

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Specialistica in
Ingegneria Energetica



**Utilizzo dell'anidride carbonica in sistemi
solari a concentrazione lineare**

Relatore: Prof. Ennio Macchi

Co-relatori: Ing. Marco Astolfi
Ing. Marco Binotti
Ing. Andrea Giostri

Tesi di Laurea di:
Stefano Lambrughi
Matr. 750608
Aldo Serafino
Matr. 745509

Anno Accademico 2010 - 2011

Aldo e Stefano ringraziano

Desideriamo ringraziare il Dipartimento di Energia e in modo particolare il suo direttore, il Prof. Ing. Ennio Macchi, per averci permesso di lavorare su un tema così coinvolgente e attuale. Nonostante i suoi innumerevoli impegni ha sempre trovato del tempo da dedicarci per condividere con noi la sua grande esperienza e indirizzare il nostro lavoro.

Un ringraziamento sincero ai dottorandi Marco Astolfi, Marco Binotti e Andrea Giostri che (volenti o nolenti!) hanno seguito il nostro lavoro con la massima disponibilità e perizia.

La nostra gratitudine va inoltre alla prof.ssa Elisabetta Gariboldi, all'Ing. Luca Molinaroli, alla prof.ssa Anna Marina Pandolfi ed all'Ing. Giacomo Bruno Persico per i loro utili consigli.

Infine, non possiamo dimenticare di ringraziare Emiliano, Andrea, Nicola e tutti i compagni di corso per aver condiviso con noi questi ultimi cinque anni al Politecnico: senza di voi sarebbe stato decisamente più difficile raggiungere questo traguardo!

Aldo ringrazia

Un doveroso ringraziamento va alla mia famiglia: ai miei genitori e a mia sorella, che con il loro appoggio e i loro incoraggiamenti mi hanno costantemente accompagnato lungo questo percorso, ricordandomi come con dedizione e sacrificio si ottengono i risultati più gratificanti.

Ringrazio Stefano con il quale ci siamo supportati (e spero non sopportati!) a vicenda durante tutti i 5 anni di corso e soprattutto in questi ultimi mesi di lavoro al nostro progetto di tesi.

Infine un pensiero speciale è per mio nonno, che avrebbe voluto assistere al raggiungimento di questo traguardo.

Stefano ringrazia

Desidero esprimere tutta la riconoscenza possibile alla mia famiglia, per essere sempre stata un solido punto d'appoggio nei momenti difficili. In particolare, un sentito ringraziamento ai miei genitori, Armando e Giovanna, per avermi sostenuto materialmente e, soprattutto, moralmente. Allo stesso modo ringrazio mia sorella Marta, per avermi sopportato durante le interminabili sessioni d'esame.

Voglio esprimere la più sentita gratitudine alla mia fidanzata Rossella, per essere sempre stata al mio fianco e per tutto l'incoraggiamento che ha saputo darmi.

Inoltre, un doveroso ringraziamento anche a Aldo, instancabile compagno d'avventura, per aver realizzato con me questo progetto di tesi.

Grazie! E' merito vostro se sono riuscito a conseguire questa desiderata laurea!

Indice

Indice delle figure	9
Indice delle tabelle	17
Sommario	19
Abstract	21
Introduzione	23
1 La fonte solare e il suo utilizzo in impianti a concentrazione.....	25
1.1 La radiazione solare.....	25
1.2 Tecnologie CSP	29
1.2.1 Il collettore parabolico lineare	32
1.2.2 Il collettore lineare Fresnel.....	37
2 Fluidi termovettori: perché la CO ₂ ?	39
2.1 Confronto preliminare	39
2.2 Caratteristiche degli HTF tradizionali	42
2.2.1 Olio sintetico	42
2.2.2 Sali fusi.....	44
2.3 Caratteristiche generali di un HTF gassoso.....	45
2.4 Quale gas scegliere come HTF?	46
2.5 Ulteriori motivi per scegliere la CO ₂	48
2.5.1 Effetto di Gas reale.....	48
2.5.2 Considerazioni sulle turbomacchine	54
3 Modello termofluidodinamico del collettore solare parabolico lineare	55
3.1 Ipotesi semplificative adottate.....	55
3.2 Bilancio energetico su una sezione trasversale	57
3.2.1 Ottica del sistema di concentrazione e assorbimento della radiazione	58
3.2.2 Flusso termico conduttivo nel tubo assorbitore	63
3.2.3 Flusso termico convettivo tra assorbitore e fluido termovettore...64	
3.2.4 Flusso termico convettivo tra assorbitore e involucro in vetro.....65	
3.2.5 Flusso termico radiativo tra assorbitore e involucro in vetro.....66	
3.2.6 Flusso termico conduttivo nell'involucro in vetro	67

3.2.7	Flusso termico disperso dai sostegni	67
3.2.8	Flusso termico convettivo disperso in ambiente.....	68
3.2.9	Flusso termico radiativo verso il cielo.....	69
3.3	Bilancio energetico longitudinale e caduta di pressione.....	70
3.4	Analisi parametrica	73
3.4.1	Influenza della temperatura del fluido termovettore	73
3.4.2	Influenza della DNI	74
3.4.3	Influenza del materiale del tubo assorbitore.....	74
3.4.4	Influenza della pressione di ingresso.....	74
3.4.5	Influenza del vento	75
3.4.6	Influenza del grado di vuoto nell'intercapedine	76
3.4.7	Influenza del diametro esterno dell'involucro in vetro.....	78
4	Analisi del campo solare per ciclo indiretto	81
4.1	Descrizione del campo specchi.....	81
4.2	Obiettivi e vincoli del dimensionamento del campo solare	82
4.3	Tipi di campi solari	83
4.3.1	Disposizione ad "I".....	83
4.3.2	Disposizione ad "H"	84
4.3.3	Altre disposizioni.....	85
4.4	Configurazione a 2 o a 3 tubi.....	85
4.5	Modellizzazione del piping: metodologia adottata	87
4.5.1	Header Freddo	87
4.5.2	Header caldo in configurazione a 2 tubi	91
4.5.3	Header caldo in configurazione a 3 tubi	93
4.6	Risultati ottenuti e conclusioni.....	95
4.7	Estensione della analisi a concentratori di tipo Fresnel	98
4.7.1	Descrizione del campo ed assunzioni	99
4.7.2	Risultati ottenuti e conclusioni	99
5	Analisi termo-strutturale del tubo ricevitore.....	103
5.1	Analisi termica: descrizione del problema.....	103
5.2	Calcolo del ΔT_{Max} con il modello analitico.....	104

5.2.1	Ipotesi ed assunzioni	104
5.2.2	Risoluzione analitica del problema	106
5.2.3	Risultati	108
5.3	Calcolo del ΔT_{Max} con il codice FEM	110
5.3.1	Ipotesi ed assunzioni	110
5.3.2	Realizzazione della mesh	111
5.3.3	Risultati	112
5.4	Analisi strutturale: descrizione del problema	115
5.5	Analisi strutturale con il modello analitico	117
5.5.1	Ipotesi ed assunzioni	117
5.5.2	Risoluzione analitica del problema	118
5.5.3	Risultati	122
5.6	Analisi strutturale con il codice FEM.....	126
5.6.1	Ipotesi ed assunzioni	126
5.6.2	Realizzazione della mesh	127
5.6.3	Risultati	127
5.7	Conclusioni dell'analisi termo-strutturale	132
5.8	Indagine sulle possibili soluzioni	133
5.9	Indagine sulla soluzione "collettore Fresnel"	134
5.9.1	Prerequisiti per l'analisi ottica	135
5.9.2	Analisi ottica: modellizzazione del problema e risoluzione	136
5.9.3	Risultati dell'analisi ottica.....	138
5.9.4	Analisi termica: descrizione del problema	139
5.9.5	Analisi termica con modello analitico.....	140
5.9.6	Analisi termica con modello FEM	140
5.9.7	Analisi strutturale con il modello analitico	142
5.9.8	Analisi strutturale con il codice FEM	144
5.10	Conclusioni sulla soluzione "collettori Fresnel"	146
5.11	Indagine sull'impiego di collettori Fresnel a 700 °C.....	146
5.12	Conclusioni sull'impiego di collettori Fresnel a 700 °C	151
6	Cicli diretti	153

6.1	Analisi entropica	154
6.2	Ciclo semplice rigenerativo	155
6.3	Ciclo con doppia espansione, rigenerativo	160
6.4	Ciclo a ricompressione, rigenerativo	164
6.5	Ciclo interrefrigerato rigenerativo	169
6.6	Ciclo interrefrigerato rigenerativo a ricompressione	173
6.7	Ciclo a doppia espansione, ricompresso, interrefrigerato, rigenerativo.....	177
6.8	Cicli ottimizzati per la pressione in ingresso al campo solare di 100 bar	180
6.9	Ciclo a doppia espansione, ricompresso, interrefrigerato, rigenerativo, integrato con il modello del campo solare.....	182
6.9.1	Dimensionamento delle turbine.....	187
6.9.2	Considerazioni sui compressori.....	192
7	Conclusioni e sviluppi futuri	195
	Appendici.....	199
1	Assorbimento della radiazione solare, perdite off-design	199
1.1	Incidenza dei raggi solari: effetto coseno	199
1.2	IAM.....	205
1.3	Ombreggiamento tra le file di collettori.....	207
1.4	Perdite di fine collettore.....	208
1.5	Influenza dell'angolo di incidenza sulle prestazioni del collettore....	210
2	Risultati delle simulazioni al Capitolo 4.....	211
	Lista degli acronimi	219
	Bibliografia.....	220

Indice delle figure

Figura 1.1: bilancio energetico semplificato della Terra [8].....	26
Figura 1.2: attenuazione della radiazione dovuta all'attraversamento dell'atmosfera [10].....	27
Figura 1.3: spettro della radiazione extraterrestre (AM=0) e al suolo (AM=1) [10].....	28
Figura 1.4: sostenibilità di un impianto CSP [12].....	30
Figura 1.5: le quattro famiglie tecnologiche CSP [3].....	31
Figura 1.6: SCA, in evidenza la struttura di sostegno [18].....	33
Figura 1.7: struttura di un vetro Flabeg®; dall'alto: substrato vetroso, strato riflettente, rivestimento in rame, triplo strato di vernice (di cui il terzo resistente alla sabbia).....	35
Figura 1.8: rappresentazione di un tubo assorbitore.....	36
Figura 1.9: collettore Fresnel, in risalto il riflettore secondario [26].....	37
Figura 2.1: Schematizzazione dello scambio termico con il fluido all'interno del tubo.....	39
Figura 2.2: Diagramma di fase della miscela "Solar Salt" [36].....	44
Figura 2.3: Andamento delle interazioni tra molecole in funzione della loro distanza ([42]).....	49
Figura 2.4: Stima di Z mediante il Principio degli Stati Corrispondenti ([41]).....	51
Figura 2.5: Schematizzazione di un ciclo Brayton rigenerativo.....	52
Figura 2.6: Lavoro specifico della turbina in funzione del rapporto di espansione e della pressione massima del ciclo [44].....	53
Figura 2.7: Lavoro specifico del compressore in funzione del rapporto di compressione e della pressione massima del ciclo [44].....	53
Figura 3.1: flusso solare sulla circonferenza di un tubo assorbitore tipico di un parabolic trough [47].....	56
Figura 3.2: flussi termici nella sezione trasversale.....	57
Figura 3.3: schema elettrico equivalente.....	58
Figura 3.4: perdite ottiche [10].....	59
Figura 3.5: trasmittanza in funzione della lunghezza d'onda della radiazione [51].....	60
Figura 3.6: riflettanza del rivestimento selettivo [51].....	61
Figura 3.7: emissività in funzione della temperatura.....	63
Figura 3.8: collettori solari della centrale ENEL - Priolo Gargallo. In evidenza i sostegni dell'assorbitore ogni 4 metri circa.....	68
Figura 3.9: rappresentazione del bilancio energetico longitudinale.....	70
Figura 3.10: logica con cui agisce il programma.....	72
Figura 3.11: andamento di rendimento e temperatura lungo l'assorbitore per CO ₂	73

Figura 3.12: andamento del rendimento globale per diversi valori di DNI.....	74
Figura 3.13: rendimento globale per diverse pressioni di ingresso nell'assorbitore	75
Figura 3.14: perdite di carico per diverse pressioni di ingresso nell'assorbitore	75
Figura 3.15: effetto della velocità del vento sul rendimento del collettore	76
Figura 3.16: andamento delle perdite termiche in funzione della pressione nell'intercapedine (aria) per due intervalli di temperatura nel collettore.....	77
Figura 3.17: andamento della temperatura massima del vetro in funzione della pressione nell'intercapedine (aria) per due valori di temperatura della CO ₂ in uscita dal collettore	77
Figura 3.18: andamento della temperatura massima del vetro e del rendimento del collettore in funzione del diametro esterno del vetro (spessore 3 mm, in condizione di perdita di vuoto, Tmax CO ₂ = 600°C)	78
Figura 3.19: andamento della temperatura massima del vetro in funzione delle temperatura di uscita dal collettore della CO ₂ (vuoto nell'intercapedine)	79
Figura 4.1: Veduta aerea degli impianti SEGS VIII – IX (in località Harper Lake, USA).....	81
Figura 4.2: Esempio di configurazione di un loop con 4 collettori da 12 moduli ciascuno	82
Figura 4.3: Esempio di configurazione ad “I” di un campo specchi	83
Figura 4.4: Esempio di configurazione ad “H” di un campo specchi.....	84
Figura 4.5: Esempio di configurazione a 2 tubi.....	85
Figura 4.6: Esempio di configurazione a 3 tubi.....	86
Figura 4.7: Andamento schematico dell'header freddo.....	87
Figura 4.8: Spessore ottimo di isolante	89
Figura 4.9: Diagramma di flusso per il dimensionamento dell' header freddo..	90
Figura 4.10: Andamento schematico dell'header caldo	91
Figura 4.11: Diagramma di flusso per il dimensionamento dell' header caldo (2 tubi).....	92
Figura 4.12: Schematizzazione di una sezione di piping con configurazione a 3 tubi	93
Figura 4.13: Diagramma di flusso per il dimensionamento dell' header caldo (3 tubi).....	94
Figura 4.14: Perdite di carico complessive in funzione della lunghezza del loop	95
Figura 4.15: Area degli specchi (specifica alla potenza elettrica) in funzione della lunghezza del loop	96
Figura 4.16: Perdite termiche nel piping in funzione della lunghezza del loop	96
Figura 4.17: Collettore Fresnel	99
Figura 4.18: Andamento delle perdite di carico, termiche e della superficie riflettente per Fresnel.....	100
Figura 5.1: Onda quadra utilizzata per approssimare il flusso incidente sull'assorbitore (riadattato da [47])	105

Figura 5.2: Schematizzazione della modellazione analitica del problema monodimensionale	106
Figura 5.3: Rappresentazione schematica delle condizioni al contorno imposte [63]	108
Figura 5.4: Distribuzione di temperatura per olio sintetico	109
Figura 5.5: Distribuzione di temperatura per sali fusi.....	109
Figura 5.6: Distribuzione di temperatura per CO ₂	110
Figura 5.7: Flusso imposto sull'assorbitore per il modello FEM.....	111
Figura 5.8: Mesh utilizzata per il modello FEM del tubo assorbitore	112
Figura 5.9: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per olio sintetico	112
Figura 5.10: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per olio sintetico	113
Figura 5.11: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per sali fusi	113
Figura 5.12: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per sali fusi	114
Figura 5.13: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per CO ₂	114
Figura 5.14: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per CO ₂	115
Figura 5.15: Primo piano del tubo assorbitore che deve essere modellizzato ..	116
Figura 5.16: Distribuzione della temperatura imposta sulla sezione del tubo ..	117
Figura 5.17: Modellizzazione del tubo come una trave incastro-manicotto	118
Figura 5.18: Reazioni vincolari nella trave incastro-manicotto che modella il tubo assorbitore	119
Figura 5.19: Rappresentazione di ΔT_{sup} e ΔT_{inf}	120
Figura 5.20: Deformata per l'olio sintetico	122
Figura 5.21: Momento flettente per l'olio sintetico	123
Figura 5.22: Deformata per i sali fusi	124
Figura 5.23: Momento flettente per i sali fusi.....	124
Figura 5.24: Deformata per la CO ₂ in un parabolic trough.....	125
Figura 5.25: Momento flettente per la CO ₂ in un parabolic trough	126
Figura 5.26: Deformata per olio sintetico da modello FEM	127
Figura 5.27: Sforzo di Von Mises all'estremo del tubo da modello FEM per olio sintetico	128
Figura 5.28: Sforzo di Von Mises al centro del tubo da modello FEM per olio sintetico	128
Figura 5.29: Deformata per sali fusi da modello FEM	129
Figura 5.30: Sforzo di Von Mises all'estremo del tubo da modello FEM per sali fusi.....	129
Figura 5.31: Sforzo di Von Mises al centro del tubo da modello FEM per sali fusi.....	130
Figura 5.32: Deformata per CO ₂ da modello FEM	130
Figura 5.33: Sforzo di Von Mises all'estremo del tubo da modello FEM per CO ₂ in parabolic trough	131
Figura 5.34: Sforzo di Von Mises al centro del tubo da modello FEM per CO ₂ in parabolic trough	131

Figura 5.35: Sforzo ammissibile per alcuni acciai in funzione del parametro di Larson Miller ([71]).....	133
Figura 5.36: Rappresentazione dello swirl tape ([11])	134
Figura 5.37: Collettore Fresnel.....	135
Figura 5.38: Raggi proiettati su un collettore Fresnel	136
Figura 5.39: Esempio di diagramma polare del flusso incidente sul ricevitore (in W/m^2).....	137
Figura 5.40: Diagramma polare del flusso “uniformato” (in W/m^2).....	139
Figura 5.41: Distribuzione di temperatura per CO_2 a $600\text{ }^\circ C$ in collettore Fresnel con flusso uniformato	140
Figura 5.42: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per CO_2 in Fresnel con flusso uniformato	141
Figura 5.43: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per CO_2 in Fresnel con flusso uniformato	142
Figura 5.44: Deformata per CO_2 in Fresnel con flusso “uniformato”	143
Figura 5.45: Momento flettente per CO_2 in Fresnel con flusso “uniformato”..	143
Figura 5.46: Deformata del tubo ricevitore con CO_2 in Fresnel con flusso uniformato da modello FEM	144
Figura 5.47: Sforzo di Von Mises all’estremo del tubo ricevitore per CO_2 in Fresnel con flusso uniformato da modello FEM	145
Figura 5.48: Sforzo di Von Mises al centro del tubo ricevitore per CO_2 in Fresnel con flusso uniformato da modello FEM	145
Figura 5.49: Distribuzione di temperatura per CO_2 a $700\text{ }^\circ C$ in collettore Fresnel con flusso “uniformato” (modello analitico approssimato).....	147
Figura 5.50: Distribuzione di temperatura per CO_2 a $700\text{ }^\circ C$ in collettore Fresnel con flusso “uniformato” (modello FEM).....	147
Figura 5.51: Distribuzione di temperatura per CO_2 a $700\text{ }^\circ C$ in collettore Fresnel con flusso “uniformato” (modello FEM).....	148
Figura 5.52: Deformata calcolata per CO_2 a $700\text{ }^\circ C$ in collettore Fresnel con flusso “uniformato” (modello analitico approssimato).....	148
Figura 5.53: Momento flettente calcolato per CO_2 a $700\text{ }^\circ C$ in collettore Fresnel con flusso “uniformato” (modello analitico approssimato).....	149
Figura 5.54: Deformata calcolata per CO_2 a $700\text{ }^\circ C$ in collettore Fresnel con flusso “uniformato” (modello FEM)	149
Figura 5.55: Sforzo di Von Mises calcolato all’estremità del tubo per CO_2 a $700\text{ }^\circ C$ in collettore Fresnel con flusso “uniformato” (modello FEM)	150
Figura 5.56: Sforzo di Von Mises calcolato al centro del tubo per CO_2 a $700\text{ }^\circ C$ in collettore Fresnel con flusso “uniformato” (modello FEM).....	150
Figura 6.1: ciclo Brayton, subcritico	156
Figura 6.2: ciclo di Feher, ipercritico	156
Figura 6.3: schema d'impianto di un ciclo semplice rigenerativo	157

Figura 6.4: rendimento del ciclo semplice rigenerativo ($T_{max}=700^{\circ}C$) in funzione della pressione di ingresso nel campo solare per alcune pressioni di scarico dalla turbina	157
Figura 6.5: rendimento del ciclo in funzione della pressione in ingresso al campo solare per diverse temperature (P scarico dalla turbina ottima per ogni valore di pressione in ingresso al campo solare).....	158
Figura 6.6: pressione ottima di scarico dalla turbina in funzione della pressione in ingresso al CS per diverse temperature.....	158
Figura 6.7: rendimento del ciclo in funzione del rapporto di espansione per diverse temperature (P ingresso campo solare = 100 bar)	159
Figura 6.8: rendimento del ciclo e rapporto di espansione in funzione della temperatura massima (P ingresso campo solare = 100bar).....	159
Figura 6.9: ciclo con doppia espansione rigenerativo.....	160
Figura 6.10: schema d'impianto del ciclo a doppia espansione rigenerativo	160
Figura 6.11: rendimento e calori specifici scambiati in funzione della pressione massima (P_{out} turbina 5-6 = 30bar, $T_{max} = 700^{\circ}C$, $P_{cs} = 100bar$).....	161
Figura 6.12: analisi entropica del ciclo semplice e del ciclo a doppia espansione ($T_{max} = 700^{\circ}C$, $P_{cs} = 100bar$, P_{out} turbina = 30.6bar)	162
Figura 6.13: rendimento del ciclo in funzione della pressione massima per alcune pressioni di scarico dalla turbina 5-6 ($T_{max} = 700^{\circ}C$, P campo solare = 100bar)	162
Figura 6.14: rendimento del ciclo in funzione della pressione massima per diverse temperature (P campo solare = 100bar; P di scarico dalla turbina 5-6 ottima per ogni valore di pressione massima).....	163
Figura 6.15: rendimento in funzione della pressione massima per diverse pressioni in ingresso al campo solare ($T_{max} = 700^{\circ}C$, P scarico turbina ottima per ogni valore di pressione massima)	163
Figura 6.16: ciclo a ricomprensione, rigenerativo	164
Figura 6.17: schema d'impianto di un ciclo a ricomprensione rigenerativo.....	165
Figura 6.18: analisi entropica del ciclo a ricomprensione (11.2% di portata ricompresa) e del ciclo semplice (per entrambi: $T_{max} = 700^{\circ}C$, $P_{cs} = 100bar$, P_{out} turbina = 34.8bar)	166
Figura 6.19: rendimento del ciclo in funzione della P ingresso campo solare per diverse temperature massime (P scarico turbina ottima per ogni valore della pressione del campo solare)	167
Figura 6.20: frazione di portata ricompresa in funzione della P ingresso campo solare per diverse temperature massime (P scarico turbina ottima per ogni valore della pressione del campo solare)	167
Figura 6.21: P uscita turbina in funzione della P ingresso campo solare per diverse temperature	168
Figura 6.22: confronto tra i cicli semplice e ricompreso, ottimizzati ($T_{max} = 700^{\circ}C$, P scarico turbina ottima per ogni valore della pressione del campo solare).....	168

Figura 6.23: rendimento del ciclo e rapporto di espansione in funzione della temperatura massima (P ingresso campo solare = 100bar; P scarico turbina ottima per ogni valore di temperatura)	169
Figura 6.24: ciclo interrefrigerato rigenerativo	169
Figura 6.25: schema d'impianto di un ciclo interrefrigerato rigenerativo	170
Figura 6.26: rendimento in funzione della pressione in ingresso al campo solare per diverse pressioni minime (P intermedia ottima, Tmax = 700°C).....	170
Figura 6.27: rendimento in funzione della pressione in ingresso al campo solare per diverse temperature (P intermedia e P minima ottime)	171
Figura 6.28: rapporti di compressione in funzione della P di aspirazione nel compressore 1-2 (P intermedia e P minima ottime)	171
Figura 6.29: rendimento in funzione del rapporto di espansione per diverse temperature (P ingresso campo solare = 100bar)	172
Figura 6.30: rendimento e rapporto di espansione ottimo in funzione della temperatura (P ingresso campo solare = 100bar; P intermedia e P minima ottime per ogni valore di temperatura).....	172
Figura 6.31: ciclo interrefrigerato ricompresso rigenerativo	173
Figura 6.32: schema d'impianto del ciclo interrefrigerato ricompresso rigenerativo	173
Figura 6.33: rendimento del ciclo in funzione della P ingresso campo solare per diverse temperature (P intermedia e P minima ottime per ogni pressione di ingresso nel campo solare).....	174
Figura 6.34: frazione di portata ricompressa in funzione della P ingresso campo solare per diverse temperature (P intermedia e P minima ottime per ogni pressione di ingresso nel campo solare)	174
Figura 6.35: rendimento del ciclo e rapporto d'espansione ottimo in funzione della temperatura massima (Pcs = 100bar; P intermedia e P minima ottime per ogni temperatura).....	175
Figura 6.36: analisi entropica del ciclo interrefrigerato, ricompresso, rigenerativo (Tmax = 700°C, Pcs = 100bar, P9 = 23.4bar, P10 = 52.2bar, portata ricompressa 24.9%), del ciclo ricompresso, rigenerativo (Tmax = 700°C, Pcs = 100bar, P1 = 23.4bar, portata ricompressa 7.9%) e del ciclo interrefrigerato, rigenerativo (Tmax = 700°C, Pcs = 100bar, P7 = 23.4bar, P8 = 52.2bar).....	176
Figura 6.37: ciclo a doppia espansione, ricompresso, interrefrigerato, rigenerativo	177
Figura 6.38: schema d'impianto del ciclo a doppia espansione, ricompresso, interrefrigerato, rigenerativo.....	177
Figura 6.39: rendimento del ciclo in funzione della pressione massima per diverse temperature di ingresso in turbina (Pcs = 100bar; P intermedia e P minima ottime per ogni pressione massima)	178

Figura 6.40: frazione di portata ricompresa in funzione della pressione massima per diverse temperature ($P_{cs} = 100\text{bar}$; P intermedia e P minima ottime per ogni pressione massima)	178
Figura 6.41: rendimento del ciclo in funzione della pressione massima per diverse pressioni di ingresso al campo solare ($T_{max} = 700^\circ\text{C}$; P intermedia e P minima ottime per ogni pressione massima).....	179
Figura 6.42: analisi entropica del ciclo a doppia espansione, ricomprensione, interrefrigerato, rigenerativo ($P_{max} = 300\text{bar}$, P campo solare = 100bar , $T_{max} = 700^\circ\text{C}$, $P_9 = 48.4\text{bar}$, $P_{11} = 85.8\text{bar}$) e del ciclo interrefrigerato, ricompreso, rigenerativo ($T_{max} = 700^\circ\text{C}$, $P_{cs} = 100\text{bar}$, $P_9 = 23.4\text{bar}$, $P_{10} = 52.2\text{bar}$, portata ricompresa 24.9%).....	179
Figura 6.43: riepilogo delle analisi entropiche dei cicli ottimizzati per $T_{max} = 700^\circ\text{C}$ e $P_{cs} = 100\text{bar}$	180
Figura 6.44: riepilogo delle analisi entropiche dei cicli ottimizzati per $T_{max} = 600^\circ\text{C}$ e $P_{cs} = 100\text{bar}$	181
Figura 6.45: rendimento e lavoro elettrico specifico in funzione della pressione massima ($T_{CO_2\ max}$ paria a 700°C a sinistra e 600°C a destra)	184
Figura 6.46: frazione di portata ricompresa in funzione della pressione massima ($T_{CO_2\ max}$ pari a 700°C a sinistra e 600°C a destra)	184
Figura 6.47: area specchi specifica alla potenza in funzione della pressione massima ($T_{CO_2\ max}$ pari a 700°C a sinistra e 600°C a destra)	184
Figura 6.48: rendimento di turbina in funzione del numero di giri specifico di stadio [86].....	188
Figura 6.49: dimensioni delle pale delle turbine di alta pressione (a sinistra) e bassa pressione (a destra) per il ciclo con $T_{max} = 600^\circ\text{C}$	189
Figura 6.50: triangoli di velocità (adimensionali) della turbina di alta pressione (free ject velocity primo e secondo stadio: 411 m/s e 335 m/s).....	190
Figura 6.51: triangoli di velocità (adimensionali) della turbina di bassa pressione (free ject velocity 412 m/s)	191
Figura 6.52: perdite di schiera (a sinistra) e di stadio (a destra) per la turbina di AP.....	191
Figura 6.53: perdite di schiera (a sinistra) e di stadio (a destra) per la turbina di BP.....	192
Figura 6.54: diagramma di Balje per compressori [89]	193
Figura App.1.1: angolo di incidenza θ [90]	200
Figura App.1.2: angolo di declinazione	201
Figura App.1.3: angolo di declinazione nei vari mesi dell'anno	201
Figura App.1.4: equazione del tempo (Spencer).....	202
Figura App.1.5: altezza solare [10].....	203
Figura App.1.6: altezza solare per il sito di SEGS VIII e IX ($35^\circ 01' 54''\text{N}$ $117^\circ 20' 53''\text{O}$)	203

Figura App. 1.7 Incidenza (in azzurro) e coseno dell'incidenza (in rosso) per disposizione dell'asse del collettore N-S (prima colonna) e E-O (seconda colonna) nei solstizi d'estate (prima riga) e d'inverno (seconda riga) per il sito di SEGS VIII e IX (35°01'54"N 117°20'53"O).....	205
Figura App.1.8: assorbanza in funzione dell'angolo di incidenza [6]	206
Figura App.1.9: K, IAM, $\cos(\theta)$ in funzione dell'incidenza θ	207
Figura App.1.10: ombreggiamento reciproco per un campo costituito da specchi parabolici [18].....	207
Figura App.1.11: fattore di ombreggiamento, disposizione asse N-S, distanza interfila 15 m, apertura della parabola 5.75 m.....	208
Figura App.1.12: perdite di fine collettore [90].....	209
Figura App.1.13: fattore di perdita di fine collettore per strutture: Enea (f=1.8 m, W=5.9 m, L=100 m), ET-150 (f=1.71 m, W=5.76 m, L=150 m) e SGX-1 (f=1.49 m, W=5.76 m, L=50 m).....	209
Figura App. 1.14: perdite termiche, calore trasferito al fluido e perdite ottiche per diversi angoli di incidenza.....	210
Figura App. 1.15: rendimento in funzione dell'angolo di incidenza	210

Indice delle tabelle

Tabella 1.1: caratteristiche dei collettori in commercio.....	34
Tabella 1.2: dimensioni commerciali dei tubi assorbitori [10]	36
Tabella 1.3: confronto tra un collettore cilindro parabolico (SKAL-ET) e uno Fresnel (Nova 1 della Novatec Solar) [15]	38
Tabella 2.1: Risultati di Eq. (2.11) per diversi fluidi (T = 250 °C ed inoltre per i gas P = 100 bar).....	41
Tabella 2.2: Principali impianti con tecnologia Parabolic Trough esistenti nel mondo [21].....	43
Tabella 2.3: Composizione massica di varie miscele di sali [37]	44
Tabella 2.4: Caratteristiche fisiche delle miscele di sali [37]	45
Tabella 2.5: Valutazione del rapporto W/q di alcuni gas rispetto all'idrogeno.....	48
Tabella 3.1: definizione delle temperature.....	58
Tabella 3.2: dati caratteristici dell'ottica del collettore parabolico [45]	62
Tabella 3.3: dati del vetro Pyrex [®] [45].....	62
Tabella 3.4: caratteristiche HCE, T in °C [10] [45]	62
Tabella 3.5: valori delle costanti C e m in funzione del numero di Reynolds	69
Tabella 4.1: Principali valori di confronto per tecnologie ad olio e a Sali (Fonte per olio e sali: [10]).....	97
Tabella 5.1: Temperature di miscelamento adiabatico ipotizzate per gli HTF nel modello termico del tubo assorbitore.....	104
Tabella 5.2: Coefficienti di scambio termico usati nel modello termico del tubo assorbitore	105
Tabella 5.3: Sollecitazione calcolata con il modello analitico per olio sintetico	123
Tabella 5.4: Sollecitazione calcolata con il modello analitico per sali fusi	125
Tabella 5.5: Sollecitazione calcolata con il modello analitico per CO ₂ in parabolic trough	126
Tabella 5.6: Funzione obiettivo da minimizzare.....	138
Tabella 5.7: Sollecitazione calcolata con il modello analitico per CO ₂ in Fresnel con flusso "uniformato"	144
Tabella 5.8: Sollecitazione calcolata con il modello analitico per CO ₂ a 700 °C in Fresnel con flusso "uniformato"	149
Tabella 6.1: riepilogo dei rendimenti dei cicli analizzati (Pcs = 100bar)	180
Tabella 6.2: parametro (U*S)/P per i diversi cicli analizzati	182
Tabella 6.3: proprietà termodinamiche dei punti del ciclo a 600°C	183
Tabella 6.4: proprietà termodinamiche dei punti del ciclo a 700°C	183
Tabella 6.5: effetti dell'innalzamento di temperatura massima della CO ₂	185
Tabella 6.6: costo del metallo del campo solare	186

Tabella 6.7: risultati dell'ottimizzazione; valori di: coefficiente di lavoro specifico adimensionale, grado di reazione, rapporto d'espansione, numero di giri specifico, size parameter, velocità periferica e rendimento globale 190

Sommario

Il settore del solare termodinamico ha subito fasi alterne. Ad un inizio molto vivace, con la costruzione degli impianti *Solar Energy Generating Systems* (SEGS) in California, ha seguito un lungo periodo di stasi fino al 2006, anno in cui sono stati realizzati due nuovi impianti, uno in Spagna uno in Nevada. Attualmente si sta assistendo ad un momento di particolare fermento: molte tecnologie sono entrate nello stadio di sviluppo commerciale e numerosi nuovi impianti stanno per essere realizzati.

