricava il coefficiente di scambio h dalla definizione del numero adimensionale:

$$Nu_n = \frac{h \cdot L}{k} \quad (3.17)$$

Per quanto riguarda invece lo scambio convettivo sulle superfici esterne, si calcola un numero di Nusselt medio che tenga conto sia dello scambio naturale che forzato legato al moto ventoso.

$$Nu^3 = Nu_n^3 + Nu_f^3 \quad (3.18)$$

Anche in questo caso Nu_n è stato calcolato mediante la correlazione di Churchill e Chu sopraesposta, mentre Nu_f mediante la correlazione di Churchill e Bernstein:

$$Nu_f = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[1 + (Re/282000)^{5/8}\right]^{4/5}}{\left[1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \quad (3.19)$$

• **Flusso termico attraverso il tetto**

Per quanto riguarda invece il tetto, sono state utilizzate le stesse relazioni per il calcolo dei flussi termici, tranne per il caso conduttivo.

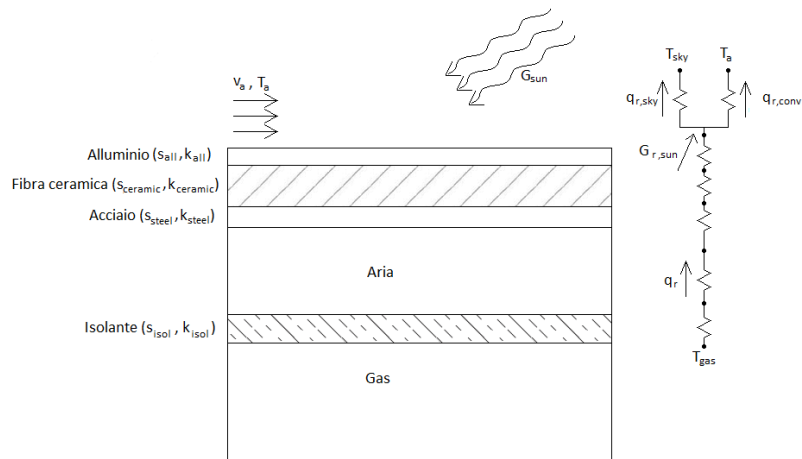


Figura 47: Flusso termico attraverso il tetto

In questo caso, supponendo la superficie piana, il flusso conduttivo si calcola come:

$$q_r = \frac{(T_{salt} - T_{r,ext})}{\frac{1}{h_{r,int}} + \frac{s_{isol}}{k_{isol}} + \frac{2}{h_{r,vuoto}} + \frac{s_{steel}}{k_{steel}} + \frac{s_{ceramic}}{k_{ceramic}} + \frac{s_{steel}}{k_{steel}}} \quad (3.20)$$

I coefficienti di scambio termico convettivo vanno però ricalcolati in quanto la superficie di scambio è orizzontale.

Per la convezione naturale su superficie orizzontale si utilizza la relazione di Fishenden e Saunders:

$$Nu_n = 0,54 \cdot Ra^{1/4} \quad 10^4 < Ra < 10^7 \quad (3.21)$$

$$Nu_n = 0,15 \cdot Ra^{1/3} \quad 10^7 < Ra < 10^{11} \quad (3.22)$$

Per la convezione forzata su parete orizzontale sono invece state utilizzate le correlazioni di Churchill e Ozoe, valida per $Re < 5 \cdot 10^5$

$$Nu_f = \frac{0,6774 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + (0,0468/Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \quad (3.23)$$

E quella di Incropera and De Witt, valida per $5 \cdot 10^5 < Re < 10^8$

$$Nu_f = (0,037 \cdot Re^{4/5} - 871) \cdot Pr^{1/3} \quad (3.24)$$

- **Flusso termico attraverso le fondamenta**

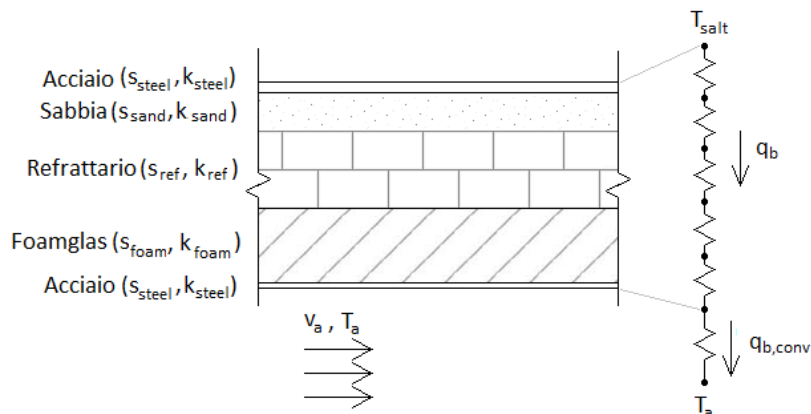


Figura 48: Flusso termico attraverso le fondamenta

In questo caso si hanno solo due meccanismi di scambio termico, quello conduttivo e quello convettivo, naturale all'interno e forzato all'esterno, per cui il flusso è:

$$q_b = q_{b,conv} \quad (3.25)$$

$$q_b = \frac{(T_{salt} - T_a)}{\frac{1}{h_{r,int}} + \sum \frac{s_i}{k_i}} \quad (3.26)$$

$$q_{b,conv} = h_{b,ext} \cdot (T_{w,ext} - T_a) \quad (3.27)$$

In conclusione, ottenuti i flussi sulle 4 parti del serbatoio, è possibile calcolare la potenza dissipata e l'energia accumulata:

$$P_{diss} = q \cdot S \quad (3.28)$$

$$E_{diss} = P_{diss} \cdot 24h \quad (3.29)$$

Come già detto sopra, la perdita termica è stata calcolata nell'ipotesi più sfavorevole, serbatoio pieno per 24 ore.

Si riportano a titolo di esempio i risultati ottenuti per il serbatoio, a 380°C, descritto nelle pagine precedenti che permette di far funzionare a pieno carico per 0,5 ore l'impianto solare da 50 MW.

Tabella 8: Dispersioni termiche in un serbatoio di 0,5 ore di accumulo

	Q	Tw,ext	P diss
	W/m2	°C	kW
Wet wall	67,23	30,74	33,17
Dry wall	66,63	30,64	4,75
Roof	40,95	30,10	3,72
Basement	61,02	34,72	5,54
		P diss	47,18
E diss	2,26	MWh	
P acc utile	70,18	MWh	
	3,23%		

3.6 Calcolo dei costi

Il calcolo del costo del sistema di accumulo è stato effettuato , come suggerito dai riferimenti, suddividendo il costo complessivo in diverse voci di costo, ciascuna delle quali è stata oggetto di valutazioni.

L'obiettivo è stimare, attraverso un dimensionamento ed un'analisi termica, il costo dell'accumulo termico, controllando che i valori calcolati siano coerenti coi valori di costo individuati nei riferimenti bibliografici; questo è stato possibile per le voci sali fusi, taniche e isolamento, reperendo i costi specifici dei materiali e moltiplicandoli per le quantità stimate dai modelli termici realizzati.

Per le altre voci (fondazioni, pompe e scambiatori, bop) sono state estrapolate delle funzioni di costo, utilizzando delle regressioni per minimizzare gli scarti rispetto ai valori trovati nei riferimenti.

Si è preferito partire dall'analisi dei costi di un impianto ad olio con accumulo a sali a bassa temperatura (380°C), perché è attualmente la tecnologia applicata alle centrali solari CSP.

Dati di partenza (in k\$), ottenuti dalla sovrapposizione di due riferimenti:

Tabella 9: Costi dei serbatoi reperiti in bibliografia

ore	Tank	Media	Insulation	Foundation	Exchangers	pumps	bop	totale
1	838	2208	300	518	4195	692	875	9626
2	1543	4465	520	833	2865	1420	1165	12811
3	2405	6512	608	984	4195	812	1551	17067
4	2953	8931	818	1369	2865	1420	1836	20192
6	4341	13396	1078	1860	2865	1420	2496	27456
6	4638	13025	974	1653	4195	1383	2587	28455
9	6402	20094	1435	2553	3780	1693	3596	39553
9	6842	19537	1300	2273	5453	1647	3705	40757
12	8681	26792	2156	3720	4653	1847	4785	52634
12	9275	26049	1947	3216	7340	2063	4989	54879
15	11484	32562	2280	3823	9228	2629	6201	68207

3.6.1 Voci di costo stimate tramite modelli

3.6.1.1 Sali fusi

E' stato possibile stimare questa voce di costo con un modello che calcolasse il peso dei sali (Solar Salt) necessario ad assicurare lo stoccaggio della capacità termica richiesta, sovradimensionata opportunamente per considerare perdite termiche e livello minimo ammissibile nei serbatoi (pari ad 1 m).

Inizialmente si è utilizzata una regressione per calcolare l'equazione di una retta che restituisse il costo dei sali risultante in base delle ore di funzionamento richieste.

La relazione individuata è la seguente:

$$\text{Costo sali} = (4724,4 * \text{ore} + 224,13) * \text{costo specifico} \quad (3.30)$$

Dove il costo specifico dei sali assunto è di 0,462 \$/kg.

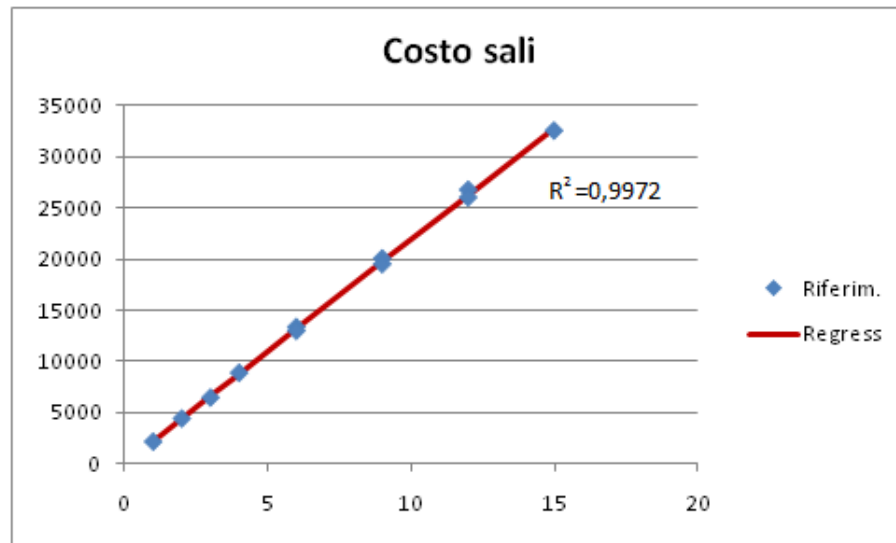


Figura 49: Interpolazione dei dati di riferimento del costo sali

Successivamente si riporta un confronto tra i valori estrapolati con regressione e quelli ottenuti con il modello termico da noi implementato ed esposto nei paragrafi precedenti.

Tabella 10: Confronto tra valori ottenuti con regressione e modello termico

ore	Costo Sali [k\$]	
	Regres.	Modello
1	2286	2240
2	4469	4480
3	6652	6720
4	8834	8959
5	11017	11199
6	13200	13439
7	15382	15679
8	17565	17919
9	19748	20159
10	21930	22398

3.6.1.2 Isolamento

Per la stima di questa voce di costo, si è adottato lo stesso procedimento già esposto in precedenza per il Solar Salt, ovvero confrontando i dati di un modello termico da noi sviluppato con quelli derivanti da una regressione condotta sui dati di riferimento.

Il costo dell'isolamento è stato espresso in funzione di tre parametri quali peso dei sali contenuti, diametro e area serbatoio, attraverso una regressione lineare multipla:

$$\text{Costo Iso} = 13,31 * \text{Diametro} + 0,089 * \text{peso sali} - 1,8 * \text{Area base} + 55,2 \quad (3.31)$$

Tabella 11: Costo isolamento da riferimento e da regressione

Ore	Costo isolamento k\$	
	Riferim.	Regres.
1	300	300
2	520	508
3	608	641
4	818	787
6	1078	1036
6	974	1016
9	1435	1384
9	1300	1356

Mentre i dati fornivano il costo per sistemi di accumulo superiori alle 10 ore, le regressioni ottenute hanno riguardato solo i serbatoi di dimensioni inferiori alle 10 ore; per orari di accumulo superiori, non vengono costruiti serbatoi più grandi, ma vengono usati più serbatoi. Ad esempio per accumulare una capacità termica di 10 ore si utilizzano quattro serbatoi da 5 ore, invece di 2 da 10 ore; per ottenere il costo dell'isolamento è sufficiente quindi far la somma di due serbatoi più piccoli.

Si riporta una tabella per confrontare i valori ottenuti tramite le correlazioni calcolate e i costi stimati attraverso il modello a resistenze termiche implementato.

Tabella 12: Costo Isolamento da regressione e da modello

Ore	Costo isolamento [k\$]	
	Regres.	Modello
1	305	268
2	509	448
3	650	612
4	782	769
5	906	922
6	1026	1070
7	1143	1217
8	1256	1361
9	1367	1503
10	1477	1644

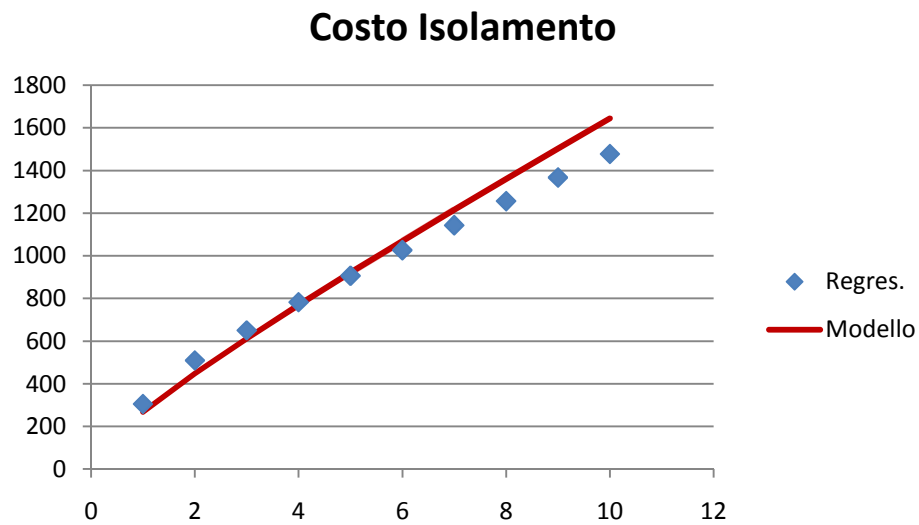


Figura 50: Costo isolamento

Come si poteva aspettare il modello costruito non ricalca perfettamente i valori estrapolati dai riferimenti individuati, ma si può affermare che la stima sia abbastanza accurata.

3.6.1.3 Taniche

In questo caso, come in quello dell'isolamento, è stata individuata una dipendenza del costo della componente metallica del serbatoio dalla geometria dello stesso; in particolare si è denotato un legame con il volume, la superficie di base ed il diametro.

La funzione interpolante risulta:

$$\text{Costo taniche} = 4,36 * D + 0,157 * \text{peso sali} - 0,222 * \text{Area base} + 63 \quad (3.32)$$

Tabella 13: Costo taniche da riferimento e da regressione

ore	Costo taniche [k\$]	
	Riferim.	Regres.
1	838	838
2	1543	1592
3	2405	2269
4	2953	3064
6	4341	4466
6	4638	4466
9	6402	6621
9	6842	6621

Come si può vedere, si ottiene così un'ottima stima dei costi della tanica. Si riportano sotto i costi stimati attraverso il modello presentato in questo capitolo.

Tabella 14: Costo taniche da regressioni e da modello

ore	costo taniche [k\$]	
	Regres.	Modello
1	864	878
2	1594	1867
3	2315	2925
4	3033	4068
5	3748	5325
6	4463	6697
7	5176	7939
8	5888	9395
9	6599	10775
10	7310	12219

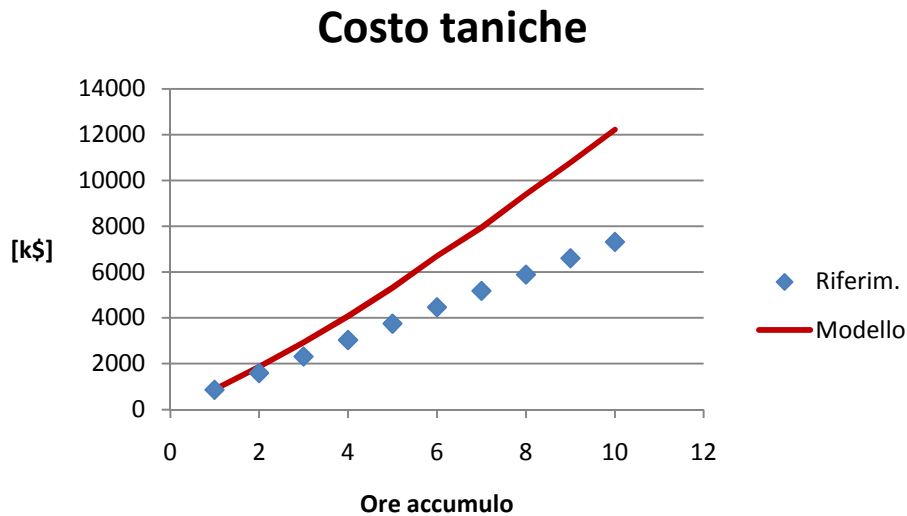


Figura 51; Costo taniche

In questo caso il modello impiegato, sovrastima molto il costo della tanica. Questo è dovuto alla quantità di materiale impiegata e al costo del materiale che però risulta lo stesso impiegato dal riferimento (4,40 \$/kg). Per quanto riguarda gli spessori di acciaio, questi sono stati calcolati mediante il calcolo strutturale del serbatoio, che presuppone un aumento dello spessore di parete proporzionale all'aumento del diametro del serbatoio a pari pressione idrostatica interna

($\rho_{\text{sali gh}}$). Conseguentemente non riusciamo ad individuare la causa di questa grande discrepanza.

3.6.2 Voci di costo ottenute con regressioni

3.6.2.1 Fondazioni

Per le fondazioni è stata effettuata una regressione lineare multipla del costo in funzione del peso dei sali e dell'area di base.

La relazione ottenuta è la seguente:

$$\text{Costo fond} = 0,15 * \text{peso sali} - 2,49 * \text{Area base} + 369,9 \quad (3.33)$$

Si riporta dunque il confronto tra il costo fornito nel riferimento e quello calcolato mediante la relazione individuata.

Tabella 15: Costo fondazioni da riferimento e da regressione

ore	Costo fondazioni [k\$]	
	Riferim.	Regres.
1	518	518
2	833	834
3	984	1047
4	1369	1298
6	1860	1762
6	1653	1724
9	2553	2459
9	2273	2401

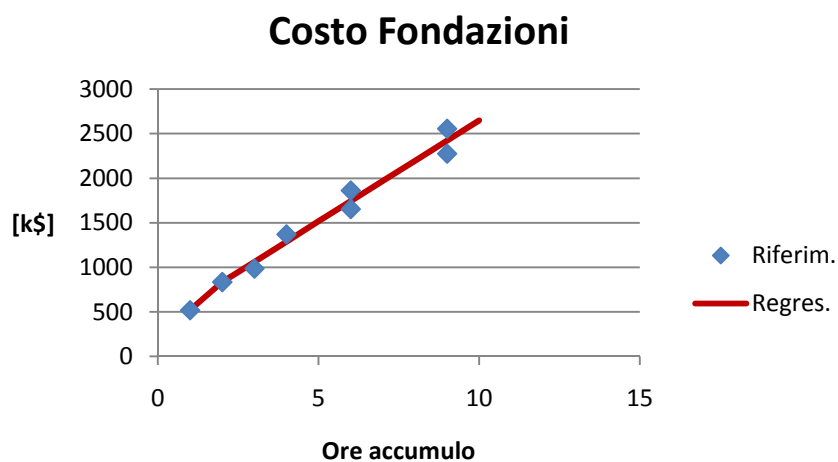


Figura 52: Costo fondazioni

Anche in questo caso la stima ottenuta risulta molto buona e si è scelto di utilizzare questa relazione per stimare il costo delle fondazioni del serbatoio dimensionato con il modello realizzato.

3.6.2.2 Pompe e scambiatori

Per stimare questa voce di costo è stato adottato un approccio differente, modulare, senza ricercare una funzione di costo.

Entrambi i riferimenti considerano costante il costo complessivo degli scambiatori per accumuli fino a 6 ore, nonostante poi assegnino valori significativamente differenti.

Questo risulta sensato in relazione all'abbinamento del sistema di accumulo con l'impianto. Infatti dovendo riempire accumuli medio-piccoli in una giornata di almeno 8 ore di insolazione, le portate in transito negli scambiatori saranno contenute o perlomeno inferiori rispetto a quelle di svuotamento.

Essi pertanto risulteranno sovradimensionati relativamente alla fase di riempimento; viceversa, nella fase di svuotamento saranno percorsi dalla portata nominale di progetto.

Gli scambiatori destinati ad accumuli di grossa taglia invece (con capacità maggiore di 6 ore) dovranno avere taglie, e quindi costi, crescenti con la capacità da stoccare. La condizione critica diventa quella di riempimento.

Secondo questa logica, per durate di accumulo superiori alle 6 ore è necessario un incremento del numero di scambiatori e pompe, per cui si è trattato di stimare un incremento modulare del numero di questi componenti.

Si riportano in seguito i valori stimati per pompe e scambiatori, messi a confronto con i valori dei riferimenti.

Tabella 16: Costi pompe e scambiatori da riferimento e da regressione

Ore	Scambiatori [k\$]		Pompe [k\$]	
	Regres.	Riferim.	Regres.	Riferim.
1	3530	4195	1385	692
2	3530	2865	1385	1420
3	3530	4195	1385	812
4	3530	2865	1385	1420
6	3530	2865	1385	1420
6	3530	4195	1385	1383
9	4827	3780	1670	1693
9	4827	5453	1670	1647
12	6124	4653	1955	1847
12	6124	7340	1955	2063
15	7421	9228	2240	2629

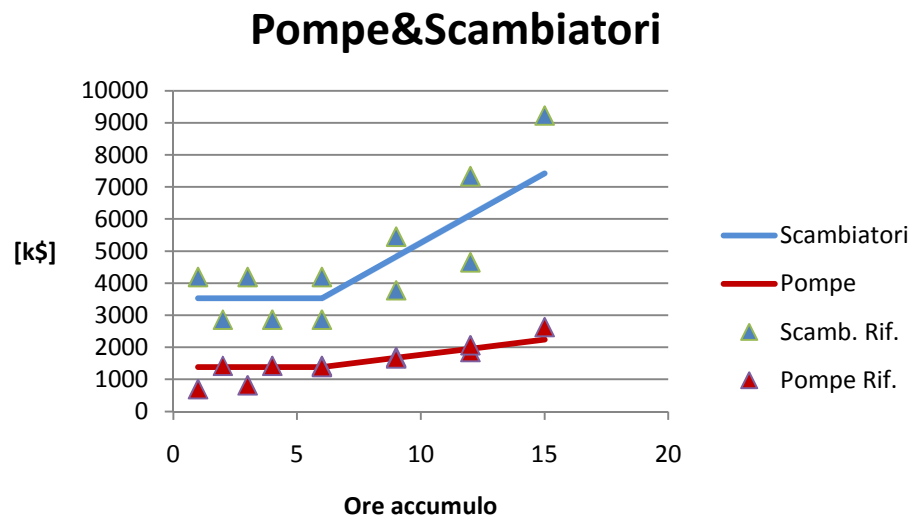


Figura 53: Costo Pompe e Scambiatori

3.6.2.3 Balance of system

Anche per il BOP è stata individuata una dipendenza lineare dalla capacità termica stoccata, ovvero dal peso dei Sali, e la funzione interpolante risulta:

$$\text{Costo Bop} = 0,0796 * \text{peso sali} + 349,9 \quad (3.34)$$

Tabella 17: Costo isolamento da riferimento e regressione

ore	Costo isolamento [k\$]	
	Rifrim.	Regres.
1	875	731
2	1165	1120
3	1551	1473
4	1836	1890
6	2496	2660
6	2587	2596
9	3596	3816
9	3705	3720
12	4785	4971
12	4989	4843
15	6201	5966

3.6.3 Costo complessivo

Si riporta una tabella in cui si confronta il costo complessivo del sistema di accumulo stimato mediante le regressioni sulle singole voci di costo dei dati bibliografici, con quello calcolato mediante il modello implementato.