In questo contesto di forte sviluppo, il presente lavoro di tesi vuole indagare la possibilità dell'utilizzo dell'anidride carbonica in sistemi solari a concentrazione lineare.

Il primo passo è chiarire i motivi di questa scelta, evidenziandone pregi e difetti. Quindi, si è fatto un paragone con le attuali soluzioni commerciali, rappresentate dagli olii sintetici e dalle miscele di sali fusi.

Successivamente si è valutato il comportamento del collettore solare percorso da CO₂ tramite un modello termofluidodinamico appositamente sviluppato. Questo stesso modello è stato ampliato con la descrizione della rete di distribuzione del fluido, in modo da poter simulare il funzionamento dell'intero campo solare asservito ad un ciclo di potenza. Si è così potuto ricercare la lunghezza dei loop di collettori e la disposizione delle sezioni del campo che consentano il miglior compromesso tra perdite di carico, perdite termiche e estensione della superficie riflettente.

Per mezzo del modello si sono potute calcolare le condizioni di funzionamento degli assorbitori; si è quindi eseguita un'analisi termostrutturale del tubo in acciaio. Questo studio è stato decisivo per verificare la fattibilità tecnologica dell'utilizzo della CO₂ ed orientare la scelta del tipo di collettore lineare da utilizzare.

Infine, si è voluta studiare la possibilità di realizzare un impianto che utilizzasse la CO₂ direttamente come fluido di lavoro. Si sono analizzati diversi cicli termodinamici e si è selezionato quello ritenuto superiore. Al modello di questo ciclo si è integrato il modello del campo solare per verificarne la fattibilità.

Parole chiave: energia solare, CO₂, collettore solare lineare, tubo assorbitore, impianto solare termodinamico.

Abstract

The solar power sector had ups and downs. The construction of the Solar Energy Generating Systems (SEGS) in California was followed by a long period of stagnation until 2006, when two new plants were built, one in Spain and one in Nevada. Currently, we are witnessing a moment of particular activity: many technologies are entering the stage of commercial development and many new plants are being built.

In this context of strong development, this thesis aims to examine the possibility of using carbon dioxide in linear solar concentrated systems.

The first step is to clarify the reasons of this choice and to highlight the strengths and the weaknesses, so that a comparison with current commercial solutions (represented by synthetic oils and molten salts mixtures) can be made.

Subsequently, the behavior of the solar collector, with CO₂ passing in it, is explored by using a thermo-fluid-dynamics model. This model has been expanded with the description of the fluid distribution grid in order to simulate the operation of the entire solar field, which is coupled with a power cycle. Thus, we were able to find out the length of collector loops and the arrangement of the field's sections that allow the best compromise between pressure drop, heat losses and reflecting surface extension. Thanks to the model, we had the possibility to calculate the data about the functioning of the linear receiver, in order to perform a thermo-structural analysis of the steel pipe. This study was crucial to verify the technological feasibility of using CO₂ and to guide the choice of the correct linear manifold.

Finally, we tested the performances of a plant using the CO₂ directly as working fluid: we analyzed different thermodynamic cycles and, in our opinion, we selected the best one. The model of this cycle, then, has been integrated with the model of the solar field to test its usability.

Keywords: solar energy, CO₂, linear solar collector, absorber tube, solar thermal power plant.

Introduzione

L'energia solare è la risorsa più abbondante e permanentemente disponibile sulla Terra. Giunge sotto forma di radiazione elettromagnetica ed è alla base della vita sul nostro pianeta: consente la crescita delle biomasse vegetali, muove il ciclo dell'acqua, genera il moto dei venti e delle correnti marine.

Tuttavia l'80% dell'energia attualmente utilizzata nel mondo proviene da fonti fossili: la loro grande intensità energetica e il basso costo hanno sostenuto il forte sviluppo della civiltà umana a partire dalla rivoluzione industriale fino ad oggi. Allo stesso tempo, tali fonti comportano dei rischi per la salute dell'uomo e per l'ambiente. Si pensi, ad esempio, ai cambiamenti climatici, alle emissioni di inquinanti (ossidi d'azoto, ossidi di zolfo, monossido di carbonio, metalli pesanti e particolato) oppure all'incidente accorso al Pozzo Macondo della piattaforma petrolifera Deepwater Horizon, il 20 aprile 2010, con lo sversamento di milioni di barili di greggio nelle acque antistanti a Louisiana, Mississippi, Alabama e Florida.

L'energia atomica, nonostante non contribuisca alle emissioni di gas serra e di inquinanti nella biosfera, risulta spesso socialmente e politicamente invisibile poiché permane la paura, giustificata o irrazionale, che i grandi incidenti del passato possano ripetersi. È ancora attuale, infatti, il ricordo dell'11 marzo di quest'anno, quando uno tra i più devastanti terremoti conosciuti dall'umanità e la successiva onda anomala hanno messo in ginocchio la costa orientale del Giappone e preoccupato il mondo per le esplosioni avvenute nella centrale nucleare di Fukushima.

Iniziano a sorgere dubbi sull'attuale sistema energetico per l'incertezza dell'approvvigionamento delle risorse fossili in via di esaurimento, per il rischio di conflitti internazionali e per i potenziali danni che potrebbe subire l'ambiente in cui vivono ormai più di 7 miliardi di esseri umani. L'opinione pubblica e molte istituzioni nazionali ed internazionali avvertono la necessità di dare al sistema energetico una maggiore sostenibilità. È del 2007 il cosiddetto pacchetto europeo clima-energia-ambiente "20-20-20"; gli obiettivi che l'Europa si è imposta di raggiungere entro il 2020 sono:

- una riduzione del 20% delle emissioni di gas serra;
- il ricorso a energie rinnovabili per il 20% del consumo finale lordo di energia;
- l'impiego di una percentuale di biocarburanti pari al 10% nel settore dell'autotrazione;

- l'aumento del 20% dell'efficienza energetica.

Secondo la Direttiva 2009/28/CE, che riguarda la produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili, ogni Stato membro dovrà contribuire al raggiungimento dell'obiettivo fissato: per ciascuno è stata negoziata una specifica quota, che nel caso dell'Italia corrisponde al 17% [1].

Tornando al concetto di sostenibilità: Il rapporto Brundtland [2] definisce lo sviluppo sostenibile come *"uno sviluppo che soddisfa i bisogni del presente senza compromettere la possibilità delle generazioni future di soddisfare i propri bisogni [...]".* Lo sviluppo sostenibile, lungi dall'essere una definitiva condizione di armonia, è piuttosto un processo di cambiamento tale per cui lo sfruttamento delle risorse, la direzione degli investimenti, l'orientamento dello sviluppo tecnologico e i cambiamenti istituzionali siano resi coerenti con i bisogni futuri oltre che con gli attuali [...]. Lo sviluppo sostenibile impone di soddisfare i bisogni fondamentali di tutti e di estendere a tutti la possibilità di attuare le proprie aspirazioni a una vita migliore [...]. Il concetto di sviluppo sostenibile comporta limiti, ma non assoluti, bensì imposti dall'attuale stato della tecnologia e dell'organizzazione sociale alle risorse economiche e dalla capacità della biosfera di assorbire gli effetti delle attività umane. La tecnica e la organizzazione sociale possono però essere gestite e migliorate allo scopo di inaugurare una nuova era di crescita economica". La sfida è quindi duplice: da un lato continuare a garantire energia in quantità e ad un prezzo tale da consentire un ampio accesso alla popolazione mondiale, dall'altro non intaccare la possibilità delle generazioni future di soddisfare i propri bisogni.

Lo sfruttamento della fonte solare può contribuire in modo significativo agli obiettivi di sostenibilità che l'uomo si è imposto di raggiungere. Le tecnologie a disposizione sono molte:

- i pannelli solari termici, che utilizzano i raggi del sole per ottenere energia termica, evitando il consumo di combustibili fossili;
- i pannelli fotovoltaici, che convertono direttamente la radiazione solare in energia elettrica;
- gli impianti solari termodinamici, che trasformano l'energia solare in calore ad alta temperatura, poi convertito in elettricità.

In particolare, la tecnologia solare a concentrazione potrà partecipare con quote concrete e sempre in aumento alla copertura del fabbisogno energetico dell'umanità. Secondo le stime dell'*International Energy Agency* il miglioramento tecnologico previsto per il 2050 consentirà di ridurre il costo di generazione a 97-130\$/MWh [3] e di arrivare a produrre il 9.6% (scenario "Blue" [4]) dell'energia elettrica mondiale tramite centrali termodinamiche a concentrazione.

1 La fonte solare e il suo utilizzo in impianti a concentrazione

1.1 La radiazione solare

Il sole è un enorme reattore nucleare composto per l'80% da idrogeno e per il 19% da elio; nel restante 1% si possono trovare quasi tutti gli elementi conosciuti. Tra le numerose reazioni nucleari che avvengono all'interno della stella, la più importante è quella in cui quattro atomi di idrogeno si fondono per creare un atomo di elio. Questa reazione avviene 10^{38} volte al secondo liberando complessivamente una potenza di $3.83 \cdot 10^{20}$ MW [5].

Poiché la superficie solare è di $6.09 \cdot 10^{12}$ km², la nostra stella irraggia verso lo spazio circa 63.25 MW/m². Trovandosi a una distanza media dal sole di $1.496 \cdot 10^{11}$ km (per definizione un'unità astronomica), la Terra intercetta solo una piccola parte di questa potenza. La radiazione solare all'esterno dell'atmosfera terrestre si attesta in media a 1367 W/m² [6]. La variazione della distanza Terra-sole, dovuta alla forma ellittica dell'orbita, porta a una variazione della costante solare di circa il 3%. Analiticamente si può far riferimento all'equazione (1.1) [5].

$$I_{(n)} = I_{media} \cdot \left(1 + 0.034 \cdot \cos \left(\frac{2\pi \cdot n}{365.25} \right) \right) \quad (1.1)$$

n giorno dell'anno a partire dal 1° gennaio. [-]

$I_{(n)}$ radiazione solare extraterrestre al giorno "n". [W/m²]

I_{media} radiazione solare extraterrestre media. [W/m²]

Descrivendo il sole come un corpo nero ad una temperatura di circa 5779 K, la legge di Planck (equazione (1.2) [7]) fornisce la distribuzione della radiazione solare in funzione della sua lunghezza d'onda. Conoscere questa distribuzione è utile per comprendere come l'attraversamento dell'atmosfera possa influenzare la radiazione che giunge al suolo. Il 99% della radiazione è emessa tra 150 e 4000 nm e il picco di emissione si trova a 500 nm all'interno del campo del visibile (400-750 nm).

$$\varepsilon_{\lambda} = \frac{C_1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{C_2}{\lambda \cdot T}} - 1} \quad (1.2)$$

λ lunghezza d'onda. [m]

- T temperatura assoluta. [K]
- C_1 costante: $3.75 \cdot 10^{-16}$ [Jm^2/s]
- C_2 costante: 0.0144 [mK]

Poiché il raggio terrestre è di 6371 km, il nostro pianeta riceve dal sole una potenza di $174.2 \cdot 10^{15}$ W, cioè $5.5 \cdot 10^{24}$ J all'anno. In tonnellate di petrolio equivalenti sono 131000 miliardi contro un fabbisogno mondiale di circa 12.3 Gtoe [3]: oltre 10000 volte il fabbisogno dell'umanità.

Considerando che il rapporto tra le superfici del disco che riceve la radiazione solare e la superficie terrestre è pari a 4, la radiazione media riferita all'unità di superficie terrestre si attesta a 342 W/m^2 [8]. Al suolo questo valore è ulteriormente ridotto: una parte della radiazione extraterrestre è riflessa verso lo spazio (albedo terrestre ≈ 0.3 [9]), un'altra assorbita e diffusa durante l'attraversamento dell'atmosfera (Figura 1.1). L'attenuazione si intensifica al crescere dello strato d'aria attraversato (Figura 1.2). Questo spessore è misurato tramite un parametro definito *Air Mass* (AM). AM=1 significa che la trasmittanza dell'atmosfera è pari a quella che si avrebbe all'equatore al livello del mare con il sole allo zenit. L'AM cresce al diminuire dell'altezza solare mentre si riduce al salire di quota [8].

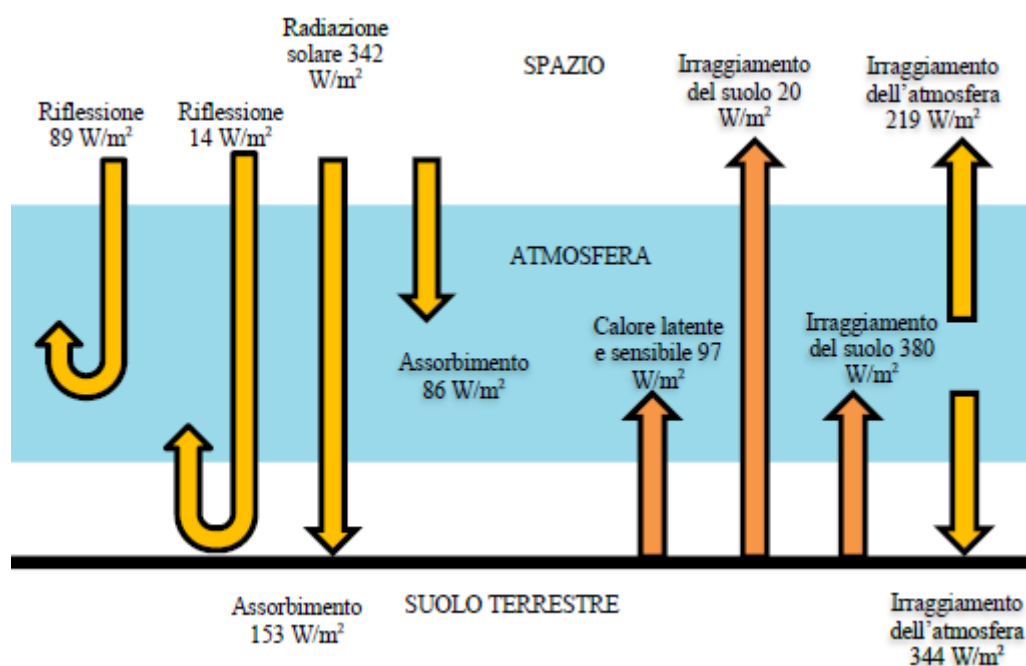


Figura 1.1: bilancio energetico semplificato della Terra [8]

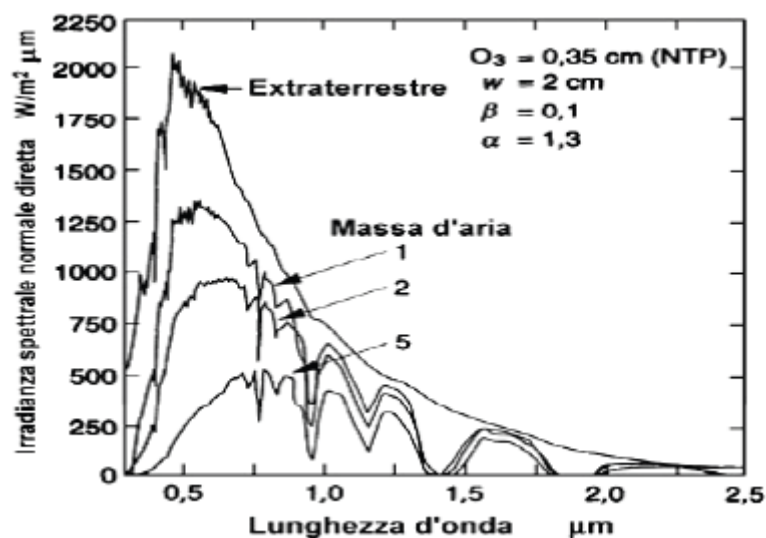


Figura 1.2: attenuazione della radiazione dovuta all'attraversamento dell'atmosfera [10]

La radiazione solare che giunge al suolo può essere scomposta in due componenti: una diretta e una diffusa. La radiazione diffusa non ha una direzione definita e perciò non può essere sfruttata nei collettori solari a concentrazione; questa radiazione è dovuta allo *scattering* causato dall'urto dei fotoni con le molecole dei gas atmosferici. In condizioni di cielo sereno la radiazione giunge per un 90% in forma diretta mentre in condizioni di cielo coperto la radiazione diffusa può rappresentare anche il 100% della globale. Può essere presente anche una terza componente nel caso di particolari conformazioni del suolo: quella riflessa che, analogamente a quella diffusa, non è concentrabile.

Lo *scattering* può essere isotropo, se le dimensioni della molecola sono minori della lunghezza d'onda del fotone incidente, o anisotropo in caso contrario. Si distinguono tre tipologie differenti di dispersione:

1. *Scattering* di Rayleigh: per molecole di gas (azoto e ossigeno). Avviene se la lunghezza d'onda è superiore ad almeno dieci volte il diametro della molecola colpita. La radiazione non modifica la propria energia ma viene deviata in ogni direzione (quindi, anche verso l'esterno dell'atmosfera) con ri-emissione isotropa ed elastica. La sezione d'urto, e quindi l'intensità dello *scattering*, è inversamente proporzionale alla quarta potenza della lunghezza d'onda. Dato che lo *scattering* di Rayleigh è più intenso alle corte lunghezze d'onda (quindi per radiazione "blu") il cielo si mostra azzurro durante il giorno mentre, poiché la radiazione blu è stata completamente attenuata, appare rosso all'alba e al tramonto.

2. *Scattering* di Mie: per molecole d'acqua in stato di vapore e aerosol (fumo, polvere, cristalli di sale trasportati dall'evaporazione dell'acqua marina). Anisotropo, avviene per qualsiasi rapporto tra le dimensioni del particolato e lunghezza d'onda della radiazione.
3. *Scattering* non selettivo: per aerosol di notevoli dimensioni (es. gocce d'acqua e cristalli di ghiaccio costituenti nubi e nebbia). Si presenta, quindi, se il diametro della molecola supera di dieci volte la lunghezza d'onda. La sua intensità non dipende dalla lunghezza d'onda ed è fortemente anisotropo. Questo tipo di *scattering* è responsabile del colore bianco delle nuvole: infatti, la radiazione è dispersa in egual misura per ogni lunghezza d'onda.

In aggiunta a questo effetto, particolari costituenti dell'atmosfera assorbono una parte della radiazione solare: gli effetti di assorbimento maggiormente significativi sono causati da ozono (O_3), acqua (H_2O) in tutti i suoi stati di aggregazione e anidride carbonica (CO_2). L'assorbimento avviene in alcune bande specifiche di lunghezza d'onda mentre la riemissione è nell'infrarosso e isotropa. Viene così modificato lo spettro energetico della radiazione (Figura 1.3). In particolare si ha un assorbimento quasi completo nell'ultravioletto ($\lambda < 290$ nm), causato dall'ozono stratosferico, e nell'infrarosso (oltre i 2500 nm), dovuto all'acqua e alla CO_2 (comunque l'energia contenuta nello spettro di radiazione extraterrestre per lunghezze d'onda così elevate è minore del 5% del totale). Altre bande di forte assorbimento si hanno a 1000 nm, 1400 nm e 1800 nm a causa del vapore d'acqua.

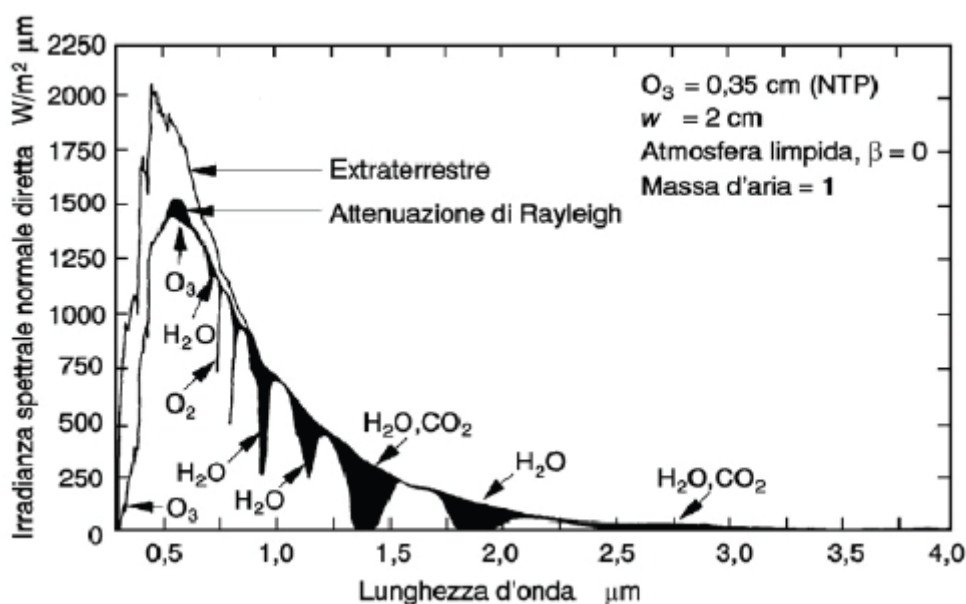


Figura 1.3: spettro della radiazione extraterrestre (AM=0) e al suolo (AM=1) [10]

Per sistemi di produzione di energia elettrica da fonte solare, oggetto di questa ricerca, risulta essere fondamentale il valore della *Direct Normal Irradiance*.

La DNI è la componente della radiazione solare diretta, al suolo e valutata sul piano ortogonale alla direzione dei raggi solari. Questa componente della radiazione solare, al contrario della radiazione diffusa, può essere concentrata in impianti CSP.

1.2 Tecnologie CSP

Il concetto base degli impianti CSP è semplice: concentrare l'energia dei raggi solari per scaldare un ricevitore ad alta temperatura. Questo calore è poi convertito in energia meccanica da una turbina (o da un'altra macchina motrice) e quindi in elettricità.

La capacità attuale degli impianti CSP si attesta a 1.17 GW [11], però, in una dozzina di paesi, tra cui Cina, India, Marocco, Spagna e Stati Uniti, sono in fase di sviluppo o costruzione alcuni impianti per una potenza complessiva di circa 17.54 GW [11]. Le stime della IEA [3] per il 2050 indicano come possibile un incremento di capacità fino a portarsi qualche il centinaio di GW.

Come evidenziato nel paragrafo precedente, solo la componente diretta della radiazione può essere effettivamente concentrata e convertita in calore. Un valore minimo di DNI sotto il quale altre tecnologie solari diventano più competitive può essere 1900-2100 kWh/(m²*anno): ad esempio, per bassi valori di radiazione diretta la soluzione migliore potrebbe essere il fotovoltaico, data la sua capacità di sfruttare anche la radiazione diffusa. Buoni valori di DNI si possono misurare in zone aride o semi aride con cieli limpidi per la maggior parte dell'anno, che generalmente si trovano tra il 15° e 40° parallelo Nord e Sud: le zone più vicine all'equatore presentano troppi giorni con bassa DNI a causa delle frequenti precipitazioni, mentre le zone a latitudini elevate non hanno un potenziale significativo. Le migliori aree geografiche (Figura 1.4) sono il Nord e il Sud Africa, il Medio Oriente, l'India nord-occidentale, gli Stati Uniti sud-occidentali, il Messico, il Perù, il Cile e le regioni occidentali di Cina e Australia. Altre aree abbastanza adatte a impianti CSP includono l'estremo sud dell'Europa, della Turchia e degli Stati Uniti, i paesi dell'Asia centrale e alcune zone di Brasile e Argentina.

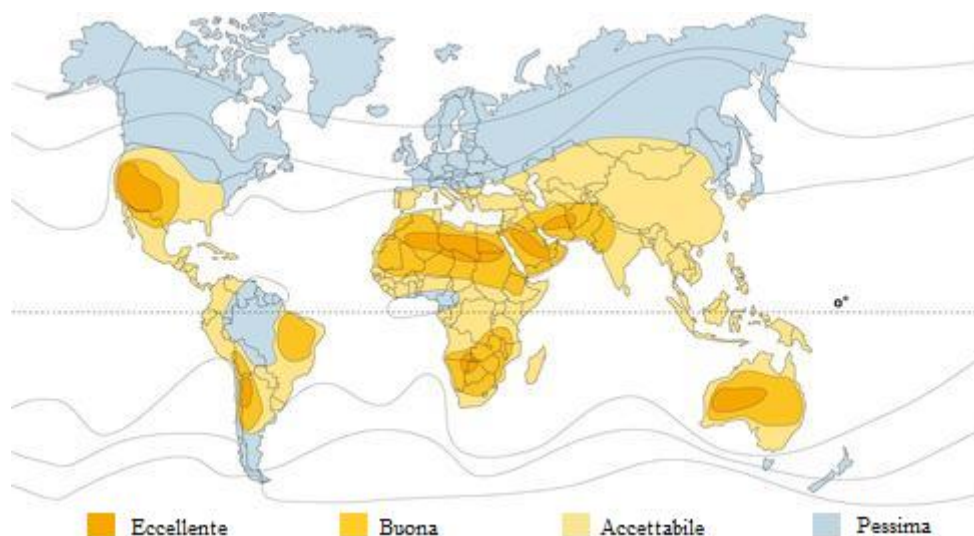


Figura 1.4: sostenibilità di un impianto CSP [12]

Sebbene la *Sun Belt* sia piuttosto stretta, il potenziale tecnico è notevole. Secondo la roadmap IEA [13], gli Stati Uniti potrebbero produrre molto più del proprio consumo elettrico, solamente sfruttando l'energia solare disponibile nell'area sud occidentale; il Medio Oriente e il Nord Africa potrebbero, invece, soddisfare con ampio margine sia i propri consumi interni che quelli dell'intera Europa.

Gli impianti CSP andrebbero a collocarsi su terreni disabitati e non coltivabili. Questo è sicuramente un pregio ma presenta l'inconveniente di allontanare i centri di produzione da quelli di consumo introducendo la necessità di sviluppare nuove infrastrutture per il trasporto dell'energia elettrica. Sono stati svolti studi relativi a questa tematica che hanno dimostrato come per distanze superiori a qualche centinaio di chilometri il miglior modo di trasportare l'energia elettrica è tramite linee a corrente continua ad alto voltaggio [13]. Le perdite di energia si attestano, per questo tipo di linee, al 3% ogni 1000 km e allo 0.6% per ogni stazione di conversione [13]. Ovviamente i costi connessi alla costruzione delle infrastrutture e alle dissipazioni di energia non devono essere dimenticati.

Ad oggi esistono quattro principali famiglie di tecnologie CSP (Figura 1.5) che si distinguono a seconda sia del sistema di inseguimento del sole nel suo moto apparente sia della tecnologia impiegata per ricevere l'energia solare. Il ricevitore infatti può essere fisso o mobile mentre il puntamento solare può essere a un grado di libertà (concentrazione puntuale) o a due (concentrazione lineare).

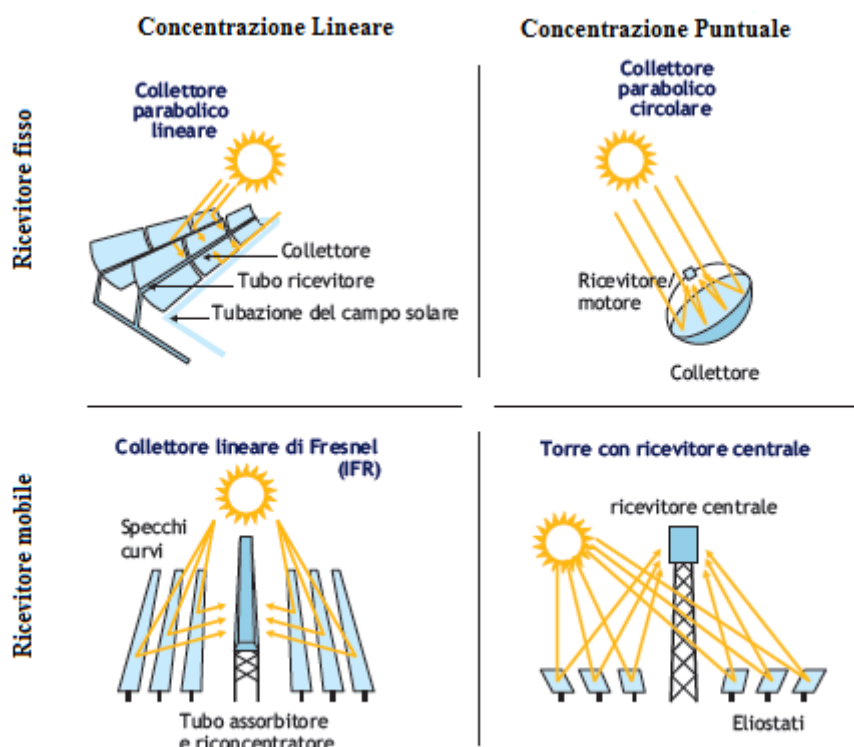


Figura 1.5: le quattro famiglie tecnologiche CSP [3]

La tecnologia dei collettori parabolici lineari è quella più matura tra i CSP, infatti, è impiagata per circa l'80% degli impianti solari [14]. Un collettore di questo tipo è costituito da una struttura che sostiene gli specchi riflettori curvati in modo tale da concentrare la radiazione solare su una linea focale in cui è posto un elemento ricevitore. La lunghezza del singolo collettore può superare i 100 metri con un'apertura compresa tra i 5 m e i 6 m. Il ricevitore (HCE, *Heat Collector Element*) è composto da un tubo di acciaio inossidabile isolato dall'ambiente esterno tramite un involucro in vetro mantenuto sotto vuoto. Il tubo è ricoperto da un rivestimento selettivo che consente di assorbire la gran parte della radiazione solare incidente con una minima riemissione nell'infrarosso. I riflettori e l'HCE si muovono entrambi per seguire la posizione del sole durante il giorno, mentre di notte il collettore è rivolto verso il terreno per evitare danneggiamenti dovuti alle condizioni meteorologiche. Eccetto l'impianto Archimede (dell'ENEL) l'unico fluido termovettore (HTF, *Heat Transfer Fluid*) utilizzato in questo tipo di collettori è l'olio sintetico.

I riflettori lineari Fresnel (LFR, *Linear Fresnel Reflector*) approssimano il profilo parabolico tramite una serie di specchi piani o leggermente ricurvi, posti a terra che riflettono la radiazione su un ricevitore fisso. Il costo d'investimento per superficie degli specchi è inferiore a quello dei collettori parabolici, ma anche il

rendimento si attesta a valori minori [15]. Tipicamente sono utilizzati per impianti DSG (*Direct Steam Generation*) in cui i tubi ricevitori generano direttamente vapore.

Le torri solari o sistemi a ricevitore centrale (CRS, *Central Receiver System*) utilizzano un numero elevato (2590 per l'impianto spagnolo Solar Tres [16]) di piccoli riflettori detti eliostati per concentrare i raggi solari su un ricevitore centrale puntiforme posto in cima alla torre.

La torre può produrre direttamente vapore saturo o surriscaldato o utilizzare sali fusi, aria o altri mezzi come termovettori. Il vantaggio di questi impianti è l'altissima temperatura a cui è resa disponibile l'energia termica: ciò consente una conversione del calore in elettricità molto efficiente. Si ha inoltre una notevole flessibilità di progettazione: è possibile scegliere tra un grande varietà di eliostati, ricevitori, HTF e blocchi di potenza.

I collettori disco parabolici concentrano i raggi solari su un punto focale, il quale si muove insieme al collettore che insegue il sole. Ogni collettore dispone di un generatore indipendente, come un motore Stirling o una micro turbina, posto nel fuoco. Perciò non richiedono l'utilizzo di un fluido termovettore. Questi sistemi presentano le migliori efficienze di conversione *solar to electricity* tra i sistemi CSP: il valore record di 31.25% [17] è stato raggiunto con questa tecnologia nei laboratori Sandia negli Stati Uniti. Per le loro caratteristiche di compattezza, mancanza di acqua di raffreddamento e scarsa compatibilità con l'accumulo termico, sono in competizione con la tecnologia fotovoltaica a concentrazione piuttosto che con gli altri sistemi CSP.

Per il presente lavoro ci si focalizzerà sull'impiego di sistemi a concentrazione lineare rappresentati da i collettori cilindro parabolici e i LFR.

1.2.1 Il collettore parabolico lineare

Il campo specchi è ciò che distingue un impianto solare da uno tradizionale. La sua funzione è di innalzare la temperatura del fluido circolante fino al valore richiesto dal ciclo di potenza. Poiché il costo del campo solare rappresenta una parte importante del costo d'investimento iniziale (circa il 30% [13]), è fondamentale ottenere efficienze elevate per limitarne le dimensioni. Il campo ha una natura modulare ed è costituito da molti loop, ciascuno formato da due file di collettori, una di andata e una di ritorno, generalmente con asse disposto in direzione Nord-Sud poiché garantisce la massima energia concentrata durante l'anno. La lunghezza delle file dipende dalla differenza di temperatura che si è scelta di imporre al fluido, dalla portata in transito e dall'irraggiamento solare in

condizioni di progetto. Ogni loop è collegato ad un sistema di tubazioni (piping) che trasporta il fluido da e verso il blocco di potenza.