Tabella 18: Costo complessivo accumulo da riferimento e stimato

Ore	Costo accumulo [k\$]	
	Rifer.	Stimato
1	10337	10311
2	14142	14309
3	17790	18361
4	21425	22491
5	25052	26730
6	28672	31081
7	34179	37190
8	37790	41620
9	41399	45972
10	46896	52278

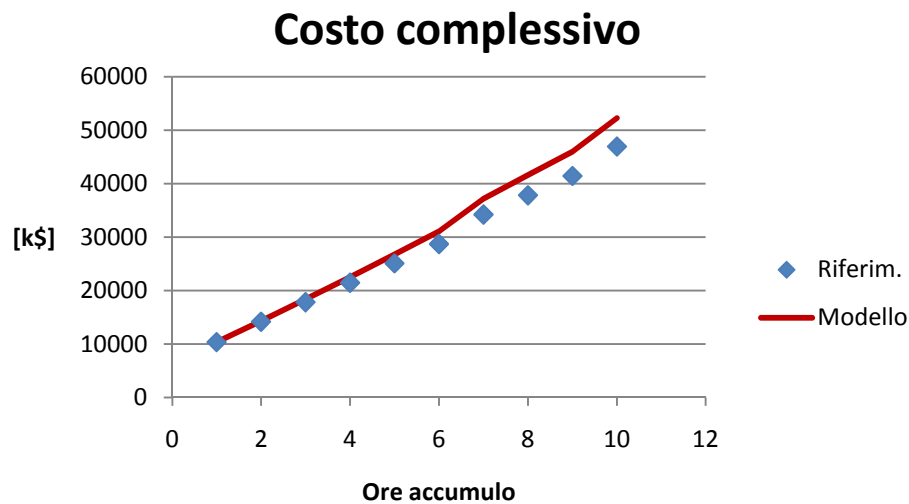


Figura 54: Costo complessivo accumulo indiretto

Come si può vedere i costi risultano allineati, nonostante alcune discrepanze nelle singole voci come era stato evidenziato nei paragrafi precedenti. Si può affermare che il modello implementato risulta un essere buon strumento di stima del costo del sistema di accumulo.

Tale modello verrà utilizzato in seguito per quantificare la voce costo accumulato all'interno del costo d'impianto per qualunque durata di accumulo desiderata.

3.7 Costi delle diverse tecnologie di accumulo

Nei paragrafi precedenti è stato descritto il modello di dimensionamento del serbatoio, valido sia per sistemi a due serbatoi che per il sistema a termoclino, da cui sono stati ricavati i costi dell'isolamento, della tanica e dei Sali fusi; inoltre sono state illustrate anche le relazioni che permettono di stimare le altre voci di costo per un sistema a due serbatoi. Queste relazioni possono essere impiegate anche per le altre tipologie di serbatoio in quanto dipendono da parametri non vincolati al tipo di serbatoio.

Si sono quindi ricavati i costi dell'accumulo termico per i quattro casi in esame:

- Sistema (ad olio) con accumulo indiretto (a Sali) a due serbatoi: $T_{max}=380^{\circ}C$;
- Sistema (a Sali) con accumulo diretto a due serbatoi: $T_{max}=550^{\circ}C$;
- Sistema (ad olio) con accumulo indiretto (a Sali) a un serbatoio: $T_{max}=380^{\circ}C$;
- Sistema (a Sali) con accumulo diretto a un serbatoio: $T_{max}=550^{\circ}C$;

Si riportano le tabelle che riassumono la geometria dei serbatoi e le varie voci di costo. È stato anche stimato il costo dell'energia termica stoccata come:

$$\text{Costo energia th } \left(\$/MWh \right) = \frac{\text{Costo sistema di accumulo}}{\text{Energia utile immagazzinata}}$$

Tabella 19: Costo sistema di accumulo indiretto a due taniche (1-10 ore)

DOPPIO SERBATOIO		380 T max °C			290 T min °C						
ore		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D	m	16,97	21,71	26,59	30,71	34,33	37,61	40,62	43,43	46,06	48,55
H	m	12,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00
H/D	m	0,71	0,64	0,53	0,46	0,41	0,37	0,34	0,32	0,30	0,29
Volume serb	m ³	2.716	5.185	7.777	10.369	12.961	15.554	18.146	20.738	23.331	25.923
Q dissipato	MWh	3,17	4,89	6,49	7,98	9,40	10,77	12,10	13,41	14,69	15,95
Q utile	MWh th	140,35	280,70	421,05	561,40	701,75	842,11	982,46	1.122,81	1.263,16	1.403,51
Q diss / Q utile		2,26%	1,74%	1,54%	1,42%	1,34%	1,28%	1,23%	1,19%	1,16%	1,14%
Tank	k\$	969	1.867	2.925	4.068	5.325	6.697	7.939	9.395	10.775	12.219
Isolamento	k\$	286	448	612	769	922	1.070	1.217	1.361	1.503	1.644
Fondazioni	k\$	517	821	1.047	1.273	1.499	1.724	1.950	2.176	2.401	2.627
Sali	k\$	2.316	4.480	6.720	8.959	11.199	13.439	15.679	17.919	20.159	22.398
Scambiatore	k\$	4.195	4.195	4.195	4.195	4.195	4.195	5.873	5.873	5.873	7.550
Pompe	k\$	1.420	1.420	1.420	1.420	1.420	1.420	1.634	1.634	1.634	1.847
Balance	k\$	727	1.078	1.443	1.807	2.171	2.535	2.900	3.264	3.628	3.992
Costo accumulo	k\$	10.430	14.309	18.361	22.491	26.730	31.081	37.190	41.620	45.972	52.278
Costo specifico	\$/kWh th	74,32	50,98	43,61	40,06	38,09	36,91	37,85	37,07	36,39	37,25

Tabella 20: Costo sistema di accumulo indiretto termocline (1-9 ore)

TERMOCLINO		380 T max °C			290 T min °C					
ore		1	2	3	4	5	6	7	8	9
D	m	19,82	25,79	31,59	36,47	40,78	44,67	48,25	51,58	54,71
H	m	12,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00
H/D	m	0,61	0,54	0,44	0,38	0,34	0,31	0,29	0,27	0,26
Volume serb	m ³	3.704	7.313	10.970	14.626	18.283	21.940	25.596	29.253	32.909
Q diss	MWh	3,92	6,21	8,32	10,29	12,18	14,01	15,79	17,54	19,27
Q utile	MWh th	140,35	280,70	421,05	561,40	701,75	842,11	982,46	1.122,81	1.263,16
Q diss / Q utile		2,79%	2,21%	1,97%	1,83%	1,74%	1,66%	1,61%	1,56%	1,53%
Tank	k\$	715	1.373	2.213	3.040	3.994	4.982	6.045	7.183	8.210
Isolamento	k\$	181	292	402	509	612	713	813	912	1.009
Fondazioni	k\$	764	1.395	1.907	2.419	2.932	3.444	3.956	4.469	4.981
Sali	k\$	1.277	2.553	3.830	5.107	6.383	7.660	8.936	10.213	11.490
Scambiatore	k\$	4.195	4.195	4.195	4.195	4.195	4.195	5.873	5.873	5.873
Pompe	k\$	1.420	1.420	1.420	1.420	1.420	1.420	1.634	1.634	1.634
Balance	k\$	967	1.583	2.200	2.816	3.433	4.050	4.666	5.283	5.899
Costo accumulo	k\$	9.518	12.811	16.167	19.506	22.969	26.464	31.923	35.566	39.095
Costo specifico	\$/kWh th	67,82	45,64	38,40	34,75	32,73	31,43	32,49	31,68	30,95

Tabella 21; Costo sistema di accumulo diretto due taniche (1-12 ore)

DOPPIO SERBNATOIO		550 T max °C				290 T min °C							
ore		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
D	m	9,99	12,78	15,65	18,07	20,20	22,13	23,90	25,55	27,10	28,57	29,96	31,29
H	m	12,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00
H/D	m	1,20	1,10	0,89	0,77	0,69	0,63	0,59	0,55	0,52	0,49	0,47	0,45
Volume serb	m3	940	1795	2692	3589	4487	5384	6281	7179	8076	8973	9871	10768
Q diss	MWh	1,56	2,39	3,12	3,80	4,44	5,05	5,64	6,22	6,78	7,33	7,87	8,41
Q utile	MWh th	140	281	421	561	702	842	982	1.123	1.263	1.404	1.544	1.684
Q diss / Q utile		1,11%	0,85%	0,74%	0,68%	0,63%	0,60%	0,57%	0,55%	0,54%	0,52%	0,01	0,00
Tank	k\$	318	561	918	1.226	1.576	1.923	2.321	2.706	3.153	3.426	3.911	4.361
Isolamento	k\$	205	316	416	510	598	684	767	847	927	1.005	1.081	1.157
Fondazioni	k\$	421	526	604	682	761	839	917	995	1.073	1.151	1.229	1.308
Sali	k\$	802	1.551	2.326	3.101	3.877	4.652	5.427	6.203	6.978	7.753	8.529	9.304
Scambiatore	k\$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Pompe	k\$	1.420	1.420	1.420	1.420	1.420	1.420	1.634	1.634	1.634	1.847	1.847	1.847
Balance	k\$	480	602	728	854	980	1.106	1.233	1.359	1.485	1.611	1.737	1.863
Costo accumulo	k\$	3.646	4.976	6.413	7.794	9.212	10.623	12.298	13.743	15.249	16.793	18.334	19.839
Costo specifico	\$/kWh th	25,98	17,73	15,23	13,88	13,13	12,62	12,52	12,24	12,07	11,97	11,88	11,78

Tabella 22: Costo sistema di accumulo diretto a termoclino (1-12 ore)

TERMOCLINO		550 T max °C				290 T min °C							
ore		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
D	m	11,66	15,17	18,58	21,46	23,99	26,28	28,39	30,35	32,19	33,93	35,58	37,17
H	m	12,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00
H/D	m	1,03	0,92	0,75	0,65	0,58	0,53	0,49	0,46	0,43	0,41	0,39	0,38
Volume serb	m3	1282	2531	3797	5063	6329	7594	8860	10126	11392	12657	13923	15189
Q diss	MWh	1,91	3,00	3,95	4,84	5,67	6,48	7,26	8,03	8,78	9,51	10,24	10,95
Q utile	MWh th	140	281	421	561	702	842	982	1.123	1.263	1.404	1.544	1.684
Q diss / Q utile		1,36%	1,07%	0,94%	0,86%	0,81%	0,77%	0,74%	0,72%	0,69%	0,68%	0,01	0,01
Tank	k\$	223	431	640	917	1.167	1.435	1.696	1.996	2.281	2.612	2.922	3.284
Isolamento	k\$	126	199	265	327	385	442	497	551	605	657	708	759
Fondazioni	k\$	506	725	902	1.079	1.257	1.434	1.611	1.789	1.966	2.143	2.321	2.498
Sali	k\$	442	884	1.326	1.768	2.210	2.651	3.093	3.535	3.977	4.419	4.861	5.303
Scambiatore	k\$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Pompe	k\$	1.420	1.420	1.420	1.420	1.420	1.420	1.634	1.634	1.634	1.847	1.847	1.847
Balance	k\$	563	777	990	1.204	1.417	1.631	1.844	2.057	2.271	2.484	2.698	2.911
Costo accumulo	k\$	3.280	4.436	5.543	6.714	7.856	9.014	10.376	11.562	12.733	14.163	15.357	16.603
Costo specifico	\$/kWh th	23,37	15,80	13,17	11,96	11,20	10,70	10,56	10,30	10,08	10,09	9,95	9,86

Si riportano anche due grafici che mettono in mostra il costo dell'accumulo (k\$) al variare della taglia (in ore) e il costo specifico (\$/kWh th) in funzione della tipologia.

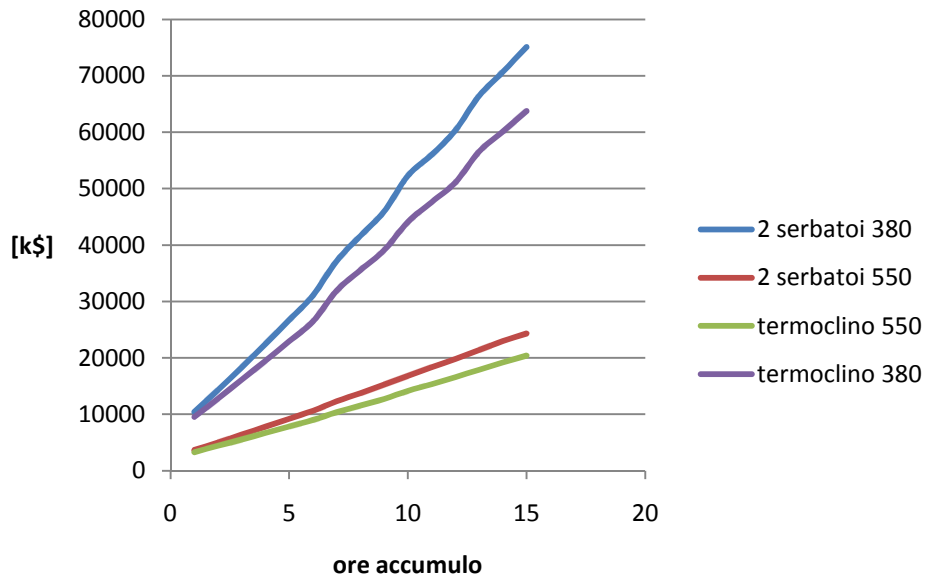


Figura 3.55: Costi dei possibili sistemi di accumulo a confronto

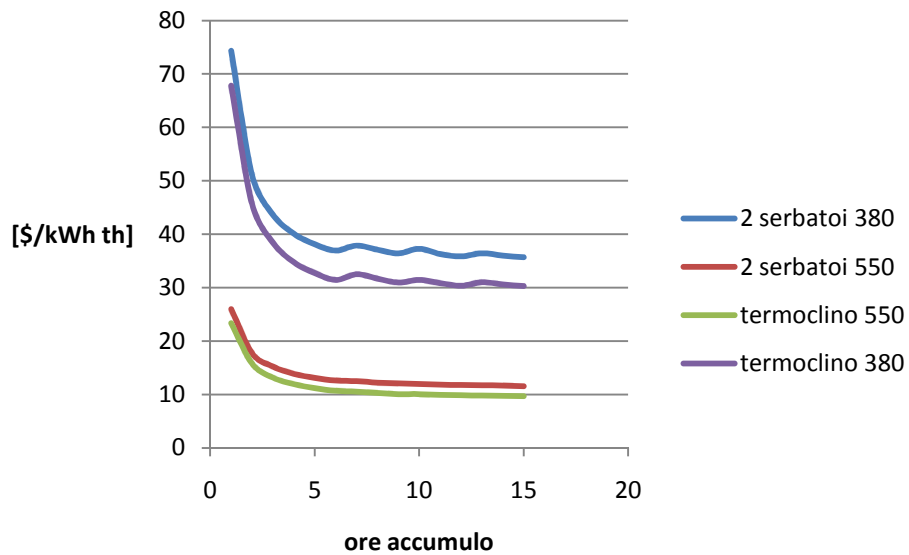


Figura 3.56: Costi specifici dei possibili sistemi di accumulo a confronto

Come si può verificare sui grafici, i sistemi di accumulo più economici sono quelli ad alta temperatura che prevedono una configurazione impiantistica a ciclo diretto con Sali fusi; economicamente svantaggiati sono invece i sistemi di accumulo per ciclo indiretto.

All'aumentare della taglia dell'accumulo il costo del kWh termico immagazzinato decresce e si stabilizza dopo le 5 ore circa; si prevede quindi la presenza di un valore di dimensione ottima dell'accumulo che minimizza il costo del kWh elettrico prodotto. Tale analisi verrà presentata successivamente, quando sarà illustrato il modello di calcolo in grado di simulare il funzionamento dell'impianto dotato di accumulo termico.

4 Simulazione dell'impianto solare

4.1 Introduzione

Lo scopo del seguente lavoro è valutare la convenienza economica della tecnologia oggetto di studio. Il costo dell'energia prodotta è infatti il primo ostacolo alla diffusione su larga scala della produzione elettrica mediante tecnologie che sfruttano le energie rinnovabili.

Attraverso un'attenta ricerca bibliografica e a seguito del modello dei serbatoi di accumulo termico esposto nei capitoli precedenti, è stato valutato il costo dell'impianto suddiviso nelle voci di:

- Campo specchi;
- Piping;
- Power block;
- Sistema di accumulo termico a due serbatoi.

Inoltre, per valutare i costi dell'energia prodotta dall'impianto solare termodinamico dotato di accumulo termico, è risultato necessario stimare le produzioni annue dell'impianto. A questo scopo è stato costruito un modello in grado di simulare il funzionamento dell'impianto nell'arco di un anno solare.

A partire dalla radiazione solare irradiata in un preciso luogo geografico e dalle caratteristiche meteorologiche del luogo scelto, è stata calcolata l'energia elettrica prodotta dall'impianto e, di conseguenza, il costo specifico in €/kWh.

Grazie ai risultati ottenuti è stata effettuata un'analisi economica, a pari potenza del ciclo a vapore, per diverse dimensioni del campo specchi (multiplo solare) e per differenti dimensioni dell'accumulo.

Nei prossimi paragrafi verrà presentato il modello, implementato in linguaggio Visual Basic, che simula l'impianto oggetto di studio.

4.2 Impianto di riferimento

L'impianto oggetto della ricerca è un impianto solare termodinamico a collettori parabolici in cui scorre olio diatermico come fluido termovettore. L'impianto è di tipo indiretto ed è dotato di un sistema di accumulo termico a due serbatoi in cui vengono immagazzinati i Sali fusi.

L'impianto, dimensionato su una radiazione nominale di 800 W/m^2 , ha una potenza netta del ciclo a vapore di 50 MW.

Il campo specchi è costituito da collettori SKAL-150 eurotrough con specchi Flabeg RP3 e ricevitori Siemens UVAC 2010.

L'impianto non prevede la presenza di un bruciatore che possa aumentare, attraverso la combustione di gas naturale, l'energia termica entrante nell'impianto e quindi la produzione elettrica.

Uno scambiatore interfaccia la sezione del campo specchi in cui circola l'olio con il ciclo di potenza; lo scambiatore olio-vapore funge da generatore di vapore surriscaldato. Il vapore è inviato ad una turbina che genera energia elettrica.

Lo scambiatore può essere suddiviso in tre parti distinte: l'evaporatore, il surriscaldatore ed il risurriscaldatore. Il fluido termovettore viene pompato alla linea di scambio termico del ciclo di potenza in cui l'acqua di alimento proveniente dal condensatore viene prima riscaldata, poi fatta evaporare ed infine surriscaldata, ottenendo un vapore surriscaldato ad una pressione di 100 bar e ad una temperatura di 370 °C. Il vapore surriscaldato prodotto viene inviato alla turbina a vapore in cui entra a circa 95 bar per via delle perdite di carico nei condotti di collegamento. L'espansione avviene in due stadi interrotti dal risurriscaldamento del vapore che si trova a 17,5 bar circa.

Al termine dell'espansione di bassa pressione il vapore viene inviato al condensatore ad aria del tipo "a capanna", viene condensato e pompato al degasatore. Infine la pompa di alimentazione estrae il condensato dal degasatore e lo pompa fino allo scambiatore con una pressione sufficiente a vincere tutte le perdite di carico del circuito.

Il ciclo a vapore è anche dotato di rigeneratori di alta e bassa pressione in cui viene riscaldata l'acqua di alimento prima dell'ingresso nello scambiatore attraverso sei spillamenti rigenerativi dalla turbina.

La temperatura di ingresso al generatore di vapore è prossima ai 280 °C con un $\Delta T_{\text{subcooling}}$ di 30 °C.

L'impianto prevede anche, come già sopra precisato, la presenza di un sistema di accumulo termico costituito da uno scambiatore che interfaccia l'accumulo con la sezione solare dell'impianto e da due serbatoi in cui viene immagazzinato il sale fuso. I due serbatoi contengono Sali fusi alla temperatura di 384°C e 292°C rispettivamente, come nel caso dell'impianto di Andasol.

Lo studio dell'impianto sopra descritto prevede il confronto del costo dell'energia elettrica prodotta al variare delle dimensioni del sistema di accumulo termico e del campo specchi, mantenendo fissata la potenza nominale dell'impianto e quindi le dimensioni del blocco di potenza.

Il campo specchi analizzato è stato inizialmente dimensionato per un multiplo solare unitario, con lo scopo di assicurare il funzionamento del power block alla potenza nominale, in corrispondenza della radiazione nominale (800 W/m²).



Figura 57: Vista del campo specchi di un impianto solare

Per stabilire l'area di specchi necessaria sono stati adottati due rendimenti, reperiti in letteratura, che permettessero di considerare tutte le perdite (termiche, meccaniche ed elettriche) presenti nei passaggi di conversione dell'energia da solare ad elettrica.

Si tratta di un rendimento foto-termico del campo solare ($\eta_t=0,65$) ed un rendimento del ciclo termodinamico a vapore ($\eta_{pb}=0,375$).

Per assicurare il funzionamento alla potenza nominale della turbina a vapore, occorre una potenza termica in ingresso al ciclo pari a:

$$P_{th} = \frac{P_{nom}}{\eta_{pb}} \quad (4.1)$$

Nel caso di multiplo unitario in assenza di accumulo termico, tutta la potenza termica deve provenire istantaneamente dal campo solare, anch'esso caratterizzato da un proprio rendimento, che considera fondamentalmente gli errori di concentrazione della radiazione, le perdite di fine collettore e le perdite termiche del ricevitore, oltre al fattore di ombreggiamento tra le file in particolari ore del giorno.

Conseguentemente il campo deve essere in grado di intercettare una potenza di radiazione pari a:

$$P_{rad} = \frac{P_{th}}{\eta_t} \quad (4.2)$$

Una volta nota la potenza radiativa necessaria e l'irraggiamento nominale della zona, è possibile determinare la superficie di specchi necessaria:

$$S = \frac{P_{rad}}{G_{nom}} \quad (4.3)$$

Tale valore tuttavia non sarà quello definitivo perché con tutta probabilità non sarà ottenibile a partire dai collettori esistenti, che hanno dimensioni standardizzate.

Il numero di loop teorico da installare risulta quindi essere:

$$N_{loop} = \frac{S}{S_{loop}} \quad (4.4)$$

N_{loop} deve essere arrotondato per eccesso all'intero successivo.