L'elemento base del collettore è il *Solar Collector Assembly* (SCA) composto da:

- struttura metallica di supporto;
- riflettore parabolico;
- tubo ricevitore;
- *balance of system*.

1.2.1.1 Struttura di supporto

Le attuali strutture di supporto, di cui si riporta uno schema in Figura 1.6, derivano dai collettori inizialmente sviluppati dall'azienda israeliana Luz. I requisiti che la struttura deve rispettare sono:

- sostenere gli specchi riflettenti e gli HCE, mantenendoli in perfetto allineamento ottico;
- contrastare le forzanti esterne come l'azione del vento;
- consentire la rotazione del collettore per permettere l'inseguimento del sole.

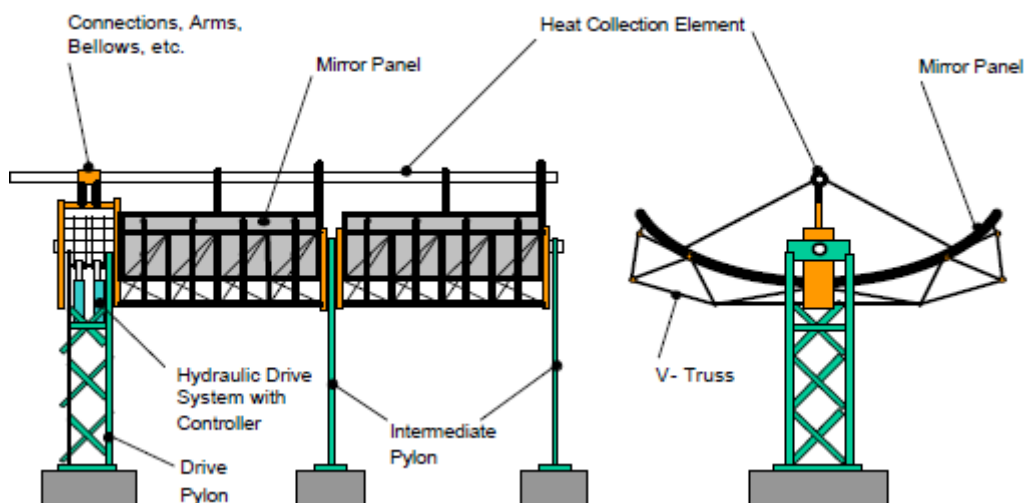


Figura 1.6: SCA, in evidenza la struttura di sostegno [18]

Questi obiettivi devono essere conseguiti col minor impiego di materiali e con una buona facilità costruttiva per garantire il minimo costo.

La struttura è divisa in moduli che vengono assemblati per formare lo scheletro degli SCA. Il costo del sistema di movimentazione e il numero di unità da assemblare, controllare, montare e allineare si riduce al crescere della lunghezza del singolo modulo.

Le tipologie di collettore a oggi disponibili sul mercato sono:

- Siemens [19](LS-3, ex-Luz)
- EuroTrough [20](SKAL-ET)
- Solargenix [21] (SGX)
- Enea [22](Consorzio Solare XXI)
- Sener [23]
- Flabeg [24](a partire da gennaio 2012)

Le loro caratteristiche tecniche sono riportate in Tabella 1.1.

Tabella 1.1: caratteristiche dei collettori in commercio

Collettore	Apertura [m]	distanza focale [m]	Lunghezza modulo [m]	Lunghezza collettore [m]	fattore di concentrazione
Siemens	5.76	1.71	12	100	82
SGX-1	5	1.49	8	49-65	71
SKAL-ET	5.76	1.71	12	150	82
Enea	5.9	1.8	12	100	82
Sener	5.76	1.71	12	150	82
Flabeg	6.9	-	24	240	-

1.2.1.2 Riflettore parabolico

La radiazione solare diretta è concentrata grazie al profilo parabolico del riflettore. Per limitare la frazione di radiazione persa e quindi elevare il rendimento ottico dei collettori, è necessario che gli specchi abbiano un'elevata riflettività e un ottimo fattore d'intercettazione. Inoltre, sono caratteristiche gradite la leggerezza, che ne facilita la movimentazione, la rigidità, che consente di mantenere una buona ottica anche in presenza di azioni esterne che tenderebbero a deformare le superfici riflettenti, la resistenza all'umidità e ai cicli climatici per evitare perdite di prestazioni o rotture.

Queste qualità si ottengono tramite una struttura multistrato (Figura 1.7) spessa circa 4 millimetri composta da [10]:

- Substrato vetroso o metallico.

I pannelli metallici sono fatti in alluminio composito con un rivestimento protettivo: garantiscono una riflettività del 93%. Utilizzare l'alluminio invece che il vetro consente di avere una resistenza maggiore e pesi, costi e deformabilità minori.

Largamente più utilizzato è il substrato in vetro, nonostante la sua fragilità. Composto da *float glass* (vetro a bassa percentuale di ferro), rappresenta un'ottima protezione per lo strato riflettente sottostante, garantisce un'ottima trasmittanza nel campo del visibile e dell'infrarosso, è chimicamente inerte ed è facile da pulire.

- Strato riflettente in argento.
E' lo strato che garantisce l'elevata riflettività dello specchio. Non essendo resistente alla corrosione e all'abrasione deve essere protetto superiormente dal substrato vetroso e inferiormente da uno strato di rame e di vernice.
- Strato d'interferenza in ossido di titanio (TiO_2).
Si trova sulla superficie esterna del substrato vetroso ed è utile per evitare che la radiazione diffusa vicina al campo dell'ultravioletto attraversi il substrato.

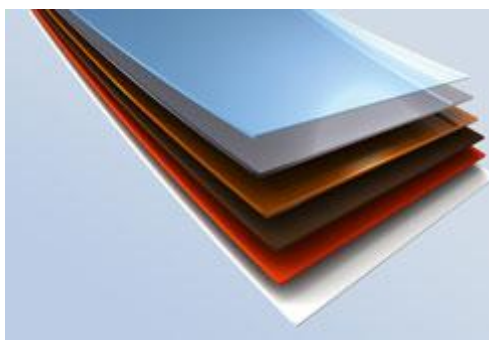


Figura 1.7: struttura di un vetro Flabeg®; dall'alto: substrato vetroso, strato riflettente, rivestimento in rame, triplo strato di vernice (di cui il terzo resistente alla sabbia)

1.2.1.3 Tubo ricevitore

Il ricevitore lineare è posto nella linea focale del collettore: qui avviene l'assorbimento della radiazione e il suo trasferimento al fluido sotto forma di calore. Il tubo assorbitore è in acciaio inossidabile, esternamente rivestito con materiale spettralmente selettivo. Il rivestimento ha il compito di elevare il coefficiente di assorbimento dei raggi solari e nel contempo ridurre l'emissività del tubo per minimizzare le perdite termiche. Il tubo si trova all'interno di un involucro coassiale di vetro borosilicato trattato su entrambe le superfici per elevarne la trasmittanza. Nell'intercapedine è mantenuto un alto grado di vuoto (10^{-4} Torr) per proteggere il rivestimento dall'ossidazione e limitare le perdite termiche per convezione. Per evitare che dei gas riempiano l'intercapedine incrementando le dispersioni di calore, si utilizza del materiale detto *getter* in grado di adsorbirli. Per evitare il fenomeno del *buckling* (incurvamento di una struttura snella sottoposta ad un carico di compressione superiore a quello critico) sono importanti i giunti di dilatazione che, posti tra due moduli di tubo consecutivi (circa 4 metri), consentono un allungamento di 2.5 centimetri per lato.

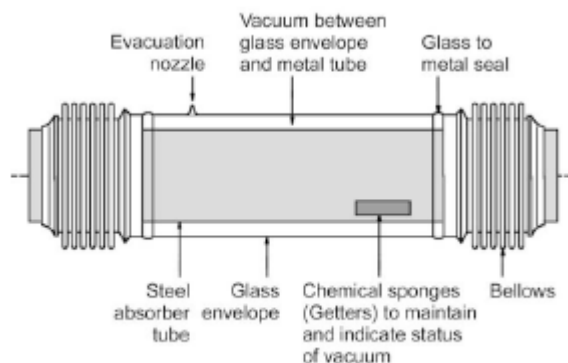


Figura 1.8: rappresentazione di un tubo assorbitore

I marchi che si spartiscono il mercato mondiale dei ricevitori lineari sono tre [25]: la tedesca Schott, l'israeliana Solel e l'italiana Archimede Solar Energy; la Solel al 100% e Archimede Solar Energy al 45% sono controllate da Siemens. Le dimensioni dei tubi assorbitori presenti sul mercato sono riportate in Tabella 1.2.

Tabella 1.2: dimensioni commerciali dei tubi assorbitori [10]

Spessore [mm]	D interno [mm]	D esterno [mm]
3	64	70
5.5	59	70

1.2.1.4 Balance of system

Per completare un SCA mancano i componenti definiti *balance of system*. Questi includono:

- i piloni e le fondazioni;
- i gruppi motore (*drive*);
- i sistemi di controllo;
- le interconnessioni tra i collettori

I piloni sorreggono la struttura e consentono la rotazione del collettore per l'inseguimento della posizione del sole durante il giorno. Ogni pilone poggia su una fondazione in cemento su cui si scarica il peso del collettore e il carico dovuto all'azione del vento.

Ogni *solar collector assembly* è movimentato da un *drive* posto al centro dello stesso. Per collettori di ridotte dimensioni, come i vecchi collettori LS-2 della Luz, il motore può essere di tipo elettrico, mentre per i modelli di dimensioni maggiori si utilizza un sistema idraulico. L'inseguimento deve essere preciso, con errori di puntamento minimi per garantire la massima efficienza ottica e geometrica.

Il sistema d'inseguimento è guidato dall'unità di controllo dell'impianto tramite il sistema locale (LOC, *Local Control System*). Il sistema di controllo locale, oltre a pilotare il *drive*, comunica all'unità centrale eventuali situazioni di allarme come valori troppo alti o troppo bassi della temperatura del fluido. Poiché ogni assemblato può muoversi indipendentemente da quelli adiacenti, devono essere realizzati opportuni collegamenti tra gli stessi. Inizialmente si utilizzavano dei tubi flessibili poi rimpiazzati dai sistemi a ball joint, più affidabili e con minori perdite di pressione [21].

1.2.2 Il collettore lineare Fresnel

Nei collettori Fresnel la radiazione è concentrata da una serie di specchi lineari piani o leggermente ricurvi su un ricevitore posto a una certa altezza sopra gli specchi. Gli specchi sono in grado di ruotare attorno al loro asse per seguire il movimento solare e indirizzare la radiazione sul tubo assorbitore fisso. Al di sopra del tubo si trova un riflettore secondario avente la funzione di reindirizzare sul ricevitore i raggi solari che altrimenti si perderebbero. L'elemento ricevitore è generalmente costituito da un tubo di acciaio protetto da una piastra di vetro posta sulla parte inferiore del riflettore secondario; attualmente non è mantenuto sotto vuoto [26]. Sono in corso sperimentazioni per utilizzare gli stessi ricevitori dei collettori parabolici [27] [28] allo scopo di innalzarne la temperatura di utilizzo.

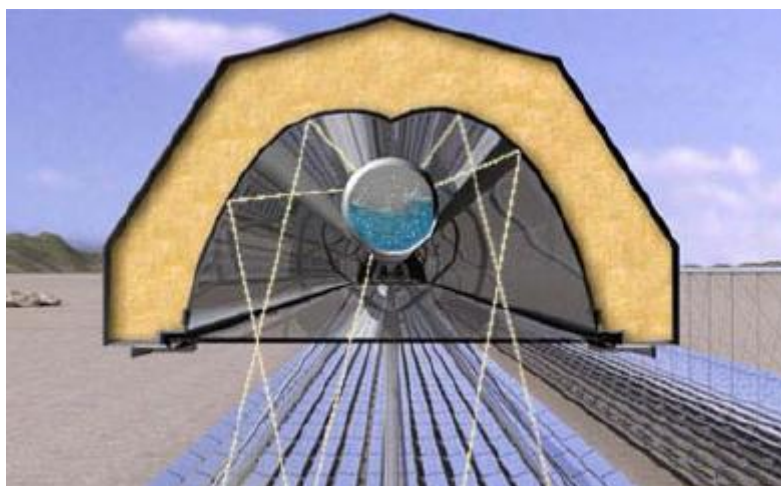


Figura 1.9: collettore Fresnel, in risalto il riflettore secondario [26]

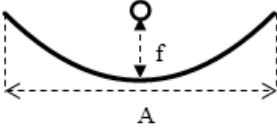
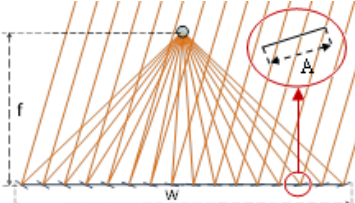
Rispetto a un collettore parabolico, il LFR presenta i seguenti vantaggi [29]:

- un basso costo degli specchi;
- un sistema di *tracking* semplice ed economico;

- un assorbitore fisso che non richiede tubi flessibili o ball joint.
- minori problematiche inerenti alla presenza del vento grazie alla forma sostanzialmente piatta della superficie riflettente primaria;
- uso efficiente del suolo;
- se si usa un normale ricevitore per Fresnel, si può aggiungere che non servono i giunti di espansione: il tubo è, infatti, libero di espandersi.

In Tabella 1.3 sono riportati alcune caratteristiche tecniche del collettore Nova 1 della Novatec Solar in confronto al collettore cilindro parabolico SKAL-ET. Si noti in particolare l'elevato fattore di concentrazione del collettore Fresnel, non raggiungibile dal collettore parabolico a causa dei limiti sull'apertura massima dello specchio cilindro parabolico.

Tabella 1.3: confronto tra un collettore cilindro parabolico (SKAL-ET) e uno Fresnel (Nova 1 della Novatec Solar) [15]

	Parabolic Trough	Linear Fresnel
		
Number of primary Reflector	1	16
Aperture Width [m]	$A = 5.76$	$\Sigma A_i = 12 \quad W = 16.56$
Absorber Diameter [mm]	70	70
Concentration ratio	82	171
Focal length [m]	$f = 1.7$	$f = 7.4$
Row pitch [m]	14	20.6
Secondary Reflector type	-----	CPC (<i>Compound Parabolic Concentrator</i>)

Il grande svantaggio di questi collettori è il rendimento. In condizioni nominali, l'efficienza ottica assume valori intorno al 67% [15] contro l'80% dei collettori parabolici [30]. Questo è dovuto principalmente alla riduzione di area efficace, perché è necessario inclinare gli specchi per riflettere i raggi solari nella giusta direzione. Il gap si accentua in condizioni off-design perché il LFR risente in modo molto negativo di angoli d'incidenza non nulli.

2 Fluidi termovettori: perché la CO₂?

Le applicazioni di solare termodinamico maggiormente diffuse vedono cicli indiretti in cui un fluido termovettore, scaldato all'interno dei collettori, cede la potenza termica utile a un ciclo Rankine sottoposto.

Ad oggi gli HTF impiegati nella pratica sono olio sintetico e sali fusi.

Il primo obiettivo del presente lavoro è caratterizzare il comportamento della CO₂ come termovettore: si procede pertanto ad un confronto con gli HTF tradizionali utilizzati in ambito solare.

2.1 Confronto preliminare

Lo scambio termico è un fenomeno molto importante per gli impianti che producono potenza; nella maggior parte dei casi si assiste allo scambio con un fluido confinato in tubi o condotti (Figura 2.1). In tali condizioni, un buon parametro che permette di valutare le prestazioni di un termovettore è il rapporto $\frac{\dot{w}}{q}$ tra la potenza meccanica necessaria per forzare il moto del fluido e la potenza termica scambiata dal fluido stesso.

Ovviamente tanto più basso è il valore di tale rapporto, tanto più indicato è l'HTF per svolgere il suo compito.

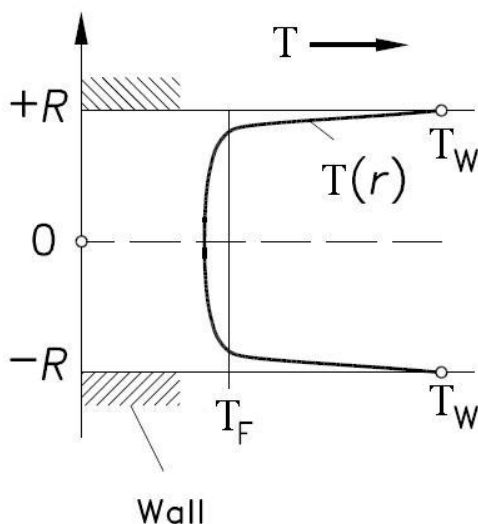


Figura 2.1: Schematizzazione dello scambio termico con il fluido all'interno del tubo

Per il calcolo della potenza termica scambiata tra parete e fluido tramite il meccanismo di convezione forzata (come quello rappresentato in Figura 2.1) si ricorre all'Eq.(2.1) [7]:

$$q = h A (T_w - T_F) \quad (2.1)$$

dove T_F è la temperatura di miscelamento adiabatica del fluido e T_w è la temperatura della parete. A è la superficie di scambio ed è pari a:

$$A = z \pi D l \quad (2.2)$$

dove z è il numero di tubi, D è il diametro ed l è la lunghezza.

Per problemi di convezione forzata il coefficiente di scambio termico h è calcolabile per mezzo di correlazioni del tipo riportato in Eq. (2.3) [7].

$$Nu = c Re^\alpha Pr^\beta \quad (2.3)$$

Per lo scambio termico in convezione forzata interna, una correlazione ampiamente utilizzata (per moto turbolento) è la Dittus-Boelter (Eq.(2.4)) [7].

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2.4)$$

Ricordando la definizione del numero di Nusselt:

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (2.5)$$

dove k è la conduttività termica del fluido, si può concludere che la potenza termica scambiata ha la seguente forma funzionale:

$$q \propto Re^{0.8} Pr^{0.4} k z L (T_w - T_F). \quad (2.6)$$

Per quanto riguarda la potenza \dot{W} necessaria a garantire la circolazione del fluido, si ha:

$$\dot{W} = \dot{m} \frac{\Delta P}{\rho} = A_C v \Delta P \quad (2.7)$$

dove:

- $A_C = z \pi \frac{D^2}{4}$ è la sezione dei condotti in cui passa l'HTF [m²]

- v è la velocità con cui l'HTF passa nei tubi [m/s].

ΔP [Pa] è la perdita di carico che subisce il fluido ed è pari a

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \rho \frac{v^2}{2}. \quad (2.8)$$

Per mezzo dell'analogia di Chilton-Colburn [7] [31] è noto che il fattore di attrito f è proporzionale a:

$$f \propto \frac{Nu}{Re Pr} = Re^{-0.2} Pr^{-0.6}. \quad (2.9)$$

Condensando in Eq. (2.7) la Eq.(2.8) e la Eq.(2.9) si ottiene infine:

$$\dot{W} \propto z D^2 v Re^{-0.2} Pr^{-0.6} \frac{L}{D} \rho \frac{v^2}{2}. \quad (2.10)$$

In conclusione facendo il rapporto di Eq. (2.10) ed Eq.(2.6) è possibile valutare il rapporto $\frac{\dot{W}}{q}$ come:

$$\frac{\dot{W}}{q} \propto \frac{v^2}{(T_w - T_F)} \frac{1}{c_p}. \quad (2.11)$$

A questo punto, facendo l' approssimazione di mantenere costante la differenza $(T_w - T_F)$, è possibile ottenere una stima di primo tentativo del parametro $\frac{\dot{W}}{q}$ per diversi fluidi: se ne riportano i risultati, rapportati al valore dell'olio, in Tabella 2.1.

Tabella 2.1: Risultati di Eq. (2.11) per diversi fluidi ($T = 250$ °C ed inoltre per i gas $P = 100$ bar)

Fluido	$\frac{\dot{W}}{q} / \frac{\dot{W}}{q}_{olio}$
Olio sintetico	1
Sali fusi	~ 0.8
Gas	10 – 30

I dati di Tabella 2.1, anche se approssimati, forniscono delle informazioni interessanti: se a parità di potenza termica trasferita dall'HTF, i sali fusi richiedono una potenza di pompaggio leggermente inferiore a quella dell'olio, i gas risultano essere invece in una condizione più svantaggiata.

Si precisa che le proprietà dei fluidi sono fortemente influenzate dalla temperatura e per i gas anche dalla pressione: per i risultati di Tabella 2.1 si sono considerati dei valori medi di temperatura e pressione ritenuti sensati ($T = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ ed inoltre per i gas $P = 100 \text{ bar}$).

2.2 Caratteristiche degli HTF tradizionali

I risultati appena visti sembrano eleggere come buoni termovettori per applicazioni solari i sali e l'olio. Si procede pertanto con una breve descrizione delle caratteristiche di questi HTF tradizionali, che al momento sono gli unici realmente impiegati.

2.2.1 Olio sintetico

L'olio sintetico è stato storicamente il primo fluido utilizzato in impianti commerciali ed ancora oggi rimane praticamente l'unico, come confermato da Tabella 2.2.

L'olio ha i seguenti aspetti positivi:

- ha basse temperature di freezing, quindi non c'è il pericolo che solidifichi di notte o comunque nelle giornate molto nuvolose in cui la componente diretta della radiazione solare è nulla [32];
- ha buone caratteristiche di scambio termico e non prevede un impiego particolarmente energivoro;
- non dà problemi di corrosione e permette l'utilizzo di semplici acciai al carbonio [10].

A fronte di queste caratteristiche, che ne hanno reso possibile la diffusione, l'olio ha anche molti difetti, che nel corso degli anni hanno incoraggiato la ricerca di un HTF alternativo.

Innanzitutto l'olio limita pesantemente la temperatura massima operativa, in quanto al di sopra dei $400 \text{ }^\circ\text{C}$ va incontro a fenomeni di cracking termico [32]: per questo motivo tutti i cicli ad olio sintetico hanno una temperatura massima di circa $390 \text{ }^\circ\text{C}$.

Non sono neanche da trascurare i problemi di sicurezza: l'olio è infatti infiammabile e tossico, tanto da essere stato vietato per i sistemi di stoccaggio dopo l'incendio che ha coinvolto l'impianto di SEGS II [33].

Inoltre per l'impiego dell'olio si deve considerare la necessità di dover ricorrere a pressioni di circa 20-30 bar, al fine di evitare l'evaporazione dell'HTF viste le temperature operative; altri fattori di criticità sono il costo elevato (circa 3 €/kg [34]) e la complessità dello smaltimento.

I problemi appena esposti fanno ritenere che in futuro l'olio possa essere impiegato meno di oggi in impianti solari termodinamici.

Tabella 2.2: Principali impianti con tecnologia Parabolic Trough esistenti nel mondo [21]

Impianto	Anno	Sito	W _{el} netta [MW]	Fluido	Superficie
Alvarado I	2009	Alvarado (Spagna)	50	Olio	n.a.
Andasol 1	2008	Aldiere (Spagna)	50 + accumulo	Olio	510120
Andasol 2	2009	Aldeire y La Calahorra (Spagna)	50 + accumulo	Olio	510120
Archimede	2010	Priolo Gargallo (Italia)	5 + accumulo	Sali fusi	31860
La Florida	2010	Badajoz (Spagna)	50 + accumulo	Olio	552750
Extresol-1	2010	Torre de Miguel Sesmero (Spagna)	50 + accumulo	Olio	510120
Extresol-2	2010	Torre de Miguel Sesmero (Spagna)	50 + accumulo	Olio	510120
Ibersol Ciudad Real	2009	Puertollano (Spagna)	50	Olio	287760
ISCC Argelia	2010	Hassi R'mel (Algeria)	25 (ISCC)	Olio	183860
ISCC Morocco	2010	Ain Beni Mathar (Marocco)	470 (ISCC)	Olio	180000
La Dehesa	2011	La Garrovilla (Spagna)	50 + accumulo	Olio	552750
Majadas I	2010	Majadas de Tiétar (Spagna)	50	Olio	n.a.
Manchasol-1	2011	Alcazar de San Juan (Spagna)	50 + accumulo	Olio	510120
Nevada Solar One	2007	Boulder City NV (USA)	75	Olio	357200
SEGS I	1984	Kramer Junction (USA)	13.8	Olio	82960
SEGS II	1985	Kramer Junction (USA)	30	Olio	190338
SEGS III	1985	Kramer Junction (USA)	30	Olio	230300
SEGS IV	1989	Kramer Junction (USA)	30	Olio	230300
SEGS V	1989	Kramer Junction (USA)	30	Olio	250500
SEGS VI	1989	Kramer Junction (USA)	30	Olio	188000
SEGS VII	1989	Kramer Junction (USA)	30	Olio	194280
SEGS VIII	1989	Kramer Junction (USA)	80	Olio	464340
SEGS IX	1990	Kramer Junction (USA)	80	Olio	483960
Solnova 1	2009	Sevilla (Spagna)	50	Olio	300000
Solnova 3	2009	Sevilla (Spagna)	50	Olio	300000
Solnova 4	2009	Sevilla (Spagna)	50	Olio	300000

2.2.2 Sali fusi

Nel tentativo di trovare un HTF migliore dell'olio si è iniziato a sperimentare miscele di sali fusi. Al momento l'unico impianto a sali esistente è il progetto ARCHIMEDE di ENEA realizzato a Priolo Gargallo (SR), come è possibile vedere in Tabella 2.2.

In tale impianto è utilizzata una miscela binaria azeotropica chiamata "Solar Salt" composta per il 60% (in massa) di NaNO_3 e per il restante 40% di KNO_3 [35].

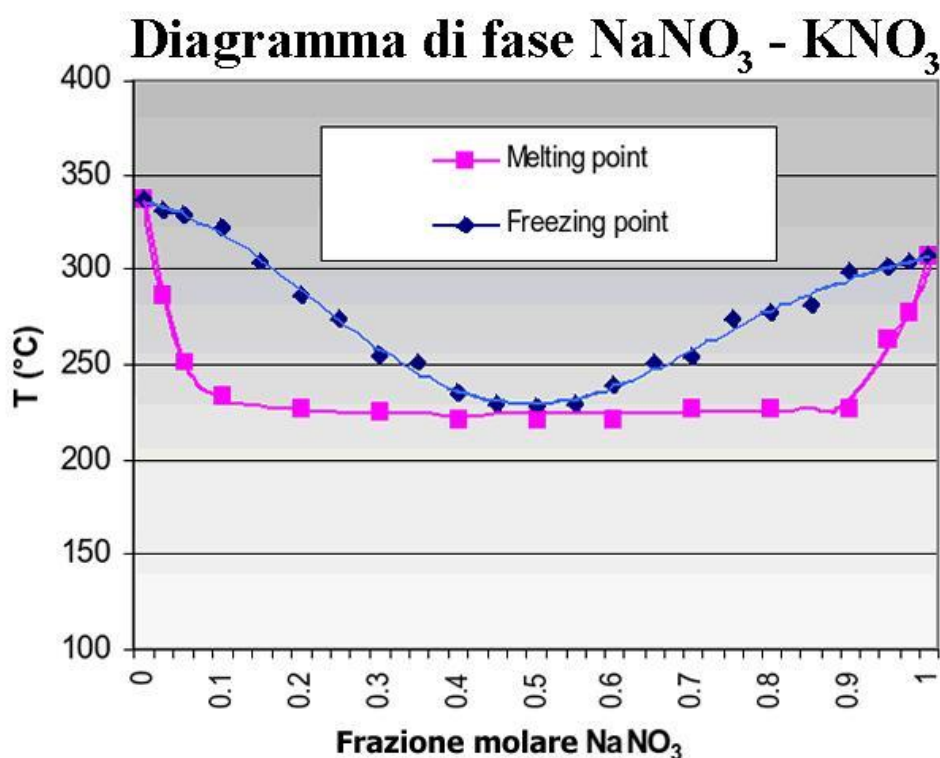


Figura 2.2: Diagramma di fase della miscela "Solar Salt" [36]

Esistono degli studi che analizzano anche le caratteristiche di altre miscele, ternarie, come la Hitec o la Hitec XL [37].

In Tabella 2.3 si riportano le composizioni massiche delle miscele di sali appena accennate e in Tabella 2.4 se ne riportano alcune caratteristiche fisiche.

Tabella 2.3: Composizione massica di varie miscele di sali [37]

Miscela di sali	% NaNO_3	% KNO_3	% NaNO_2	% $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$
Solar Salt	60 %	40 %	-	-
Hitec	7 %	53 %	40 %	-
Hitec XL	7 %	45 %	-	48 %

Tabella 2.4: Caratteristiche fisiche delle miscele di sali [37]

Property	Solar Salt	Hitec	Hitec XL
Freezing point, C	220	142	120
Upper temperature, C	600	535	500
Density @ 300C, kg/m ³	1899	1640	1992
Viscosity @ 300C, cp	3.26	3.16	6.37
Heat capacity @ 300C, J/kg-K	1495	1560	1447

Da Tabella 2.4 si vede subito un importante punto in favore dei sali fusi rispetto all'olio sintetico: la temperatura operativa massima può essere molto maggiore dei tradizionali 390 °C. Questo porta ad operare conversioni energetiche più efficienti.

Si deve considerare inoltre che i sali non presentano problemi di infiammabilità o tossicità: infatti ad oggi sono gli unici fluidi utilizzati per l'accumulo; inoltre permettono di lavorare a pressioni ridotte (da pochi bar fino ad un massimo di 10 bar, perché hanno una bassa tensione di vapore anche ad alta temperatura), hanno una capacità termica maggiore dell'olio e costano molto meno (circa 0.5 – 2 €/kg [34] [37]).

Gli aspetti appena evidenziati farebbero pensare che i sali fusi siano l'HTF del futuro per gli impianti solari termodinamici; in realtà essi hanno anche difetti notevoli.

Innanzitutto da Tabella 2.4 è possibile notare l'elevata temperatura di solidificazione della miscela compresa nell'intervallo 120 °C – 238 °C, a seconda del fluido adottato: ne consegue che devono essere previsti dei sistemi che evitino il raggiungimento del freezing point, mantenendo l'HTF sempre in moto ed in temperatura (es. dispositivi di riscaldamento elettrico nei tubi).

Non è inoltre da trascurare l'azione corrosiva che i sali esercitano sui materiali con cui sono a contatto [36]: per questo motivo non è possibile utilizzare acciai al carbonio come per l'olio sintetico, ma è necessario ricorrere ad inox austenitici (in genere AISI 316 o AISI 321).

Ad oggi queste difficoltà, unite al fatto che la tecnologia dei sali è ancora molto giovane, limitano l'utilizzo di questo fluido in applicazioni solari a concentrazione lineare.

2.3 Caratteristiche generali di un HTF gassoso

Le considerazioni fin qui esposte permettono di comprendere quali sono i problemi ed i limiti degli HTF attualmente utilizzati e giustificano ulteriori ricerche di termovettori alternativi. Per questo motivo nel presente lavoro si studia l'impiego di un HTF gassoso, nonostante i risultati preliminari di Tabella 2.1.

E' possibile elencare brevemente le principali caratteristiche di un generico termovettore gassoso.

Innanzitutto sarebbe più semplice individuare un fluido che permetta senza particolari problemi di aumentare ulteriormente la temperatura massima operativa (migliorando conseguentemente il rendimento di conversione); inoltre si eliminerebbe del tutto la complicazione del freezing point, grave limitazione dei sali fusi.

In seconda battuta un gas permetterebbe anche applicazioni in ciclo diretto (si veda a riguardo Capitolo 6) mentre tale possibilità è esclusa in caso di impiego di olio o sali.

Ovviamente ricorrere ad un termovettore gassoso non è una scelta indolore poiché sarà presente inevitabilmente un consumo energetico maggiore necessario per la movimentazione del fluido. In aggiunta, per motivi che sono intuibili ma che verranno spiegati meglio al Paragrafo 2.4, la necessità di dover ricorrere a pressioni elevate implica ulteriori complicazioni impiantistiche.

Non è inoltre possibile escludere la presenza di un ulteriore effetto controproducente: visti i coefficienti di scambio termico dei gas, più bassi che nei termovettori liquidi, e considerando la distribuzione del flusso incidente sul ricevitore (notevolmente disuniforme, come verrà meglio spiegato in seguito) si potrebbe verificare la presenza di elevati gradienti termici lungo la circonferenza dell'elemento captante responsabili di eccessivi sforzi o deformazioni; tale problema specifico, caratteristico degli HTF gassosi, sarà meglio analizzato e discusso al Capitolo 5.

A questo punto si rende necessario un confronto di massima tra vari fluidi, al fine di identificarne il migliore in relazione alla tecnologia oggetto di questo lavoro.

2.4 Quale gas scegliere come HTF?

E' possibile applicare un bilancio energetico al fluido termovettore, ottenendo così:

$$q = \dot{m} c_p \Delta T_{HTF} \propto \rho z D^2 V c_p \Delta T_{HTF} \quad (2.12)$$

dove ΔT_{HTF} è la variazione di temperatura del termovettore all'interno del ciclo sottoposto. Operando sull' Eq. (2.11) si ottiene:

$$\frac{\dot{W}}{q} \propto \left(\frac{q^2 L^2}{(T_W - T_F) \Delta T_{HTF}^2 z^2 D^4} \right) \left(\frac{1}{c_p^3 \rho^2} \right) \quad (2.13)$$

in cui è possibile considerare:

- il termine $\left(\frac{q^2 L^2}{(T_W - T_F) \Delta T_{HTF}^2 z^2 D^4} \right)$ come un insieme di parametri progettuali
- il termine $\left(\frac{1}{c_p^3 \rho^2} \right)$ legato alle caratteristiche del fluido.