Come sopra definito, il campo oggetto di studio adotta i seguenti componenti:

- Collettori SKAL-150 eurotrough
- Specchi Flabeg RP3
- Ricevitori Siemens UVAC 2010

Ogni collettore ha una lunghezza effettiva di 144 metri ed offre una superficie di intercettazione pari a 829,44 m²; Ogni loop è costituito da 4 collettori.

Complessivamente il campo è formato da 4 zone di 20 loops ciascuna e presenta un lay out ad "H".

La superficie del campo a multiplo unitario quindi risulta essere 265420,8 m².

Per gli studi effettuati è stato necessario variare il multiplo solare.

La variazione del multiplo solare risulta possibile solo in modo discreto a causa della natura modulare del campo. La variazione può avvenire solamente tramite l'aumento del numero di loops per cui la variazione minima ammissibile è pari al 5%, che corrisponde all'aggiunta di un loop per sezione.

Il piping viene dimensionato sul campo a multiplo unitario facendo riferimento alla seguente per formula per determinarne lo spessore:

$$Spessore[mm] = \frac{(P-1)(D_{est})(10^5)}{2 (Carico.Ammissibile)(10^6)+0,4(P-1)(10^5)} \quad (4.5)$$

Dove le pressioni sono da esprimere in [bar] ed il carico in [Mpa]. La pressione dell'olio può essere considerata di 40 bar, mentre l'acciaio AISI 316 Ti ha un carico ammissibile di 290 MPa.

Il diametro interno deve essere scelto per mantenere la velocità dell'olio sintetico al di sotto dei 2,5 m/s, al fine di contenere le perdite di carico.

Anche per il piping è stato necessario stimarne la variazione rispetto alla taglia del campo solare, per poterne poi valutare i costi.

Considerando l'ipotesi di assistere ad aumento delle portate di HTF proporzionale al multiplo solare, le aree di passaggio devono essere proporzionalmente incrementate, volendo mantenere costante la velocità di tale fluido nei condotti; questo significa aumentare i raggi corrispondenti di un fattore $\sqrt{\text{Multiplo}}$.

Le header pipes (e non la parte di collegamento al blocco) che alimentano i loops non avranno solo sezioni maggiorate del fattore $\sqrt{\text{Multiplo}}$, ma saranno anche maggiorate in lunghezza, precisamente con proporzionalità diretta al multiplo solare.

Per quanto riguarda la variazione delle dimensioni del sistema di accumulo, in funzione della capacità termica desiderata, si rimanda al capitolo 3.

4.3 Costruzione del modello

Il modello di calcolo si è basato sullo studio del funzionamento dell'impianto. In un impianto solare la produzione di energia elettrica è sempre subordinata alla radiazione solare che i collettori possono "catturare" ma non è sempre vincolata temporalmente perché il sistema di accumulo consente all'impianto un grado di libertà nella produzione; mentre infatti in un impianto solare sprovvisto di accumulo termico, la produzione elettrica è necessariamente limitata nel tempo e nelle quantità dall'assorbimento (quasi) istantaneo della radiazione incidente sul campo specchi, in un impianto con accumulo è possibile svincolare la radiazione incidente dal funzionamento del ciclo a vapore consentendo così uno spostamento della produzione.

Per tali motivi la presenza dell'accumulo permette all'impianto di essere più flessibile nelle produzioni e di potersi meglio adattare alla domanda di energia elettrica del mercato. Inoltre, dato che per assicurare il riempimento quasi giornaliero dell'accumulo si rende necessaria un'espansione del campo specchi, gli impianti con accumulo termico consentono un aumento della produzione elettrica e una migliore gestione della turbina a vapore che si trova ad operare per un maggior numero di ore a pieno carico in quanto l'accumulo permette una diminuzione dei transitori ed un livellamento della produzione giornaliera.

Il funzionamento del sistema di accumulo termico può essere parametrizzato in funzione della radiazione effettiva incidente sul campo specchi.

4.3.1 Funzionamento di progetto a potenza nominale

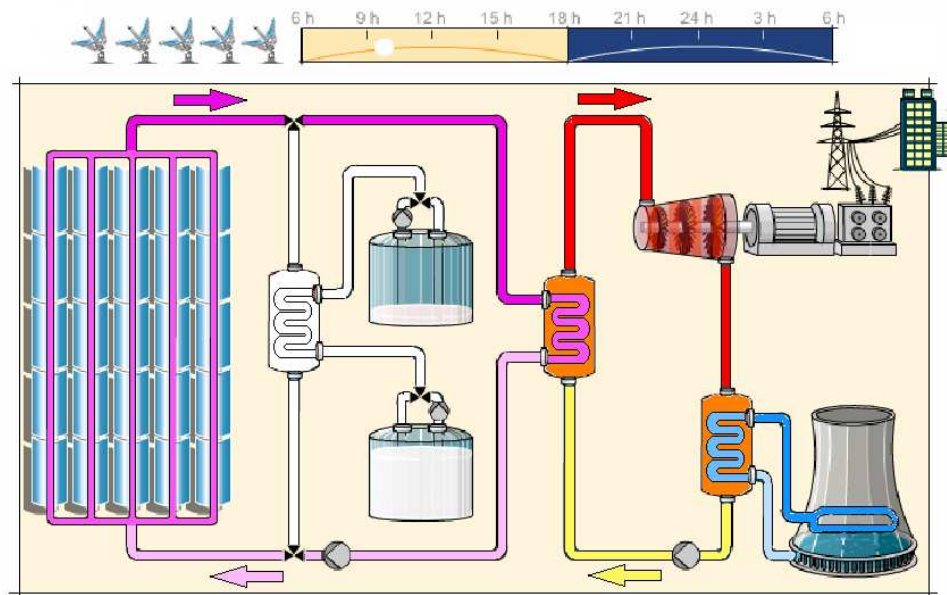


Figura 58: Schema di funzionamento con radiazione diretta nominale

Come già precisato precedentemente, l'impianto oggetto di studio è stato dimensionato su una radiazione nominale pari a 800 W/m^2 ; in tali condizioni di funzionamento la potenza assorbita dal fluido che scorre nei collettori permette una produzione di vapore sufficiente a far operare a regime il ciclo a vapore (50 MW netti). Il fluido termovettore esce dal campo specchi con la massima temperatura (390°C).

Quindi nelle ore in cui si ha una radiazione media prossima a 800 W/m^2 , l'impianto funziona a pieno carico e il sistema di accumulo termico resta inattivo.

4.3.2 Funzionamento con riempimento dell'accumulo

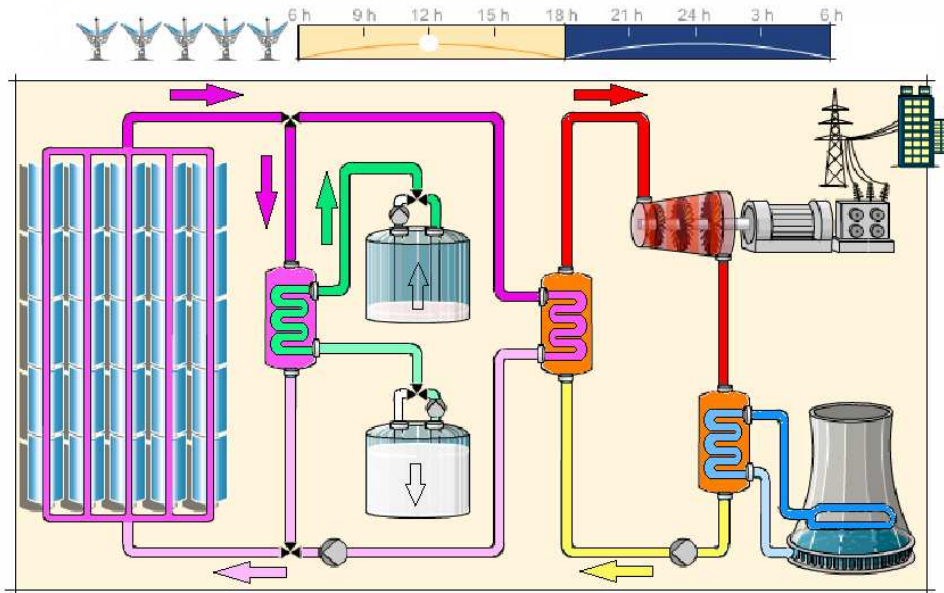


Figura 59: Schema di funzionamento con riempimento del sistema di accumulo

Quando la radiazione effettiva supera gli 800 W/m^2 , mantenendo fissa la temperatura dell'olio in uscita dal campo, si ottiene una portata di olio superiore a quella prodotta in condizioni nominali per cui si opera inviando parte dell'olio al generatore di vapore in modo da produrre vapore sufficiente ad assicurare la produzione elettrica di 50 MW e si devia la restante portata d'olio al sistema di accumulo.

Nel sistema di accumulo l'olio transita attraverso lo scambiatore riscaldando i Sali fusi, che vengono pompati da un serbatoio all'altro, da una temperatura di 292°C ad una di 384°C . Per assicurare il funzionamento dello scambiatore si è posto un margine sulla portata minima d'olio che può transitare nello scambiatore.

La temperatura di ingresso al campo specchi è data dal miscelamento del fluido proveniente dallo scambiatore del sistema di accumulo col fluido proveniente dal generatore di vapore del ciclo di potenza.

4.3.3 Funzionamento con defocus e accumulo carico

Nel caso di serbatoio caldo pieno, non è più possibile immagazzinare Sali fusi nel sistema di accumulo, per cui si invia la massima portata d'olio al generatore di vapore, compatibilmente col funzionamento del ciclo di potenza, e si opera in defocus; in questo caso parte dei collettori del campo specchi vengono posizionati in modo tale da non raccogliere energia termica per poter ottenere in

uscita dal campo la portata necessaria al solo funzionamento a carico massimo del ciclo di potenza.

L'energia dissipata attraverso il defocus diminuisce all'aumentare delle dimensioni del sistema di accumulo; con serbatoi molto grandi, le ore di indisponibilità dell'accumulo diminuiscono.

Parte del campo specchi viene posizionato in modalità di defocus anche quando il campo produrrebbe una portata d'olio sufficiente ad operare a massima potenza e una portata superiore a quella necessaria per riempire completamente il serbatoio caldo.

4.3.4 Funzionamento con scarico dell'accumulo

Quando la radiazione effettiva incidente sui collettori risulta inferiore a quella nominale, il campo specchi tende a scaldare una minore portata di olio con una logica di controllo che mantenga fissa la temperatura in uscita dal campo a 390°C. L'impianto con accumulo vuoto quindi sarebbe percorso da una quantità d'olio inferiore a quella nominale per cui erogherebbe una potenza elettrica, minore di 50 MW, decrescente al diminuire della radiazione incidente.

Si fissa una portata minima di olio circolante nell'impianto pari a 100 kg/s sotto la quale non è possibile scendere. A valori di radiazione bassa, la portata d'olio risulta fissata (100 kg/s) e la temperatura in uscita dal campo solare decresce al diminuire della radiazione. Questi ultimi però sono i casi a campo specchi spento, che verranno analizzati in seguito.

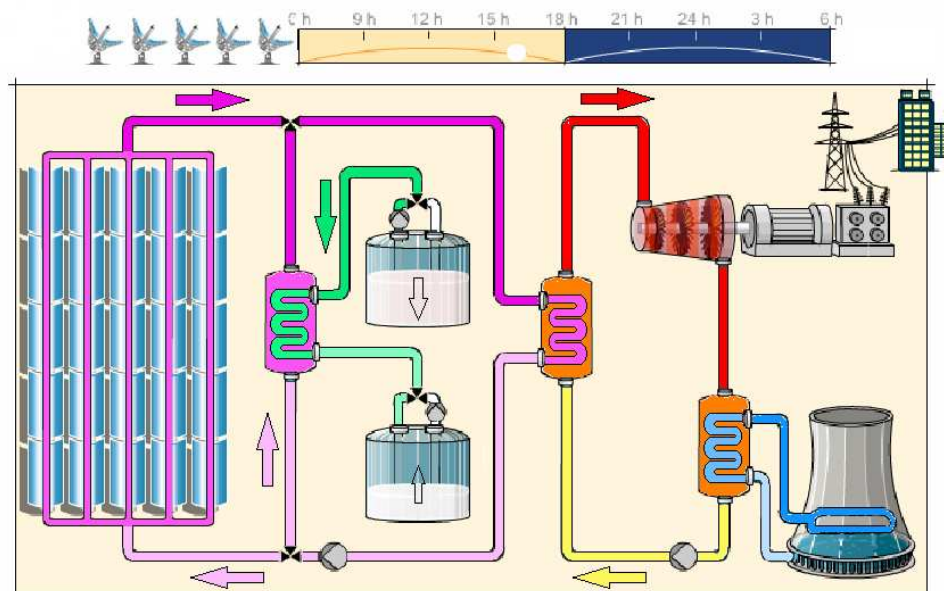


Figura 60: Schema di funzionamento con svuotamento del sistema di accumulo

Nel caso in cui nel serbatoio caldo è disponibile del sale fuso, parte dell'olio in uscita dal generatore di vapore del ciclo di potenza viene inviato al ramo del sistema di accumulo e riscaldato nello scambiatore in cui transitano i Sali fusi. L'olio così riscaldato viene miscelato con l'olio proveniente dal campo specchi e pompato al generatore di vapore.

L'olio in uscita dal campo specchi continua normalmente ad avere una temperatura di 390°C.

In questa situazione il power block vede in ingresso una potenza entrante prossima a quella nominale, per cui si riescono a produrre 50 MW netti di energia elettrica.

4.3.5 Funzionamento con basse portate di olio

È necessario introdurre ora la descrizione del funzionamento della turbina a vapore perché in base alla modalità di funzionamento si ha una distinzione nei casi ad accumulo vuoto (o quasi vuoto) e radiazione incidente inferiore a quella nominale.

La modellizzazione della turbina è vincolata alla regolazione dell'impianto; sono state scelte due modalità di regolazioni differenti in funzione del carico dell'impianto:

- Sliding pressure dal 110% al 50% del carico nominale: in queste condizioni il ciclo a vapore “segue” naturalmente le variazioni di portata e di temperatura del fluido termovettore negli scambiatori di calore. Il ciclo a vapore è dunque in grado di regolarsi automaticamente entro certi limiti di discesa del carico, variando la pressione di evaporazione e la portata di vapore senza la necessità di intervenire su organi di regolazione come le valvole di ammissione del vapore in turbina. In seguito ad una variazione del carico si determina in modo univoco una variazione della portata e delle condizioni del vapore che soddisfi le equazioni significative del sistema.

- Parzializzazione dal 50% al 15% del carico nominale (limite tecnico oltre il quale si provvede allo spegnimento dell'impianto): in questo caso si agisce sulle valvole di ammissione del vapore variando l'area di passaggio della ruota di parzializzazione antecedente il primo stadio della turbina per controllare la pressione di ammissione.

A seguito di questa precisazione è possibile discriminare ulteriormente i casi in cui la radiazione è inferiore a 800 W/m². Se il campo specchi, da solo o con l'intervento dell'accumulo, è in grado di assicurare una portata di olio sufficiente alta, la turbina a vapore lavora con regolazione sliding pressure. In questi casi la potenza erogata è compresa nell'intervallo 50%-110% della potenza nominale.

Altrimenti si procede con la parzializzazione, ottenendo potenze comprese nell'intervallo 15%-50% della potenza nominale.

4.3.6 Funzionamento con campo specchi spento

Quando il campo non è in grado di erogare più di 100 kg/s a 390°C viene escluso e l'impianto continua a produrre utilizzando l'olio riscaldato dal sistema di accumulo termico finché il serbatoio caldo è in grado di fornire Sali a 384°C.

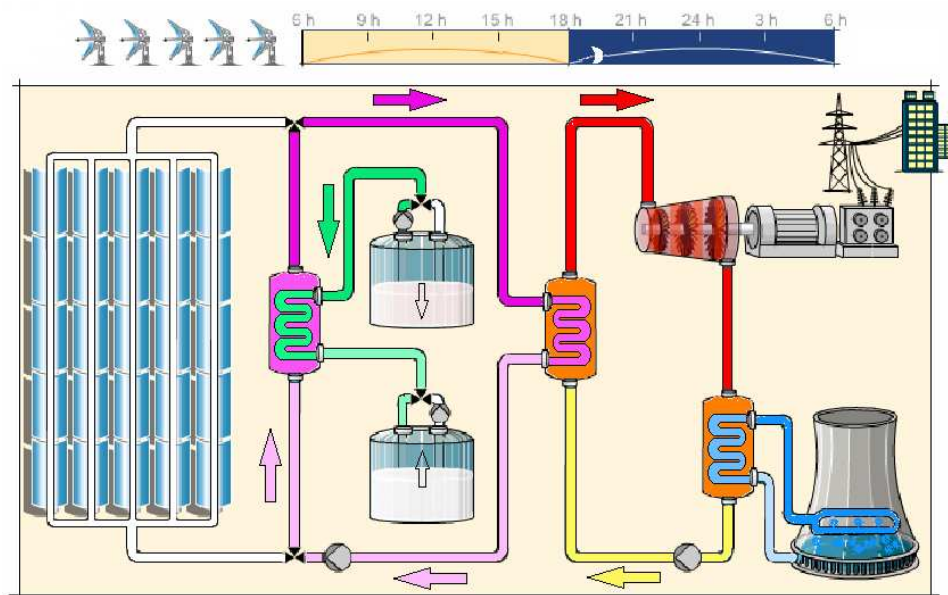


Figura 61: Schema di funzionamento con campo specchi spento

Nel momento in cui la radiazione è molto bassa e il serbatoio caldo è stato completamente svuotato (a meno del fondo di sicurezza) anche il ciclo di potenza si ferma e nel campo specchi continua a circolare una portata di sicurezza di 100 kg/s di olio che si raffredda per via convettiva-conduttiva e radiativa verso l'ambiente e il cielo.

Sulla base di queste considerazioni è stato costruito un modello che fosse in grado di simulare il funzionamento annuo dell'impianto.

4.4 Modello termodinamico dell'impianto solare

Il modello prevede uno studio quasi-stazionario di funzionamento dell'impianto, ora per ora, in cui si fissano i dati ambientali per ogni ora dell'anno (radiazione

media incidente e temperatura media ambiente) ricavati dalle coordinate geografiche del sito.

Come calcolo preliminare si valuta a partire dai parametri in ingresso la radiazione efficace incidente al collettore. La radiazione efficace è legata alla radiazione incidente attraverso il rendimento globale dell'assorbitore che può essere stimato solo attraverso un'accurata modellizzazione dell'assorbitore stesso. Il modello termofluidodinamico dell'assorbitore consente infatti di valutare l'effettiva potenza termica trasferita al fluido termovettore a partire dalla radiazione solare incidente sullo specchio cilindro-parabolico.

La modellizzazione dell'assorbitore cilindrico, posto nel fuoco dello specchio parabolico, risulta un passaggio critico poiché ingloba le perdite ottiche, geometriche e termiche che influenzano le prestazioni del sistema di captazione e concentrazione della radiazione solare e la successiva fase di introduzione di potenza termica nel fluido termovettore.

I due parametri da cui è possibile ricavare il rendimento dell'assorbitore sono il modificatore dell'angolo di incidenza e il fattore di ombreggiamento.

L'angolo di incidenza viene determinato a partire dagli angoli caratteristici (declinazione e angolo zenitale) e dall'orientazione del campo specchi.

L'angolo zenitale è formato tra la verticale passante per il luogo e il vettore posizione del sole ed è legato alla declinazione e all'angolo orario attraverso la seguente relazione.

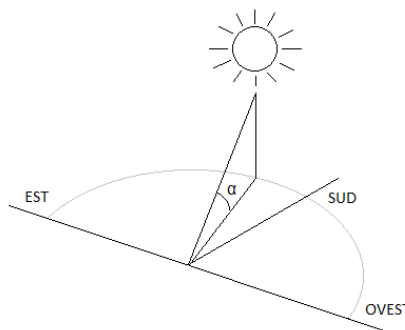


Figura 62: Rappresentazione dell'angolo zenitale

L'angolo di declinazione rappresenta la posizione angolare del sole al mezzogiorno solare rispetto al piano dell'equatore. Questo angolo è derivato dal fatto che l'asse di rotazione terrestre è inclinato di $23,45^\circ$, di conseguenza il valore della declinazione varierà nell'intervallo $-23,45^\circ \div 23,45^\circ$.

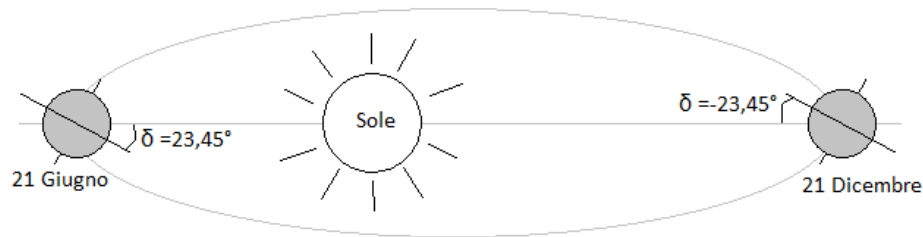


Figura 63: Rappresentazione dell'angolo di declinazione

L'angolo orario è dovuto alla rotazione terrestre attorno al proprio asse. L'ora solare è relazionata con l'ora locale attraverso la localizzazione e il periodo dell'anno considerato. Il sole è allineato con il meridiano del luogo quando l'ora solare è pari a 12:00 (mezzogiorno solare), mentre l'ora locale è legata ad un meridiano di riferimento a seconda della zona oraria.

Una volta determinato il valore dell'angolo di incidenza si introduce un nuovo parametro, il modificatore dell'angolo di incidenza $K(\vartheta)$, che inglobi al suo interno gli effetti che tale angolo ha sulle prestazioni del collettore in termini di: riduzione della densità energetica posseduta dalla radiazione e modifica della trasmittanza dell'intercapedine e dell'assorbanza del rivestimento selettivo.

La definizione del modificatore dell'angolo di incidenza può subire variazioni a seconda del costruttore: nel caso in oggetto è stato inglobato anche l'effetto delle perdite di fine collettore [rif 42 di giostri].

L'effetto dell'angolo di incidenza è molto importante per la determinazione delle prestazioni energetiche del collettore poiché porta ad un mancato assorbimento di radiazione solare anche molto rilevante.

Il metodo di calcolo del rendimento globale dell'assorbitore è stato tratto da un precedente lavoro di tesi, svolto presso il Politecnico di Milano. Tale lavoro fornisce un modello dell'assorbitore in grado di descrivere in dettaglio le prestazioni del tubo assorbitore considerando le varie fonti di perdita. Esso si basa su una discretizzazione bidimensionale del collettore ed effettua un bilancio energetico del collettore in una sezione trasversale e lungo la direzione longitudinale, previa suddivisione in un numero finito di volumi di controllo.

Secondo il suddetto lavoro, l'assorbimento della radiazione solare avviene per la maggior parte nel rivestimento selettivo. La radiazione solare catturata dall'apertura dello specchio parabolico è pari a:

$$q_{\text{solare}} = I_{\text{diretta}} \cdot \text{Apertura}_{\text{parabola}} \quad [\text{W/m}] \quad (4.6)$$

Dove:

$$I_{\text{diretta}} = \text{Radiazione solare diretta} \quad [\text{W/m}] \quad (4.7)$$

La radiazione solare incidente sulla superficie dello specchio parabolico viene poi epurata di tutte le perdite per riflessione dello specchio pulito, sporcamento

sullo stesso, errori di puntamento, allineamento, ombre ed effetto di sporramento sulla superficie di vetro dell'assorbitore.

Si introduce dunque un rendimento globale definito come il rapporto tra la potenza termica ricevuta dal fluido e la massima potenza solare incidente sullo specchio; tale parametro ingloba gli effetti di tutte le diverse tipologie di perdite (ottiche, termiche, geometriche):

$$\eta_{\text{globale}} = \frac{Q_{\text{fluido}}}{Q_{\text{solare}}} \quad (4.8)$$

con:

$$Q_{\text{solare}} = I_{\text{diretta}} \cdot A_{\text{specchio}} \quad (4.9)$$

$$Q_{\text{fluido}} = m_{\text{fluido}} \cdot (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) = Q_{\text{solare}} - Q_{\text{perdite}} \quad (4.10)$$

Dove:

$$A_{\text{specchio}} = \text{Area di apertura dello specchio [m}^2\text{]} \quad (4.11)$$

Si può inoltre definire un rendimento termico, che contenga al suo interno tutte le perdite di origine termica dell'assorbitore.

Tale rendimento può essere espresso come relazione tra il rendimento ottico di picco, il rendimento globale e il fattore correttivo dell'angolo di incidenza:

$$\eta_{\text{termico}} = \frac{\eta_{\text{globale}}}{\eta_{\text{ottico-picco}}} \cdot K(\vartheta) \quad (4.12)$$

Alla luce di quanto esposto, è possibile ricavare dai dati ambientali la radiazione effettivamente

sfruttabile dal sistema di concentrazione: ottenuta come la radiazione diretta depurata degli effetti dell'angolo di incidenza e di ombreggiamento:

$$I_{\text{effettiva}} = I_{\text{diretta}} \cdot \eta_{\text{ombreggiamento}} \cdot K(\vartheta) \quad (4.13)$$

Determinata la radiazione efficace è possibile stimare la potenza trasmessa al fluido termovettore e quindi calcolare il funzionamento dell'impianto attraverso i diversi bilanci energetici.

Come base di partenza sono stati presi in considerazione alcuni studi svolti presso il Politecnico di Milano che si riferivano ad impianti solari sprovvisti di accumulo termico, dai quali sono state estrapolate delle polinomiali in grado di descrivere il comportamento dei diversi componenti dell'impianto al variare di alcuni parametri significativi. A queste equazioni ne sono state aggiunte ulteriori per poter modellizzare il sistema di accumulo termico.

Si riporta un elenco di tutte le 7 equazioni adottate:

- Potenza termica ricevuta dal fluido Q_{fluido} [W/m]: è la potenza trasmessa al fluido termovettore che circola nei collettori del campo specchi. Essa

risulta funzione della radiazione effettiva incidente e delle temperature in ingresso nel campo specchi.

$$Q_{fluido} = [a_0 \cdot (T_{o_out_CS} - T_{o_in_CS}) + a_1/2 \cdot (T_{o_out_CS}^2 - T_{o_in_CS}^2) + a_2 \cdot G \cdot (T_{o_out_CS} - T_{o_in_CS}) + a_3/3 \cdot (T_{o_out_CS}^3 - T_{o_in_CS}^3) + a_4/4 \cdot (T_{o_out_CS}^4 - T_{o_in_CS}^4) + a_5/3 \cdot G \cdot (T_{o_out_CS}^3 - T_{o_in_CS}^3)] / (T_{o_out_CS} - T_{o_in_CS}) \quad (4.14)$$

Dove Q_{fluido} è la potenza termica ricevuta dal fluido [W/m]

$T_{o_out_CS}$ è la temperatura dell'olio in uscita dal campo specchi

$T_{o_in_CS}$ è la temperatura dell'olio in ingresso nel campo

G è la radiazione effettiva [W/m²]

- Potenza elettrica lorda erogata dal power block funzione della temperatura dell'olio in ingresso nel generatore di vapore, della portata dell'olio e della temperatura ambiente.

$$W_{lorda} = b_0 + b_1 \cdot M_{o_GV} + b_2 \cdot M_{o_GV}^2 + b_3 \cdot T_a + b_4 \cdot T_{o_in_GV} + b_5 \cdot T_{o_in_GV}^2 + b_6 \cdot M_{o_GV} \cdot T_a + b_7 \cdot M_{o_GV} \cdot T_{o_in_GV} + b_8 \cdot T_a \cdot T_{o_in_GV} \quad (4.15)$$

Dove W_{lorda} è la potenza elettrica lorda erogata dal blocco di potenza

M_{o_GV} è la portata di olio che circola nel generatore di vapore

T_a è la temperatura ambiente

$T_{o_in_GV}$ è la temperatura dell'olio in ingresso al generatore

- Temperatura del fluido termovettore in uscita dal generatore di vapore. Viene calcolata attraverso una polinomiale sulla base della temperatura dell'olio in ingresso allo scambiatore e della relativa portata.

$$T_{o_out_GV} = c_0 + c_1 \cdot M_{o_GV} + c_2 \cdot M_{o_GV}^2 + c_3 \cdot T_{o_in_GV} + c_4 \cdot T_{o_in_GV}^2 + c_5 \cdot M_{o_GV} \cdot T_{o_in_GV} \quad (4.16)$$

Dove $T_{o_out_GV}$ è la temperatura in uscita dal generatore di vapore

- Bilanci energetici sullo scambiatore sale fuso – olio diatermico: permettono di calcolare la temperatura dell'olio in uscita dallo scambiatore e la portata di Sali fusi che transita da un serbatoio all'altro.

$$Q_{accumulo} = M_{o_Acc} \cdot c_{p_o}(T) \cdot (T_{o_in_Acc} - T_{o_out_Acc}) \quad (4.17)$$

$$Q_{accumulo} = M_{s_Acc} \cdot c_{p_s}(T) \cdot (T_{s_out_Acc} - T_{s_in_Acc}) \quad (4.18)$$

$$Q_{accumulo} = U \cdot S \cdot \Delta T_{ml_Acc} \quad (4.19)$$

Dove $Q_{accumulo}$ è la potenza scambiata nello scambiatore

M_{o_Acc} è la portata di olio che transita nel ramo di accumulo

$T_{o_in_Acc}$ è la temperatura dell'olio in ingresso allo scambiatore

$T_{o_out_Acc}$ è la temperatura dell'olio in uscita dallo scambiatore

M_{s_Acc} è la portata di Sali fusi che transita nello scambiatore

$T_{s_out_Acc}$ è la temperatura dei sali in uscita dallo scambiatore

$T_{s_in_Acc}$ è la temperatura dei Sali in ingresso allo scambiatore

U è il coefficiente globale di scambio

S è la superficie di scambio

$c_p(T)$ è il calore specifico valutato in funzione della temperatura secondo la relazione:

$$c_p(T) = c_{p_0} + c_{p_1} \cdot T + c_{p_2} \cdot T^2 + c_{p_3} \cdot T^3 + c_{p_4} \cdot T^4 \quad (4.20)$$

- Temperatura di miscelamento dell'olio in uscita dal ramo di accumulo con l'olio proveniente dal campo specchi, in fase di scarico dell'accumulo, o dal generatore di vapore nel caso di riempimento dell'accumulo

$$M_{o_CS} \cdot c_{p_o}(T) \cdot T_{o_mix} = M_{o_Acc} \cdot c_{p_o}(T) \cdot T_{o_out_Acc} + M_{o_GV} \cdot c_{p_o}(T) \cdot T_{o_out_GV} \quad (4.21)$$

Dove M_{o_CS} è la portata di olio che transita nel campo specchi

T_{o_mix} è la temperatura dell'olio a seguito della miscelazione

M_{o_Acc} è la portata di olio che transita nel ramo di accumulo

$T_{o_out_Acc}$ è la temperatura dell'olio in uscita dal ramo di accumulo

M_{o_GV} è la portata di olio che transita nel ramo di potenza

$T_{o_out_GV}$ è la temperatura dell'olio in uscita dal ramo di accumulo

- Perdite termiche nel piping di collegamento.

$$Q_{piping} = Q_{piping_on_design} \cdot \frac{\Delta T_{amb}}{\Delta T_{amb_on_design}} \quad (4.22)$$

$$\Delta T_{amb} = \Delta T_{piping} - T_{amb} \quad (4.23)$$

Dove Q_{piping} è la potenza dissipata nell'attraversamento del piping

$Q_{piping_on_design}$ è la potenza dissipata in condizione di progetto

ΔT_{amb} è la differenza di temperatura tra il fluido nel piping e l'ambiente circostante nelle condizioni di funzionamento

$\Delta T_{amb_on_design}$ è la differenza di temperatura tra il fluido nel piping e l'ambiente circostante nelle condizioni di progetto

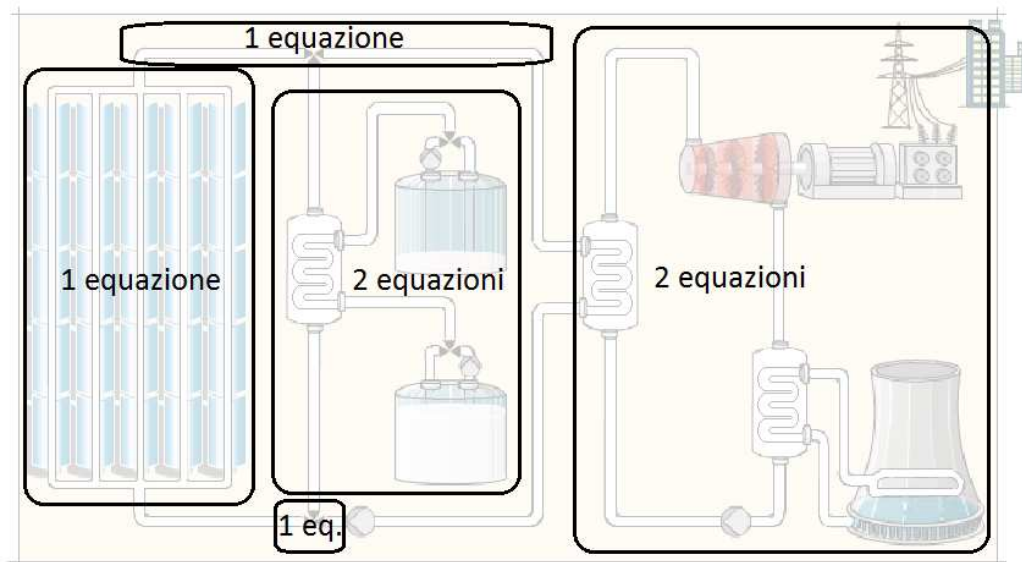
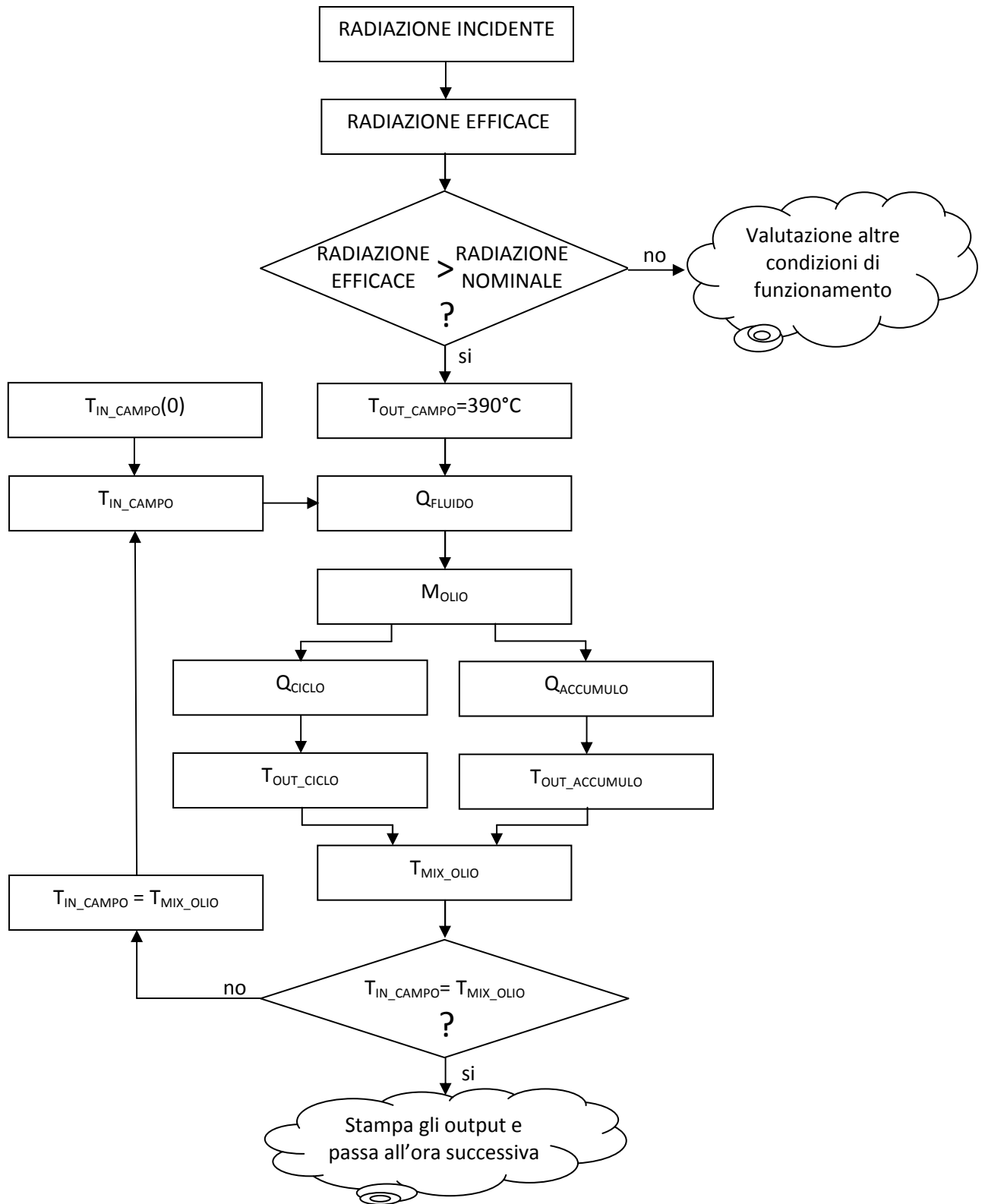


Figura 64 Suddivisione equazioni per componente dell'impianto

È possibile raggruppare le equazioni per componente dell'impianto. Il campo specchi richiede la soluzione di un'unica equazione, il ciclo di potenza due, una il piping di collegamento e due il sistema di accumulo e una il miscelamento tra l'olio del ramo di accumulo e quello del ramo del ciclo di potenza.

A titolo esplicativo si riporta lo schema a blocchi in cui si denota il processo di calcolo adottato nelle condizioni di funzionamento in cui si ha riempimento dell'accumulo:



Il problema della risoluzione del sistema di equazioni così costruito è stata affrontato mediante la costruzione di una macro in Microsoft Visual Basic.

La logica di accumulo implementata prevede di funzionare sempre in prossimità delle condizioni nominali del ciclo di potenza e di riempire l'accumulo quando il campo specchi non riesce ad assicurare una produzione di olio a 390°C sufficiente a far generare nel ciclo di potenza i 50 MW desiderati.

4.5 Stima dei costo di impianto

Si procede ora alla descrizione del procedimento di stima del costo di impianto.

Per stimare il costo complessivo di impianto si è preferito analizzare singolarmente le principali voci di costo. Questo ha permesso di osservare come cambiasse il peso di ciascuna voce sul costo totale al variare del multiplo solare.

4.5.1 Campo specchi

Il campo specchi è stato dimensionato per un multiplo solare unitario, per un impianto di 50 MW elettrici con radiazione nominale di 800 W/m².

Per il dimensionamento del campo specchi si rimanda ai paragrafi precedenti.

Il costo del campo specchi può essere scomposto nei relativi componenti:

- Tubo assorbitore
- Specchio riflettente
- Struttura di supporto
- Driver – controlli – sistema di inseguimento
- Opere civili – fondazioni
- Montaggio collettori
- Contingency

Vengono ora riportate le stime del costo dei diversi componenti differenziate in base alle diverse tecnologie.

TIPOLOGIA TUBO ASSORBITORE	COSTO [€/m]
LUZ BLACK CHROME	262,5
LUZ CERMET	285,0
SOLEL	200,0
SCHOTT PTR 70	369,0
ENEA	640,0

TIPOLOGIA SPECCHIO	COSTO [€/m ²]
FLABEG THICK GLASS	54,0
FLABEG THIN GLASS	37,0
MIRO2	27,0
ENEA	76,0

TIPOLOGIA STRUTTURA	COSTO [€/m ²]
LS-2	64,0
LS-3	72,9
EUROTROUGH	64,0
SOLARGENIX	53,0
ENEA	137,0

OPERE CIVILI – FONDAZIONI	COSTO [€/m ²]
LS-2	19,2
LS-3	20,9
EUROTROUGH	19,2
SOLARGENIX	17,0
ENEA	106,0

MONTAGGIO COLLETTORI	COSTO [€/m ²]
LS-2	22,8
LS-3	25,0
EUROTROUGH	22,8
SOLARGENIX	20,0
ENEA	72,0

DRIVER – CONTROLLI – SISTEMA DI INSEGUIMENTO	COSTO [€/m ²]
LS-2	15,7
LS-3	16,9
EUROTROUGH	15,7
SOLARGENIX	14,0
ENEA	55,0



Figura 65: Dettaglio di un collettore parabolico: specchi e ricevitore

Si riporta una tabella riassuntiva delle scelte tecnologiche del campo specchi che verrà studiato con il modello.

COMPONENTE	TIPOLOGIA
TUBO ASSORBITORE	SOLEL
SPECCHIO	FLABEG THICK GLASS
STRUTTURA	EUROTROUGH
OPERE CIVILI – FONDAZIONI	EUROTROUGH
MONTAGGIO COLLETTORI	EUROTROUGH
DRIVER – CONTROLLI – SISTEMA DI INSEGUIMENTO	EUROTROUGH
COSTO [€/m ²]	218,4

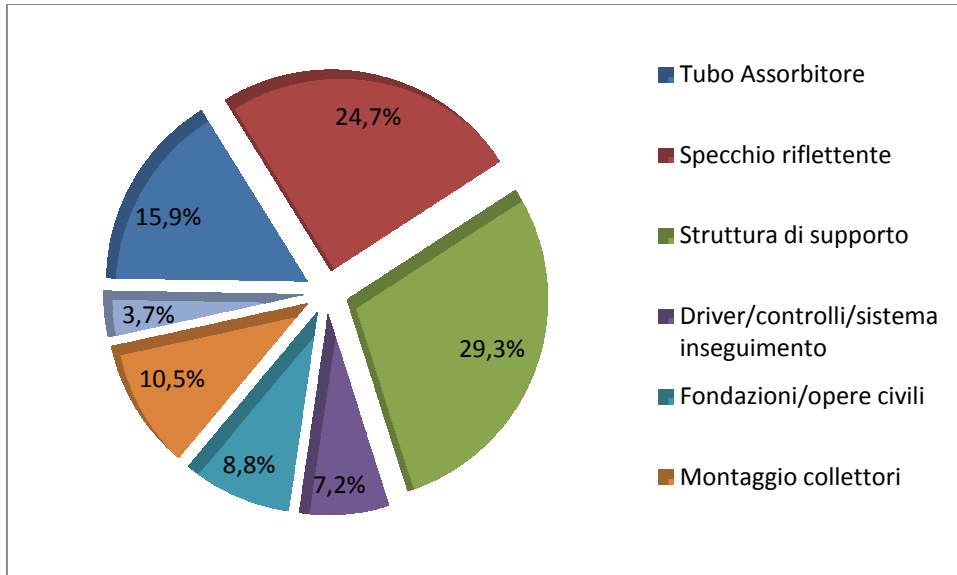


Figura 66 Composizione del costo del campo specchi

Come illustrato precedentemente, risulta che la superficie del campo per multiplo unitario è pari a 265420,8 m².

Assumendo un costo specifico di 218,4 €/m² si riesce a stimare il costo del campo specchi.

A differenza di altre voci di costo, quella del campo specchi varia linearmente con il multiplo considerato.

4.5.2 Balance

Il costo balance include i costi del sistema di inseguimento, dei sensori di radiazione e delle unità elettroniche di controllo; poiché ogni collettore è dotato di ciascuna delle strumentazioni appena citate aumentare la superficie di intercettazione significa aumentare corrispondentemente dello stesso fattore anche il balance necessario.

Quindi il costo di tale voce varierà linearmente con il multiplo solare.

La stima di questa voce di costo è stata effettuata sulla base della letteratura analizzata ed è stata calcolata come il 30% del costo complessivo del campo specchi.



Figura 67: Dettaglio del sistema di azionamento del collettore

4.5.3 Accumulo termico

L'analisi del costo dell'accumulo è stata affrontata a livello approfondito nel capitolo 3; Il sistema di accumulo adottato è indiretto a due serbatoi a livello variabile.



Figura 68: Vista del campo specchi e dei serbatoi di accumulo termico

I costi sono quelli riportati nella tabella al termine del capitolo 3. Qui si riporta una relazione lineare, necessaria per stimare il costo in euro di un accumulo di qualunque durata, che interpola il costo del sistema di accumulo in funzione della capacità di immagazzinamento valutata in ore di funzionamento a potenza nominale dell'impianto.

$$Costo = 6,4896 * h_{acc} + 2,5802 \quad (4.24)$$

Questa retta interpola i risultati trovati con uno scarto quadratico minimo, infatti $R^2=0,9972$.

4.5.4 Power block

La tecnologia del power block è quella di un ciclo a vapore convenzionale i cui costi di installazione sono noti. Un costo specifico ragionevole, comprensivo del balance, è di 1000 €/kW installato; Il costo del bbcco risulta 50M€, ed è un parametro che rimane costante nelle differenti analisi.

Il costo del power block è stato valutato scomponendolo nel costo dei diversi componenti:

- Turbina a vapore assiale
- Scambiatori di calore (evaporatore, surriscaldatore, risurriscaldatore e rigeneratori)
- Condensatore ad aria
- BOP che raggruppa i differenti ausiliari: pompe, valvole, tubazioni

Le differenti voci di costo sono state valutate sulla base di lavori precedenti mentre il "Balance of plant" è stato assunto pari al 30% del costo totale del blocco di potenza.

4.5.5 Piping

Il piping, dimensionato sul campo a multiplo unitario, è stato valutato ripartendo il costo tra i due componenti principali: acciaio e coibentazione.

Il piping è stato suddiviso in differenti settori quali:

- Tubazioni per l'header caldo e l'header freddo
- Tubazioni di collegamento dall'header agli scambiatori del sistema di accumulo e del blocco di potenza
- Tubazioni per collegamenti interni ai loop del campo specchi

Si riportano tabulati i costi degli acciai e degli isolanti comunemente usati in questa tipologia di impianto.

TIPO DI ACCIAIO	COSTO [€/kg]
P91	12
P11	8
P12	8
AISI 316 L	20
GRADE B	6

TIPO DI ISOLANTE	COSTO [€/kg]
MINWOOL 1200	2,5
THERMO-12-GOLD	2,5

Sulla base del tipo di fluido termovettore scelto e delle temperature raggiunte, sono stati adottati:

- Acciaio: GRADE B
- Isolante: MINWOOL 1280

Così procedendo il costo del piping del campo a $M_s=1$ risulta di 10 M€, dei quali si ritiene ragionevole considerarne il 30% impiegati per l'acquisto della parte di piping che collega il power block alle header pipes.



Figura 69: Vista del piping di collegamento

Successivamente, anche per questa voce di costo, è stato necessario stimarne la variazione rispetto alla taglia del campo solare.