Si supponga ora di eseguire un'analisi tra più gas a parità di condizioni di progetto: si può quindi pensare che il primo termine rimanga fissato, qualunque sia il fluido considerato; è allora possibile concentrarsi solo sul secondo termine. Se ora si aggiunge l'ipotesi di gas ideale è possibile scrivere:

$$\left(\frac{1}{c_p^3 \rho^2} \right) \propto \left(\frac{T^2}{P^2} \right) \left(\frac{MM}{\left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)^3} \right) \quad (2.14)$$

Si può quindi osservare che, fissate le condizioni operative dell'impianto e le sue caratteristiche di progetto, per un gas ideale il valore del rapporto $\frac{W}{q}$ dipende da:

1. il quadrato della temperatura operativa, su cui non si può intervenire;
2. il quadrato della pressione di lavoro, da cui consegue che per rendere efficiente lo scambio termico con un gas è necessario ricorrere a pressioni elevate;
3. la massa molare MM del fluido, che dovrebbe essere più piccola possibile;
4. il rapporto di espansione isentropica $\gamma = \left(\frac{c_p}{c_v} \right)$ dipendente dalla complessità della molecola.

Ipotizzando di lavorare a parità di parametri progettuali, è possibile calcolare il valore del parametro $\frac{W}{q}$ per diversi gas tramite l'equazione (2.13) valutando il termine $\left(\frac{1}{c_p^3 \rho^2} \right)$. Si riportano in Tabella 2.5 i valori ottenuti, rapportati a quello dell'idrogeno.

Tabella 2.5: Valutazione del rapporto $\frac{\dot{w}}{q}$ di alcuni gas rispetto all'idrogeno

	T = 400 °C P = 100 bar
H ₂	1
CO ₂	3.8
He	5.6
Aria	11.9
N ₂	12.0

Nelle condizioni ipotizzate è possibile osservare come il miglior gas utilizzabile come HTF sarebbe l'idrogeno; in realtà tale fluido non è impiegabile per ovvi problemi di sicurezza, infiammabilità, infragilimento dei materiali e costo [38] [39] [40]. Gli unici due gas che possono essere realmente utilizzati sono l'anidride carbonica e l'elio: in particolare la CO₂ si rivela essere più conveniente, pur avendo una massa molare 11 volte maggiore. Il motivo per cui ciò avviene è dovuto al fatto che l'elio è monoatomico, mentre l'anidride carbonica è triatomica. Si fa notare che 400 °C potrebbe essere considerato un buon valore come temperatura media di scambio termico per un ciclo indiretto che riceve calore da un impianto solare termodinamico a concentrazione ad alta temperatura.

L'analisi fin qui effettuata, per quanto semplificata, permette di trarre delle conclusioni per la scelta del gas da impiegare come HTF in un impianto solare termodinamico a concentrazione lineare: nel presente studio si analizzerà infatti il comportamento della CO₂.

2.5 Ulteriori motivi per scegliere la CO₂

Oltre alle motivazioni del tutto generali appena esposte, la scelta della CO₂ come HTF è supportata da ulteriori considerazioni, che potrebbero tornare utili per applicazioni in ciclo diretto (come si vedrà meglio in seguito, al Capitolo 6).

2.5.1 Effetto di Gas reale

L'effetto di gas reale è utile se la CO₂ è impiegata in ciclo diretto.

E' noto infatti che il modello di gas ideale si fonda sulle ipotesi che le molecole costituenti il gas abbiano dimensioni trascurabili, siano coinvolte esclusivamente in urti perfettamente elastici e non siano soggette a forze di interazione con le altre molecole.

Sulla base di queste ipotesi è possibile definire il gas ideale come quel fluido il cui comportamento volumetrico risponde all'equazione di stato [41]

$$pv = R T \quad (2.15)$$

ed i calori specifici dipendono solo dalla temperatura e non dalla pressione. Il modello di gas ideale è corretto da applicare ad un fluido solo quando questo si trova a basse pressioni o a temperature elevate (ed ovviamente nello stato di aggregazione gassoso) [41].

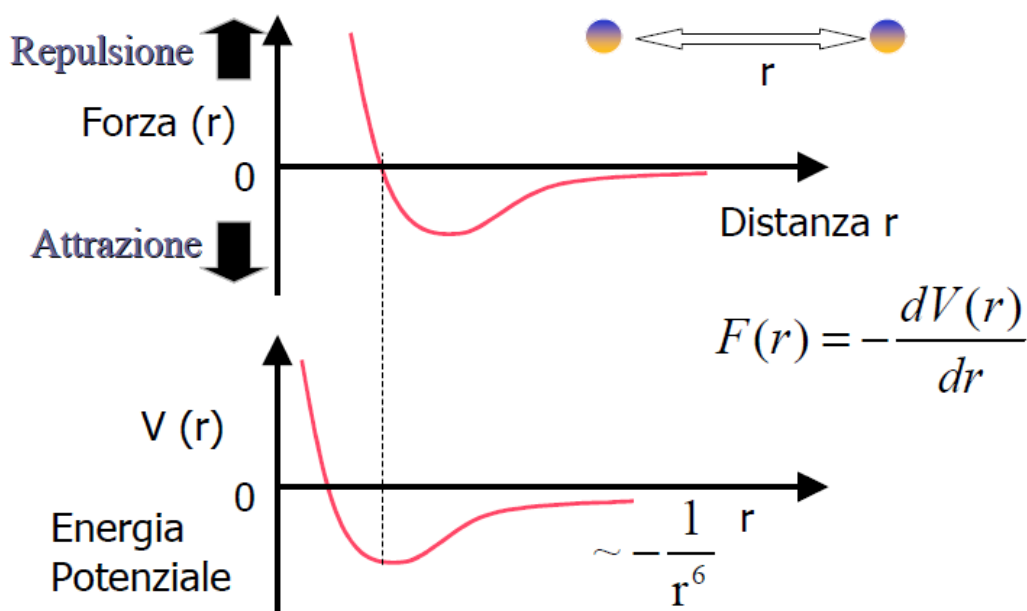


Figura 2.3: Andamento delle interazioni tra molecole in funzione della loro distanza ([42])

Infatti a bassa temperatura le molecole si muovono lentamente e possono risentire anche di deboli interazioni; ad alte pressioni le molecole sono abbastanza vicine da essere soggette alle forze di attrazione/repulsione (Figura 2.3) e da annullare anche l'ipotesi che il volume occupato dalle singole molecole sia trascurabile.

Quanto appena detto ha due importanti conseguenze:

- la cessione di potenza termica al gas reale ne aumenta solo in parte la temperatura, che per la teoria cinetica dei gas è legata al moto di agitazione delle molecole, in quanto deve contribuire anche a vincere le forze di attrazione molecolari; pertanto a parità di potenza termica ceduta al fluido, la variazione di temperatura in cui incorre il gas ideale è maggiore che in un gas reale.

- le interazioni molecolari influenzano il comportamento volumetrico del gas reale, che tenderà, a pari condizioni, ad occupare un volume minore di un gas ideale.

Pertanto il comportamento volumetrico di un gas reale può essere descritto tramite la seguente relazione Eq. (2.16):

$$pv = Z R T \quad (2.16)$$

dove Z è il fattore di comprimibilità definito come

$$Z = \frac{P v}{R T}. \quad (2.17)$$

Z può essere stimato per mezzo di equazioni di stato, ovvero relazioni funzionali del tipo $f(v, T, P) = 0$. Le equazioni di stato possono essere divise:

- nella categoria delle equazioni tipo Viriale Esteso [43] (es. eq. del Viriale, Benedict-Webb-Rubin...) aventi in generale la seguente forma :

$$Z = 1 + \frac{B}{V} + \frac{C}{V^2} + \frac{D}{V^3} + \dots \quad (2.18)$$

dove V è il volume molare mentre $B, C, D...$ sono dei coefficienti sperimentali (funzione della temperatura e della sostanza) che rispettivamente riflettono le interazioni delle molecole a 2, 3, 4 ... corpi

- nella categoria delle equazioni cubiche [43] (es. Van Der Walls, Redlich-Kuong, Redlich-Kwong-Soave, Peng-Robinson ...), in generale strutturate come in Eq. (2.19):

$$Z = \frac{RT}{V - b} - \frac{a}{V^2 + u b V + w V b^2} \quad (2.19)$$

dove i coefficienti a, b, u, w cambiano a seconda della equazione di stato.

In alternativa il fattore di comprimibilità Z può essere stimato per mezzo del Principio degli Stati Corrispondenti, il quale è un'approssimazione che consiste nel considerare, indipendentemente dal fluido in esame,

$$Z = f(P_r, T_r) \quad (2.20)$$

con P_r e T_r che sono pressione e temperatura ridotte, definite rispettivamente come il rapporto della pressione per quella critica e come il rapporto della temperatura per la temperatura critica.

Per quanto il Principio degli Stati Corrispondenti [41] non sia esatto e sia meno preciso delle equazioni di stato, nella presente trattazione si fa riferimento a questo perchè permette di comprendere meglio il comportamento qualitativo dei fluidi che si stanno studiando.

In Figura 2.4 è riportata la stima di Z fornita per mezzo del Principio degli Stati Corrispondenti.

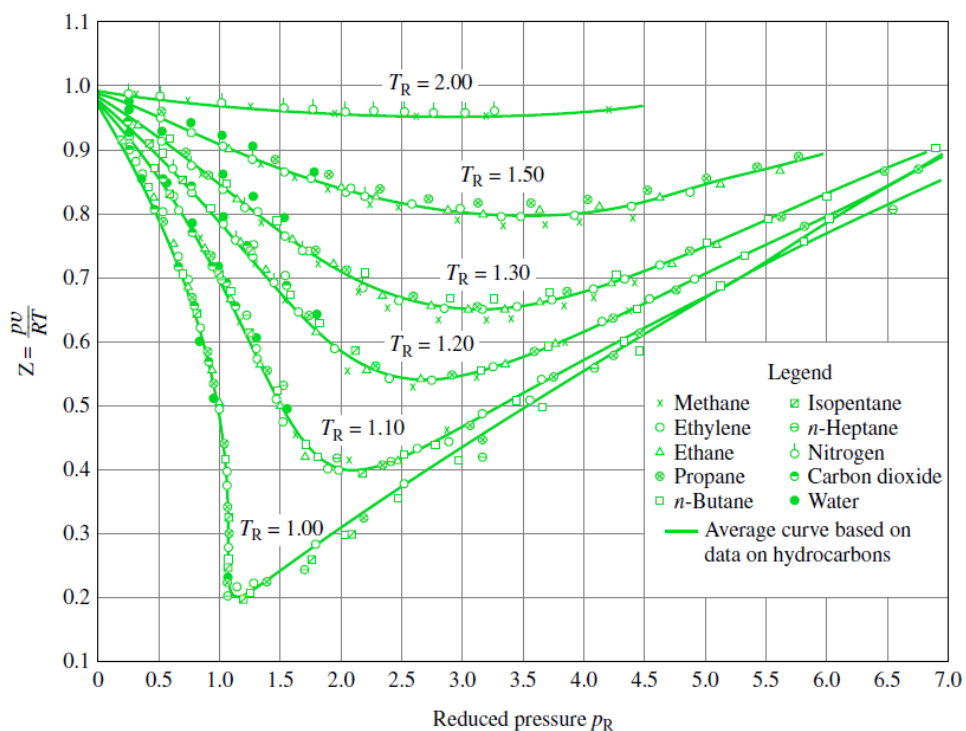


Figura 2.4: Stima di Z mediante il Principio degli Stati Corrispondenti ([41])

Il Principio degli Stati Corrispondenti permette allora di comprendere come l'elio, gas nobile avente temperatura critica $T_c = -268$ °C e pressione critica $P_c = 2.27$ bar, alle normali condizioni operative di un ciclo di potenza risente lievemente degli effetti di gas reale; invece la CO₂ (avente $T_c = 31$ °C e $P_c = 73.8$ bar) in certe situazioni è influenzata notevolmente dall'effetto di gas reale.

Questo è molto importante se si considera che nel ciclo termodinamico è possibile calcolare il lavoro dalla turbina e del compressore come:

$$W = \int_1^2 v dP. \quad (2.21)$$

Se quindi al compressore, per gli effetti di gas reale, il fattore di comprimibilità Z è minore di 1, il volume specifico v risulterà essere più piccolo di quello del gas ideale e pertanto la compressione risulterà meno energivora.

Per una maggiore comprensione della tematica si consideri ad esempio il ciclo Brayton rigenerativo schematizzato in Figura 2.5.

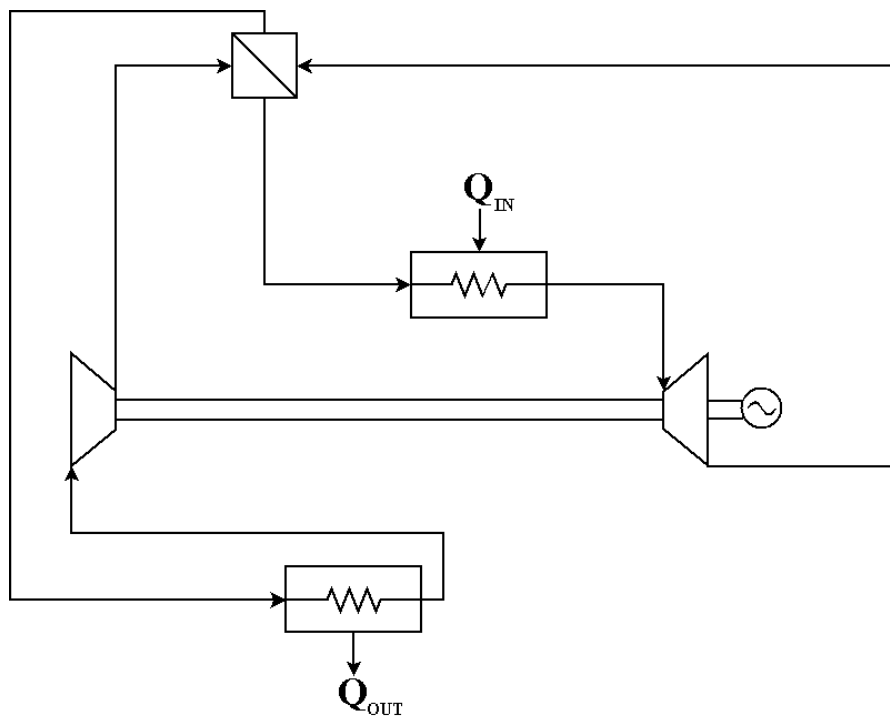


Figura 2.5: Schematizzazione di un ciclo Brayton rigenerativo

Per il ciclo in questione si suppone per il compressore una temperatura di aspirazione di 32 °C ed un rendimento dell' 89% e per la turbina una TIT di 550 °C ed un rendimento del 90%. In Figura 2.6 e Figura 2.7 si riportano gli andamenti del lavoro specifico della turbina e del compressore in funzione del rapporto di espansione/compressione e della pressione massima del ciclo. E' possibile notare al compressore la presenza quasi di una discontinuità, dovuta agli effetti di gas reale.

Applicazioni di quanto appena richiamato sono contenute al Capitolo 6.

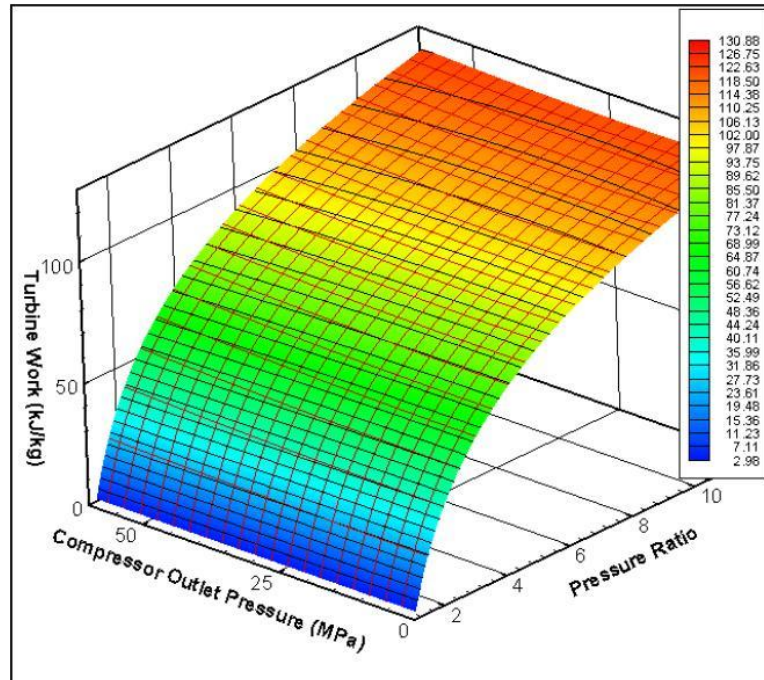


Figura 2.6: Lavoro specifico della turbina in funzione del rapporto di espansione e della pressione massima del ciclo [44]

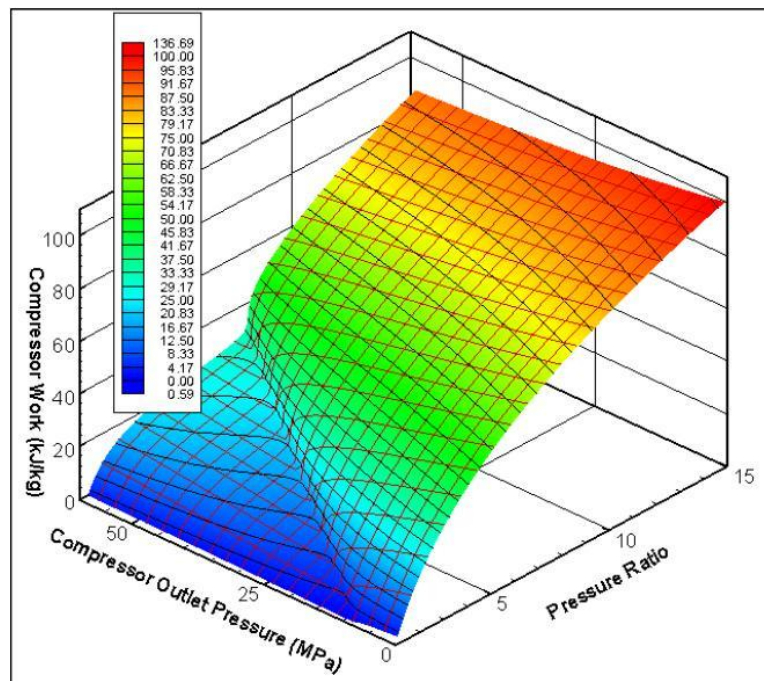


Figura 2.7: Lavoro specifico del compressore in funzione del rapporto di compressione e della pressione massima del ciclo [44]

2.5.2 Considerazioni sulle turbomacchine

Facendo un confronto tra He e CO₂ è possibile osservare come il primo abbia massa molare $MM_{He} = 4 \frac{kg}{kmol}$, mentre per il secondo $MM_{CO_2} = 44 \frac{kg}{kmol}$. Nel caso si consideri una turbina, l'espressione del lavoro isentropico di espansione è:

$$W_{iso-s} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{R}{MM} TIT \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right). \quad (2.22)$$

Supponendo di effettuare un confronto a parità di TIT e di rapporto di espansione, se si sostituiscono in Eq. (2.22) il valore di γ e di massa molare di He e CO₂ si osserva che il lavoro specifico scambiato dal primo è quasi 9 volte quello scambiato dall'anidride carbonica.

Poiché, per motivi che saranno chiariti al Capitolo 6, per una buona ottimizzazione delle prestazioni della macchina ad ogni stadio compete un certo Δh_{esp} fissato (riconducibile al numero di giri specifico), si conclude che le turbomacchine (turbina e compressore) per l'He devono necessariamente avere un numero di stadi molto maggiore che per la CO₂: l'impiego dell'anidride carbonica porta quindi ad avere turbomacchine più compatte e di conseguenza meno costose.

3 Modello termofluidodinamico del collettore solare parabolico lineare

Non disponendo di un impianto sperimentale risulta necessario un modello sufficientemente accurato del comportamento del collettore solare per poterne estrarre risultati utili al fine di analisi successive.

Il modello deve essere in grado di calcolare la potenza termica traferita al fluido termovettore in funzione di numerosi parametri operativi ad esempio l'irraggiamento, le condizioni climatiche, l'angolo di incidenza dei raggi solari, l'apertura della parabola, le dimensioni del tubo assorbitore e la portata di fluido.

Creare un buon modello termofluidodinamico non è tuttavia semplice: sono necessarie semplificazioni specifiche all'obiettivo che ci si prefigge di raggiungere da un punto di vista prestazionale. Le semplificazioni adottate verranno enunciate in seguito sottolineando gli aspetti trascurati.

Il modello implementato si ispira a quello sviluppato al National Renewable Energy Laboratory ("NREL") [45]. Lo scopo del modello non è tanto quello di fornire una descrizione dettagliata dei fenomeni termici e fluidodinamici del collettore solare, che richiederebbe un onere computazionale molto elevato, quanto determinare le prestazioni energetiche necessarie per la valutazione di diverse configurazioni.

Il programma implementato in VBA è in grado di simulare il comportamento di fluidi monofase suddividendo il ricevitore in più tratti e svolgendo per ciascuno di essi il bilancio energetico sulla sezione trasversale e in direzione longitudinale. Vengono inoltre calcolate le perdite di carico che rappresentano un dato di input necessario al calcolo della potenza della pompa o del compressore di circolazione del campo solare; inoltre, nel caso di fluidi gassosi la diminuzione della pressione influenza i fenomeni di scambio termico e quindi il bilancio energetico.

3.1 Ipotesi semplificative adottate

Lo sviluppo del modello termico adottato è basato su alcune ipotesi semplificative, in particolare:

1. La radiazione concentrata sul ricevitore viene considerata perfettamente uniforme sia sulla circonferenza che longitudinalmente. Come si può vedere dalla Figura 3.1 il flusso sulla circonferenza è tutt'altro che uniforme: tutta la superficie superiore non è irraggiata, mentre il flusso su quella inferiore può essere rappresentato da una distribuzione

gaussiana o da un'onda quadra [46]. La fisica del problema viene distorta ma quest'ipotesi è necessaria perché altrimenti sarebbe stata necessaria un'accurata analisi fluidodinamica computazionale per valutare lo scambio termico tra la parete interna del ricevitore e il fluido riscaldato asimmetricamente.

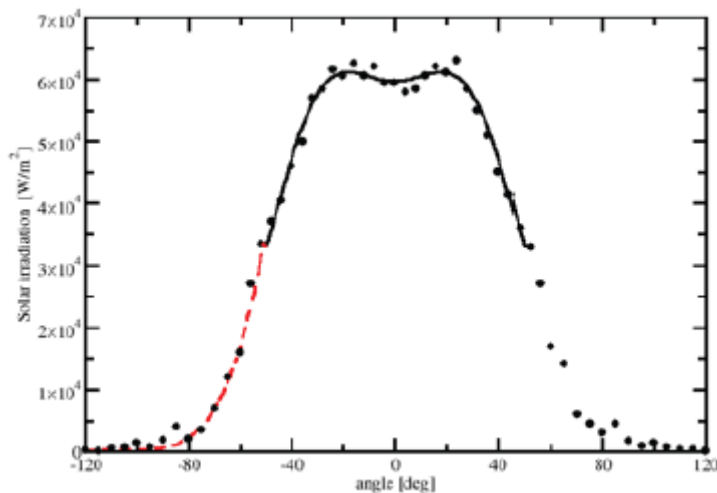


Figura 3.1: flusso solare sulla circonferenza di un tubo assorbitore tipico di un parabolic trough [47]

2. Come conseguenza della prima ipotesi, si considera uniforme la distribuzione di temperatura lungo la circonferenza.
3. Viene trascurato il contributo della radiazione proveniente da riflessioni o ri-emissioni dalle strutture circostanti e dal suolo.
4. Per ogni segmento di discretizzazione le temperature sono considerate longitudinalmente costanti e calcolate partendo dalla temperatura del fluido posta pari alla temperatura media tra ingresso e uscita dal tratto considerato. Quest'ipotesi fa sì che si sottostimino le perdite di calore a causa della non linearità delle perdite per irraggiamento ma è necessaria per poter applicare le correlazioni di scambio termico e considerare tutti i flussi come monodimensionali.
5. Al fine di calcolare il coefficiente di scambio termico convettivo la direzione del vento è sempre considerata normale all'asse dell'assorbitore e dei suoi supporti (ipotesi conservativa).
6. Le proprietà ottiche, ad eccezione dell'emissività del rivestimento selettivo, sono considerate indipendenti dalla temperatura.
7. I flussi luminosi assorbiti da vetro e tubo sono considerati come fenomeni superficiali anche se in realtà sarebbero di tipo volumetrico. Quest'ipotesi è ritenuta accettabile per il piccolo spessore in cui avviene l'assorbimento che, per quanto concerne il metallo, è pari a 6 \AA [45].
8. I flussi conduttivi in direzione assiale sono trascurati.

9. Non sono considerate le perdite termiche nei collegamenti tra i collettori.
10. Tutti gli assorbitori sono considerati perfettamente uguali.

3.2 Bilancio energetico su una sezione trasversale

La radiazione solare viene concentrata dalle superfici riflettenti nel fuoco del cilindro-parabolico dove viene assorbita dal ricevitore solare. Nonostante si cerchi di rendere l'involucro in vetro il più trasparente possibile alla radiazione in ingresso, una quantità limitata di questa energia elettromagnetica viene qui assorbita ($q_{3SolAbs}$).

La maggior parte della radiazione prosegue il suo percorso attraversando il vetro e l'intercapedine sotto vuoto ed incide sul rivestimento selettivo che la assorbe ($q_{5SolAbs}$).

L'effetto utile è rappresentato dall'energia termica trasmessa attraverso il tubo metallico (q_{32Cond}) e quindi trasferita al fluido (q_{21Conv}).

La superficie calda del tubo assorbitore scambia con la parete interna del vetro più fredda i flussi q_{34Conv} e q_{34Rad} rispettivamente per convezione e irraggiamento.

Il calore che raggiunge la superficie interna del vetro viene trasmesso per conduzione (q_{45Cond}) alla superficie esterna e quindi perso in ambiente per convezione (q_{56Conv}) e irraggiamento (q_{57Rad}).

Un'ulteriore causa di dissipazione è la presenza dei supporti che si comportano come delle alette, sottraendo calore ($q_{CondSupporti}$) per conduzione al tubo assorbitore.

Una rappresentazione schematica di quanto detto è proposta in Figura 3.2.

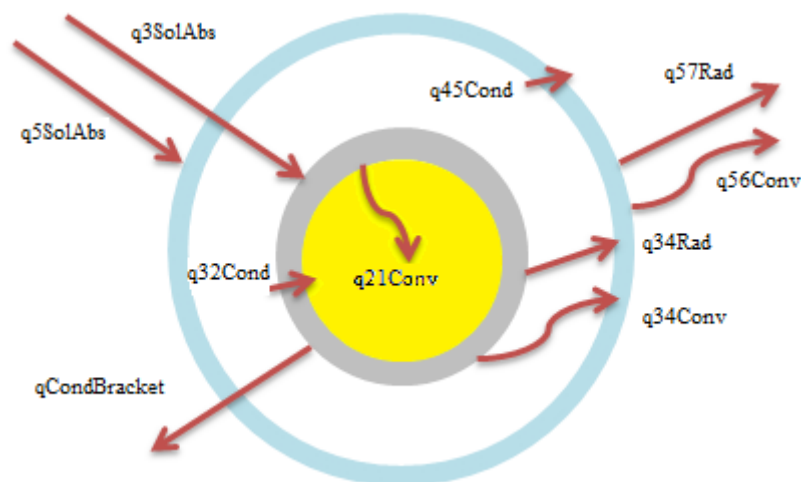


Figura 3.2: flussi termici nella sezione trasversale

Il bilancio energetico su una generica sezione può essere così trattato:

$$q_{21Conv} = q_{32Cond} \quad (3.1)$$

$$q_{3SolAbs} = q_{34Conv} + q_{34Rad} + q_{32Cond} + q_{CondSostegni} \quad (3.2)$$

$$q_{34Conv} + q_{34Rad} = q_{45Cond} \quad (3.3)$$

$$q_{45Cond} + q_{5SolAbs} = q_{56Conv} + q_{57Rad} \quad (3.4)$$

Si può concettualmente disegnare lo schema elettrico equivalente (Figura 3.3).

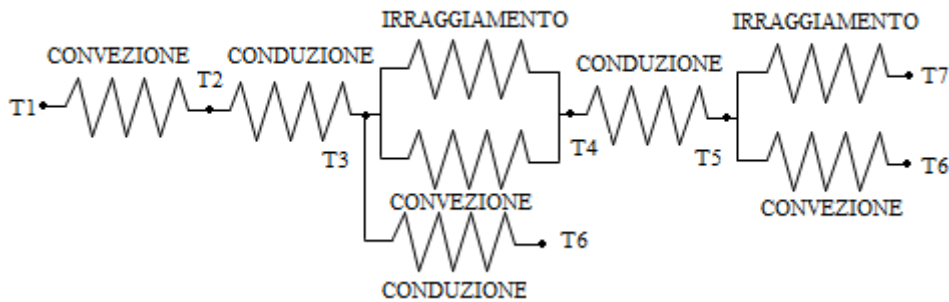


Figura 3.3: schema elettrico equivalente

Tabella 3.1: definizione delle temperature

	Riferita a:
T ₁	Fluido
T ₂	Superficie interna del ricevitore
T ₃	Superficie esterna del ricevitore
T ₄	Superficie interna del vetro
T ₅	Superficie esterna del vetro
T ₆	Ambiente esterno
T ₇	Cielo

3.2.1 Ottica del sistema di concentrazione e assorbimento della radiazione

L'energia massima teoricamente trasferibile al fluido è pari alla radiazione passante per l'apertura della parabola.

$$q_{si} = DNI \cdot W \quad (3.5)$$

q_{si} radiazione massima disponibile. [W/m]

W apertura dello specchio parabolico. [m]

Non tutta la radiazione incidente sull'apertura della parabola viene convertita in energia termica del fluido. Un generico raggio solare deve prima essere riflesso dallo specchio, attraversare l'involucro di vetro ed infine essere assorbito dal rivestimento selettivo. Tutti questi passaggi fanno sì che parte della radiazione venga persa.

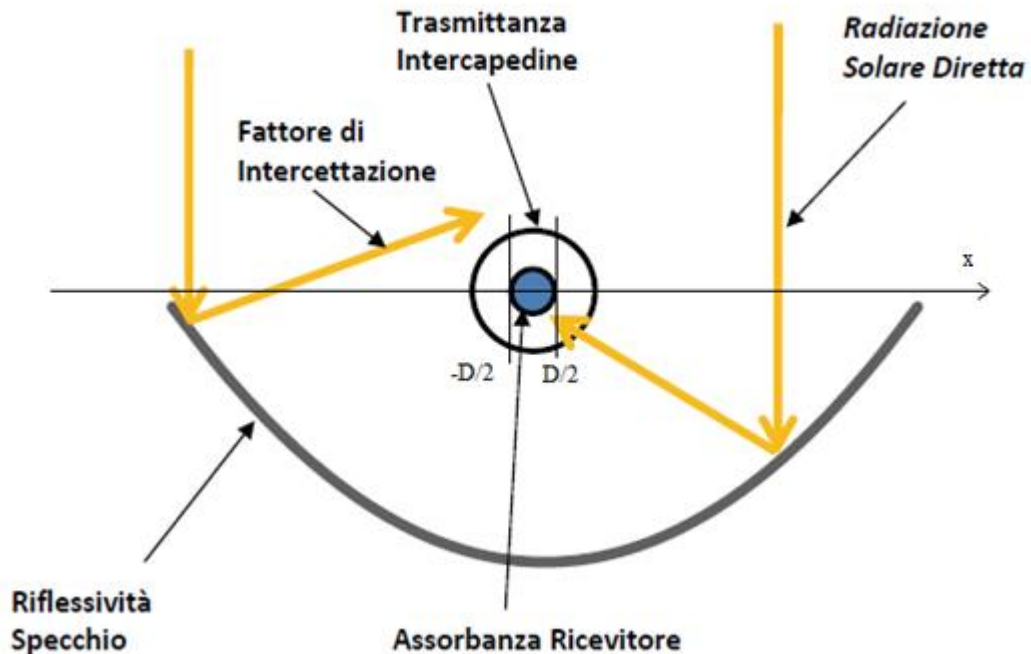


Figura 3.4: perdite ottiche [10]

La riflettanza (ρ_{cl}) dello specchio è stata molto migliorata negli anni fino a raggiungere valori superiori a 94.4% [48]. Ovviamente tale valore non rimane costante durante tutta la vita utile dell'impianto ma tende a diminuire a causa dello sporco dovuto, ad esempio, alla deposizione di polvere sulla superficie. Tramite lavaggi automatici è possibile riportare la riflettanza ai valori iniziali: non si ha, infatti, nessun degrado a lungo termine degli specchi [49].