Considerando l'ipotesi di assistere ad aumento delle portate di HTF proporzionale al multiplo solare, le aree di passaggio dovranno essere proporzionalmente incrementate, volendo mantenere costante la velocità di tale fluido nei condotti; questo significa aumentare i raggi corrispondenti di un fattore $\sqrt{\text{Multiplo}}$.

Le header pipes (e non la parte di collegamento al blocco) che alimentano i loops non avranno solo sezioni maggiorate del fattore $\sqrt{\text{Multiplo}}$, ma saranno anche maggiorate in lunghezza, precisamente con proporzionalità diretta al multiplo solare.

In conclusione si può ritenere ragionevole stimare nel seguente modo il costo piping:

$$\text{Costo} = 0,3 * 10 * \sqrt{M} + \left((M - 1) * \sqrt{M} + 1 \right) * 0,7 * 10 \quad (4.25)$$

4.5.6 Fluido termovettore

Il fluido termovettore scelto è l'olio Therminol VP-1 il cui costo è di circa 2 €/kg

4.6 Validazione del modello: impianto di Andasol

È stato effettuato un calcolo preliminare per la validazione del modello nelle condizioni di funzionamento dell'impianto Andasol.

Si è dunque simulato un impianto con accumulo termico di 7,7 ore e multiplo solare 2 nelle condizioni di radiazione e temperatura dell'impianto in questione.

Si riportano i risultati del calcolo dell'impianto in questione:

		Dati ricavati in bibliografia	Dati calcolati con il modello
Superficie del campo specchi	m ²	510120	530841
Potenza termica del sistema di accumulo	MWh th	1010	1080
Massa di sali contenuti nel sistema di accumulo	ton	28500	28300
Ore equivalenti di funzionamento	h	3300	3344
Energia elettrica lorda erogata	GWh el	180	182

Dall'analisi si evince che il modello è in grado di simulare l'impianto in questione fornendo dei risultati sufficientemente accurati per l'analisi in questione; il modello infatti rende possibile un dimensionamento del sistema di accumulo realistico e un calcolo delle potenze erogate dal campo che si allinea perfettamente con quelle individuate in bibliografia.

Si riportano ora le curve delle portate di olio e Sali, delle temperature e delle potenze per l'impianto di Andasol, ricavate a seguito del modello implementato, per alcuni giorni tipici di funzionamento in differenti periodi dell'anno.

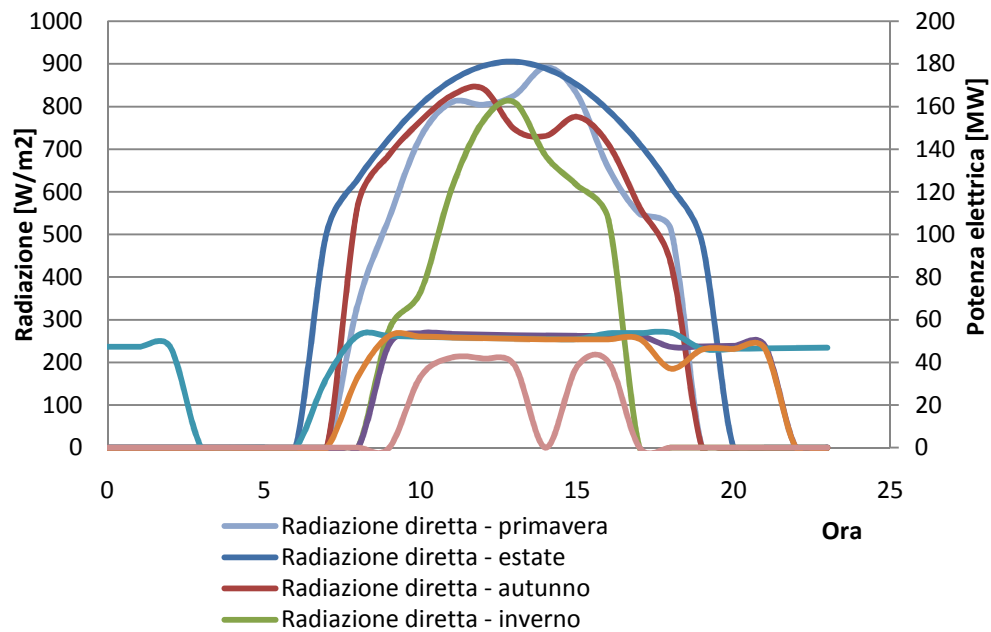


Figura 70: Variazione stagionale di radiazione e potenza erogata

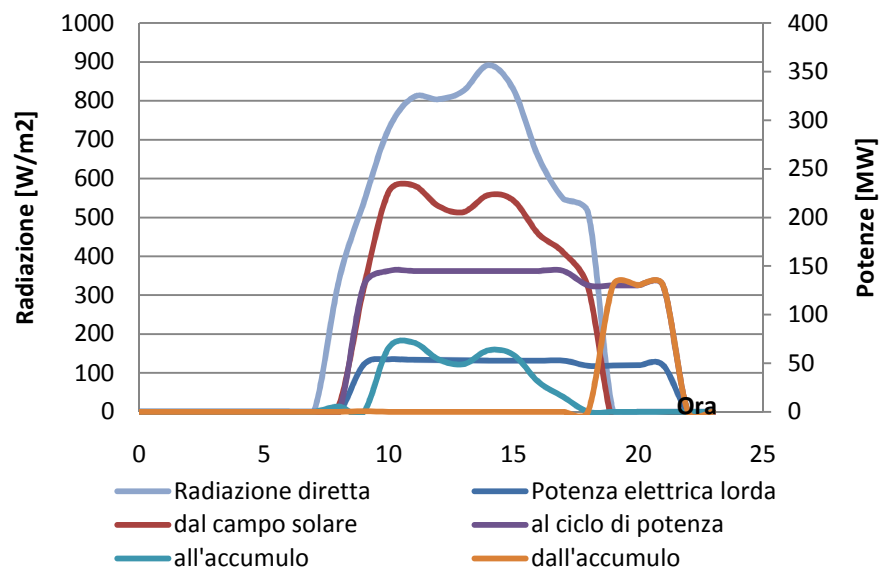


Figura 71: Radiazione e potenze erogate - tipico giorno primaverile

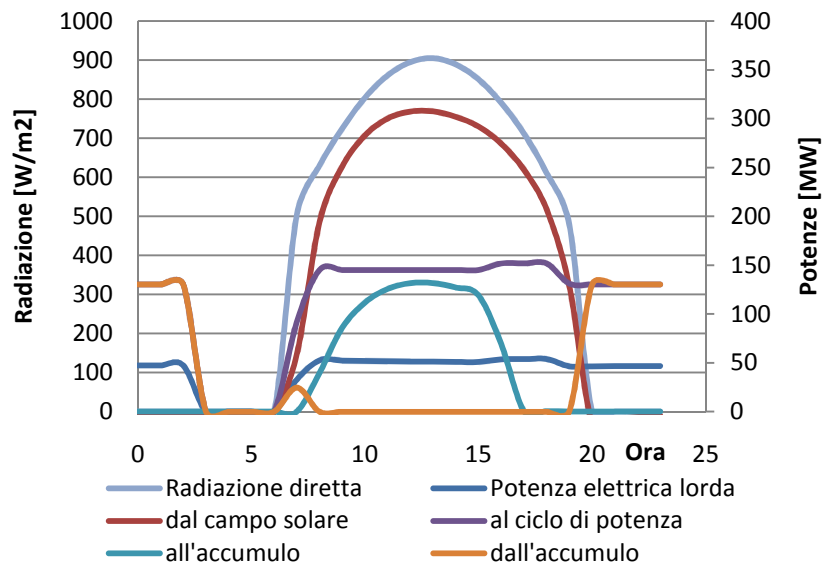


Figura 72: Radiazione e potenze erogate - tipico giorno estivo

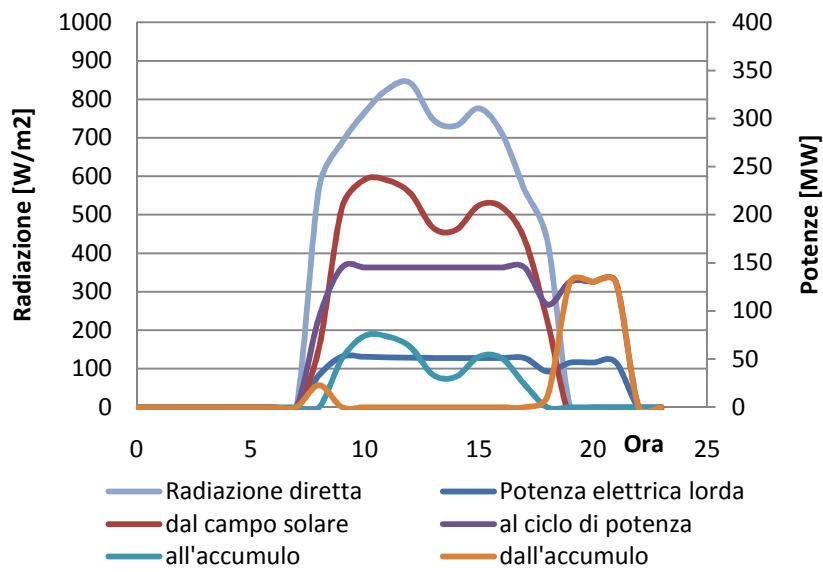


Figura 73: Radiazione e potenze erogate - tipico giorno autunnale

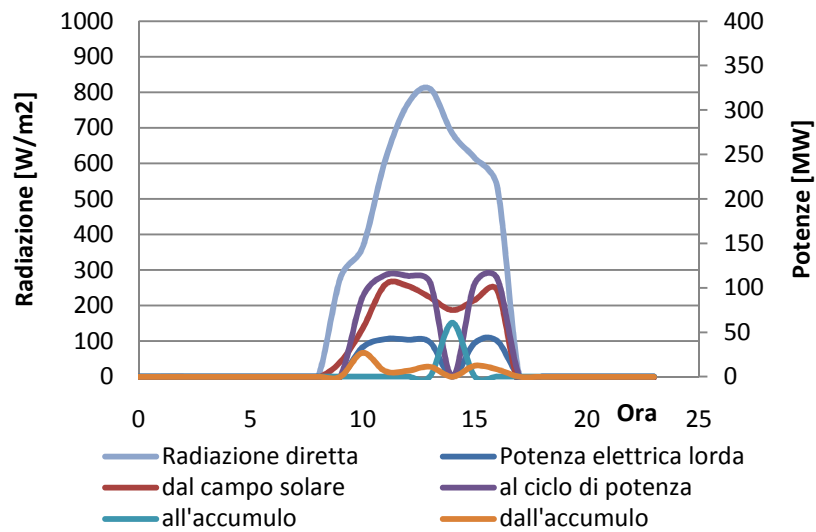


Figura 74: Radiazione e potenze erogate - tipico giorno invernale

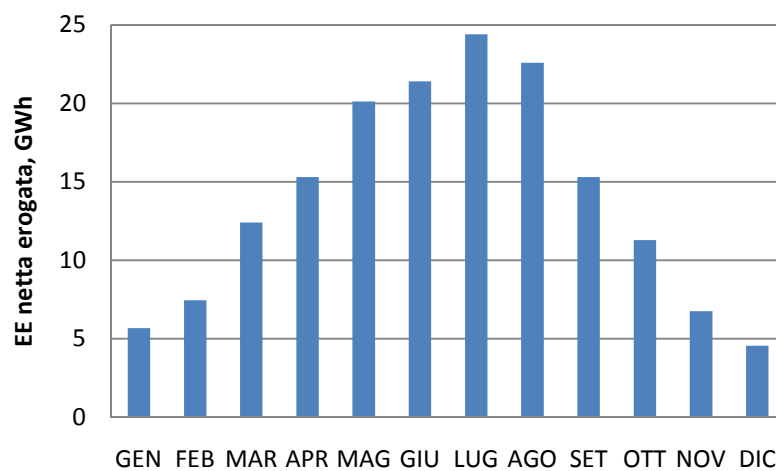


Figura 75: Consuntivo mensile energia elettrica netta erogata

Dai grafici si può constatare come la produzione elettrica vari durante l'anno in quanto nelle diverse stagioni si ha una notevole differenza di radiazione incidente.

L'impianto eroga la maggior quantità di energia elettrica nel periodo estivo quando l'alta radiazione solare permette il miglior funzionamento del sistema di accumulo che permette il prolungamento delle ore di funzionamento giornaliero.

Il sistema di accumulo riesce a prolungare il funzionamento di circa 7,5 ore in media.

Nei periodi primaverili ed autunnali, l'impianto, essendo dotato di accumulo, riesce comunque ad avere un funzionamento a regime in quanto il sistema di accumulo termico riesce a smorzare gli eventuali transitori nell'arco della giornata e a prolungare di poche ore il funzionamento giornaliero.

Nel periodo invernale il sistema di accumulo riesce solo a coprire parzialmente i transitori ed in alcuni giorni si constata lo spegnimento dell'impianto anche durante il giorno per circa un ora.

Si evidenzia così il punto debole del modello implementato che non è in grado di prevedere le condizioni di funzionamento nelle ore successive e quindi nel caso invernale tende a funzionare sempre a regime nelle ore con insolazione sufficientemente elevata per poi spegnere completamente l'impianto nelle ore con bassa radiazione. Questa "miopia" del modello è però evidente solo in alcuni giorni dell'anno nel periodo invernale per cui a livello annuale non causa distorsioni sulle produzioni elettriche. Un modello più elaborato potrebbe valutare la produzione nelle ore successive e far funzionare l'impianto in modo continuativo a condizioni non nominali accumulando parte dell'energia termica raccolta dal campo solare che si rende disponibile nelle ore con bassa radiazione permettendo di non spegnere completamente l'impianto.

In qualunque caso il modello sembra ben prevedere il funzionamento di un impianto reale per cui può essere utilizzato per simulare altri impianti solari al variare delle dimensioni del campo specchi e del sistema di accumulo termico.

4.7 Risultati modello termico

Si effettua ora un confronto tra due situazioni tipiche di impianto: impianto sprovvisto di accumulo e impianto dotato di un accumulo di 7,7 ore.

Gli impianti risultano dimensionati sulle stesse condizioni nominali di funzionamento e sono dotati di campi specchi di differenti dimensioni; l'impianto senza accumulo ha un multiplo solare pari a 1,2 mentre il secondo impianto è provvisto di un campo solare con multiplo pari a 2 per assicurare la produzione di olio caldo necessaria al totale riempimento del sistema di accumulo nel periodo estivo.

A fronte di costi di impianto notevolmente differenti si denotano produzioni molto diverse, maggiori del 50% per l'impianto con accumulo termico.

Multiplo solare		1,2	2
Accumulo termico	h	0	7,7
Potenza netta erogata	GWh	98	167
Ore equivalenti di funzionamento	h	1959	3344
Costo di investimento	M€	164	271

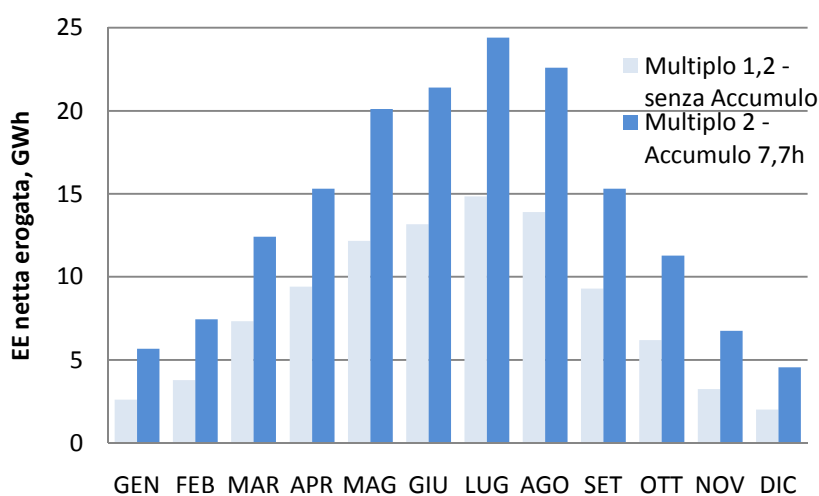


Figura 76: Consuntivo mensile energia elettrica netta erogata

L'impianto dotato di accumulo risulta funzionante nell'arco di un anno solare per un numero di ore nettamente superiore. Infatti il sistema di accumulo, come già precedentemente precisato, consente il prolungamento del numero di ore di funzionamento giornaliero (di circa 7,7 ore nel periodo estivo) e lo smorzamento dei transitori, aumentando notevolmente la produzione elettrica.

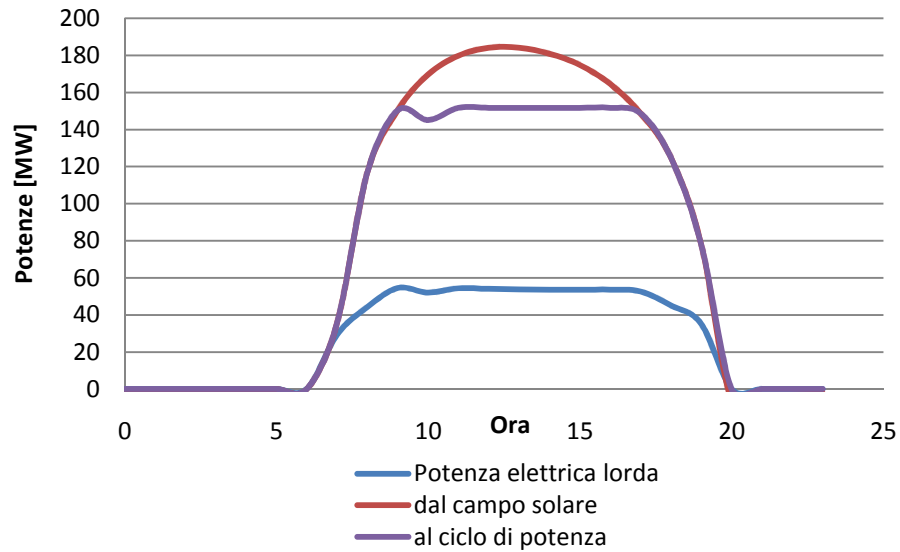


Figura 77: Multiplo 1,2 - senza accumulo - potenze erogate - tipico giorno estivo

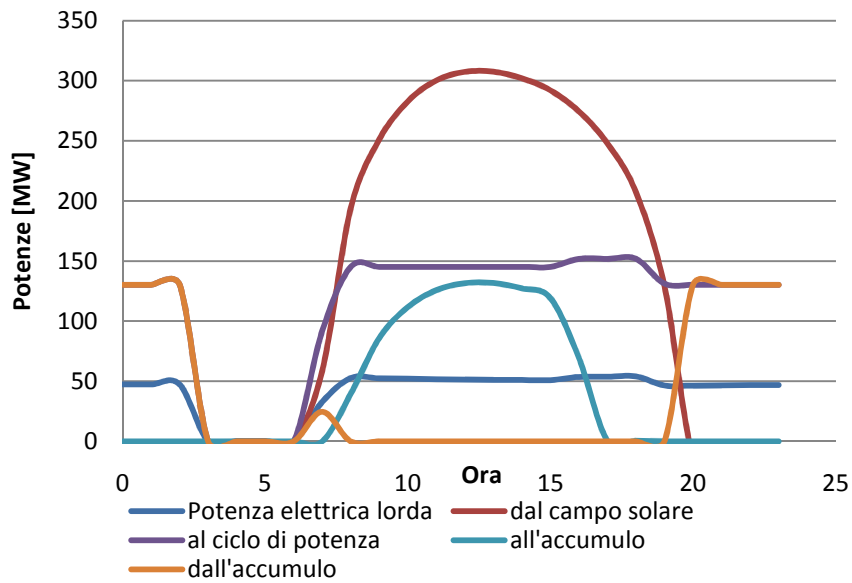


Figura 78: Multiplo 2 – accumulo 7,7 ore - potenze erogate - tipico giorno estivo

4.8 Risultati costi e produzioni elettriche

La costruzione di un impianto solare termodinamico, come qualsiasi altro complesso industriale, risulta essere un investimento economico oneroso che deve essere accuratamente valutato dal possibile investitore.

Si ripropone ora una valutazione economica della tecnologia oggetto di questo lavoro per valutare la “bontà” e la competitività del possibile investimento.

L’analisi effettuata, come illustrato nel capitolo precedente, valuta i costi e le produzioni elettriche dell’impianto e parametrizza i risultati in base a due fondamentali caratteristiche: la grandezza del campo specchi, espressa attraverso il multiplo solare, e la dimensione del sistema di accumulo termico, valutata in ore di accumulo.

Si riportano a titolo di compendio i costi dell’impianto suddivisi per voce di costo e le produzioni elettriche, parametrizzando sempre i risultati ottenuti in base al multiplo solare e alle ore di accumulo erogabili.

Come è possibile constatare i costi del campo specchi, del balance, del piping e dell’olio variano col multiplo solare, i costi del ciclo di potenza sono fissati dalla potenza dell’impianto e il costo dell’accumulo varia con la dimensione dello stesso.

Tabella 23: Voci del Costo d’impianto al variare della multiplo solare

Multiplo solare	Campo specchi	Balance of system	Power block	Piping	Olio
	M€	M€	M€	M€	M€
1	58,0	22,0	50,0	13,0	2,4
1,2	69,6	26,3	50,0	14,8	2,9
1,4	81,2	30,7	50,0	16,9	3,3
1,6	92,7	35,1	50,0	19,1	3,8
1,8	104,3	39,7	50,0	21,5	4,3
2	115,9	44,3	50,0	24,1	4,8
2,2	127,5	49,1	50,0	26,9	5,2
2,4	139,1	53,9	50,0	29,8	5,7
2,6	150,7	58,7	50,0	32,9	6,2

Tabella 24: Costo accumulo in funzione delle ore di stoccaggio

Durata accumulo	Accumulo termico
h	M€
0	0,0
1	6,4
2	10,3
3	14,1
4	18,0
5	21,8
6	25,7

7	29,5
8	33,4
9	37,2
10	41,1
11	44,9
12	48,8
13	52,6
14	56,5
15	60,3

Incrociando i dati ottenuti, prima ripartiti in base alla dipendenza dal multiplo solare e dalle ore di accumulo, è possibile valutare il costo complessivo dell'impianto che risulta in pratica lineare in funzione di entrambi i parametri. La ripartizione dei costi non varia molto e, fissato l'accumulo, il costo del campo specchi, la voce di costo maggiore, oscilla tra il 37% e il 45% all'aumentare dell'accumulo.

Tabella 25: Costo d'impianto in funzione dei due parametri multiplo-ore accumulo

		Multiplo solare								
		1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6
Durata accumulo [h]	0	145,35	163,52	182,01	200,80	219,87	239,18	258,74	278,51	298,50
	1	151,78	169,95	188,44	207,23	226,30	245,61	265,17	284,94	304,93
	2	155,63	173,79	192,29	211,08	230,14	249,46	269,01	288,79	308,78
	3	159,48	177,64	196,14	214,93	233,99	253,31	272,86	292,64	312,63
	4	163,33	181,49	199,99	218,78	237,84	257,16	276,71	296,49	316,48
	5	167,17	185,34	203,84	222,63	241,69	261,01	280,56	300,34	320,33
	6	171,02	189,19	207,69	226,48	245,54	264,86	284,41	304,19	324,18
	7	174,87	193,04	211,53	230,33	249,39	268,71	288,26	308,04	328,03
	8	178,72	196,89	215,38	234,17	253,24	272,56	292,11	311,89	331,88
	9	182,57	200,74	219,23	238,02	257,09	276,40	295,96	315,74	335,73
	10	186,42	204,59	223,08	241,87	260,94	280,25	299,81	319,58	339,57
	11	190,27	208,44	226,93	245,72	264,79	284,10	303,66	323,43	343,42
	12	194,12	212,28	230,78	249,57	268,63	287,95	307,50	327,28	347,27
	13	197,97	216,13	234,63	253,42	272,48	291,80	311,35	331,13	351,12
	14	201,81	219,98	238,48	257,27	276,33	295,65	315,20	334,98	354,97
	15	205,66	223,83	242,33	261,12	280,18	299,50	319,05	338,83	358,82

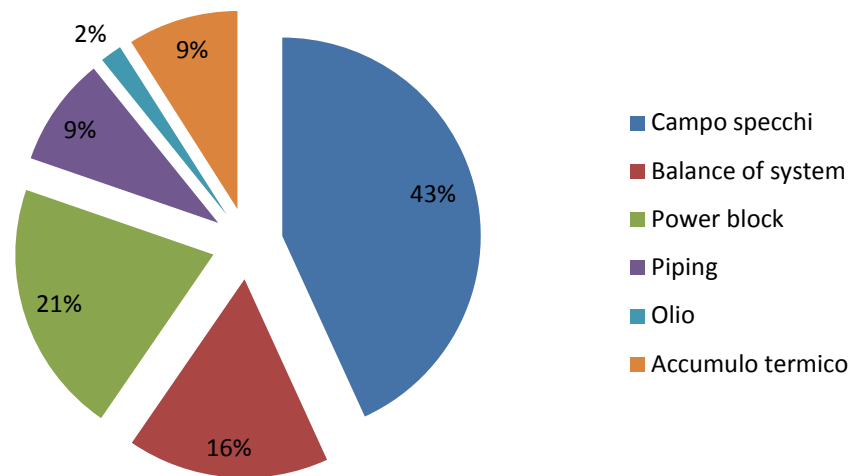


Figura 79: Costi [M€] - Multiplo 1,8 - Accumulo 5 ore

Anche le produzioni elettriche variano con i parametri sopra definiti ma in maniera meno che lineare. Fissata infatti la dimensione del campo specchi, e quindi il multiplo solare, la produzione elettrica all'aumentare dell'accumulo dapprima cresce in quanto l'accumulo riesce ad essere riempito e permette quindi il prolungamento delle ore di funzionamento; per dimensioni di sistemi di accumulo superiori invece, la produzione si stabilizza in quanto il sistema di accumulo eccessivamente grande non viene quasi mai riempito e quindi non si aumenta di molto la produzione a fronte di un costo di investimento nettamente superiore.

Le dimensioni del sistema di accumulo comunque non dovrebbero superare mai certe dimensioni in quanto si riuscirebbero a riempire i serbatoi caldi solo nei giorni estivi con ottima insolazione ma non si riuscirebbero a svuotare poiché in condizioni di 12 ore di luce l'impianto opererebbe per 12 ore a potenza nominale e potrebbe funzionare con l'accumulo solo per altre 12 ore per cui il serbatoio caldo non verrebbe completamente scaricato.

Tabella 26: Produzioni nette con la radiazione caratteristica di Siviglia

		Multiplo solare									
		1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6		
Durata accumulo [h]	1	99,99	112,66	121,90	129,50	136,13					
	2	101,00	116,26	126,49	134,44	141,23					
	3		118,65	130,37	139,24	146,85	153,22				
	4		119,40	133,55	143,31	151,69	158,71	164,69			
	5			136,09	147,24	156,45	163,72	169,99			
	6			136,59	150,50	160,67	168,78	175,59			
	7				152,92	164,36	173,31	180,79			
	8				153,21	167,47	177,32	185,35	192,47		
	9					169,48	180,86	189,81	197,05		
	10					169,87	183,61	193,54	201,63		
	11						185,62	196,88	206,25		
	12						186,05	199,99	209,80		
	13							200,78	211,31		
	14									212,33	
	15										212,91

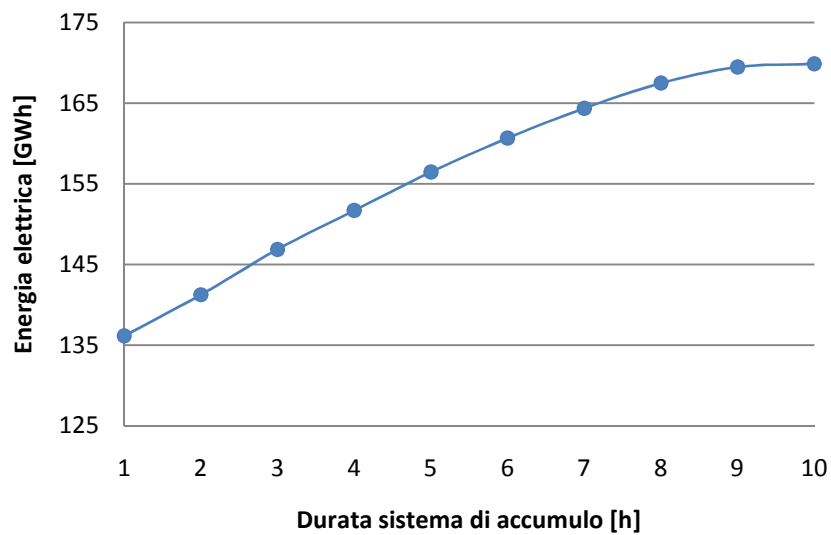


Figura 80: Produzione elettrica netta

4.9 La valutazione economica

A partire dai dati sopra esposti è possibile effettuare l'analisi economica per valutare l'effettiva convenienza del sistema di accumulo nell'impianto solare termodinamico.

L'analisi si basa su alcuni indici economici - finanziari, che verranno illustrati in seguito, quali:

- Fixed charge rate
- Levelized cost of electricity [$\text{€}/\text{MWh}_t$]
- Net present value [M€]
- Internal rate of return
- Pay back time [years]

Come primo indice di convenienza economica dell'investimento si stima, attraverso il metodo del "fixed charge rate", il "levelized cost of electricity".

Il "fixed charge rate" esprime la percentuale del costo di investimento che deve essere raccolta ogni anno dall'investitore per ripagare le spese sostenute per il pagamento rateale di quell'investimento. Tali spese rateali includono i tassi di interesse sul capitale di debito e su quello di rischio, le tasse di proprietà, le assicurazioni, il tasso di inflazione, ecc...

È possibile finanziare l'investimento in due differenti modalità: debito con denaro prestato da istituti finanziari e rischio con lancio di azioni sul mercato. Generalmente il capitale investito è ripartito tra le due modalità senza essere troppo sbilanciato verso una delle due per non aumentare troppo i rischi per l'investitore; tipicamente le aziende ripartiscono il capitale investito tra il 55% in capitale di debito e il 45% in capitale di rischio.

I tassi di interesse sono differenti per i due tipi di finanziamento e sono superiori per il capitale di rischio.

Per questa analisi è stato assunto un costo del capitale di debito pari al 4,4% e un costo del capitale di rischio pari al 14%; con questi dati si ricava un tasso nominale di sconto pari a 8,7% che esprime il costo del capitale al netto delle tasse. Si ipotizza inoltre una vita utile dell'impianto di 30 anni e un tasso di assicurazione dell'1%.

Si calcola dunque il "fixed charge rate":

$$FCR = \frac{d \cdot (1 + d)^n}{(1 + d)^n - 1} + a$$

Dove FCR è il "fixed charge rate", d è il tasso di interesse, a è il tasso di assicurazione e n è la vita utile.

Con i dati sopra esposti si calcola dunque un "fixed charge rate" pari al 10,4%.

È dunque possibile ora effettuare il calcolo del “levelized cost of electricity” che permette di assegnare un valore economico all'impianto solare termodinamico con accumulo termico oggetto di studio. Esso viene calcolato con la seguente relazione:

$$LCOE = \frac{\text{Investment_cost} \cdot \text{Fixed_charge_rate} + O\&M\text{cost}}{\text{Net_electric_output}}$$

In cui i costi di investimento e di gestione sono espressi in euro, la produzione elettrica netta in MWh_{el} e il “fixed charge rate” è il fattore economico che consente di convertire il costo dell'investimento in un esborso equivalente riferito ad un unità prodotta: il MWh elettrico.

Il valore attuale netto o “Net present value” è il valore che l'investimento apporta al capitale di partenza. Esso si esprime come la somma del valore attuale dei flussi di cassa differenziali (positivi e negativi) generati dall'investimento durante la propria vita utile.

I flussi di cassa differenziali sono la differenza tra il “net cash flow” che l'impresa registrerebbe nell'anno t, avendo effettuato l'investimento, e quelli che avrebbe non facendo l'investimento.

Il “Net present value” quindi rappresenta il valore attualizzato che l'investimento è in grado di generare nel corso della sua vita utile.

$$NPV = \sum_{t=0}^{\bar{T}} \frac{\text{Net_cash_flow}_t}{(1+d)^t}$$

Dove NPV è il “Net present value”, “Net cash flow” sono i flussi di cassa riferiti all'anno t e d è il tasso di interesse che permette l'attualizzazione dei flussi di cassa.

Per il calcolo del “Net present value” sono state effettuate alcune assunzioni sui dati finanziari e sulla tariffazione:

Tariffazione		
tariffa solare	278	€/MWh _{EL}
tariffa normale	72	€/MWh _{EL}
anni incentivo solare	25	anni

Dati Finanziari		
tasso di interesse		8,72%
tasso di inflazione		2,0%
aliquota tasse		40,2%
anni ammortamento	20	anni
vita utile impianto	30	anni

Per il calcolo del tasso di interesse si rimanda a quanto esposto nelle pagine precedenti.

L' "internal rate of return" rappresenta il tasso di rendimento che rende nulla la creazione del valore netto, ovvero è quell tasso di interesse che renderebbe nullo il "Net present value".

$$IRR : VAN(d = IRR) = 0$$

$$\sum_{t=0}^T \frac{Net_cash_flow_t}{(1 + IRR)^t} = 0$$

Dove IRR è l' "internal rate of return", d è il tasso di interesse e "Net cash flow" sono i flussi di cassa riferiti all'anno t.

Per valori dell'IRR superiori al tasso di interesse d, l'investimento genera valore, mentre per valori di IRR inferiori al tasso di interesse il rendimento dell'investimento risulta inferiore a quello previsto.

Un ulteriore indice di analisi dell'investimento è il "Pay back time" che esprime il tempo di ripagamento dell'impianto e quindi il termine temporale oltre il quale l'investimento inizia a generare valore netto.

Il "Pay back time" si esprime dunque in anni ed è il termine temporale entro cui la somma attualizzata dei flussi generati negli anni precedenti determina la creazione di un valore netto nullo:

$$PBT = \min \bar{t} : \sum_{t=0}^{\bar{t}} \frac{Net_cash_flow_t}{(1 + d)^t} > 0$$

Dove PBT è il "Pay back time", "Net cash flow" sono i flussi di cassa riferiti all'anno t e d è il tasso di interesse.

Nel caso in cui il "Pay back time" fosse superiore alla vita utile dell'impianto, l'investimento risulterebbe non profittevole.

4.10 Risultati

Sulla base delle assunzioni esposte nel precedente paragrafo è stato possibile effettuare l'analisi economica desiderata.

Il "levelized cost of electricity" calcolato utilizzando un "fixed charge rate" pari al 10,4%, come illustrato precedentemente, si attesta su valori compresi tra 0,17 e 0,21 €/kWh.

In qualunque caso si constata come il sistema di accumulo a due serbatoi risulti economicamente attraente quando il sistema di accumulo è correttamente dimensionato.

Fissata la dimensione dal campo specchi si constata che l'LCOE varia al variare delle ore di accumulo disponibili. Per sistemi di accumulo di piccole dimensioni i costi specifici sono relativamente alti perché consentono, a fronte di un considerevole investimento, solo un piccolo aumento delle capacità produttive e quindi delle possibilità di ricavo economico.

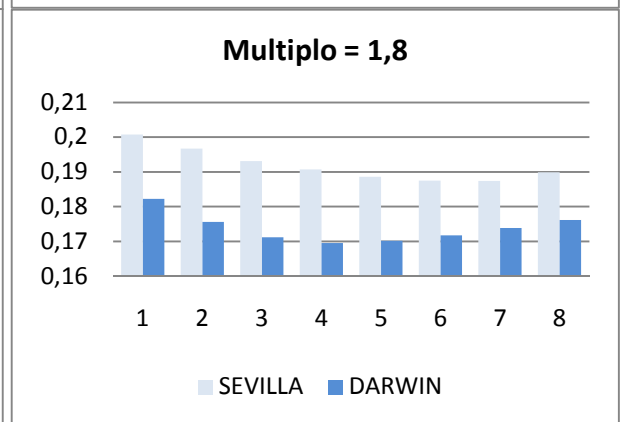
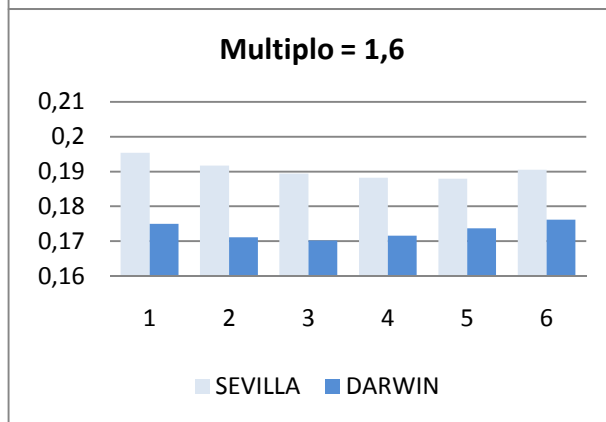
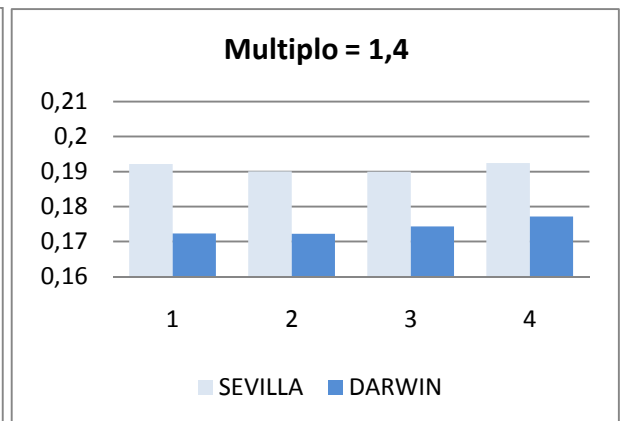
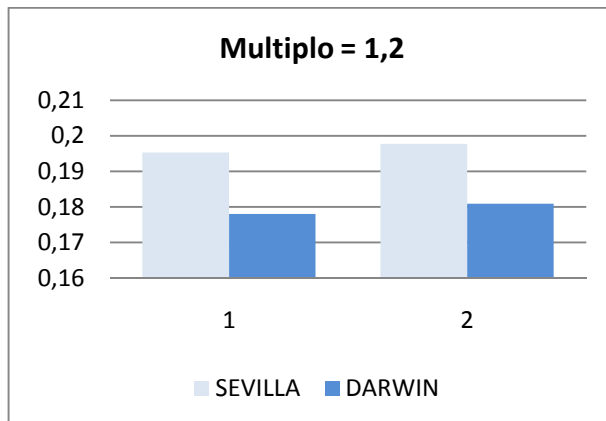
All'aumentare delle dimensioni dell'accumulo l'LCOE dapprima diminuisce fino ad un minimo perché il sistema di accumulo gode di economie di scala e consente un consistente aumento della produzione elettrica annua. Oltrepassato il valore di ottimo, l'LCOE cresce in quanto l'accumulo risulta essere sovradimensionato e viene riempito completamente solo per pochi giorni all'anno; in tali condizioni il costo del sistema di accumulo non riesce ad essere coperto con un ampio margine dall'aumento delle ore di funzionamento e della produzione. Per dimensioni del sistema di accumulo termico sufficientemente grandi le ore equivalenti di funzionamento non aumentano ulteriormente ma risultano quasi costanti.

Come accennato, si constata l'esistenza di un valore di minimo LCOE per cui si ottimizzano le dimensioni dell'accumulo per un impianto con un dato campo specchi.

Esiste inoltre un minimo assoluto di LCOE; in tale condizione si ha l'abbinamento tra un campo specchi ottimale per la radiazione locale e un accumulo termico correttamente dimensionato. Il ritorno economico risulta essere massimo in questa condizione ottimale in quanto si ha il minimo costo dell'energia elettrica prodotta.

A pari dimensione del campo specchi e del sistema di accumulo, i costi di produzione dell'energia elettrica differiscono in base alla locazione geografica dell'impianto solare. Un luogo caratterizzato da radiazioni più elevate e da minori fenomeni nuvolosi permette all'impianto di avere produzioni più elevate in quanto opera per un periodo più lungo con maggiori produzioni orarie di olio diatermico caldo.

In conseguenza a quanto sopra detto, la dimensione ottimale dell'impianto varia al variare della posizione geografica dello stesso.



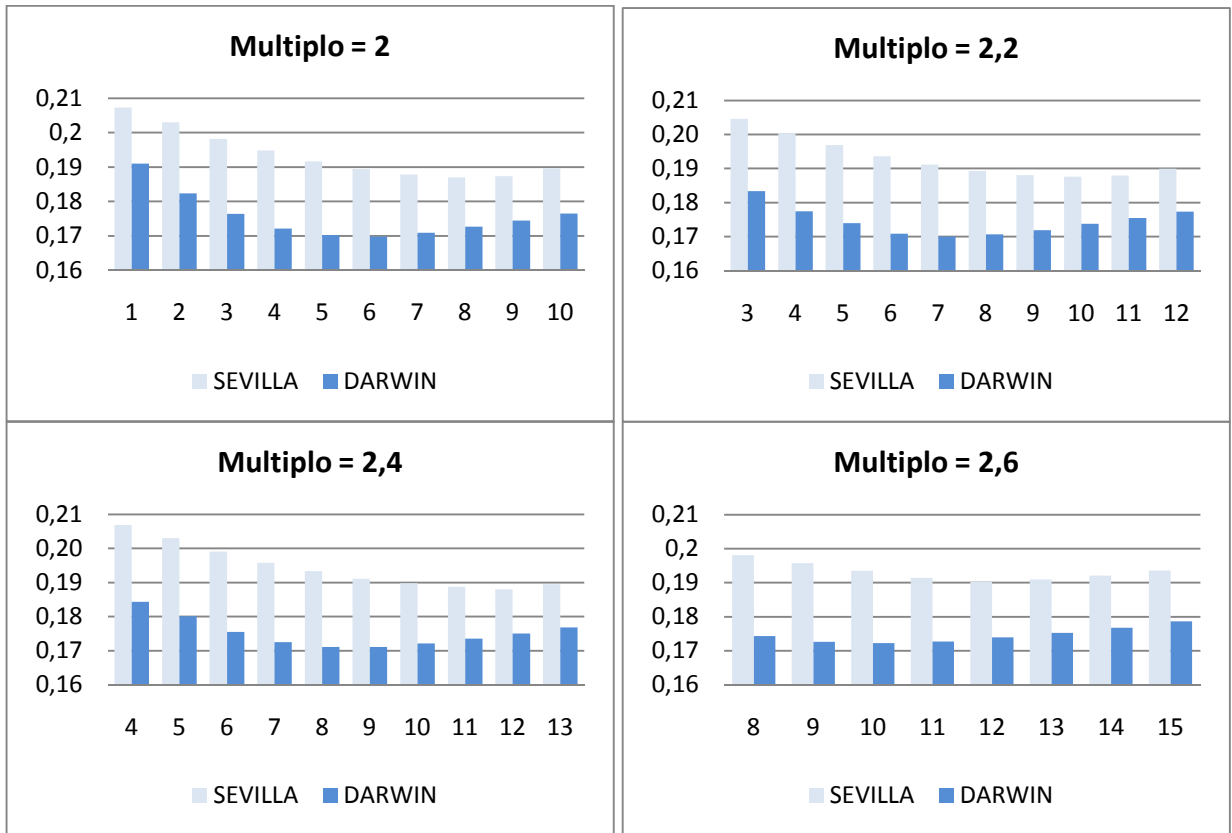


Figura 81: LCOE [€/kWh] al variare del multiplo solare

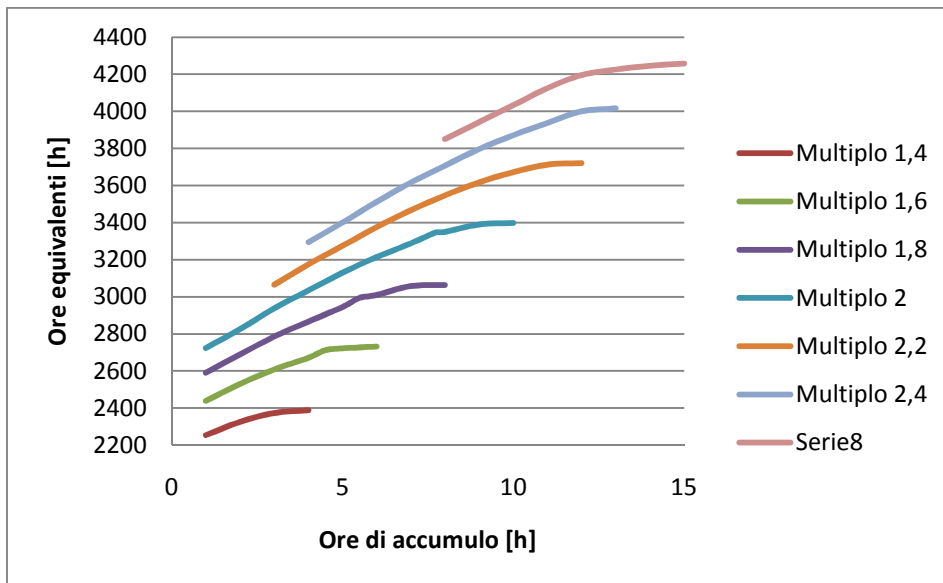


Figura 82: Ore equivalenti di funzionamento - impianto Andasol

Nei grafici sono riportati i “levelize costo of electricity” al variare dei due parametri di interesse (multiplo solare e ore di accumulo) per due differenti luoghi geografici: uno in Spagna (locazione geografica degli impianti di Andasol) e uno in Australia.

Si constata come il minimo assoluto LCOE nel caso spagnolo coincide con le dimensioni degli impianti di Andasol (multiplo solare 2 e capacità di accumulo 7,7 ore) ad ulteriore conferma della validità del modello implementato anche dal punto di vista economico. In questo modo l’impianto di Andasol ha il costo di produzione dell’energia elettrica ottimale che permette di massimizzare i ricavi. Nell’impianto australiano invece il minimo LCOE si ottiene con multiplo solare 1,9 e 4,5 ore di capacità del sistema di accumulo termico.

Per quanto invece riguarda i tempi di ripagamento dell’investimento si constata che questi sono relativamente brevi. A fronte di un investimento di centinaia di milioni di euro l’impianto riesce a coprire l’esborso iniziale in meno di 10 anni nei casi più favorevoli.