Una seconda importante caratteristica che deve possedere il collettore solare è un ottimo coefficiente di intercettazione (γ) definito dall'equazione (3.6). Questo coefficiente comprende errori geometrici (imperfetta parabolicità), errori di puntamento e le deformazioni strutturali dovute al vento. Assume valori dipendenti dall'accuratezza di fabbricazione e dalla capacità di resistere alla torsione della struttura. Per i collettori odierni si avvicina molto all'unità [22] [24].

$$\gamma = \frac{\int_{-\frac{D}{2}}^{+\frac{D}{2}} G_{tilt,dir} \cdot \rho_{cl} \cdot dx}{\int_{-\infty}^{+\infty} G_{tilt,dir} \cdot \rho_{cl} \cdot dx} \quad (3.6)$$

D diametro del tubo assorbitore. [m]

$G_{\text{tilt,dir}}$ radiazione diretta effettivamente disponibile (prodotto tra DNI e coseno dell'incidenza). [W/m^2]

La radiazione nell'attraversare l'involucro in vetro viene parzialmente riflessa ed assorbita. La proprietà ottica che deve essere esaltata per migliorare le prestazioni è quindi la trasmittanza (τ) che attualmente, grazie ai trattamenti anti riflesso, si attesta a valori intorno al 96% [50] [35]. Come si vede in Figura 3.5 è importante avere un valore di trasmittanza elevato per le lunghezze d'onda di interesse (quelle dello spettro solare).

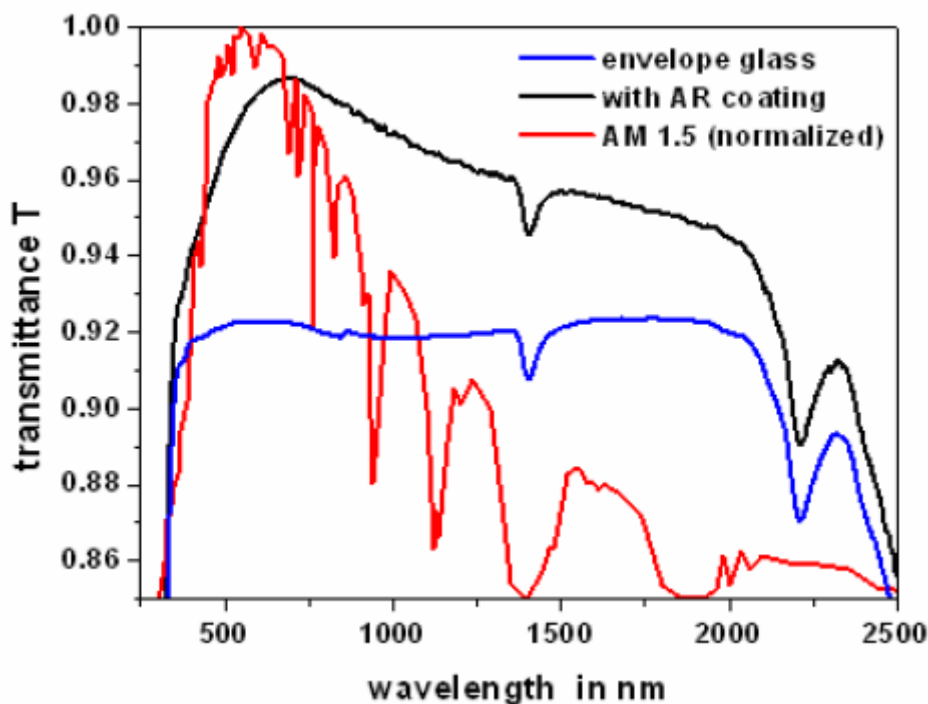


Figura 3.5: trasmittanza in funzione della lunghezza d'onda della radiazione [51]

Infine l'assorbanza (α) rappresenta la parte della radiazione che giunge sul tubo che viene effettivamente assorbita. Raggiunge valori pari o superiori a 0.95 [50] [35]. Dato che la trasmittanza può essere trascurata il complemento a uno dell'assorbanza è la riflettanza: è preferibile avere riflettanza minima per le lunghezze d'onda tipiche della luce solare ed elevate nel range di lunghezze d'onda di ri-emissione. Per limitare le perdite termiche radiative è necessario limitare l'emissività alle temperature di interesse. Ricordando la legge di Kirchhoff: $\epsilon_{\lambda} \approx \alpha_{\lambda}$ [7], la riflessività del rivestimento selettivo dovrà essere alta per le lunghezze d'onda caratteristiche della radiazione termica come evidenziato in Figura 3.7.

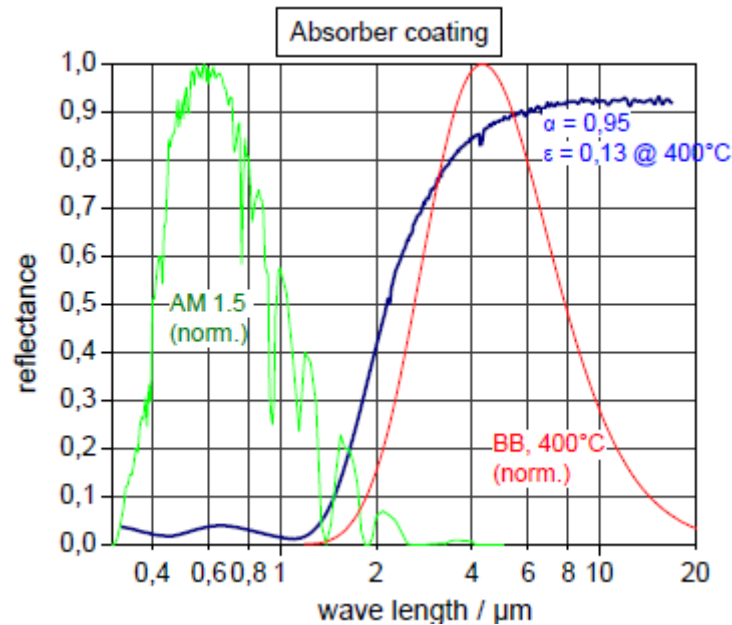


Figura 3.6: riflettanza del rivestimento selettivo [51]

Note le proprietà del sistema è possibile definire il rendimento ottico di picco tramite la relazione (3.7).

$$\eta_{ottico_picco} = \rho_{cl} \cdot \gamma \cdot \tau \cdot \alpha|_{new \& clean, \theta=0^{\circ}} \quad (3.7)$$

Le condizioni di riferimento per il calcolo sono: sistema *new & clean* e angolo di incidenza nullo.

I migliori collettori raggiungono rendimenti ottici di picco di 0.80 [30]. Per tener conto dello sporco possono essere inseriti altri coefficienti peggiorativi; mentre le variazioni delle proprietà ottiche con l'angolo di incidenza sono conteggiate nell'*Incident Angle Modifier* (IAM, a tal proposito si veda l'appendice 1.2).

In

Tabella 3.2 sono riportati i valori tipici dei vari parametri di interesse per lo specchio parabolico [45]. L'unico dato noto a priori è la riflettanza dello specchio pulito mentre i restanti provengono da test sul campo o da modelli di simulazione.

Tabella 3.2: dati caratteristici dell'ottica del collettore parabolico [45]

ρ_{cl}	Riflettanza specchio <i>new&clean</i>	0.935
f_1	Ombreggiamento dell'HCE (supporti, soffietti,...)	0.974
f_2	Errori di puntamento	0.994
f_3	Errori di disallineamento	0.98
f_4	Sporcamento dello specchio	0.963
f_5	Sporcamento dell'HCE	$(1+f_4)/2$
f_6	Altri difetti	0.96

Per l'involucro in vetro Pyrex[®] si adottano i valori in Tabella 3.3 ritenuti indipendenti dalla temperatura. In Tabella 3.4 si possono vedere le proprietà degli HCE utilizzate nel modello.

Tabella 3.3: dati del vetro Pyrex[®] [45]

τ	Trasmittanza	0.935 – 0.97 (dipendente dalla tecnologia scelta)
α	Assorbanza	0.02
ε	Emissività	0.86
k	Conducibilità termica	1.04 [W/(m*K)]

Tabella 3.4: caratteristiche HCE, T in °C [10] [45]

Rivestimento selettivo	τ vetro	α	ε
Luz Black Chrome	0.935	0.94	$0.0005333*(T+273.15)-0.0856$
Luz Cermet	0.935	0.92	$0.000327*(T+273.15)-0.065971$
Solel UVAC Cermet a	0.965	0.96	$(2.249E-7)*T^2+(1.039E-4)*T+5.599E-2$
Solel UVAC Cermet b	0.965	0.95	$(1.565E-7)*T^2+(1.376E-4)*T+6.966E-2$
Solel UVAC Cermet avg	0.965	0.955	$(1.907E-7)*T^2+(1.208E-4)*T+6.282E-2$
Solel UVAC Cermet Proposed a	0.97	0.98	$(2.084E-4)*T+1.663E-2$
Solel UVAC Cermet Proposed b	0.97	0.97	$(1.666E-4)*T+3.375E-3$
Schott	0.963	0.95	$(8.4395E-7)*T^2+(4.21104E-4)*T+1.68508E-1$
Enea	0.97	0.945	$(2.12E-7)*T^2+(5.5409E-5)*T+4.57857E-2$

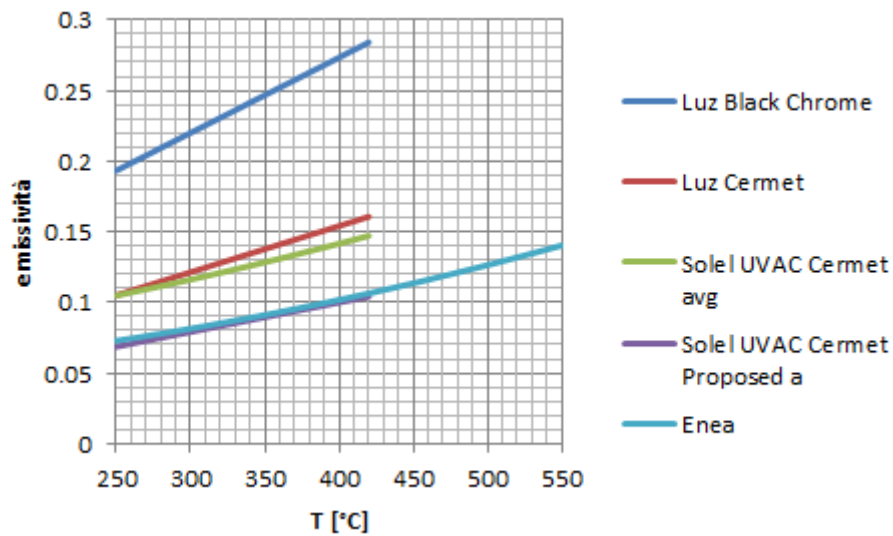


Figura 3.7: emissività in funzione della temperatura

La radiazione assorbita dall'involucro in vetro [W/m] può essere calcolata a partire dal rendimento ottico effettivo e dall'assorbanza del vetro:

$$q_{5SolAbs} = q_{si} \cdot \alpha_{vetro} \cdot \eta_{vetro} \quad (3.8)$$

$$\eta_{vetro} = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6 \cdot K_{(\theta)} \cdot \rho_{cl} \quad (3.9)$$

$K_{(\theta)}$ fattore comprendente IAM, effetto dell'angolo di incidenza, ombreggiamento e perdite di fine collettore. Si veda l'appendice 1.

Infine, si può valutare la radiazione assorbita dal ricevitore [W/m]:

$$q_{3SolAbs} = q_{si} \cdot \alpha_{rivestimento} \cdot \eta_{assorbitore} \quad (3.10)$$

$$\eta_{assorbitore} = \eta_{vetro} \cdot \tau_{vetro} \quad (3.11)$$

3.2.2 Flusso termico conduttivo nel tubo assorbitore

Lo scambio termico tra le superfici esterna ed interna del ricevitore è un semplice esempio di conduzione stazionaria monodimensionale in geometria cilindrica senza generazione di potenza. Si noti che una trattazione monodimensionale del problema non sarebbe stata possibile senza l'ipotesi di uniformità circonferenziale della temperatura.

Risolviendo l'equazione di Laplace si ottiene [7]:

$$q_{32Cond} = \frac{2\pi \cdot k_{32} \cdot (T_3 - T_2)}{\ln \frac{D_3}{D_2}} \quad (3.12)$$

k_{32} conduttività termica del tubo assorbitore valutata alla temperatura media $T_{32}=(T_3+T_2)/2$. [W/(m*K)] [45]

Nel modello si considerano i tre acciai inossidabili AISI 304L, 316L, 321H ed il rame B42.

Per il B42 si assume un valore di conduttività costante con la temperatura pari a 400 W/(m*K).

Per gli acciai 304L e 316L, k viene valutata come:

$$k_{32} = 0.013 \cdot T_{32} + 15.2 \quad (3.13)$$

Per l'acciaio 321H invece:

$$k_{32} = 0.0153 \cdot T_{32} + 14.775 \quad (3.14)$$

La resistenza termica del rivestimento selettivo e quella di contatto vengono sempre trascurate.

3.2.3 Flusso termico convettivo tra assorbitore e fluido termovettore

All'interno del tubo assorbitore si ha scambio termico per convezione forzata interna ad un condotto. Tramite la legge di Newton è possibile calcolare il flusso termico utile entrante nel HTF:

$$q_{21Conv} = h_1 \cdot D_2 \pi \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.15)$$

$$h_1 = Nu_{D_2} \cdot \frac{k_1}{D_2} \quad (3.16)$$

h_1 coefficiente di scambio termico convettivo valutato a T_1 . [W/(m²K)]

Nu_{D_2} numero di Nusselt riferito a D_2 .

k_1 conduttività termica calcolata a T_1 . [W/(m*K)]

Grazie alle ipotesi fatte, le temperature superficiali e il flusso termico sono considerate uniformi: è quindi possibile adottare la correlazione di Gnielinski [45] al fine di stimare il numero di Nusselt per moto turbolento:

$$Nu_{D_2} = \frac{f_2/8 \cdot (Re_{D_2} - 1000) \cdot Pr_1}{1 + 12.7\sqrt{f_2/8} \cdot (Pr_1^{2/3} - 1)} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_2}\right)^{0.11} \quad (3.17)$$

$$f_2 = (1.82 \log_{10}(Re_{D_2}) - 1.64)^{-2} \quad (3.18)$$

- f_2 coefficiente di attrito secondo Darcy.
 Re_{D_2} numero di Reynolds valutato al diametro 2.
 Pr_1 numero di Prandtl calcolato alla temperatura del fluido.
 Pr_2 numero di Prandtl calcolato alla temperatura della parete metallica.

Il campo di validità è molto ampio: è applicabile per $2300 < Re_{D_2} < 5 \cdot 10^6$ e $0.5 < Pr_1 < 2000$.

Nel caso si verifichi un flusso laminare ($Re_{D_2} < 2300$), sempre nell'ipotesi di flusso termico costante, il numero di Nusselt assume il valore di 4.36.

3.2.4 Flusso termico convettivo tra assorbitore e involucro in vetro

La cavità anulare compresa tra il tubo e il vetro si trova nel normale funzionamento alla pressione di circa 10^{-4} Torr. In queste condizioni ($P < 1$ Torr) il numero di Knudsen, rapporto tra il libero cammino medio delle molecole e una dimensione caratteristica del problema (spessore della cavità), risulta sempre superiore a 0.3 (il libero cammino medio intorno al metro [45]) e si instaura uno scambio termico per convezione libera molecolare [52]. La correlazione proposta da Ratzel è valida per un numero di Rayleigh valutato al diametro interno dell'involucro in vetro $Ra_{D_4} < (D_4/(D_4 - D_3))^4$ [53] [45]:

$$q_{34Conv} = h_{34} \cdot \pi D_3 \cdot (T_3 - T_4) \quad (3.19)$$

$$h_{34} = \frac{k_{std}}{\left(\frac{D_3}{2}\right) \cdot \ln\left(\frac{D_4}{D_3}\right) + B\lambda \cdot \left(\frac{D_3}{D_4} + 1\right)} \quad (3.20)$$

$$B = \frac{2 - A}{A} \cdot \left[\frac{9\gamma - 5}{2(\gamma + 1)} \right] \quad (3.21)$$

$$\lambda = 2.331 \cdot 10^{-20} \frac{T_{34}}{P_a \delta^2} \quad (3.22)$$

- h_{34} coefficiente di scambio termico convettivo. [W/(m²K)]
 k_{std} conduttività termica del gas in condizioni standard. [W/(mK)]
 B coefficiente di interazione.
 A fattore di accomodazione (1 per superfici non estremamente pulite).
 λ libero cammino medio molecolare. [cm]
 γ rapporto tra i calori specifici.

- T_{34} temperatura media $(T_3+T_4)/2$. [K]
 P_a pressione. [mmHg]
 δ diametro molecolare del gas. [cm]

Nel caso di perdita di vuoto, nell'intercapedine si instaura un fenomeno di convezione naturale nella cavità compresa tra due cilindri isotermi (per ipotesi). Può essere utilizzata la correlazione di Raithby & Holland [7] valida per $Ra_{D_4} < (D_4/(D_4-D_3))^4$. Le proprietà termofisiche sono tutte valutate alla temperatura media $T_{34}=(T_3+T_4)/2$.

$$q_{34Conv} = \frac{2.425k_{34} \cdot (T_3 - T_4) \cdot (Pr \cdot Ra_{D_3} / (0.861 + Pr_{34}))^{1/4}}{\left(1 + \left(\frac{D_3}{D_4}\right)^{3/5}\right)^{5/4}} \quad (3.23)$$

$$Ra_{D_3} = \frac{g\beta(T_3 - T_4)D_3^3}{\alpha\nu} \quad (3.24)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{34}} \quad (3.25)$$

- k_{34} conduttività termica del gas. [W/(mK)]
 Pr_{34} numero di Prandtl valutato alla temperatura media.
 Ra_{D_3} numero di Rayleigh valutato a D_3 .
 β coefficiente di dilatazione termica volumetrico. [1/K]
 α diffusività termica. [m²/s]
 ν viscosità cinematica. [m²/s]
 g accelerazione di gravità terrestre. [m/s²]

3.2.5 Flusso termico radiativo tra assorbitore e involucro in vetro

Per valutare (Equazione (3.26) [7]) il calore irraggiato dall'assorbitore al vetro sono necessarie alcune assunzioni [45]: superfici grigie (emissività in Tabella 3.3: dati del vetro Pyrex[®] e Tabella 3.4: caratteristiche HCE, T in °C), gas nella cavità non partecipa allo scambio radiativo, irradiazione e riflessione diffuse, cilindri isotermi, involucro in vetro opaco alla radiazione infrarossa.

$$q_{34Rad} = \frac{\sigma\pi D_3 \cdot (T_3^4 - T_4^4)}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{1 - \varepsilon_4}{\varepsilon_4} \cdot \frac{D_3}{D_4}} \quad (3.26)$$

- σ costante di Stefan-Boltzmann. [W/(m²K⁴)]
 ε_3 emissività del tubo assorbitore.
 ε_4 emissività del vetro.

3.2.6 Flusso termico conduttivo nell'involucro in vetro

La situazione è del tutto analoga a quanto già visto per il tubo assorbitore [7]:

$$q_{45Cond} = \frac{2\pi \cdot k_{45} \cdot (T_4 - T_5)}{\ln \frac{D_5}{D_4}} \quad (3.27)$$

3.2.7 Flusso termico disperso dai sostegni

Come ben visibile in Figura 3.8, il tubo assorbitore viene mantenuto nella linea focale da sostegni posti a circa 4 metri l'uno dall'altro. Questi sostegni possono essere schematizzati come alette di lunghezza infinita e temperatura della base di 10 gradi inferiore a quella dell'assorbitore per la presenza dell'isolante. La conduttività termica viene considerata costante paria a 48 W/(mK) [45]. Infine, la temperatura media dell'aletta isoterma è stimata sommando la temperatura della base a quella dell'ambiente e dividendo per 3 come riportato in [45].

$$q_{CondBracket} = \sqrt{(hpA_{base}k)_{Bracket}} \cdot (T_{base} - T_6) / L_{HCE} \quad (3.28)$$

- h coefficiente di scambio termico convettivo. [W/(m²K)]
- p perimetro dell'aletta. [m]
- k conduttività termica. [W/(m*K)]
- A_{base} sezione della base. [m²]
- L_{HCE} lunghezza dell'HCE. [m]

Per stimare il coefficiente di scambio termico convettivo in presenza di vento si ricorre alla correlazione di Zhukauskas, altrimenti si utilizza la correlazione di Churchill & Chu. Entrambe le correlazioni saranno esposte nel paragrafo successivo.



Figura 3.8: collettori solari della centrale ENEL - Priolo Gargallo. In evidenza i sostegni dell'assorbitore ogni 4 metri circa.

3.2.8 Flusso termico convettivo disperso in ambiente

La superficie esterna del vetro si porta ad una temperatura superiore a quella dell'ambiente: si ha così una perdita di calore verso l'esterno. La quota parte dissipata per convezione può essere stimata applicando la legge di Newton per il raffreddamento:

$$q_{56Conv} = h_{56} \cdot D_5 \pi \cdot (T_5 - T_6) \quad (3.29)$$

$$h_{56} = Nu_{D_5} \cdot \frac{k_{56}}{D_5} \quad (3.30)$$

h_{56} coefficiente di scambio termico conduttivo calcolato a T_{56} . [W/(m²K)]

k_{56} conduttività termica dell'aria. [W/(m*K)]

Nu_{D_5} numero di Nusselt valutato al diametro esterno dell'involucro di vetro.

T_{56} temperatura media di film: $(T_5+T_6)/2$. [K]

Per calcolare il coefficiente di scambio termico bisogna procedere in modo differente se c'è o meno la presenza del vento.

In caso di presenza di vento si applica la correlazione di Zhukauskas [7] per convezione forzata esterna su un cilindro assumendo che la direzione del vento sia normale all'asse dell'HCE.

$$Nu_{D_5} = C \cdot Re_{D_5}^m \cdot Pr_6^n \cdot \left(\frac{Pr_6}{Pr_5}\right)^{1/4} \quad (3.31)$$

$$n=0.37 \text{ per } Pr \leq 10$$

$$n=0.36 \text{ per } Pr > 10$$

Tabella 3.5: valori delle costanti C e m in funzione del numero di Reynolds

Re_D	C	m
1-40	0.75	0.4
40-1000	0.51	0.5
1000-200000	0.26	0.6
200000-1000000	0.076	0.7

Questa correlazione è valida per $0.7 < Pr_6 < 500$ e $1 < Re_{D5} < 10^6$; tutte le proprietà termofisiche sono valutate alla temperatura dell'aria (T_6) eccetto Pr_5 che viene calcolato riferendosi alla temperatura della superficie esterna del vetro.

In assenza di vento si utilizza la correlazione di Churchill & Chu [7] per convezione naturale. Si ricorda che le proprietà sono valutate alla temperatura media di film $T_{56} = (T_5 + T_6)/2$; il campo di validità è $10^5 < Ra_{D6} < 10^{12}$.

$$Nu_{D_5} = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_{D_5}^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr_{56})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.32)$$

$$Ra_{D_5} = \frac{g\beta(T_5 - T_6)D_5^3}{\alpha_{56}\nu_{56}} \quad (3.33)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{56}} \quad (3.34)$$

$$Pr_{56} = \frac{\nu_{56}}{\alpha_{56}} \quad (3.35)$$

Pr_{56} numero di Prandtl valutato alla temperatura media.

Ra_{D5} numero di Rayleigh valutato a D_5 .

β coefficiente volumetrico di dilatazione termica. [1/K]

α_{56} diffusività termica dell'aria alla temperatura media. [m^2/s]

ν_{56} viscosità cinematica dell'aria alla temperatura media di film. [m^2/s]

g accelerazione di gravità terrestre. [m/s^2]

3.2.9 Flusso termico radiativo verso il cielo

Approssimando l'involucro in vetro e il cielo rispettivamente come un corpo grigio convesso all'interno di una cavità nera, si può scrivere [7]:

$$q_{57Rad} = \sigma\pi D_5 \cdot \varepsilon_5 \cdot (T_5^4 - T_7^4) \quad (3.36)$$

Per non appesantire il modello ed introdurre nuove variabili si assume per la temperatura del cielo (T_7) un valore inferiore di $8^\circ C$ alla temperatura ambiente [45].

3.3 Bilancio energetico longitudinale e caduta di pressione

Per fluidi incompressibili come olio sintetico e sali il bilancio energetico ed il calcolo delle perdite di carico potrebbero essere trattati indipendentemente, perché le proprietà termofisiche sono considerate funzione della sola temperatura. Nel caso di fluidi gassosi come la CO₂, tali proprietà dipendono fortemente dalla pressione, di conseguenza la valutazione della caduta di pressione viene fatta in concomitanza al bilancio energetico lungo il ricevitore. In Figura 3.9 si chiarisce come venga discretizzato l'assorbitore.

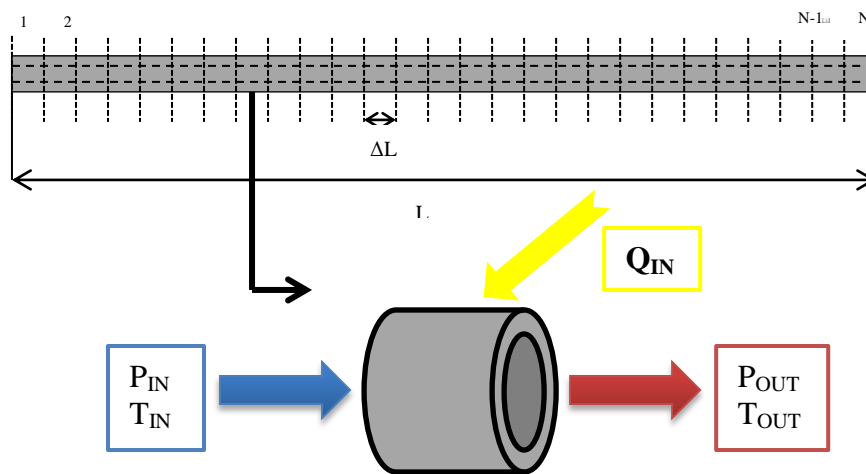


Figura 3.9: rappresentazione del bilancio energetico longitudinale

In condizioni stazionarie il bilancio energetico sulla lunghezza di un segmento di estensione ΔL risulta:

$$\frac{dE}{dt} = 0 = Q_{IN} - \dot{m}_{HTF} \cdot (h_{OUT} - h_{IN}) \quad (3.37)$$

h entalpia del fluido termovettore. [kJ/kg]

m portata massica. [kg/s]

Q_{IN} potenza termica effettivamente raccolta dal fluido. [W]

La potenza entrante si calcola:

$$Q_{IN} = q_{21Conv} \cdot \Delta L = (q_{SolAbs} - q_{Loss}) \cdot \Delta L \quad (3.38)$$

$$q_{SolAbs} = q_{5SolAbs} + q_{3SolAbs} \quad (3.39)$$

$$q_{Loss} = q_{56Conv} + q_{57Rad} + q_{CondBracket} \quad (3.40)$$

Il salto entalpico è determinato tramite il c_p valutato alla temperatura e alla pressione medie tra l'ingresso e l'uscita dal tratto di assorbitore. Dal bilancio energetico si può quindi calcolare la temperatura di uscita.

$$T_{OUT} = \frac{Q_{IN}}{\dot{m}_{HTF} \cdot \bar{c}_p} + T_{IN} \quad (3.41)$$

Le perdite di carico si ottengono da due contributi: quelle per attrito viscoso sulle pareti e quelle cinetiche (nessuna componente gravitazionale perché non vi sono variazioni di quota).

Le perdite per attrito si calcolano attraverso l'equazione di Darcy-Weisbach (3.42) con il coefficiente di attrito valutato alle condizioni medie di temperatura e pressione tramite l'equazione di Colebrook-White (3.43) per moto turbolento.

$$\Delta P_{attrito} = f \cdot \frac{\Delta L}{D_2} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (3.42)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\frac{\varepsilon}{D_2}}{3.7} + \frac{2.51}{Re_{D_2} \cdot \sqrt{f}} \right) \quad Re_{D_2} > 2300 \quad (3.43)$$

$$f = \frac{64}{Re_{D_2}} \quad Re_{D_2} < 2300 \quad (3.44)$$

- f coefficiente di attrito secondo Darcy.
- ρ densità media. [kg/m³]
- v velocità media. [m/s]
- ε rugosità assoluta della parete interna del tubo. [m]

Le perdite cinetiche si calcolano dell'equazione(3.45).

$$\Delta P_{cinetiche} = \rho_{OUT} \cdot \frac{v_{OUT}^2}{2} - \rho_{IN} \cdot \frac{v_{IN}^2}{2} \quad (3.45)$$

In Figura 3.10 è rappresentato l'algoritmo utilizzato per simulare il comportamento del collettore solare. Note le condizioni d'ingresso e ipotizzata la portata massica si procede iterativamente al calcolo delle condizioni d'uscita da ogni discretizzazione, fino a raggiungere la temperatura desiderata; il rispetto della lunghezza imposta è la condizione che permette di correggere il valore della portata massica.

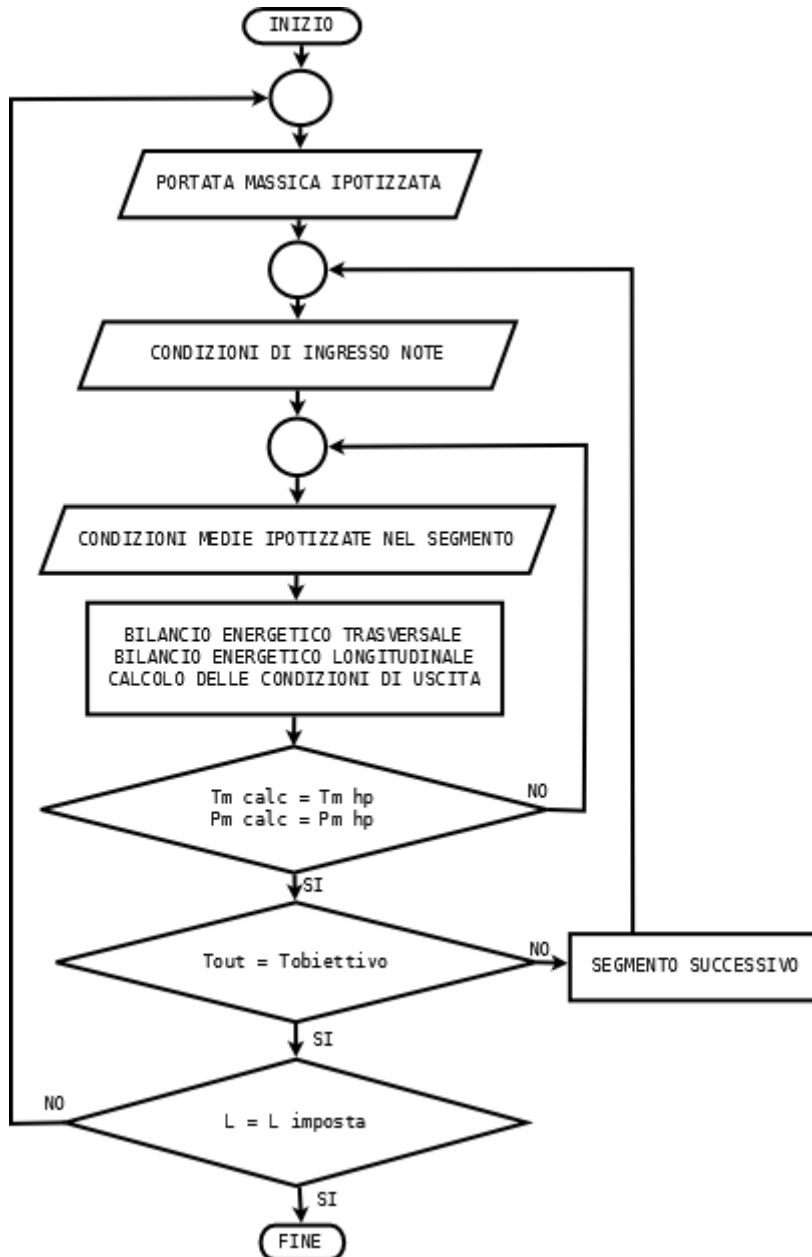


Figura 3.10: logica con cui agisce il programma

Nel programma è anche possibile impostare la portata massica semplificando leggermente l’algoritmo di risoluzione. In questo caso viene calcolata, in alternativa, la temperatura di uscita nota la lunghezza dell’assorbitore o la lunghezza necessaria ad ottenere una data temperatura in uscita.

3.4 Analisi parametrica

Per l'analisi delle prestazioni di un collettore si identifica come parametro di merito il rendimento globale, definito come rapporto tra la potenza effettivamente trasferita al fluido e la massima potenza solare disponibile su una superficie pari all'apertura dello specchio parabolico.

$$\eta_{globale} = \frac{Q_{IN}}{Q_{si}} = K_{(\theta)} \cdot \eta_{ottico} \cdot \eta_{termico} \quad (3.46)$$

$$Q_{si} = DNI \cdot W \cdot L \quad (3.47)$$

Si scelgono le temperature di ingresso e uscita di 250 °C e 600°C, la pressione di ingresso di 100 bar e la lunghezza del collettore pari a 200 metri. Si utilizza il rivestimento selettivo di Archimede Solar Energy, l'unico in grado di consentire temperature così elevate [22]. Il rendimento ottico di picco è assunto pari al 76%. Dove non specificato la DNI è posta pari a 800 W/m².

3.4.1 Influenza della temperatura del fluido termovettore

Lo scopo di un collettore solare è quello di concentrare la radiazione per convertirla in energia termica del fluido. Il riscaldamento del fluido comporta però l'aumento delle temperature dei componenti dell'HCE: l'emissività del rivestimento selettivo aumenta (Figura 3.7) e si avranno maggiori perdite di calore verso l'ambiente. Come evidente in Figura 3.11 il rendimento globale decade più che linearmente all'aumentare della temperatura del fluido

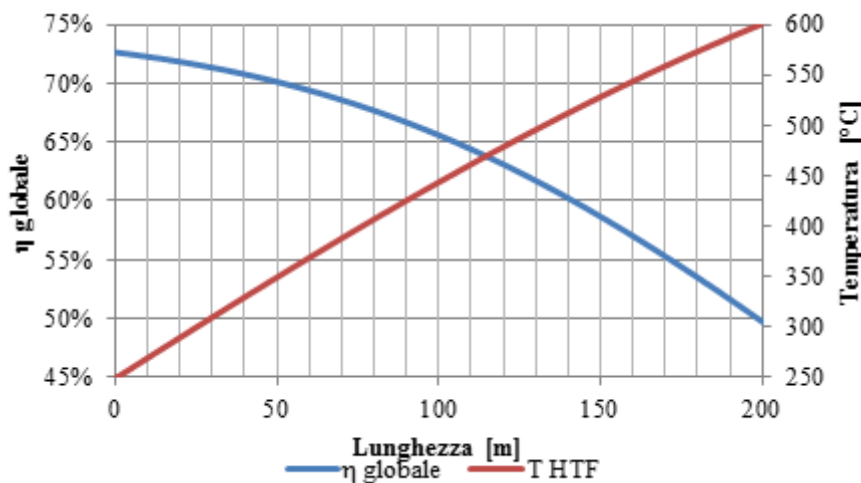


Figura 3.11: andamento di rendimento e temperatura lungo l'assorbitore per CO2

3.4.2 Influenza della DNI

Si può notare come al diminuire della radiazione solare il rendimento globale diminuisca.

In particolare, a pari temperatura del fluido, le perdite termiche verso l'esterno rimangono invariate mentre una diminuzione della radiazione solare implica un abbassamento dell'input energetico (Figura 3.12).

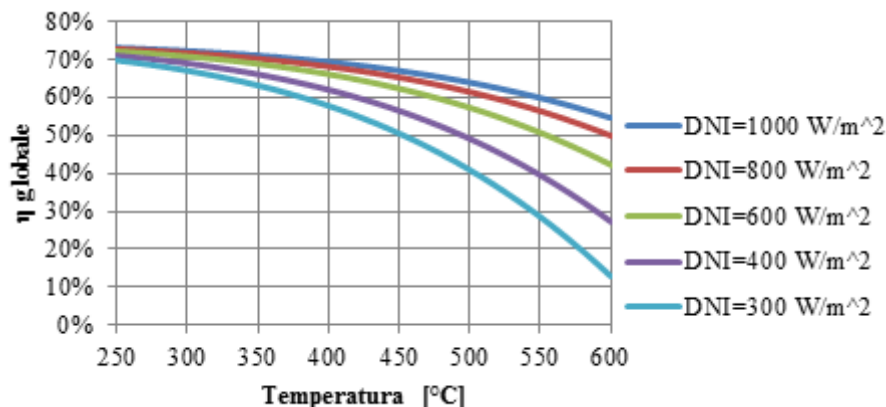


Figura 3.12: andamento del rendimento globale per diversi valori di DNI

Quindi, l'utilizzo di CO₂ ad alta temperatura pone la necessità di avere elevati valori di radiazione diretta ed alti fattori di concentrazione in modo molto più marcato rispetto ad altri sistemi operanti a temperature inferiori.

3.4.3 Influenza del materiale del tubo assorbitore

Le prestazioni del collettore non vengono praticamente influenzate dal materiale costituente l'assorbitore [45]. Perciò la scelta ricade sul materiale più economico che abbia le richieste caratteristiche di resistenza meccanica, resistenza alla corrosione e compatibilità con il rivestimento selettivo.

3.4.4 Influenza della pressione di ingresso

L'effetto sul rendimento globale della pressione di ingresso risulta essere minimo come si può vedere in Figura 3.13.

Per quanto riguarda le perdite di carico si ha una forte dipendenza dal valore di pressione iniziale come è evidente in Figura 3.14. Tale andamento è ben spiegato dalle equazioni (3.42) e (3.45).

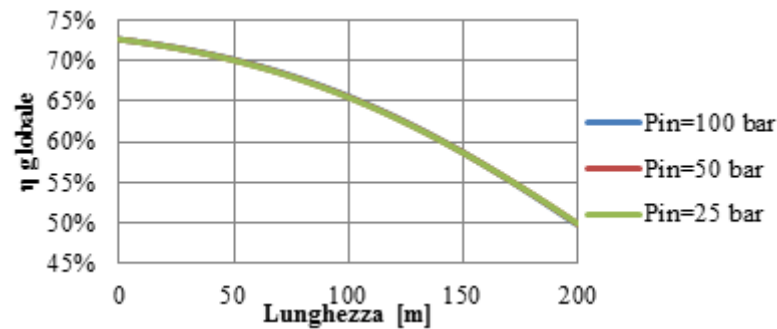


Figura 3.13: rendimento globale per diverse pressioni di ingresso nell'assorbitore

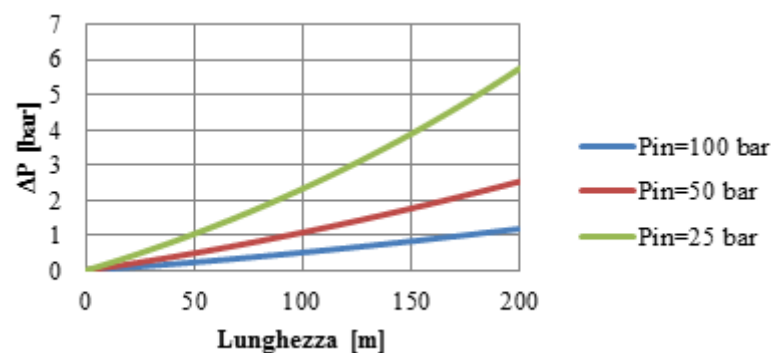


Figura 3.14: perdite di carico per diverse pressioni di ingresso nell'assorbitore

3.4.5 Influenza del vento

L'aumentare della velocità del vento accresce il coefficiente di scambio termico convettivo tra la parete esterna del vetro e l'ambiente, incrementando così le perdite termiche. Si hanno effetti maggiori per temperature del tubo assorbitore più elevate anche se non si hanno eccessivi decadimenti di rendimento.

Bisogna però ricordare che il vento provoca deformazioni della struttura del collettore (non considerate nel modello) con effetti negativi sul coefficiente di intercettazione dei raggi solari [30].

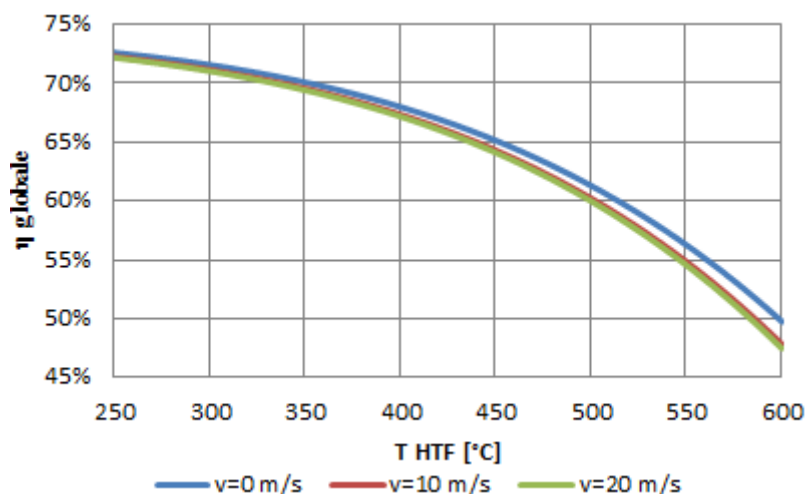


Figura 3.15: effetto della velocità del vento sul rendimento del collettore

3.4.6 Influenza del grado di vuoto nell'intercapedine

Il vuoto spinto (10^{-4} Torr) tra il tubo assorbitore e l'involucro in vetro serve per limitare le perdite termiche per convezione e per difendere il rivestimento selettivo dall'ossidazione [54]. Quest'ultimo aspetto è il più importante: come si vede in Figura 3.16, la differenza di prestazioni del collettore passando da decimi di millesimi di Torr a 1 Torr è piuttosto contenuta [10] e non giustifica l'adozione di un grado di vuoto così elevato.

Lavorare con CO_2 invece che con olio presenta il vantaggio di evitare l'accumulo di idrogeno nell'intercapedine vetro-tubo. Infatti nei collettori solari utilizzando olio si genera idrogeno per dissociazione ad alta temperatura delle molecole idrocarburiche [55]: l'idrogeno riesce a permeare nella cavità anulare e, se non catturato dal *getter* (materiale adsorbente), causa un incremento dello scambio termico convettivo con conseguente decadimento delle prestazioni del collettore [54] (la superficie selettiva non viene però danneggiata [56]).

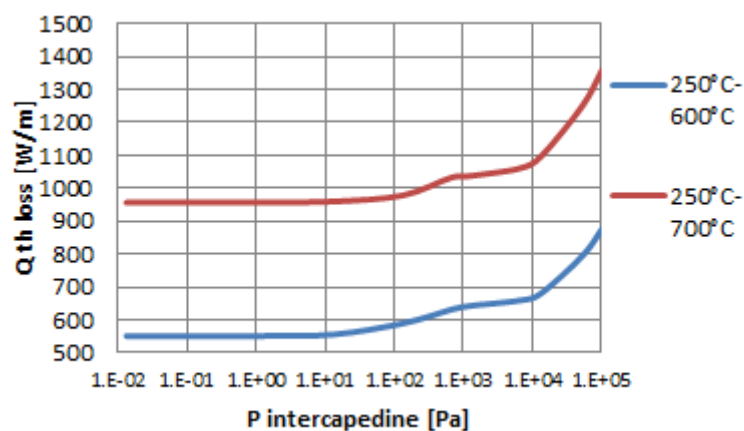


Figura 3.16: andamento delle perdite termiche in funzione della pressione nell'intercapedine (aria) per due intervalli di temperatura nel collettore

In Figura 3.17 è riportata la variazione della temperatura massima dell'involucro in vetro al variare della pressione nella cavità. Come è lecito aspettarsi, l'andamento è il medesimo delle perdite termiche. Scendere al di sotto del centesimo di bar consente una riduzione della temperatura del vetro di 10°C per una temperatura di uscita della CO_2 dal collettore di 600°C, di soli 6°C per 700°C.

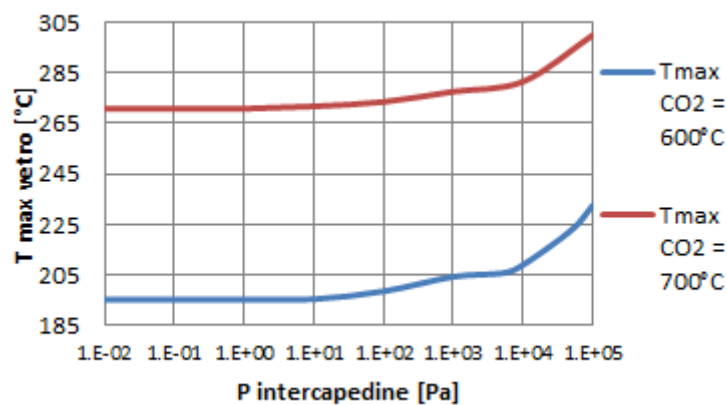


Figura 3.17: andamento della temperatura massima del vetro in funzione della pressione nell'intercapedine (aria) per due valori di temperatura della CO_2 in uscita dal collettore

3.4.7 Influenza del diametro esterno dell'involucro in vetro

Incrementare il diametro esterno dell'involucro a parità di spessore significa diminuire la temperatura della parete del vetro, perché la geometria cilindrica fa sì che si riduca l'intensità del flusso termico areico (W/m^2). Una temperatura del vetro più vicina a quella dell'ambiente riduce il calore perso per unità di area ma l'aumento di diametro accresce la superficie esterna disperdente.

Esiste quindi un diametro ottimale per minimizzare le dispersioni termiche (Figura 3.18). Questo effetto è più evidente se la cavità non è sotto vuoto [45].

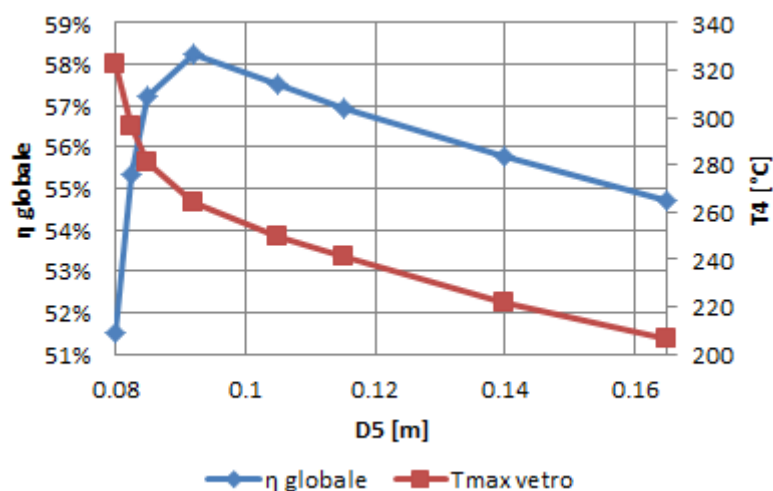


Figura 3.18: andamento della temperatura massima del vetro e del rendimento del collettore in funzione del diametro esterno del vetro (spessore 3 mm, in condizione di perdita di vuoto, $T_{max CO_2} = 600^\circ C$)

Al crescere del diametro, la temperatura del vetro si riduce: per applicazioni ad alta temperatura potrebbe essere necessario adottare diametri elevati per limitare la temperatura massima del vetro a valori inferiori a $210^\circ C$ ed evitare eccessive dilatazioni differenziali tra vetro e metallo. Se questo problema venisse risolto con particolari accorgimenti il limite operativo del vetro pyrex[®] sarebbe di $260^\circ C$ [57].

In Figura 3.19 si può osservare come per portare il fluido termovettore fino a $700^\circ C$ sia necessario un diametro dell'involucro in vetro di circa 216 mm per assicurare l'integrità del tubo in vetro.

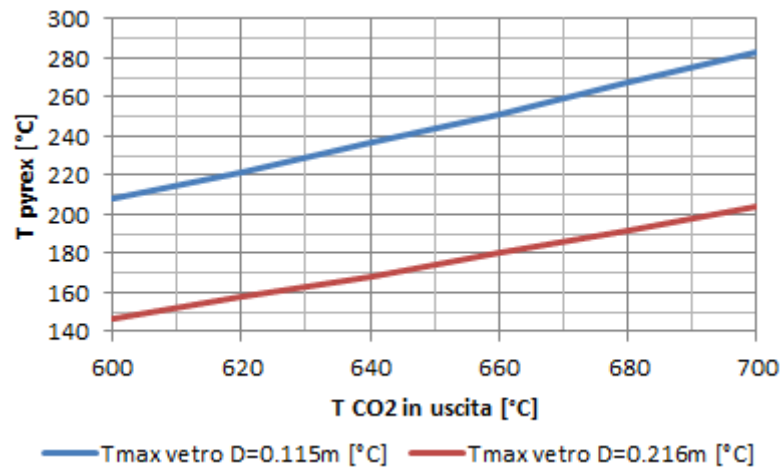


Figura 3.19: andamento della temperatura massima del vetro in funzione delle temperatura di uscita dal collettore della CO_2 (vuoto nell'intercapedine)

4 Analisi del campo solare per ciclo indiretto

Finora si è discusso il comportamento della CO₂ come HTF all'interno di collettori a concentrazione lineare parabolici.

Come illustrato in Figura 4.1, un impianto solare termodinamico è costituito da un considerevole numero di collettori connessi ad un'articolata rete di distribuzione (in seguito denominata anche piping). E' possibile farsi un'idea delle dimensioni dell'impianto se si considera che entrambi i campi rappresentati in Figura 4.1 sono ben approssimabili da quadrati aventi lato di circa 1 km.

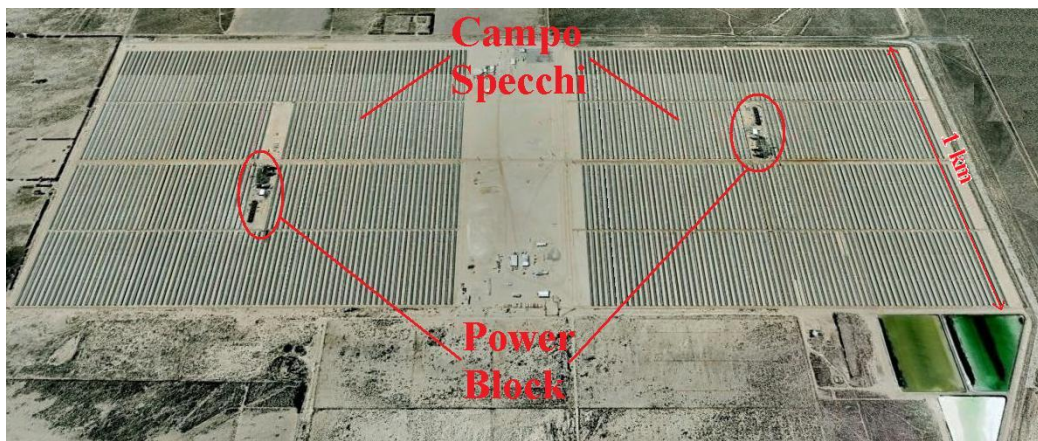


Figura 4.1: Veduta aerea degli impianti SEGS VIII – IX (in località Harper Lake, USA)

Al fine di valutare la bontà dell'impiego della CO₂ come fluido termovettore rispetto ad un olio sintetico o ai sali fusi, si rende necessario procedere con la modellazione dell'intero campo solare, valutandone le perdite di carico e le perdite termiche complessive; solo così è possibile effettuare una prima valutazione di massima circa la fattibilità dell'utilizzo della CO₂ come HTF.

4.1 Descrizione del campo specchi

Il campo specchi è composto da:

- un header freddo di distribuzione, che porta il HTF freddo dal power block ai collettori;
- tanti loop, costituiti da 2 (o comunque da un suo multiplo) collettori connessi in serie e disposti ad "U" al fine di limitare al minimo le perdite di carico e le perdite termiche (Figura 4.2);

- un header caldo che porta il HTF caldo dai loop al power block.

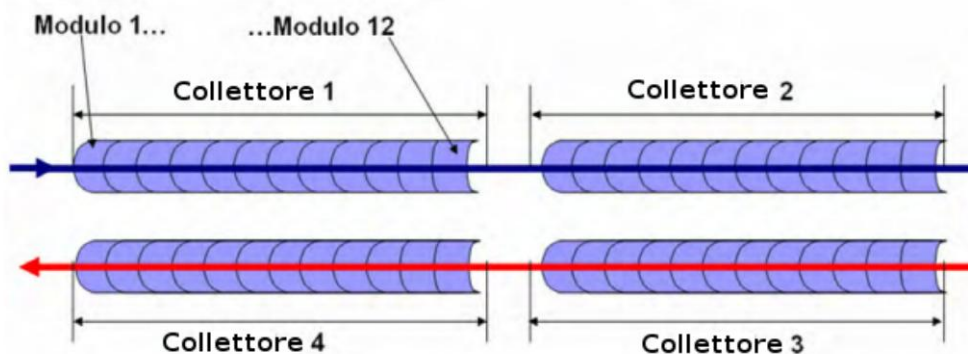


Figura 4.2: Esempio di configurazione di un loop con 4 collettori da 12 moduli ciascuno

Un parametro fondamentale per una buona progettazione del campo specchi è la distanza tra le file di collettori: all'aumento di questo valore (trattasi di un vincolo da considerare in fase di design dell'impianto) si ha un incremento della superficie di terreno occupata e conseguentemente maggiori perdite di carico nel piping. Si deve comunque predisporre una distanza tra le file di collettori in modo da minimizzare il fenomeno di ombreggiamento reciproco (si veda appendice 1) e per garantire l'accessibilità ai vari SCA. Di conseguenza esisterà un valore ottimale per la distanza tra le file di collettori; generalmente un criterio empirico di ottimizzazione (adottato anche in questa analisi) suggerisce di adottare un valore pari ad almeno 2.5 volte l'apertura dello specchio.

4.2 Obiettivi e vincoli del dimensionamento del campo solare

Come già indicato, il dimensionamento del campo specchi è un passaggio dovuto per comprendere la fattibilità dell'impiego di CO_2 come fluido termovettore al posto dei tradizionali olii sintetici o sali fusi.

E' necessario modellizzare le perdite dovute al piping ed ai loop. Se per i collettori è possibile utilizzare l'approccio ed i risultati presentati al capitolo 3, per il piping si deve implementare un nuovo modello che permetta di dimensionare gli header di distribuzione e le derivazioni e di scegliere le valvole di bilanciamento.

E' sufficiente guardare Figura 4.1 per comprendere l'importanza dei contributi del piping: la potenza di compressione richiesta per la circolazione dell' HTF nel campo solare costituisce una frazione non trascurabile di quella lorda generata dal power block; inoltre le perdite termiche presenti a cavallo del piping riducono la potenza termica utile trasmessa al ciclo termodinamico. L'impatto di un errato dimensionamento del piping sulle prestazioni dell'impianto è evidente.

Si può concludere che la miglior disposizione del campo solare è quella che permette di:

- minimizzare le perdite termiche attraverso i condotti isolati;
- minimizzare l'energia elettrica richiesta per la compressione del HTF;
- minimizzare il costo di investimento del campo.

4.3 Tipi di campi solari

Esistono diverse tipologie del campo specchi che a seconda dei casi permettono di ottimizzare la progettazione del sistema.

In genere per impianti tradizionali con olio sintetico sono possibili due configurazioni: la configurazione ad “I”, considerata migliore per campi con superficie degli specchi inferiori a 400000 m², e la configurazione ad “H”, per estensioni maggiori. [58]

4.3.1 Disposizione ad “I”

Nella configurazione ad “I” (Figura 4.3) il campo specchi è diviso in 2 sezioni (est ed ovest) con il power block posto al centro. In Figura 4.3 si può vedere l'header freddo (blu) e quello caldo (rosso) che scorrono paralleli da est ad ovest.

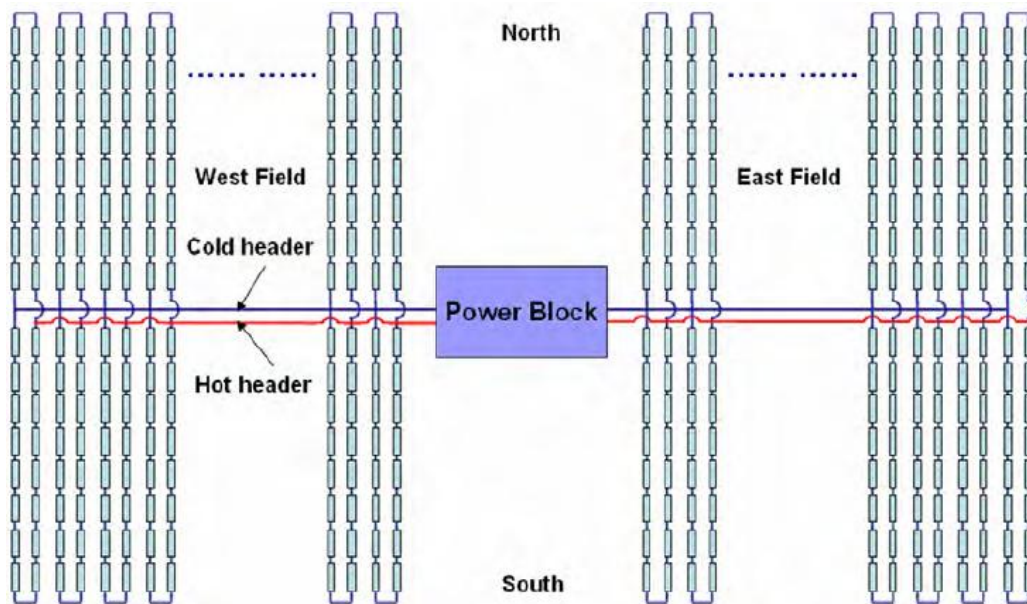


Figura 4.3: Esempio di configurazione ad “I” di un campo specchi

Il primo porta l'HTF dal power block alle 2 sezioni del campo solare e permette di distribuire il termovettore in tutti i loop; durante tale percorso si verifica la riduzione del diametro dell'header, al fine di mantenere la velocità il più

possibile costante al suo interno. All'interno del loop l'HTF aumenta la propria temperatura, effettua un'inversione del moto (per via della configurazione ad "U" del loop) ed esce dallo stesso lato da cui era entrato; in seguito è raccolto dall'header caldo, il quale riporta il fluido al power block ed aumenta via via il proprio diametro (sempre per mantenere la velocità più costante possibile). La disposizione ad "I" in genere risulta essere ottimale per impianti di bassa potenza.

4.3.2 Disposizione ad "H"

La configurazione ad "H" (Figura 4.4) è composta da 4 sezioni, con il blocco di potenza posto al centro. Al di là di questa variante il sistema funziona esattamente come già illustrato per la configurazione ad "I".

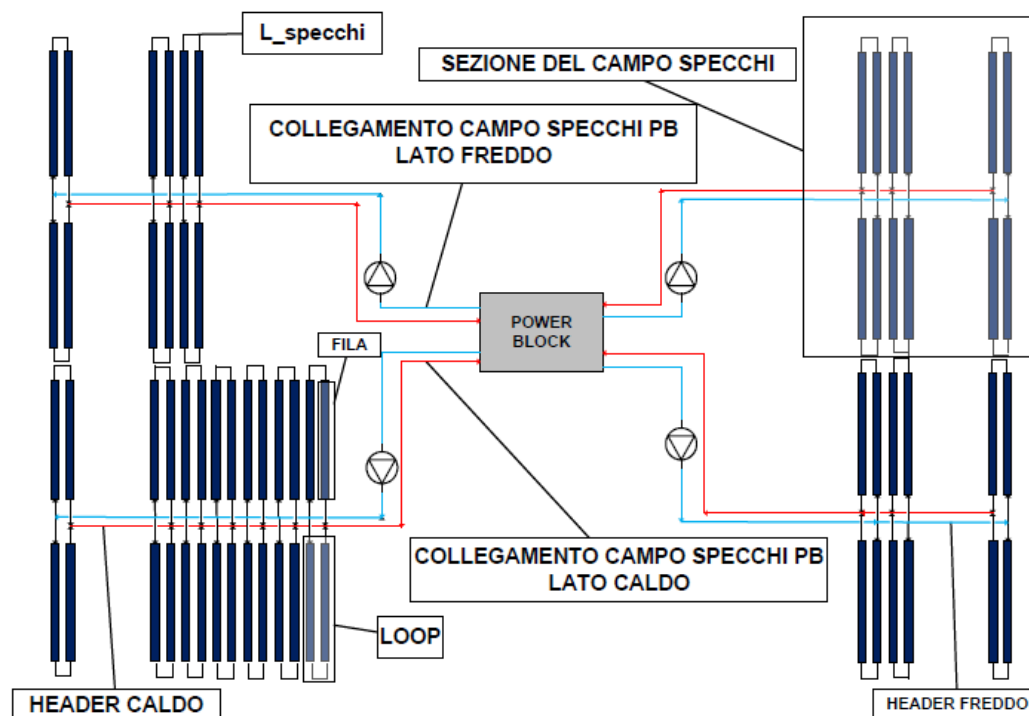


Figura 4.4: Esempio di configurazione ad "H" di un campo specchi

Tale configurazione in genere è utilizzata per impianti ad olio sintetico o sali da 50 – 80 MW. [59]

4.3.3 Altre disposizioni

Le configurazioni appena discusse sono in genere le uniche utilizzate per gli impianti con HTF liquido. Qualora il fluido termovettore sia un gas (come la CO₂ del presente caso di studio) la configurazione ottimale potrebbe essere differente in quanto, come si vedrà meglio tra qualche paragrafo, è molto importante cercare di limitare al minimo le perdite di carico.

Per questo motivo nel presente lavoro si considereranno anche la configurazione ad “H+I” (avente 6 sezioni di campo) e la configurazione ad “H+H” (con 8 sezioni di campo).

4.4 Configurazione a 2 o a 3 tubi

Un altro parametro da considerare per la progettazione ottimale del campo specchi è la scelta tra configurazione a 2 o a 3 tubi. La differenza tra questi sistemi è importante.

La configurazione a 2 tubi è adottata in tutti gli schemi fin qui rappresentati. Si riporta un ulteriore esempio in Figura 4.5 per poter facilitare il confronto con quella a tre tubi (Figura 4.6).

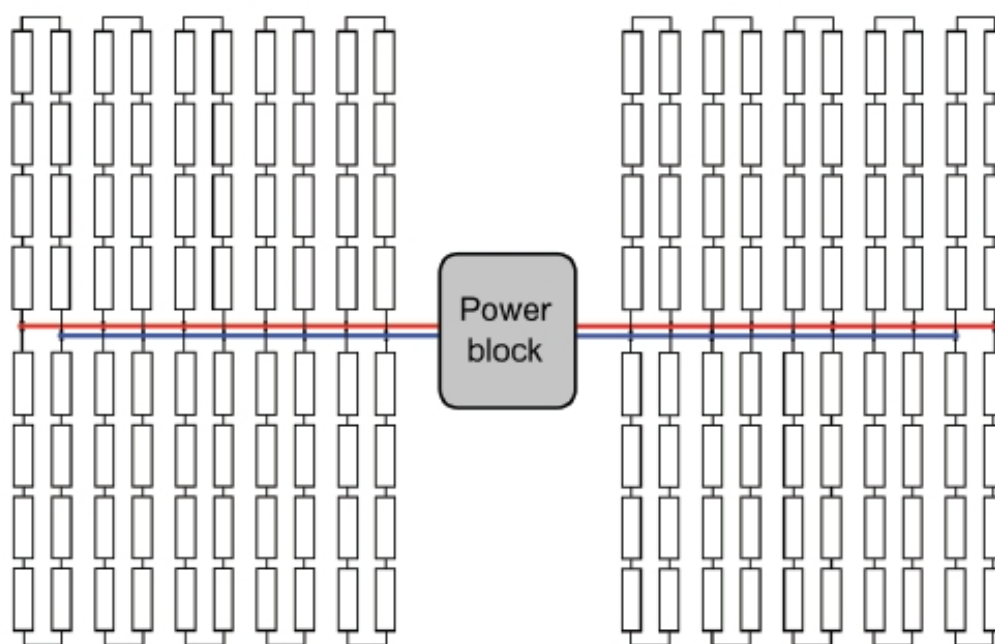


Figura 4.5: Esempio di configurazione a 2 tubi

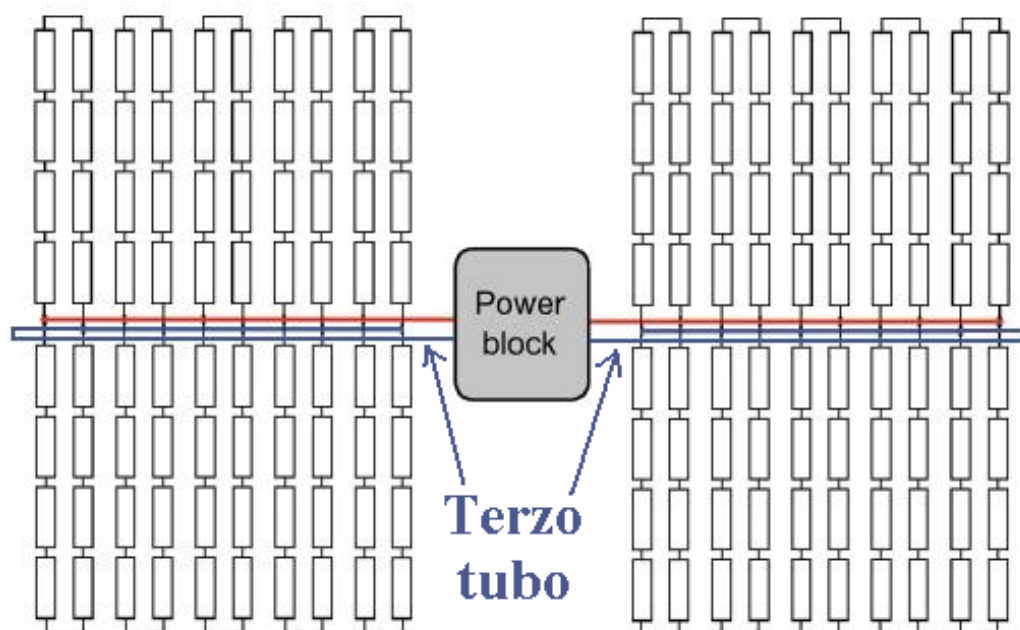


Figura 4.6: Esempio di configurazione a 3 tubi

Come si può vedere dal confronto di Figura 4.5 e Figura 4.6 le differenze riguardano il solo header freddo di distribuzione dell'HTF: nella configurazione a 2 tubi infatti il termovettore freddo viene raccolto dall'header allo scarico del blocco di potenza ed inviato direttamente ai vari loop nel campo specchi; tale sistema richiede la presenza necessaria di valvole di bilanciamento, le quali introducono delle perdite di carico allo scarico dei loop che via via aumentano con l'avvicinarsi al power block.