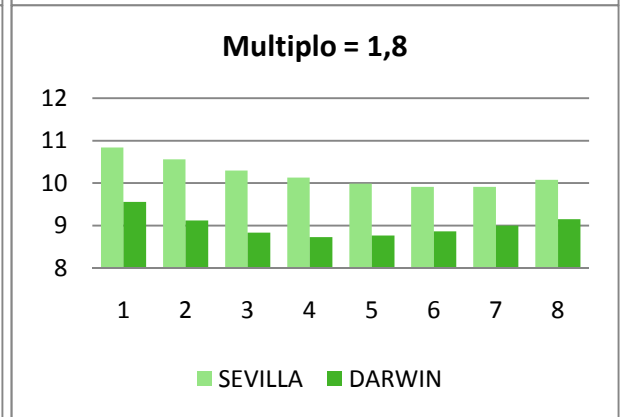
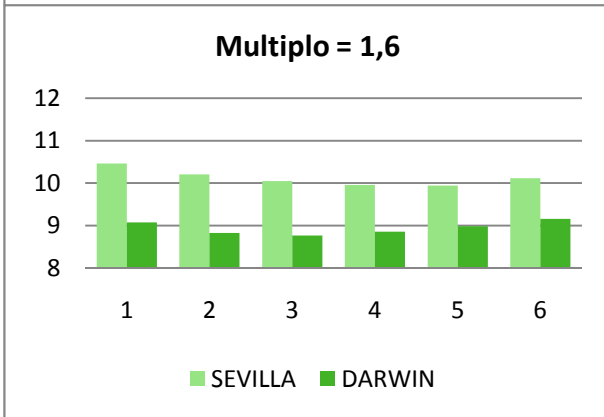
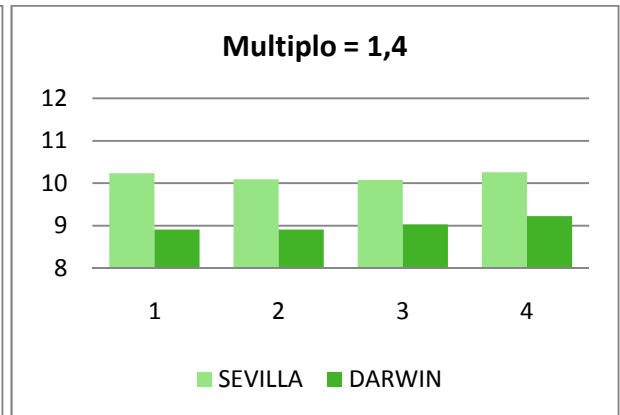
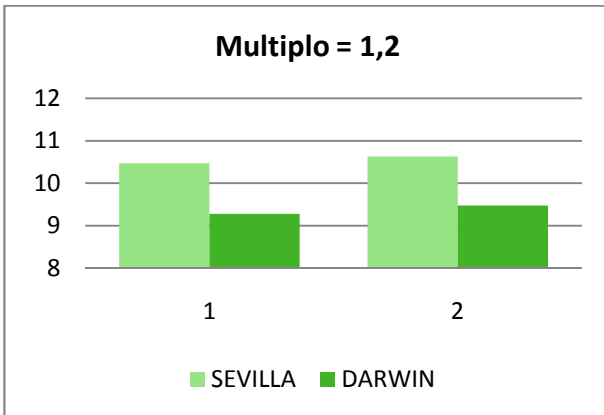
Il “Pay back time” è però legato all’ammontare dell’investimento iniziale e al prezzo di vendita dell’energia elettrica alla rete. Eseguito accuratamente il dimensionamento dell’impianto in modo da ottenere costi minimi di produzione, l’aumento del prezzo di vendita fa diminuire il periodo di tempo in cui l’impianto riesce a coprire il capitale investito.

Come ci si può aspettare il minimo tempo di ripagamento si ha nelle stesse condizioni di minimo “levelize costo of electricity”.

Per l’impianto spagnolo il PBT minimo è di 9,85 anni con multiplo solare 2 e accumulo di 7,7 ore mentre per quello australiano è pari a 8,72 anni con 1,9 di multiplo e 4,5 ore di accumulo.

Come già accennato, si precisa che il PBT è fortemente vincolato al prezzo di vendita dell’energia elettrica. Tra le condizioni tariffarie assunte precedentemente è presente un’alta incentivazione per l’energia elettrica prodotta da fonte solare in impianti dotati di sistema di accumulo termico; tale incentivo alza notevolmente i flussi di cassa permettendo una grande diminuzione dei tempi di ripagamento dell’investimento.

La diminuzione o l’assenza dell’incentivo cambierebbe certamente i risultati di questa analisi.



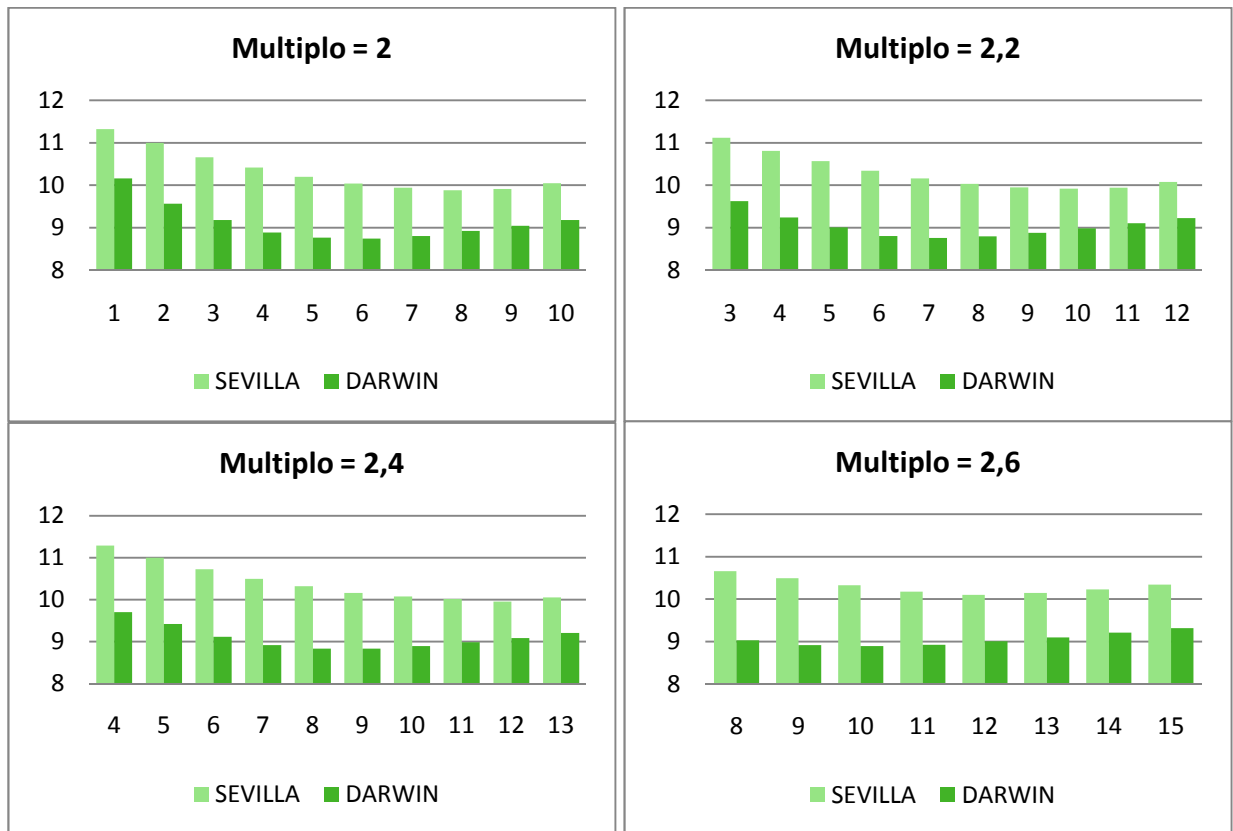
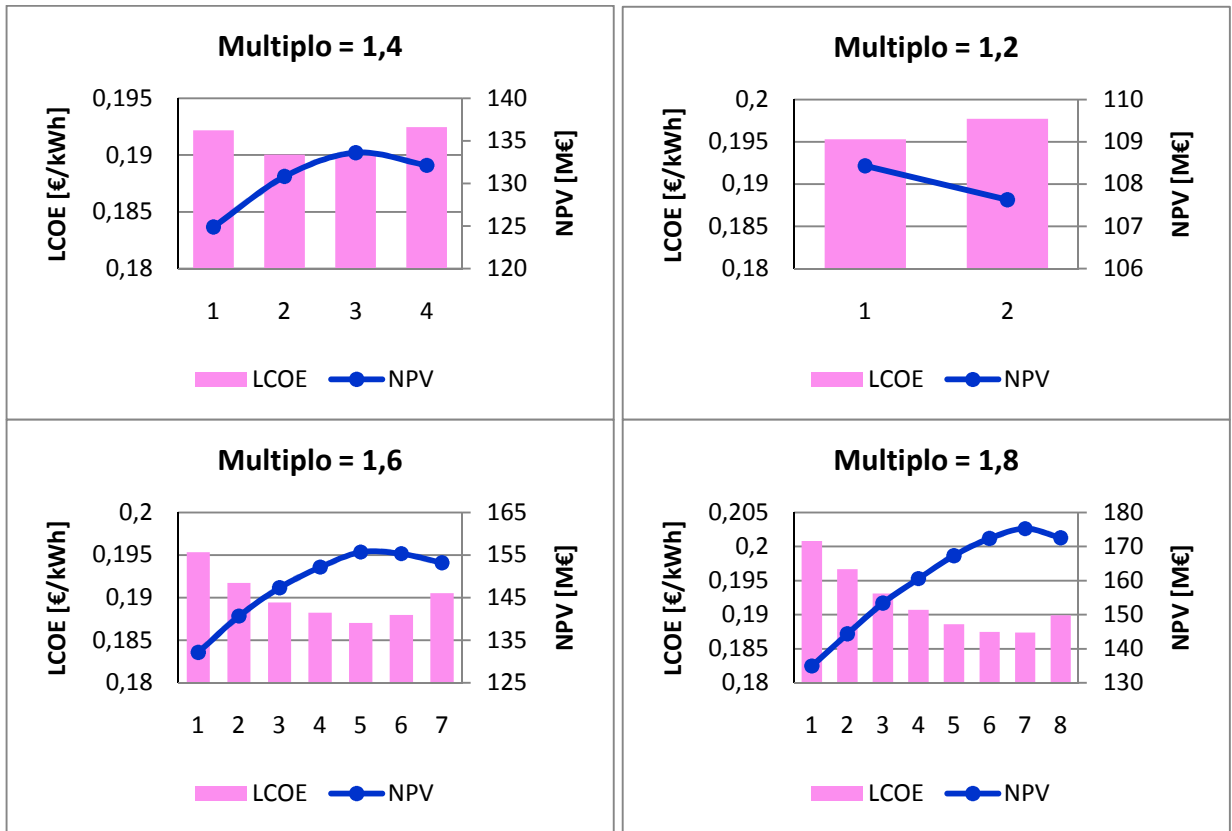


Figura 83: Pay back time al variare del multiplo solare

Grazie al considerevole incentivo sull'energia elettrica prodotta, il "net present value" dell'impianto per una vita utile di 30 anni risulta molto elevato. Il massimo valore di NPV si ottiene nelle condizioni di minimo costo di produzione, ovvero minimo LCOE.



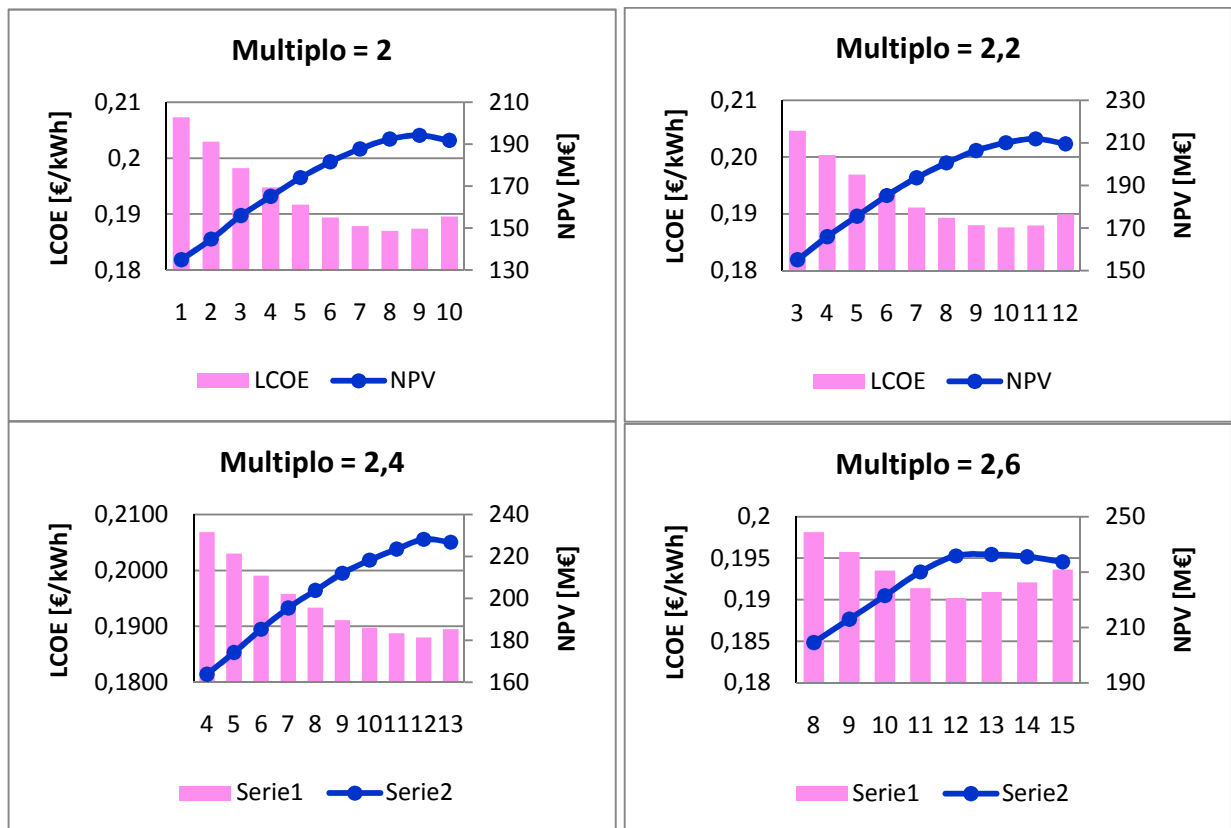


Figura 84: LCOE & NPV al variare del multiplo solare

Si riportano a titolo esemplificativo due grafici in cui viene visualizzato il “Net present Value” durante la vita utile dell’impianto. I grafici si riferiscono ad un impianto con multiplo solare 1,2 sprovvisto di accumulo ed un altro impianto caratterizzato da multiplo solare 2 e capacità di accumulo di 7,7 ore (caso di Andasol).

Il “Pay back time” è dato dall’incrocio della curva con l’asse delle ascisse in quanto si tratta del tempo in cui l’impianto ha ripagato l’investimento iniziale.

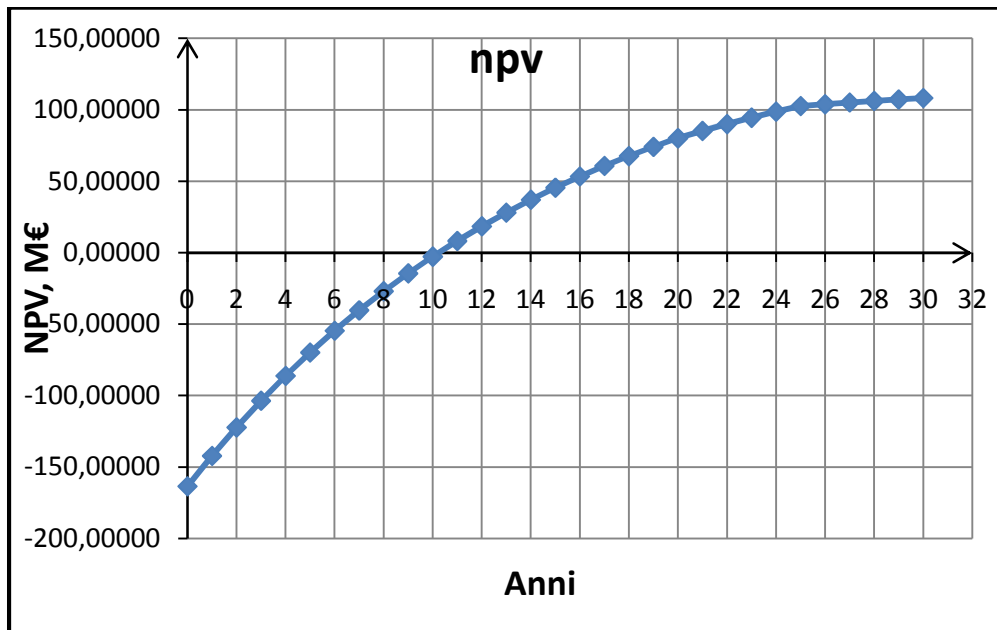


Figura 85 Multiplo 1,2 - senza accumulo

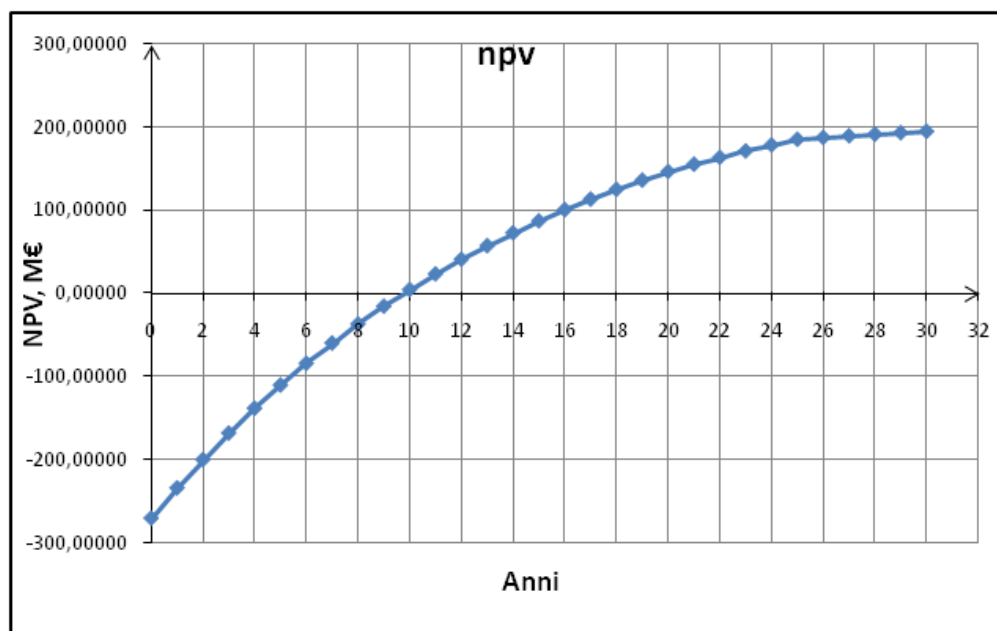


Figura 86 caso Andasol: Multiplo 2 - Accumulo 7,7 ore

L'obiettivo del lavoro è stato quello di andare a verificare la tipologia di legame che intercorre tra il multiplo solare e le dimensioni dell'accumulo al fine di individuare possibili condizioni favorevoli per minimizzare il costo del kWh_{el}.

Per questa ragione si è scelto di sviluppare un modello di calcolo che permettesse di simulare il funzionamento annuale di un tale impianto, data in input la radiazione di una determinata località geografica.

Sono state esaminate due località possibili, aventi all'incirca la stessa DNI annua: Siviglia (Spagna) e Darwin (Australia).

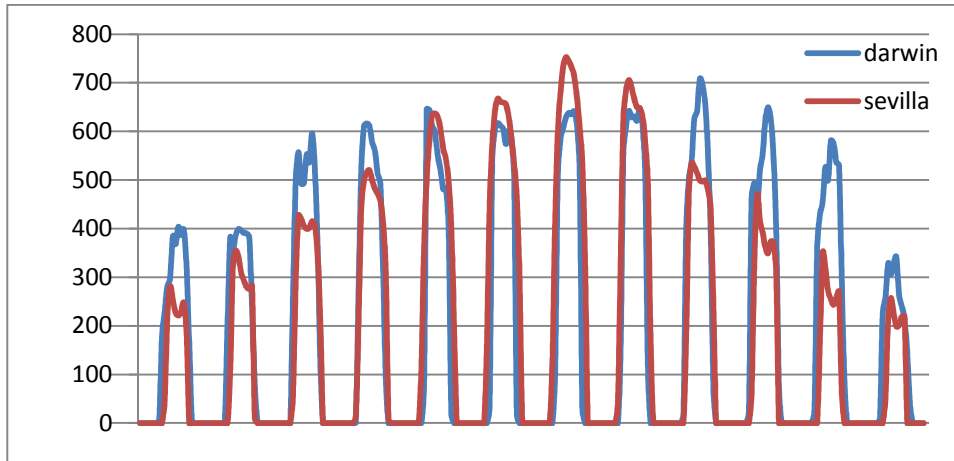


Figura 87 Radiazione media mensile incidente in funzione del luogo geografico

Le due radiazioni hanno distribuzioni annuali significativamente diverse, anche se nel complesso la radiazione totale è simile: 1751 GWh per Darwin e 1615 GWh per Siviglia.

Dalla simulazione annuale di funzionamento è emerso in ciascuno dei due siti, che per ogni multiplo solare consegue una determinata dimensione ottimale dell'accumulo termico tale da minimizzare il costo del kWh_{el} prodotto (LCOE).

Questo è ragionevole poiché fissata la dimensione del campo solare:

- Accumuli eccessivamente piccoli non permettono di ammortizzare il costo del campo solare, che troppo spesso deve essere de-focalizzato
- Accumuli troppo grandi invece non permettono di ammortizzare il costo di accumulo stesso, poiché troppo raramente vengono interamente utilizzati

Dopo aver individuato i valori (Ms-hacc) ottimali, interessante è il confronto tra le due località prese in considerazione.

Darwin, nonostante abbia una più elevata insolazione media annua e una maggiore potenza netta prodotta, presenta taglie di accumulo di ottimo significativamente inferiori rispetto a Siviglia a parità di multipli solari.