La configurazione a 3 tubi invece permette di eliminare (almeno in teoria) l'uso delle valvole di bilanciamento: il terzo tubo porta l'HTF dal blocco di potenza fino in fondo al campo specchi; poi c'è l'header freddo che conferisce il termovettore ai loop (riducendo le proprie dimensioni) e che corre parallelo all'header caldo.

Quest'ultimo è dimensionato scegliendo un diametro ed una velocità che consentono di avere tratto per tratto esattamente le stesse perdite che si verificano sull'header freddo; in questo modo il sistema dovrebbe essere, in teoria, automaticamente bilanciato.

Ovviamente entrambe le configurazioni appena descritte hanno pregi e difetti.

Il sistema a due tubi è più compatto, ma presenta anche tante valvole di bilanciamento quanto è il numero di loop: ne consegue oltre ad una certa complessità del sistema anche una maggiore difficoltà di regolazione ai carichi parziali.

Da parte sua la configurazione a 3 tubi potrebbe vedere delle maggiori perdite di carico, per la presenza del terzo tubo, il quale a seconda della disposizione del campo specchi può essere molto lungo.

Nella pratica, ad oggi il sistema a 3 tubi non è impiegato in quanto non permette ancora di liberarsi delle valvole di regolazione e dei sistemi di controllo, rivelandosi al momento una complicazione di impianto senza particolari benefici.

In seguito si considereranno comunque entrambe le configurazioni.

4.5 Modellizzazione del piping: metodologia adottata

4.5.1 Header Freddo

Ipotizzando un rendimento elettrico del power block $\eta_{PB} = 40\%$, è possibile calcolare la potenza termica che il campo specchi deve fornire al ciclo termodinamico sottoposto e di conseguenza il numero di loop; nel caso specifico si è ipotizzato che l'impianto debba produrre 55 MW al netto della potenza di compressione dell'HTF.

Sono note le condizioni dell'HTF all'uscita dell'Header freddo, pari a 250 °C e 100 bar (condizioni di ingresso nel loop) e la sua portata. Si stabilisce una velocità limite che non deve essere superata per non incorrere in perdite di carico eccessive: $V_{Lim\ Header\ Freddo} = 8 \frac{m}{s}$.

Come rappresentato in Figura 4.7, si suddivide l'header in un numero di tratti pari alla metà del numero di loop (nel caso in esame ogni sezione è lunga 30 m). Si ipotizza inoltre l'esistenza di un segmento iniziale che porta l'HTF dal power block al campo specchi e che ha lunghezza variabile a seconda della disposizione del campo (aumenta nel passare dalla configurazione ad I alla H, dalla H alla H+I e dalla H+I alla H+H).

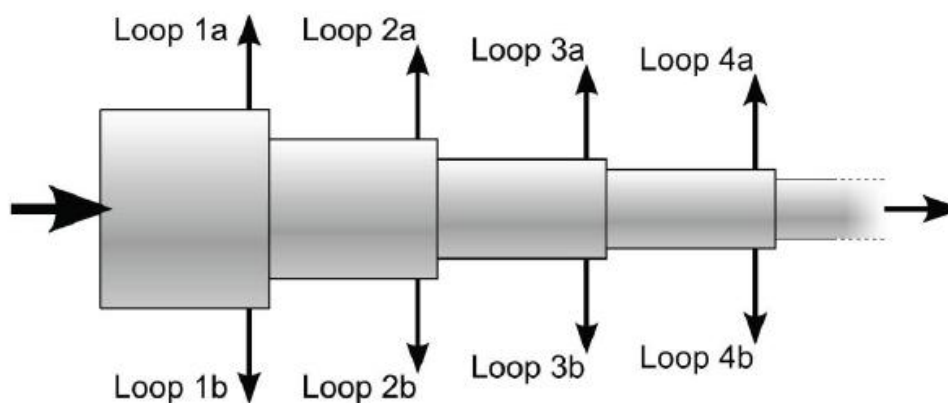


Figura 4.7: Andamento schematico dell'header freddo

A questo punto, si ipotizza un valore di primo tentativo di pressione e temperatura all'ingresso della prima sezione dell'header freddo: nota la velocità si procede con il calcolo del diametro della sezione e successivamente delle perdite di carico distribuite, come già illustrato nel modello del tubo assorbitore. Si procede inoltre con il calcolo delle perdite di carico concentrate, riconducibili a bruschi restringimenti, tee e all'eventuale presenza di curve. Per tali fenomeni è possibile calcolare la perdita come:

$$\Delta P = c \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (4.1)$$

dove c è un coefficiente tabulato che dipende appunto dal tipo di perdita [60]. E' possibile a questo punto calcolare lo spessore del condotto di distribuzione in questa sezione con una forma modificata della relazione approssimata per profili in spessore sottile (altresì detta regola di Mariotte) [59]:

$$s [m] = \frac{(P - 10^5) D}{2 \sigma_{Amm} + 0.4 (P - 10^5)} \quad (4.2)$$

dove P è la pressione nel condotto (in Pa), D è il diametro del condotto (in m) e σ_{Amm} è lo sforzo ammissibile del materiale (in Pa).

E' possibile inoltre calcolare (Eq. (4.3)) per la sezione di header che si sta studiando le perdite termiche q_{Loss} (W/m) considerando il metallo alla stessa temperatura del fluido interno e trascurando la resistenza termica convettiva con l'ambiente.

$$q_{Loss} = \frac{2 \pi k_{iso} (T_{int} - T_{amb})}{\ln \left(\frac{r_{est}}{r_{int}} \right)} \quad (4.3)$$

dove k_{iso} (W/(mK)) è la conduttività termica dell'isolante e r_{est} (m) è pari alla somma del raggio esterno del condotto e dello spessore dell'isolante (nel caso specifico Microtherm [61], 50 mm di spessore sull'header freddo, 100 mm su quello caldo). Ovviamente maggiore è lo spessore di isolante, minore risulterà la perdita termica, ma è sempre bene considerare che esiste uno spessore ottimale, come illustrato da Figura 4.8.

Noto q_{Loss} è possibile ottenere la temperatura all'uscita della sezione di header che si sta studiando, applicando il seguente bilancio energetico:

$$h_{out} = h_{in} - \frac{q_{Loss} \Delta L}{\dot{m}} \quad (4.4)$$

dove h_{out} e h_{in} sono rispettivamente l'entalpia all'uscita ed all'ingresso della sezione di condotto in esame, ΔL (m) è la lunghezza di tale tratto ed \dot{m} (kg/s) è la portata che vi transita dentro.

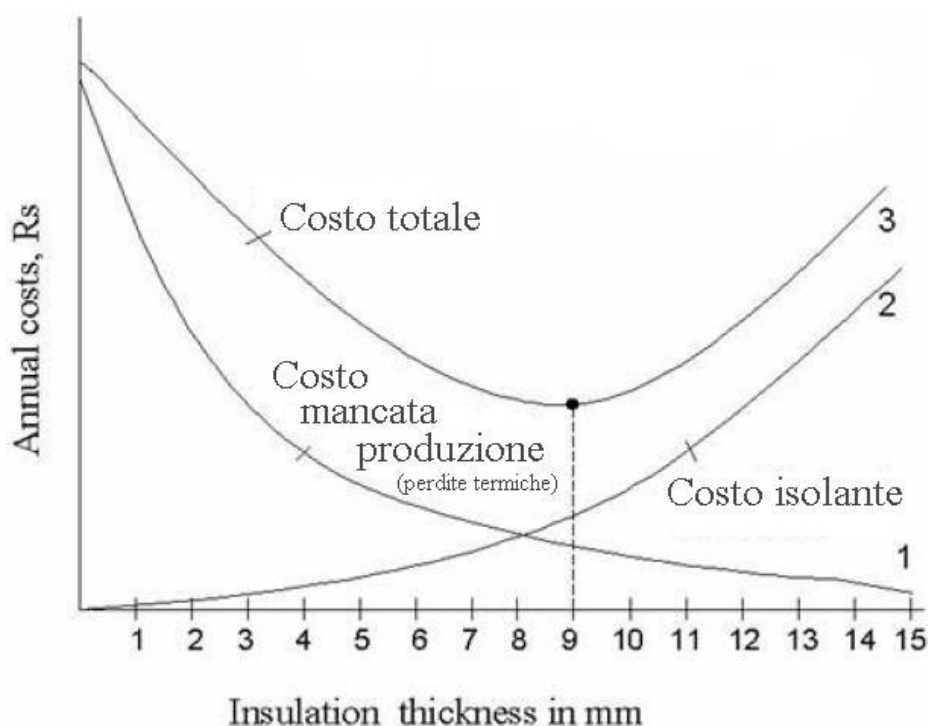


Figura 4.8: Spessore ottimo di isolante

Note così pressione ed entalpia allo scarico della sezione è possibile risalire alla temperatura corrispondente.

Si procede con la modalità appena illustrata sezione per sezione da monte verso valle; all'uscita dell'ultima sezione si ottengono un valore di pressione e di temperatura che dovrebbero essere uguali a quelli noti all'ingresso del loop: se così non è, si modificano i valori ipotizzati all'ingresso della prima sezione e si procede fino a convergenza.

Nel caso di configurazione a 3 tubi, si inserisce in testa all'header freddo il terzo tubo (imponendo la velocità limite $V_{Lim\ Terzo\ Tubo} = V_{Lim\ Header\ Freddo} = 8 \frac{m}{s}$) e si agisce con le stesse modalità appena esposte.

Il procedimento descritto può essere riassunto con maggior chiarezza dal diagramma di flusso riportato a seguito (Figura 4.9).

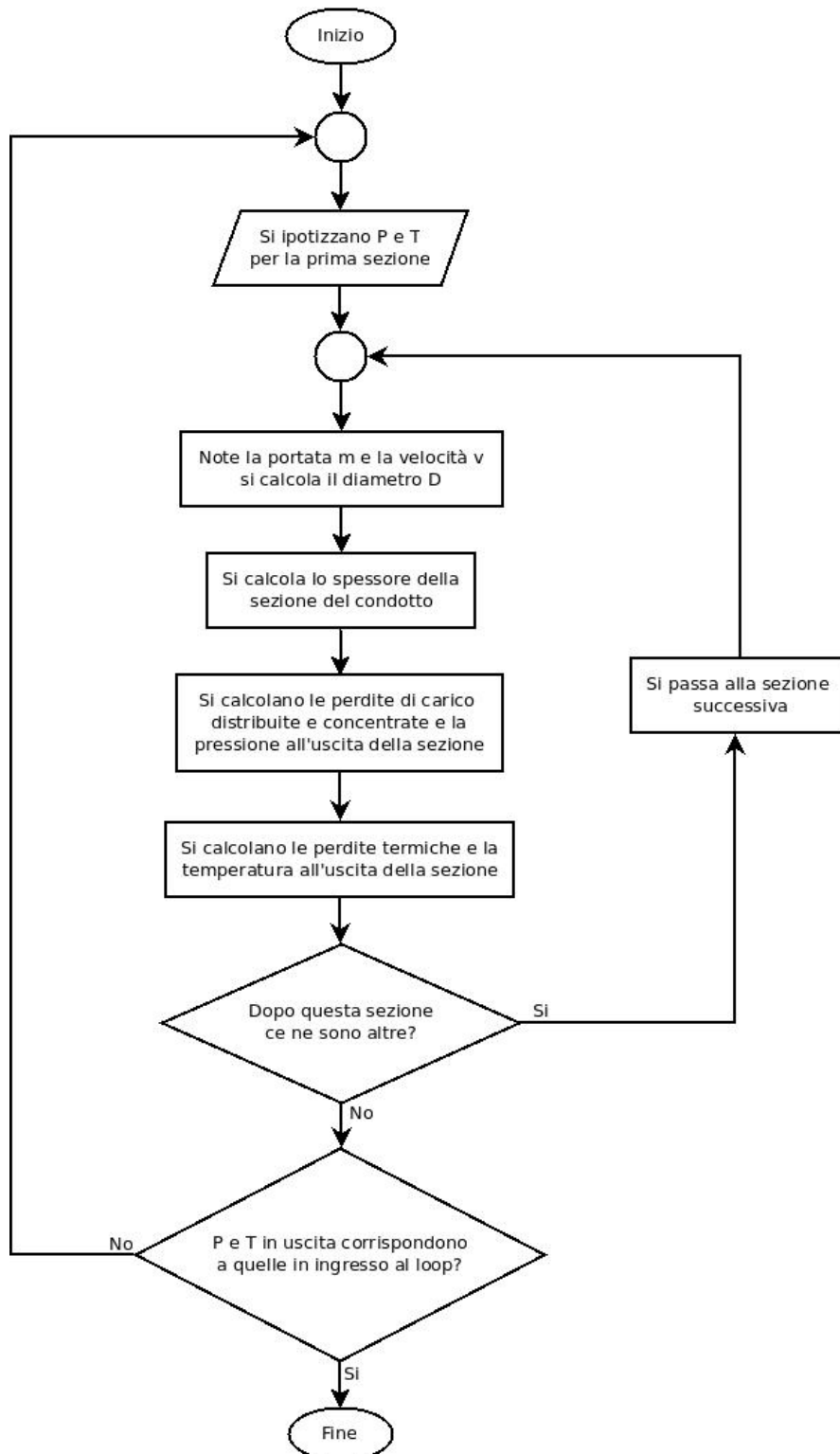


Figura 4.9: Diagramma di flusso per il dimensionamento dell' header freddo

4.5.2 Header caldo in configurazione a 2 tubi

Sono note pressione e temperatura all'ingresso della prima sezione del condotto di raccolta dell'HTF, pari rispettivamente a 100 bar e 600 °C (condizioni di uscita dal loop). E' nota anche la portata che viene via via raccolta nel ritornare verso il power block. Analogamente a quanto visto al paragrafo precedente, anche ora si fissa una velocità limite per non avere perdite di carico eccessive: $V_{Lim\ Header\ Caldo\ 2\ tubi} = 13 \frac{m}{s}$.

Inoltre si divide l'header caldo nello stesso numero di sezioni adottato per il condotto di distribuzione dell'HTF freddo (Figura 4.10); al termine ci sarà un'ulteriore sezione di lunghezza variabile che porta al gruppo di potenza (specularmente al tratto iniziale visto nell'header freddo).

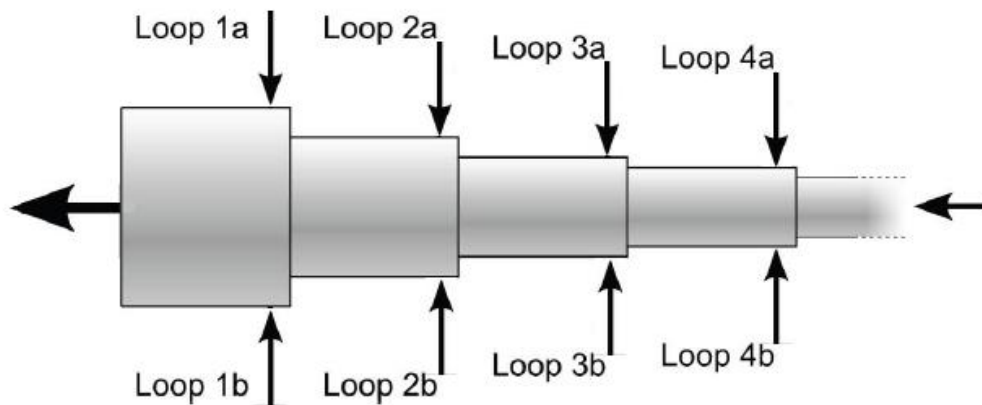


Figura 4.10: Andamento schematico dell'header caldo

Ancora una volta, note portata e velocità si calcola il diametro; si ricavano poi lo spessore della sezione di tubazione (sempre con la Eq. (4.2)) e le perdite di carico distribuite e concentrate: si ottiene in questo modo la pressione all'uscita dalla sezione in esame.

Con la medesima modalità vista per l'header freddo si calcolano poi le perdite termiche e la temperatura in uscita.

Il procedimento, molto lineare e quasi del tutto simile a quello utilizzato per l'header freddo, è riassunto nel diagramma di flusso di Figura 4.11.

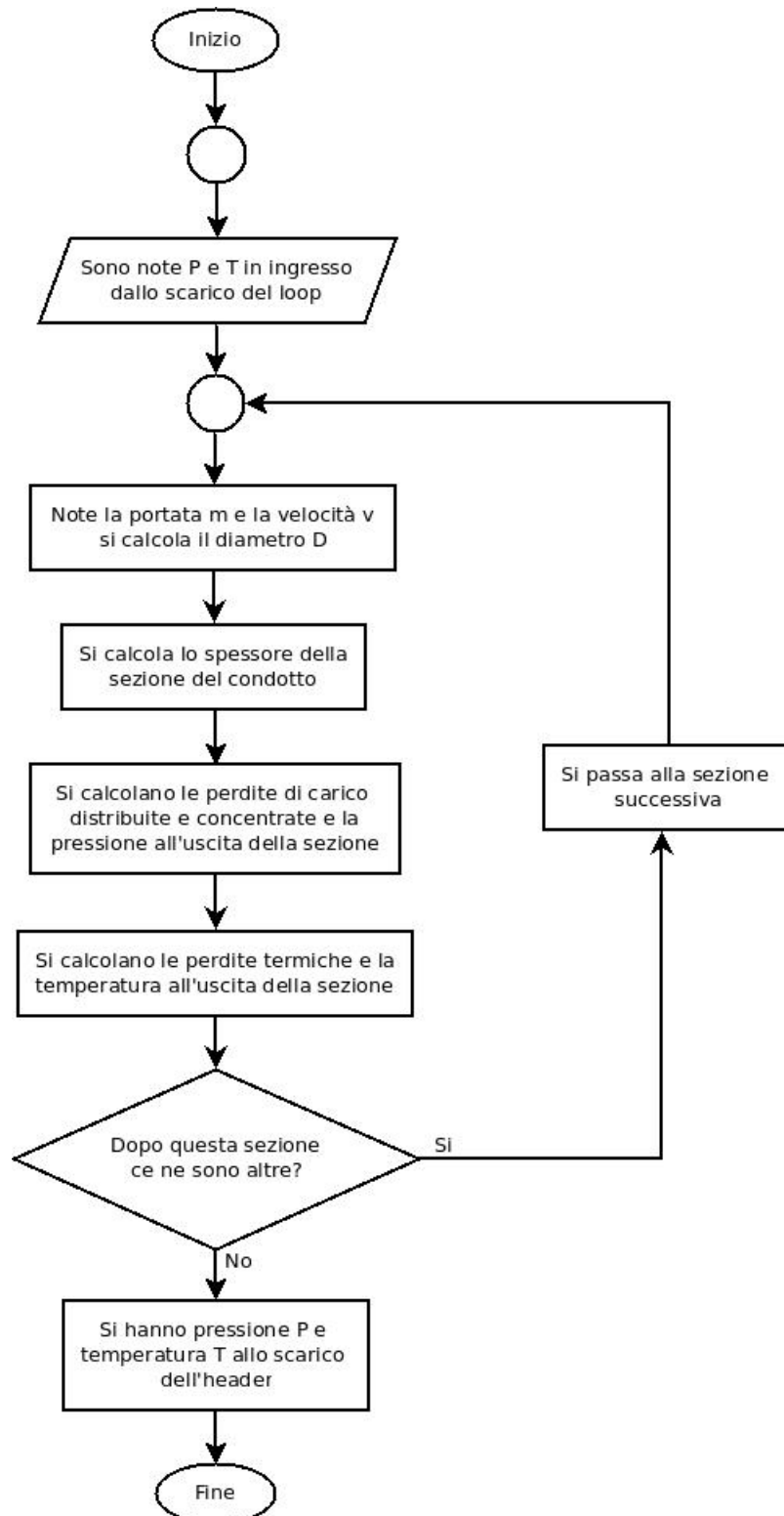


Figura 4.11: Diagramma di flusso per il dimensionamento dell' header caldo (2 tubi)

4.5.3 Header caldo in configurazione a 3 tubi

Grazie ai modelli precedentemente presentati dell'header freddo e del tubo assorbitore, è possibile calcolare pressione e temperatura allo scarico del primo loop che si incontra venendo dal terzo tubo (punto A' in Figura 4.12); è nota anche la portata che viene scaricata ed è raccolta dall'header caldo. A questo punto si instaura un processo iterativo nel quale si fa variare la velocità nei vari tratti dell'header caldo (e di conseguenza anche il diametro).

Guardando Figura 4.12, per ogni sezione di header caldo si può ritenere di essere giunti a convergenza quando la pressione in B calcolata sottraendo alla pressione in A le perdite di carico del tratto A1B è uguale a quella ottenuta dalla differenza della pressione in A' con le perdite di carico del tratto A'B.

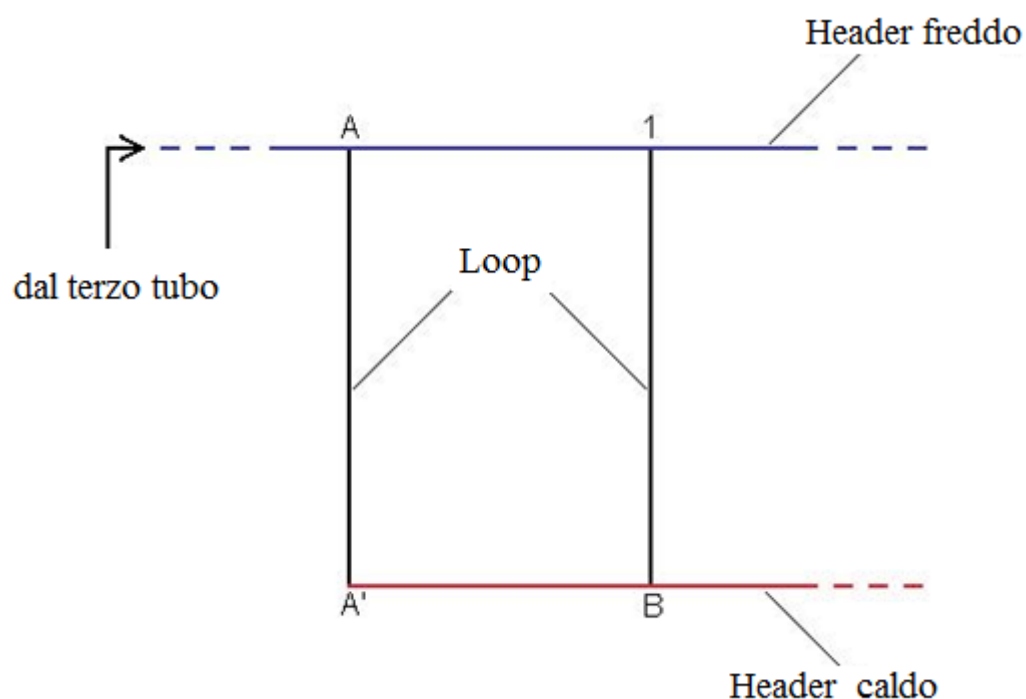


Figura 4.12: Schematizzazione di una sezione di piping con configurazione a 3 tubi

Il procedimento appena descritto, fortemente iterativo, è rappresentato in Figura 4.13.

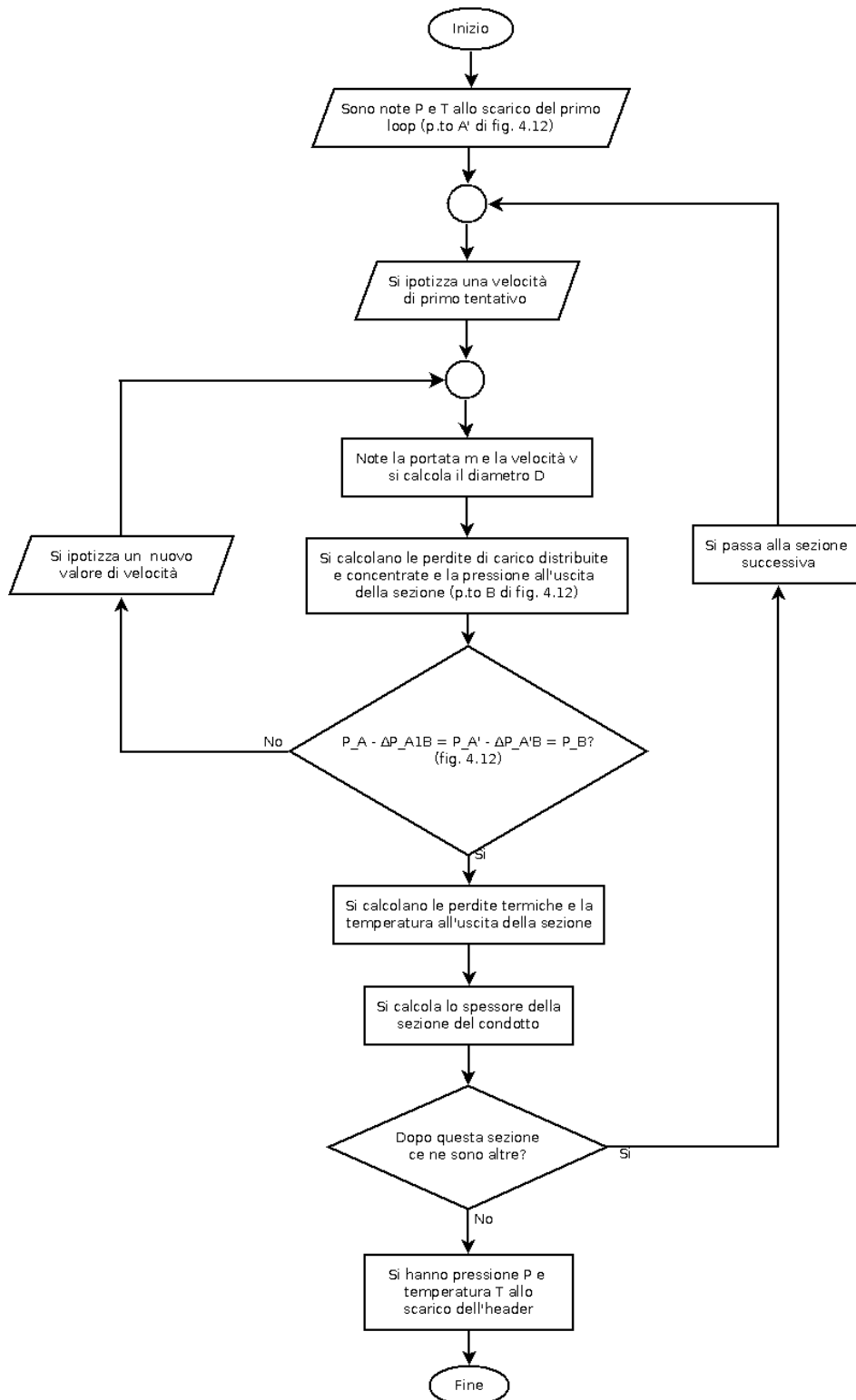


Figura 4.13: Diagramma di flusso per il dimensionamento dell' header caldo (3 tubi)

4.6 Risultati ottenuti e conclusioni

Si riportano in Appendice 2 i risultati delle simulazioni dell'intero campo specchi per un impianto solare termodinamico a concentrazione a ciclo indiretto da 55 MW_{el} netti che impiega CO₂ come termovettore: in particolare si sono usati loop da 100 m, 200 m, 300 m e 400 m, configurazioni di campo ad I, H, H+I, H+H e disposizione a 2 tubi ed a 3 tubi.

Dai risultati di Appendice 1 è possibile ricavare degli andamenti che permettono di trarre delle conclusioni interessanti.

Come è possibile osservare da Figura 4.14, Figura 4.15 e da Figura 4.16, la configurazione ottimale del campo specchi è una soluzione di compromesso tra termodinamica ed economia, che minimizza le perdite di carico, le perdite termiche e la superficie del campo specchi.

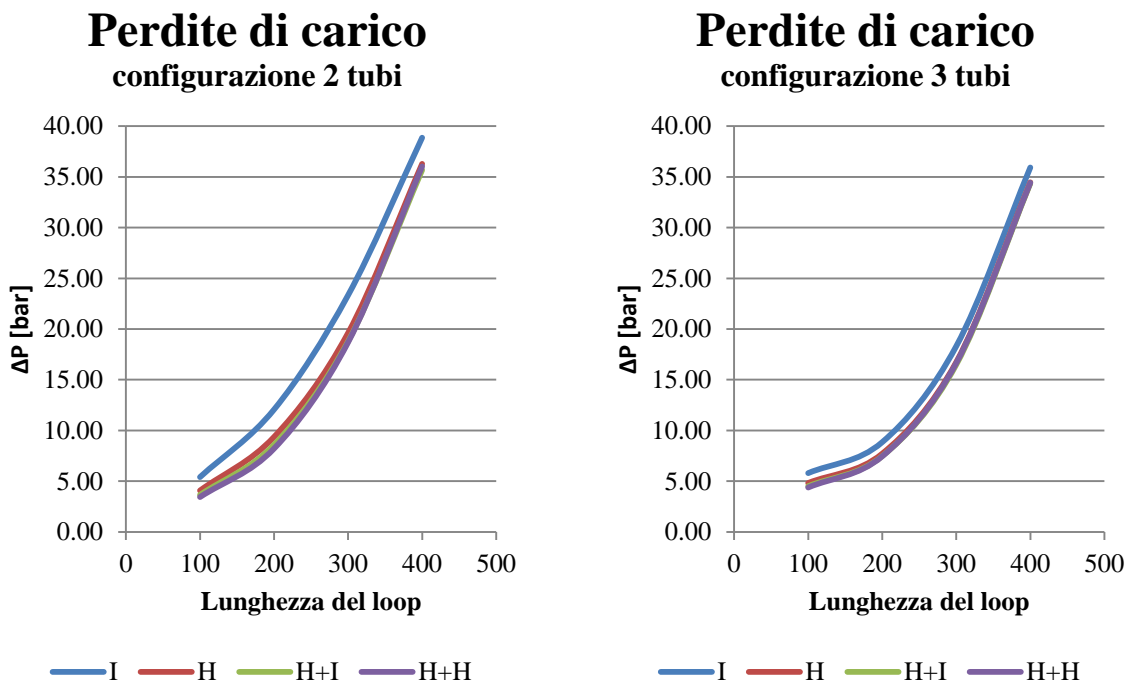


Figura 4.14: Perdite di carico complessive in funzione della lunghezza del loop

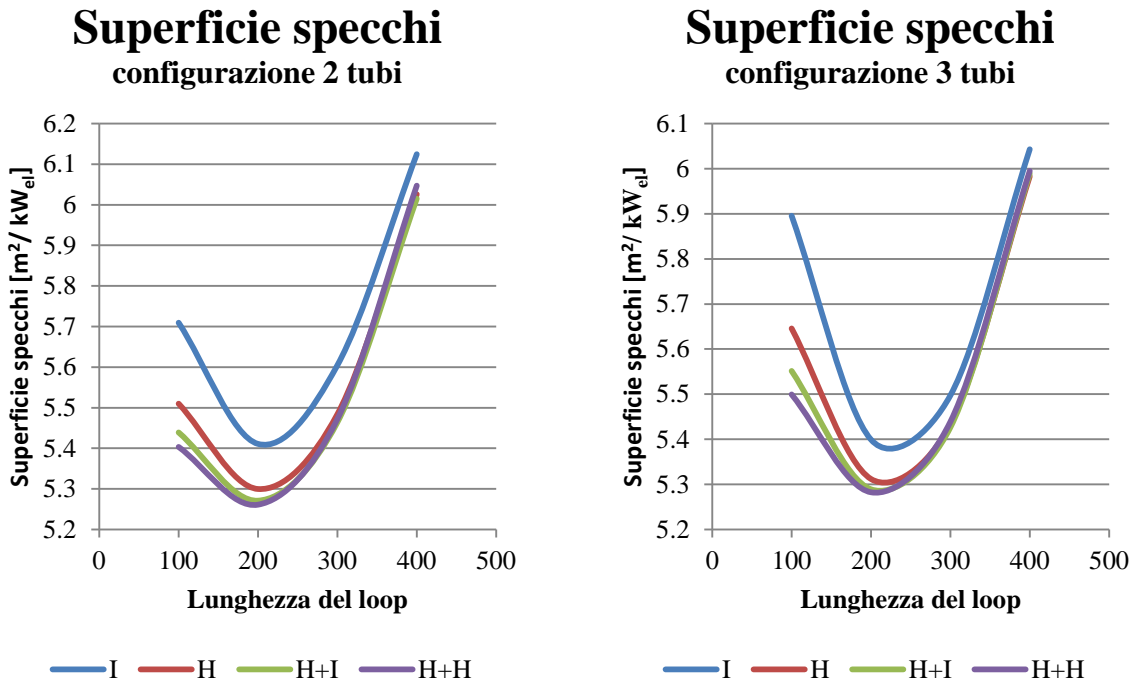


Figura 4.15: Area degli specchi (specifica alla potenza elettrica) in funzione della lunghezza del loop

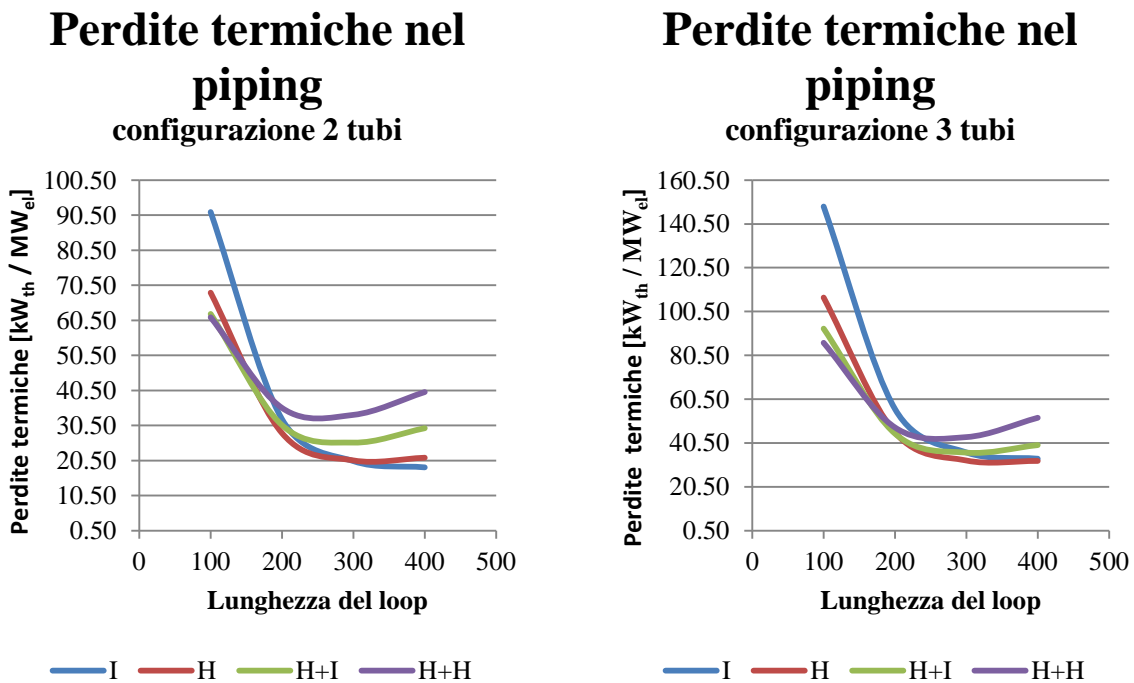


Figura 4.16: Perdite termiche nel piping in funzione della lunghezza del loop

Si osserva in Figura 4.14 che le perdite di carico aumentano con l'incremento della lunghezza dei loop, in quanto a parità di diametro del tubo assorbitore diventa più grande la portata (essendo fissato il ΔT del fluido) e quindi la velocità all'interno di questo.