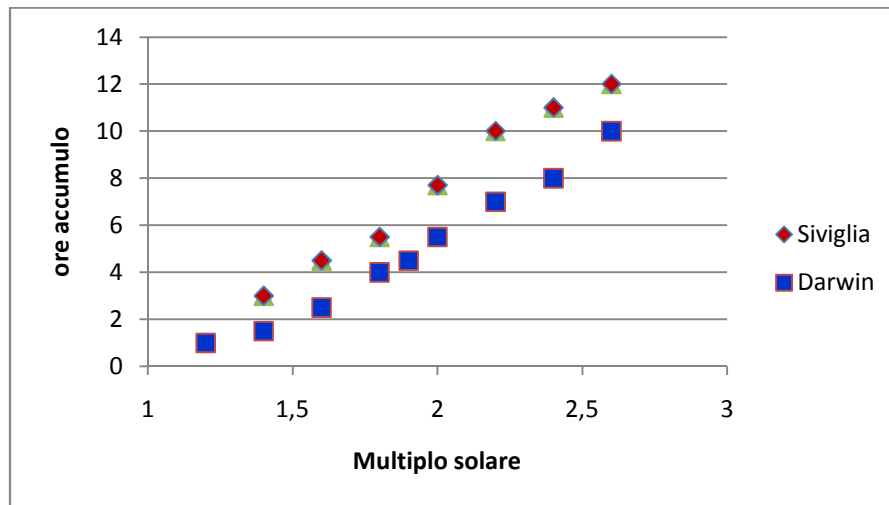


Figura 88 Ore di accumulo ottime in funzione del multiplo solare

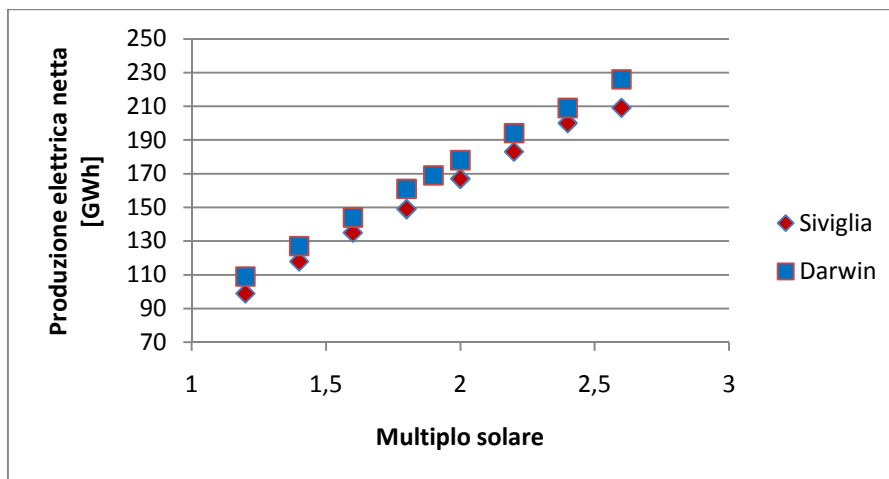


Figura 89 Produzione elettrica netta con accumulo ottimo in funzione del multiplo

Questo è dovuto essenzialmente alla distribuzione della radiazione nel corso dell'anno, che ha un effetto non trascurabile sul dimensionamento dell'accumulo termico, fissato il campo solare.

L'accumulo di Siviglia deve essere dimensionato fondamentalmente per funzionare 4 mesi all'anno al massimo della sua capacità mentre quello di Darwin per 8 mesi all'anno. Inoltre i picchi a Darwin sono inferiori perché è proprio nei 4 mesi dell'estate australe che l'impianto non funzionerebbe a causa della presenza di monsoni. Quindi l'accumulo verrebbe dimensionato per avere un funzionamento abbastanza regolare.

Quanto detto si ripercuote in termini di LCOE, che risulta del 10% inferiore rispetto a quello ottenibile a Siviglia; in effetti a Siviglia a fronte di un maggiore costo di impianto (sempre Ms-acc di ottimo) si otterrà una produzione netta inferiore il che si ripercuote negativamente sullo LCOE.

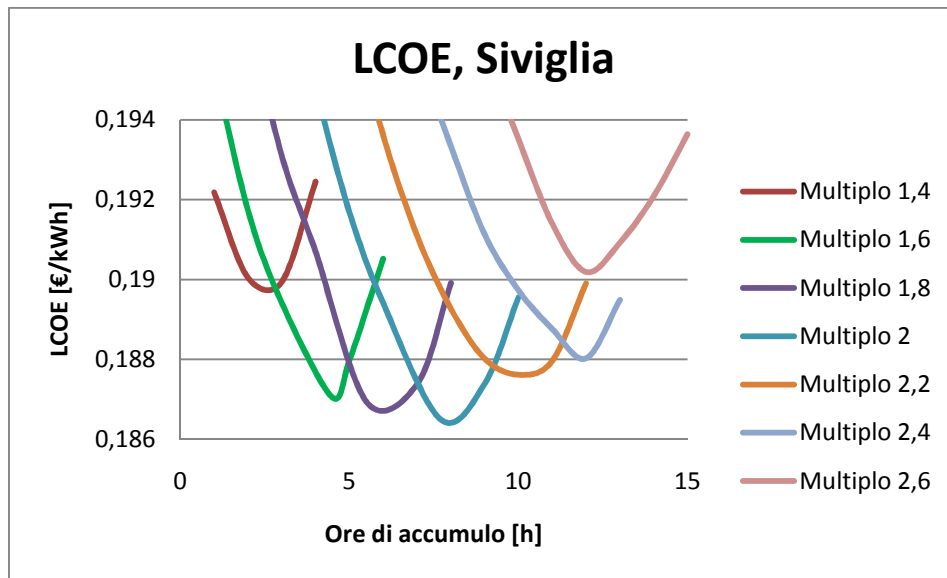


Figura 90: Fascio di curve in relazione al multiplo solare (Siviglia)

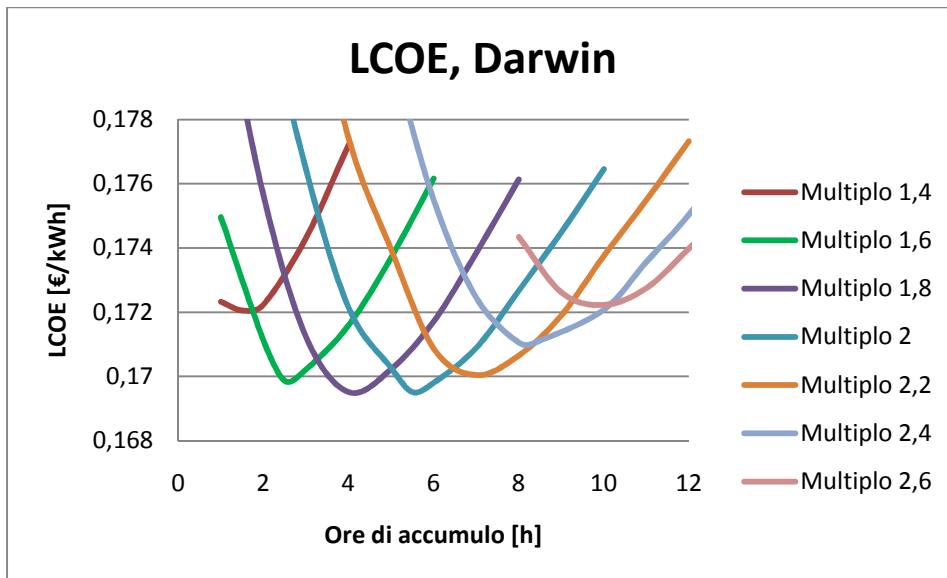


Figura 91: Fascio di curve in relazione al multiplo solare (Darwin)

Plottando i fasci di curve rispetto al parametro multiplo, in entrambi i siti si ottiene una taglia di ottimo assoluto. Per Siviglia $M_s=2$ e $Acc=7,7$ (praticamente analogo all'impianto Andasol funzionante in Spagna), Per Darwin $M_s=1,9$ e $Acc=4,5$ ore.

5 Conclusioni

Questo lavoro di tesi ha avuto l'obiettivo di analizzare ed ottimizzare da un punto di vista tecnico-economico il funzionamento di un impianto solare a collettori parabolico-lineari abbinato ad un sistema di accumulo termico.

La taglia di impianto a cui si è scelto di far riferimento è pari a 50 MW.

L'attenzione inizialmente è stata rivolta allo studio delle possibili tecnologie di accumulo termico esistenti, in particolare a quelle che presentano attualmente o hanno presentato in passato già diversi riscontri in applicazioni impiantistiche di taglie significative.

Si tratta di tecnologie il cui funzionamento è basato sull'accumulo di calore sensibile grazie all'impiego di un fluido di stoccaggio in grado di variare reversibilmente la propria temperatura.

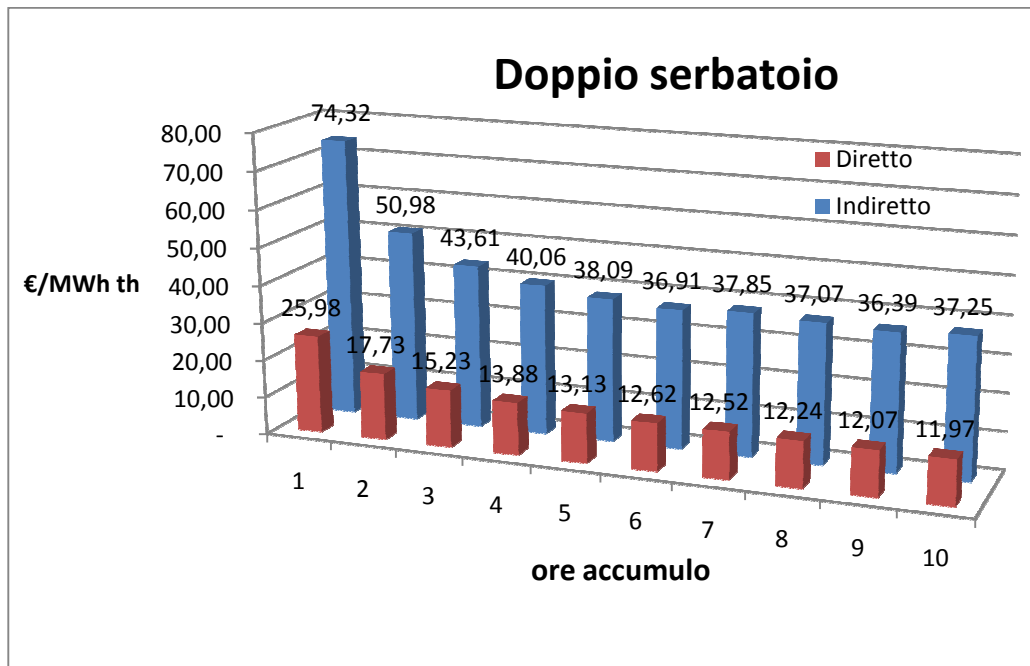
Sostanzialmente le tecnologie possibili sicure ed affidabili sono due, entrambe basate su un sistema di accumulo costituito da una coppia di serbatoi a diverse temperature, contenenti una miscela di Sali fusi a livello variabile.

I sali possono trasferirsi da un serbatoio all'altro a seconda delle condizioni di funzionamento richieste o dalla logica di gestione adottata.

Ciò che differenzia le due tecnologie attualmente in uso è il metodo di accumulo che può essere diretto o indiretto. Nel primo caso i Sali fungono anche da fluido termovettore, nel secondo invece è necessario predisporre degli scambiatori poiché il fluido termovettore è olio sintetico.

In realtà esisterebbe anche una terza tecnologia di accumulo che prevede l'impiego di un singolo serbatoio a termoclino, in cui il fluido caldo rimane distinto dal fluido freddo a causa della stratificazione dovuta alle diverse densità; tale tecnologia ha il pregio di avere costi più contenuti delle precedenti ma attualmente non è considerata nel complesso (nel funzionamento abbinato all'impianto) più vantaggiosa.

Al termine di un'analisi di tutte le voci di costo costituenti il sistema di accumulo (fluido, taniche, isolamento, fondazioni, scambiatori se presenti, pompe, balance) è stato possibile determinare il costo specifico di stoccaggio di un MWh termico in funzione delle ore di accumulo, per ciascuna delle due tecnologie di riferimento.



La maggiore economicità del sistema di accumulo diretto risiede nel fatto che il serbatoio caldo si trova a temperature di circa 550°C, di gran lunga più elevate rispetto a quelle raggiungibili con un sistema indiretto, dove si superano di poco i 380°C; il serbatoio freddo in entrambi i casi si trova a 292°C per evitare il fenomeno di cristallizzazione dei Sali, che avverrebbe a temperature inferiori.

Considerando il ΔT messo a disposizione del fluido, si evince come a pari capacità termica stoccata il sistema diretto richieda volumetrie, e quindi anche costi, inferiori fino al 60%.

Ovviamente il sistema di accumulo preferibile sarebbe quello diretto, sia da un punto di vista economico sia da un punto di vista energetico, dato che permetterebbe di ottenere rendimenti più elevati nel ciclo a vapore.

Tuttavia questa tecnologia è di più facile abbinamento con torri solari a concentrazione dove è possibile raggiungere temperature elevate, grazie agli alti fattori di concentrazione ottenibili.

Il primo tentativo di raggiungere temperature di 550°C in un campo solare a concentrazione a collettori cilindro-parabolici è stata la centrale Archimede, che però ha richiesto lo sviluppo di nuovi componenti come ricevitori appositi, provocando un aumento nei costi di investimento.

Al di là di questo primo significativo tentativo, la tecnologia attuale di riferimento negli impianti solari a collettori è quella che adotta olio sintetico come fluido termovettore ed un sistema di accumulo indiretto a Sali fusi.

In questi impianti la logica di accumulo adottata in genere mira a smorzare i transitori durante il funzionamento giornaliero e ad aumentare le ore di funzionamento annue; quindi occorre che il campo specchi sia opportunamente sovradimensionato rispetto alla potenza nominale del power block, per poter stoccare giornalmente la radiazione in eccesso e riutilizzarla dopo il tramonto del sole.

Il lavoro qui presentato, partendo da uno studio accurato dei sistemi di accumulo termico, ha poi stimato la convenienza economica del kWh elettrico prodotto sviluppando un modello di calcolo del funzionamento dell'impianto. Il modello è stato organizzato per poter valutare il costo dell'energia prodotta al variare delle dimensioni del campo specchi e della capacità di accumulo termico.

Questo studio aveva infatti l'intento di poter valutare la convenienza economica dei sistemi di accumulo e l'influenza delle dimensioni del campo solare sulla gestione dell'impianto e sul funzionamento del sistema di accumulo.

La valutazione dei costi di impianto è avvenuta suddividendo il costo dell'investimento in differenti voci di costo in modo da poter ottenere una valutazione realistica dell'esborso finanziario legato alla costruzione di un impianto solare termodinamico a concentrazione parabolico-lineare dotato di sistema di accumulo termico; è stato inoltre necessario considerare la variazioni delle voci di costo in funzione dei due parametri fondamentali: il multiplo solare e la capacità di accumulo.

A fronte di un'analisi accurata di tutti i componenti dell'impianto (specchi, piping, scambiatori, fluidi, serbatoi...) è stato possibile stimare il costo di impianto sia al variare del multiplo solare sia al variare della capacità termica dell'accumulo.

Il modello implementato ha poi permesso la simulazione del funzionamento di tutto l'impianto. Esso si è basato sullo studio della logica di funzionamento con sistema di accumulo termico a due serbatoi e delle casistiche di funzionamento che si presentano nella gestione dell'impianto.

Le differenti logiche di funzionamento sono state quindi implementate nel programma di calcolo, sfruttando un set di equazioni costituito da polinomiali, estrapolate da studi precedenti, e bilanci energetici opportunamente analizzati e studiati. Adattando le equazioni ai differenti principi di funzionamento in base alla radiazione solare incidente e alla disponibilità dell'accumulo, è stato possibile creare dei sistemi di equazioni in grado di risolvere ciascuna logica di funzionamento individuata.

Le equazioni implementate modellizzavano i differenti blocchi di impianto (campo specchi, sistema di accumulo e power block) interfacciandosi tra di loro per calcolare una soluzione che fosse adatta a descrivere il funzionamento orario dell'impianto. La soluzione dei differenti sistemi è stata effettuata mediante metodi iterativi in Visual Basic.

Il modello ha così permesso di calcolare il funzionamento orario nel corso dell'anno dell'impianto solare. È stato dunque possibile stimare le potenze in transito nell'impianto e di conseguenza ricavare le produzioni elettriche lorda e nette a seguito della stima dei consumi degli ausiliari.

Simulando un impianto con multiplo solare 2 e capacità di accumulo pari a 7,7 ore, utilizzando come input la radiazione incidente e la temperatura ambiente alle coordinate geografiche dell'impianto di Andasol, è stato validato il modello. L'analisi ha infatti evidenziato una produzione elettrica lorda pari a 182 GWh_{el}, che corrisponde a 3344 ore equivalenti di funzionamento, valori del tutto compatibile con quelli ricavati in bibliografia.

Anche la stima delle dimensioni del campo specchi e del sistema di accumulo si è rivelata efficace in quanto ha prodotto valori corrispondenti a quelli individuati in letteratura. L'impianto, dimensionato secondo il modello sviluppato, presenta una superficie del campo specchi di 530841 m² e una dimensione del sistema di accumulo termico di 1080 MWh_{th} corrispondenti a 28300 ton di Sali fusi.

Il modello ha permesso di constatare come vari il funzionamento dell'accumulo nel corso dell'anno solare al variare della radiazione incidente e in funzione della posizione geografica dell'impianto. Infatti nel periodo estivo il sistema di accumulo permette di estendere, a fronte di un aumento del campo specchi rispetto al multiplo unitario, le ore funzionamento dell'impianto e quindi aumentare notevolmente le produzioni elettriche; nel periodo invernale invece, il sistema di accumulo non viene pienamente sfruttato con il totale riempimento giornaliero dello stesso, per cui non è in grado di prolungare il funzionamento, ma permette di smorzare i transitori e di evitare i diversi spegnimenti che potrebbero avvenire nel corso della giornata in assenza di accumulo e in presenza di bassa radiazione incidente.

Dalle simulazioni effettuate si è constatato come un impianto dotato di accumulo termico e di un campo specchi adeguato, riesca a funzionare per un numero di ore nettamente superiori rispetto ad un impianto sprovvisto di accumulo. A fronte quindi di un maggiore investimento iniziale, l'impianto dotato di accumulo permette un aumento delle produzioni elettriche e quindi degli introiti legati alla vendita dell'energia alla rete.

Si è quindi dimostrato, utilizzando dei significativi parametri economici, quanto convenga dotare gli impianti solari di un sistema di accumulo termico, in quanto questo, qualora correttamente dimensionato e opportunamente associato ad un adeguato campo specchi, riesce ad abbattere i costi di produzione dell'energia elettrica e quindi a diminuire i tempi di ripagamento dell'impianto e ad aumentare gli utili netti derivanti dalla gestione dello stesso.

Fissato un "fixed charge rate" pari al 10,4%, è stato possibile valutare il "levelized cost of electricity". Come precedentemente illustrato, l'LCOE si attesta su valori compresi tra 0,17 e 0,21 €/kWh.

Il modello ha permesso di valutare la dimensione ottima dell'impianto, fissata la sua posizione geografica. La dimensione ottima è quella in grado di assicurare il minimo costo dell'energia prodotta.

Fissato un multiplo solare, esiste una dimensione ottimale del sistema di accumulo in grado di minimizzare i costi di produzione. Questa osservazione è ragionevole in quanto, fissate le dimensioni del campo solare, sistemi di accumulo piccoli non permettono di ammortizzare il costo del campo specchi che spesso è costretto a funzionare in condizioni di de-focus mentre accumuli troppo grandi non permettono invece di ammortizzare il costo del sistema di accumulo stesso poiché troppo raramente pienamente utilizzato.

Infatti si constata come al variare della dimensione del sistema di accumulo, oltrepassata la condizione di minimo, non si ha più un consistente aumento delle ore di funzionamento dell'impianto.

Allo stesso modo, fissata la dimensione del sistema di accumulo, esiste una condizione di minimo LCOE anche al variare delle dimensioni del campo specchi.

A valle di tutte queste valutazioni è stato possibile valutare la condizione di minimo assoluto che, nella posizione geografica dell'impianti di Andasol, corrisponde ad un campo specchi con multiplo solare pari a 2 e una capacità del sistema di accumulo pari a 7,7 ore, corrispondenti alle dimensioni dell'impianto di Andasol.

Bibliografia

G. Nespoli, Analisi tecnico-economica di serbatoi di accumulo termico per impianti solari a concentrazione, Politecnico di Milano, 2009.

Enea, Dossier, *Usi termici delle fonti rinnovabili*, Roma, Novembre 2009.

Colombo, De Antonellis, Confalonieri, A heat loss model for oil tanks, Sorrento, Italy, May 2010.

Zhen Yang, Suresh V. Garimella, Thermal analysis of solar thermal energy storage in a molten-salt thermocline, Science direct, 2010.

Pacheco, Showalter, Kolb, Development of a Molten-Salt Thermocline Thermal Storage System for Parabolic Trough Plants, Albuquerque.

Giostri, Saccilotto, Sviluppo di codici di calcolo per la simulazione economico-energetica di impianti solari termodinamici a concentrazione lineare, Politecnico di Milano, 2009.

Laing, Steinmann, Tamme, Richter, Solid media thermal storage for parabolic trough power plants, June 2006.

Price, Lupfert, Kearney, Zarza, Cohen, Gee, Mahoney, Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology, May 2002.

Tamme, Laing, Steinmann, Advanced Thermal Energy Storage Technology for Parabolic Trough, May 2004.

Herrmann, Kelly, Price, Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants, 2003.

Kearney, Kelly, Herrmann, Cable, Pacheco, Mahoney, Price, Blake, Nava, Potrovitza, Engineering aspects of a molten salt heat transfer fluid in a troughsolar field, 2003.

Glatzmaier, Mehos, Mancini, 2008 Solar Annual Review Meeting, Austin, Texas, 2008.

Kelly, Kearney, Thermal Storage Commercial Plant Design Study for a 2-Tank Indirect Molten Salt System, May 2002.

Brosseau, Kelton, Ray, Testing of Thermocline Filler Materials and Molten-Salt Heat Transfer Fluids for Thermal Energy Storage Systems in Parabolic Trough Power Plants, 2005.

Moens, Blake, Advanced Heat Transfer and Thermal Storage Fluids, 2005.

NREL, Survey of Thermal Storage for Parabolic Trough Power Plants, Cologne, Germany, June 2000.

Kelly, Two Tank Indirect Thermal Storage System, Parametric Studies for FLABEG Solar International GmbH and Solar Millennium AG, San Francisco, California.

Nava, Herrmann, Trough Thermal Storage, March 2007, Denver.

Price, A Parabolic Trough Solar Power Plant Simulation Model, Hawaii Island, 2003.

Herrmann, Geyer, Kearney, Overview on Thermal Storage Systems, 2002.

Falchetta, Mazzei, Crescenzi, Merlo, Design for the Archimede 5 MW molten salt parabolic trough solar plant.

Price, Hassani, Modular Trough Power Plant Cycle and Systems Analysis, Golden, Colorado, 2002.

Falchetta, Il programma ENEA sull'energia solare a concentrazione ad alta temperatura, 2006

Price, Pacheco, Kelly, Thermocline Analysis

ENEA, Progetto "Archimede", Realizzazione di un impianto solare termodinamico integrativo presso la Centrale ENEL di Priolo Gargallo (SR), 2007

Bartolazzi A., Le energie rinnovabili, Hoepli 2006.

International Energy Agency IEA. Key world energy statistics. 2008.

Solar Millenium, The parabolic trough power plants Andasol 1 to 3.

Incropera, Introduction to heat transfer, John Wiley & Sons.

R. Gabbrielli e C.Zamparelli. Optimal design of a molten salt thermal storage for parabolic trough solar power plants.

Kearney, David W. Parabolic Trough Collector OverviewParabolic Overviewnotes on a bit of history, development after Luz, and a recent surge in trough collector technology offerings. *Parabolic Trough Workshop 2007 at the National Renewable Energy Laboratory.* 2007.

Bejan and Kraus. *Heat Transfer Handbook.* 2003.

Vitalis, B.P.;Riley Power Inc. Constant and sliding-pressure options for new supercritical plants. *www.powermag.com.* [Online] February 15, 2006.

Macchi, E. and Perdichizzi, A. *Theoretical prediction of the off-design performance of axial-flow turbines.* s.l. : Martinus Nijhoff Publishers, 1977. pp. 1867-1896.

Jones, S. A., et al. *TRNSYS modelling of the segs VI parabolic trough solar electric generating system.* Washington, DC : ASME , 2001.

www.nrel.gov/solar

www.gse.it

www.solarspaces.org

www.eere.energy.gov

www.eia.doe.gov

www.flagsol-gmbh.com