Per quanto riguarda la superficie degli specchi (Figura 4.15) si osserva la presenza di un minimo: se infatti si riduce la lunghezza dei loop (e conseguentemente la portata che vi circola all'interno) è necessario aumentare il numero di loop (e di specchi) per fornire sufficiente potenza termica ad un ciclo da 55 MW_{el} netti. Se invece si incrementa la lunghezza dei loop, le perdite di carico diventano maggiori ed è richiesta una potenza di compressione dell'HTF più grande: di conseguenza devono aumentare la potenza termica da fornire al ciclo ed il numero di specchi nel campo.

Per tale motivo si osserva un minimo anche nei grafici di Figura 4.16, che illustrano le perdite termiche nel piping. In particolare per queste ultime si assiste ad una inversione in funzione della disposizione del campo specchi adottata: per campi con loop corti il layout ad I comporta header di distribuzione più lunghi (e conseguentemente maggiori perdite termiche) rispetto a layout più complesse (H, H+I, H+H); per campi con loop lunghi invece la disposizione ad I minimizza la lunghezza del piping.

In conclusione si ritiene che è preferibile utilizzare loop da 200 m; non si osservano invece grandi differenze tra la disposizione ad H, H+I ed H+H, anche se quest'ultime sembrano essere consigliabili. Non si vedono inoltre notevoli diversità tra il sistema a 2 tubi ed a 3 tubi e pertanto si considera il primo.

Scelto l'ottimo per la CO₂, è necessario fare un confronto con i sistemi ad olio ed a sali, attualmente impiegati negli impianti esistenti.

In Tabella 4.1 si riportano i principali valori di confronto per queste due tecnologie [10].

Tabella 4.1: Principali valori di confronto per tecnologie ad olio e a Sali (Fonte per olio e sali: [10])

	Olio Therminol VP1	Sali fusi	CO ₂
Potenza di compressione [MW]	1.5 – 2	0.7 - 1	~ 4
Area degli specchi [m ²]	~ 300000	~ 260000	~ 290000
$\eta_{\text{solar-to-electricity}}$ [%]	20.83	24.3	23.7

Il rendimento solar-to-electricity è definito come segue:

$$\eta_{\text{Solar to Electricity}} = \frac{\dot{P}_{el}}{\dot{Q}_{Sol}} = \frac{\dot{P}_{el}}{\dot{Q}_{in}} \cdot \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{Q}_{Sol}} = \eta_{\text{ciclo}} \cdot \eta_{\text{campo solare}} \quad (4.5)$$

Come già anticipato al Capitolo 2 la CO₂ soffre di un evidente svantaggio: essendo un gas richiede una potenza di compressione maggiore di quella utile per il pompaggio degli HTF liquidi; molto positivo è invece il fatto che permetta

di essere scaldata fino a 600 °C, con estensioni del campo confrontabili con quelle di olio e sali.

A completamento della panoramica che si sta prospettando, si desidera introdurre brevi indicazioni sui costi per comprendere se l'innalzamento di temperatura operativa permesso dalla CO₂ è fattibile anche dal punto di vista economico.

Visto che al variare dei fluidi impiegati la superficie riflettente è più o meno simile (Tabella 4.1) e siccome ad oggi i tubi ricevitori sono per la maggior parte già realizzati in acciaio inossidabile austenitico [50] [35], si può dichiarare che i collettori avranno un costo confrontabile.

Un discorso a parte riguarda il piping: per l'anidride carbonica gli header di distribuzione devono necessariamente avere spessori maggiori per via delle pressioni più elevate; oltre alla maggior quantità di materiale richiesta per tali componenti, si deve considerare che per le elevate temperature e per problemi di corrosione il tratto caldo deve essere realizzato obbligatoriamente con acciai inox austenitici in luogo dei tradizionali acciai al carbonio o acciai legati.

La conseguenza dei due effetti appena citati porta ad avere per la CO₂ un piping che può costare 5-10 volte in più rispetto ad un impianto ad olio. Tale incremento potrebbe non essere drammatico se si considera che la rete di distribuzione del termovettore ha un costo pari al 10% di quello dell'intero campo specchi [59], il quale a sua volta incide per il 30% circa sul costo complessivo dell'impianto [13].

Si può quindi concludere che in prima analisi l'impiego della CO₂ in un ciclo indiretto sembra essere fattibile.

4.7 Estensione della analisi a concentratori di tipo Fresnel

Fino ad ora ci si è sempre riferiti alla tecnologia del collettore cilindro-parabolico; non si deve dimenticare però che un'altra tecnologia disponibile per la concentrazione lineare è quella del Fresnel. In Figura 4.17 si può vedere un esempio di collettore LFR.



Figura 4.17: Collettore Fresnel

Si prosegue pertanto estendendo l'analisi anche a questa tecnologia.

4.7.1 Descrizione del campo ed assunzioni

Si suppone di avere un campo specchi composto da collettori di tipo Fresnel, tecnologicamente identici al NOVA 1 (avente 16 specchi di larghezza pari a 0.75 m ciascuno) [26]. Viste le alte temperature a cui si porta la CO_2 , si ipotizza che il ricevitore sia un tubo inserito in una cavità anulare sotto vuoto delimitata da un involucro di vetro borosilicato.

Il rendimento ottico (Paragrafo 3.2.1) è pari al 61% (si veda Paragrafo 5.9); si ipotizza inoltre di lavorare in condizioni di progetto, con il sole a mezzogiorno.

Così come indicato per il collettore NOVA 1, si adotta una distanza tra le file di specchi (row-pitch) nel campo pari a 20.6 m [26].

Si ricorda che nei collettori di tipo Fresnel non sono presenti i ball-joints, indispensabili invece per i collettori parabolici, con conseguente semplificazione impiantistica e diminuzione delle perdite di carico.

Sulla base di tali ipotesi si è provveduto ad adattare il modello termofluidodinamico del tubo assorbitore di un parabolic trough presentato al capitolo 3; in seguito si è proceduto allo studio di tutto il campo specchi, considerando anche l'analisi della rete di distribuzione del fluido.

Avendo visto in precedenza che il tipo di configurazione (a 2 o a 3 tubi) non incide significativamente sui risultati, si adotta la sola configurazione a 2 tubi.

4.7.2 Risultati ottenuti e conclusioni

Si riportano di seguito i risultati ottenuti dall'analisi del campo specchi: si è variata la lunghezza dei loop e la disposizione del campo al fine di individuare

una soluzione di compromesso che minimizzi le perdite di carico, le perdite termiche e la superficie degli specchi.

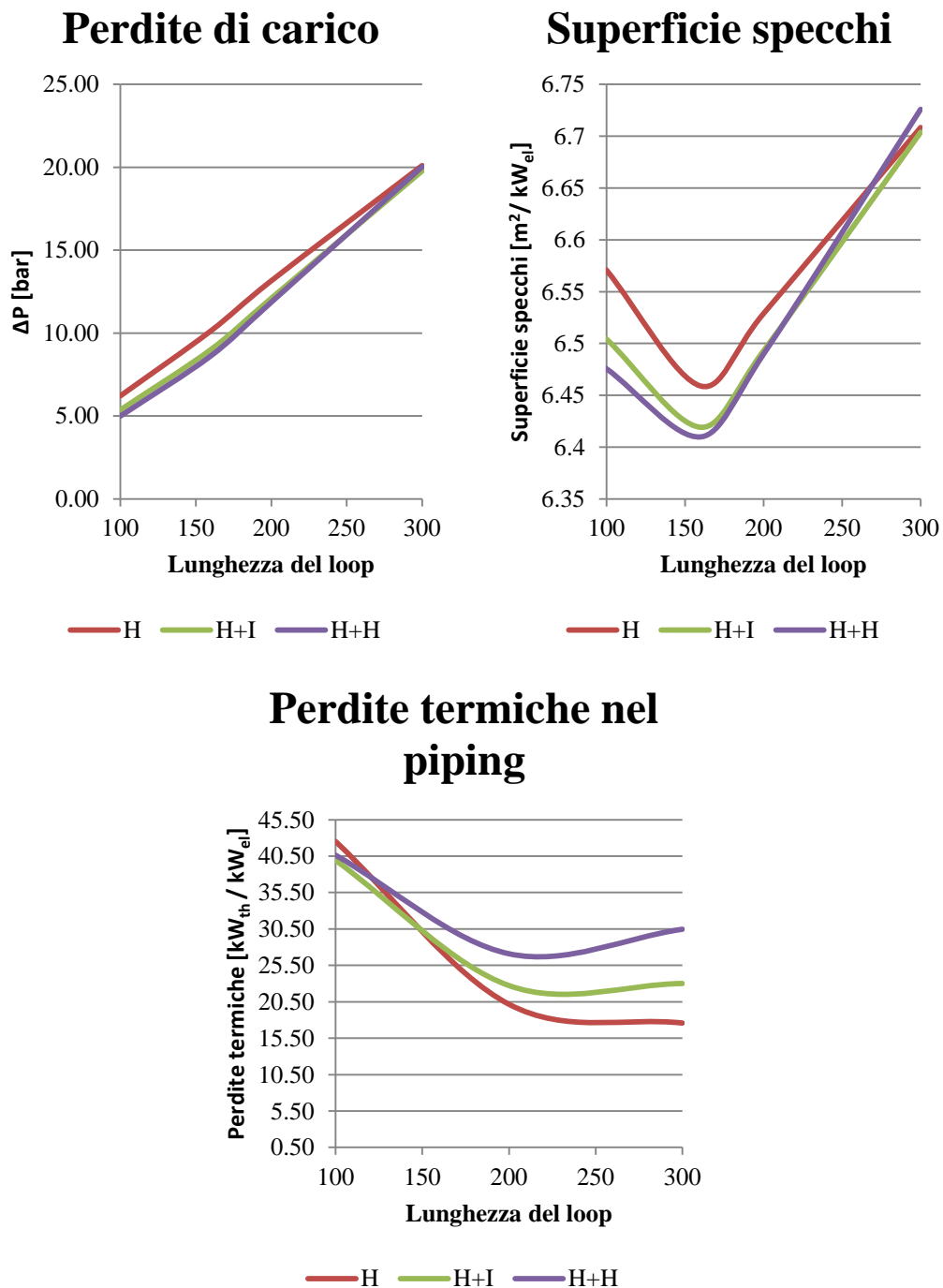


Figura 4.18: Andamento delle perdite di carico, termiche e della superficie riflettente per Fresnel

Come rappresentato in Figura 4.18, è possibile trarre conclusioni del tutto simili a quelle già anticipate per il campo specchi con collettori parabolici.

Si conclude precisando che, come già detto quando si sono presentate le varie tecnologie, il rendimento solar-to-electricity per i collettori Fresnel è più basso di quello del parabolic trough: per la migliore configurazione scelta se ne calcola infatti un valore pari al 19.2% (contro il 23.7% ottenuto in precedenza per i collettori parabolici); tale risultato sfocia nell'evidenza che la superficie riflettente per i Fresnel sarà maggiore. Si precisa che questa conclusione non è comunque drammatica per la tecnologia in questione in quanto il costo dei riflettori è decisamente minore rispetto ai parabolic trough [29].

5 Analisi termo-strutturale del tubo ricevitore

Si è già anticipato il fatto che il flusso incidente sul tubo assorbitore di un collettore cilindro-parabolico non è uniforme, ma presenta la distribuzione illustrata in Figura 3.1. Ai fini delle analisi energetiche condotte fino ad ora tale problematica non ha grande rilevanza, ed infatti la si è trascurata nelle valutazioni esposte al Capitolo 3.

Non è comunque possibile dimenticare del tutto tale questione: si deve infatti considerare che la CO_2 , essendo caratterizzata da un coefficiente di scambio termico convettivo inferiore all'olio sintetico ed ai sali fusi, in presenza di flusso incidente molto disuniforme può essere responsabile di un'elevata differenza di temperatura $\Delta T = T_{Max} - T_{Min}$ sulla sezione del tubo ricevitore; una situazione del genere potrebbe essere problematica in quanto potenzialmente responsabile di deformazioni termiche eccessive (il contatto del tubo con il vetro di copertura è assolutamente da evitare) o di sforzi troppo elevati nelle regioni in cui tali deformazioni sono impedito.

Si ritiene sia importante indagare tale fenomeno dal punto di vista statico. Si procede quindi con il calcolo della massima differenza di temperatura nella sezione di uscita dal loop, più critica dal punto di vista strutturale (per la questione degli sforzi ammissibili), ed in seguito si ottengono il valore della freccia massima e degli sforzi nel tubo.

L'analisi termo-strutturale è stata svolta inizialmente con dei modelli analitici semplificati ed in seguito con il codice commerciale agli elementi finiti Comsol Multiphysics® [62].

5.1 Analisi termica: descrizione del problema

Si dispone di un tubo assorbitore di 4 metri in acciaio inossidabile austenitico AISI 316 [35], ultimo del loop, nel quale fluisce:

1. olio sintetico a 20 bar, che entra a $T_{in} = 389 \text{ }^\circ\text{C}$ ed esce a $T_{out} = 390 \text{ }^\circ\text{C}$;
2. sali fusi a 7 bar, che entrano a $T_{in} = 549 \text{ }^\circ\text{C}$ ed escono a $T_{out} = 550 \text{ }^\circ\text{C}$
3. CO_2 a 100 bar, che entra a $T_{in} = 595 \text{ }^\circ\text{C}$ ed esce a $T_{out} = 600 \text{ }^\circ\text{C}$.

Il tubo ha diametro esterno $D_e = 0.07 \text{ m}$ e diametro interno $D_i = 0.064 \text{ m}$ per olio e sali e $D_i = 0.059 \text{ m}$ per la CO_2 [10]. Sull'assorbitore incide una radiazione

notevolmente disuniforme raffigurata in Figura 3.1 (corrispondente ad una DNI di 900 W/m^2) concentrata da uno specchio cilindro parabolico con un apertura di 5.76 m. Inoltre l'HCE è soggetto a dispersioni termiche per irraggiamento con l'ambiente esterno, che è supposto alla temperatura $T_{sky} = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ [6] (per T_{sky} si veda paragrafo 3.2.9).

5.2 Calcolo del ΔT_{Max} con il modello analitico

Inizialmente si effettua una risoluzione analitica del problema per mezzo di un modello rinvenuto in letteratura [46] che per quanto semplificato, è abbastanza veritiero e veloce; i risultati ottenuti saranno usati come punto di partenza e come controllo della soluzione nella successiva modellizzazione FEM.

5.2.1 Ipotesi ed assunzioni

Per la risoluzione del problema è necessario fare delle ipotesi semplificative.

1. Si suppone che il problema sia stazionario, in quanto si è interessati al calcolo della distribuzione di temperatura a regime.
2. Si ipotizza che il materiale sia omogeneo ed isotropo.
3. Visti i ridotti incrementi di temperatura che i fluidi fanno registrare (Paragrafo 5.1), si suppone che gli HTF si mantengano a temperatura costante all'interno dell'assorbitore; in particolare si considerano i termovettori alle temperature di miscelamento adiabatico riportate in Tabella 5.1.

Tabella 5.1: Temperature di miscelamento adiabatico ipotizzate per gli HTF nel modello termico del tubo assorbitore

Fluido	Temperatura HTF, T_f [$^\circ\text{C}$]
Olio sintetico	390
Sali fusi	550
CO ₂	600

4. Per lo scambio convettivo con l'HTF all'interno del tubo si utilizzano i coefficienti di scambio termico h riportati in Tabella 5.2: essi sono stati calcolati per mezzo del modello presentato al Capitolo 3, e sono supposti costanti.

Tabella 5.2: Coefficienti di scambio termico usati nel modello termico del tubo assorbitore

Fluido	h [$W/m^2/K$]
Olio sintetico	3460
Sali fusi	4770
CO ₂	1180

Anche per il calcolo delle conduttività termiche (dipendenti dalla temperatura) ci si riferisce al modello di Capitolo 3 e le si suppone costanti in tutto il tubo.

- Si approssima il flusso incidente sull'assorbitore con un'onda quadra (in blu in Figura 5.1); vista la distribuzione del flusso realmente irradiato sul tubo assorbitore, si può ritenere che tale ipotesi non alteri significativamente i risultati.

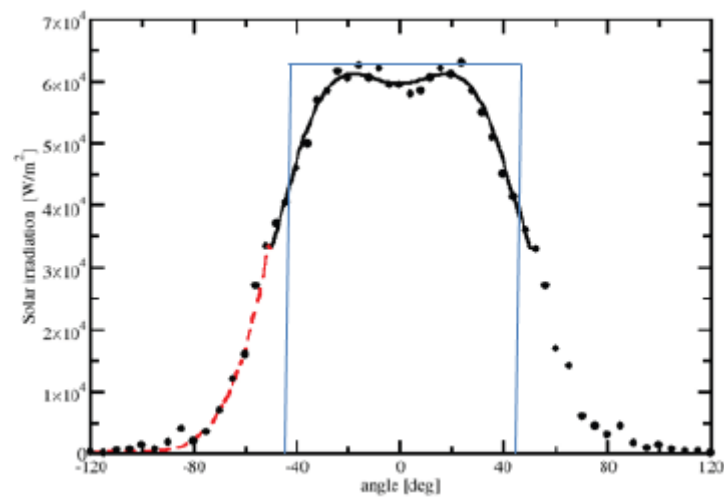


Figura 5.1: Onda quadra utilizzata per approssimare il flusso incidente sull'assorbitore (riadattato da [47])

- Si esegue un bilancio energetico monodimensionale, lungo la direzione circonferenziale del tubo: per l'esattezza il bilancio è calcolato sul raggio medio. Pertanto il presente modello calcola il massimo ΔT lungo la circonferenza di raggio medio e non sull'intera sezione del tubo.

Ci si aspetta che le prime 5 assunzioni non alterino notevolmente i risultati, mentre l'ultima può essere responsabile di una certa sottostima della massima differenza di temperatura nella sezione in esame (come si può intuire guardando Figura 5.2).

5.2.2 Risoluzione analitica del problema

Come appena accennato, il modello per la risoluzione analitica del problema consiste nell'effettuare un bilancio energetico monodimensionale lungo la direzione circonferenziale sul raggio medio [46].

Alla base del modello vi è la trasformazione di coordinate rappresentata in Figura 5.2: dalla geometria polare (rappresentata a sinistra) si passa al dominio a destra, nel quale è possibile calcolare più semplicemente l'andamento della temperatura in funzione della coordinata y , dove:

$$y = r_m \vartheta. \quad (5.1)$$

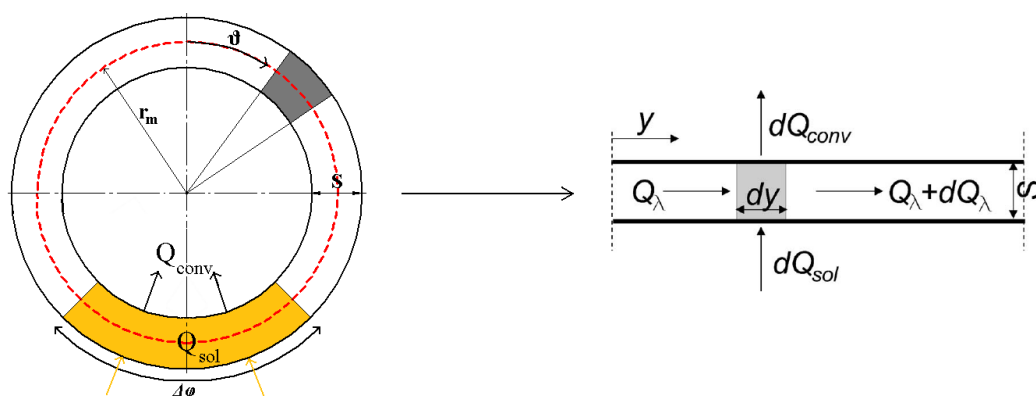


Figura 5.2: Schematizzazione della modellazione analitica del problema monodimensionale

E' possibile poi, con una trasformazione inversa ottenere la distribuzione di temperatura lungo il raggio medio r_m al variare dell'angolo ϑ .

Si divide il dominio rappresentato a sinistra di Figura 5.2, in tre regioni distinte:

1. La regione non irradiata (in bianco in Figura 5.2), che va da $\vartheta = 0^\circ$ alla zona su cui incide direttamente la radiazione ;
2. la regione irradiata (in giallo in Figura 5.2);
3. la zona non irradiata (in bianco in Figura 5.2) che va dalla regione su cui incide il flusso a $\vartheta = 360^\circ$.

Facendo riferimento al dominio riportato in Figura 5.2 a destra, è possibile considerare il seguente bilancio monodimensionale lungo la direzione circonferenziale [46]:

$$d\dot{Q}_{\lambda} + d\dot{Q}_{conv} = d\dot{Q}_{sol} \quad (5.2)$$

dove:

$$d\dot{Q}_\lambda = -\lambda s \Delta z \frac{d^2 T}{dy^2} dy \quad (5.3)$$

$$d\dot{Q}_{conv} = h \Delta z (T - T_f) dy \quad (5.4)$$

$$d\dot{Q}_{sol} = \Delta z \dot{q}_{sol} dy. \quad (5.5)$$

λ è la conduttività termica del materiale [W/m/K] mentre h è il coefficiente di scambio termico convettivo [W/m²/K].

\dot{q}_{sol} è il flusso termico areico incidente sul tubo assorbitore, che è possibile calcolare come segue [46]:

$$\dot{q}_{sol, heated} = \eta_{globale} DNI W \frac{360^\circ}{d_m \pi \Delta\varphi} \quad (5.6)$$

per la porzione di tubo direttamente irraggiata, dove:

- $\eta_{globale}$ è il rendimento globale del collettore (Paragrafo 3.4)
- W è l'apertura del collettore cilindro-parabolico (pari a 5.76 m)
- d_m è il diametro medio del tubo [m]
- $\Delta\varphi$ è l'apertura dell'onda quadra approssimante il flusso imposto (90°).

Sulla sezione di assorbitore dove il flusso incidente è nullo è possibile considerare \dot{q}_{sol} come di seguito riportato [46]:

$$\dot{q}_{sol, unheated} = -\frac{(\eta_{opt} - \eta_{globale}) DNI W}{d_m \pi} \quad (5.7)$$

dove η_{opt} è il rendimento ottico del collettore (paragrafo 3.2.1).

Da Eq.(5.2) si ricava la seguente equazione differenziale per la valutazione della distribuzione della temperatura lungo la direzione circonferenziale [46]:

$$\frac{d^2 T}{dy^2} - K^2 T = -\frac{1}{\lambda s} \dot{q}_{sol} - K^2 T_f \quad (5.8)$$

dove:

$$K^2 = \frac{h}{\lambda s}. \quad (5.9)$$

Per la completa definizione del problema differenziale sono necessarie le condizioni al contorno: queste sono sempre condizioni di “tipo contatto”, che consistono nel porre alle interfacce delle 3 regioni in cui si è diviso il dominio la continuità della temperatura e del flusso termico (Figura 5.3).

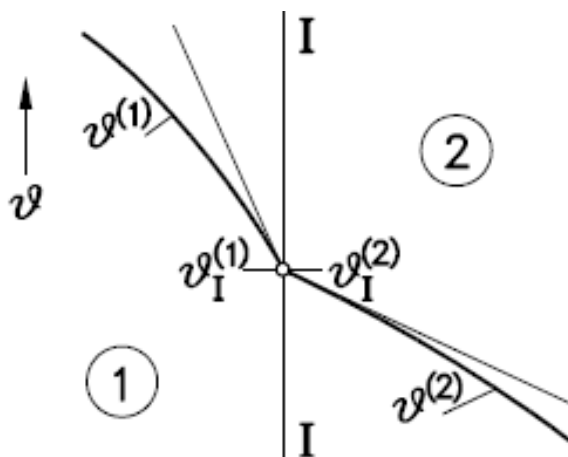


Figura 5.3: Rappresentazione schematica delle condizioni al contorno imposte [63]

Il problema così formulato è ben posto secondo Hadamard, pertanto la soluzione esiste, è unica ed è stabile [64]. Si calcola pertanto la seguente soluzione:

$$T(y) = C_1 \cosh(Ky) + C_2 \sinh(Ky) + \frac{\dot{q}_{sol}}{h} + T_f. \quad (5.10)$$

Imponendo le condizioni al contorno è possibile ricavare il valore dei coefficienti C_1 e C_2 di Eq.(5.10) per le tre regioni in cui si è suddiviso il dominio e ottenere quindi la distribuzione di temperatura lungo la circonferenza di raggio medio del tubo.

5.2.3 Risultati

Si riportano di seguito i risultati calcolati per olio sintetico, sali fusi e CO_2 .

5.2.3.1 Risultati per olio sintetico

Per l'olio sintetico si calcola una massima differenza di temperatura di $23\text{ }^\circ\text{C}$; si riporta in Figura 5.4 la soluzione analitica ottenuta.

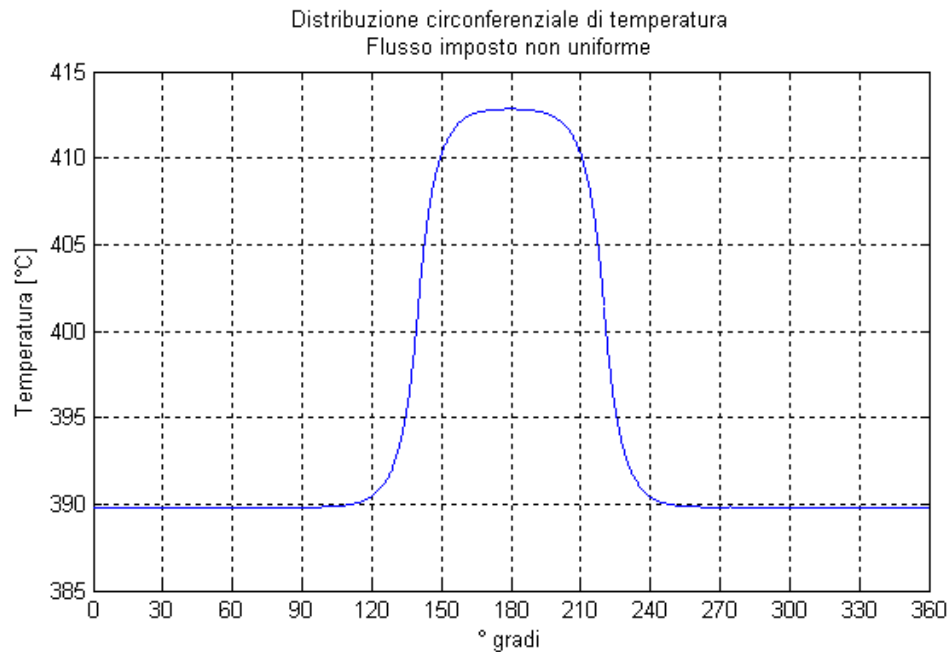


Figura 5.4: Distribuzione di temperatura per olio sintetico

5.2.3.2 Risultati per sali fusi

Per i sali fusi si calcola una massima differenza di temperatura di 17 °C; si riporta in Figura 5.5 la soluzione analitica ottenuta.

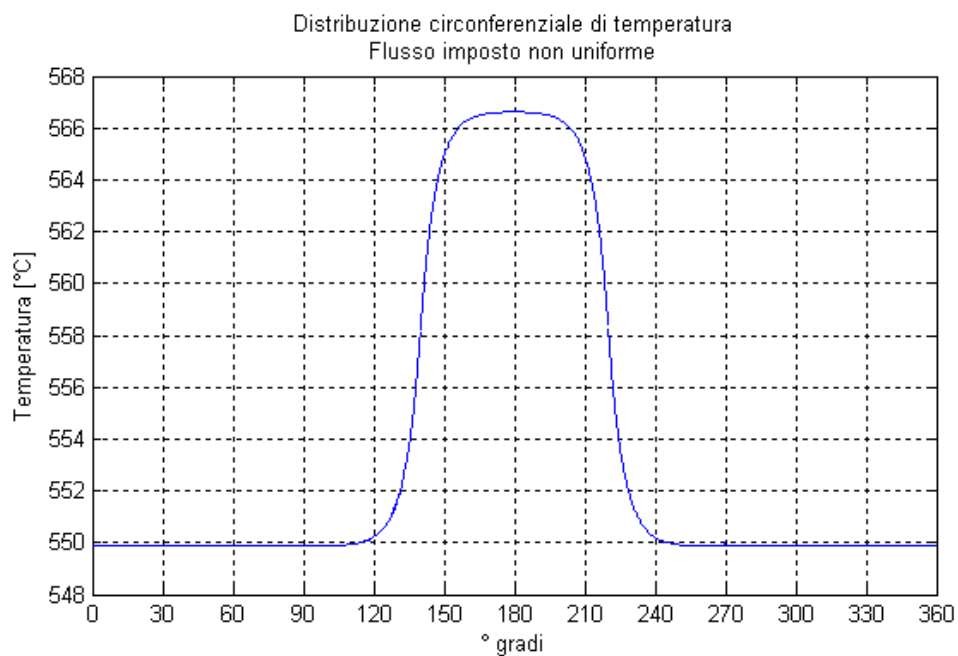


Figura 5.5: Distribuzione di temperatura per sali fusi

5.2.3.3 Risultati per CO₂

Per la CO₂ si calcola una massima differenza di temperatura di 64 °C; si riporta in Figura 5.6 la soluzione analitica ottenuta.

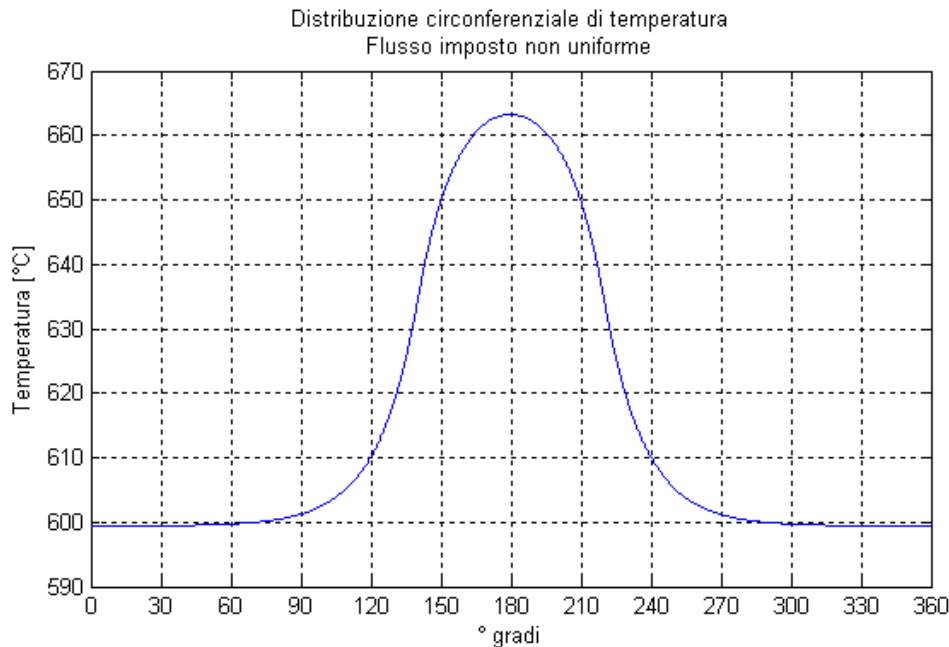


Figura 5.6: Distribuzione di temperatura per CO₂

5.3 Calcolo del ΔT_{Max} con il codice FEM

Il modello analitico utilizzato al paragrafo precedente è semplificato; per una più accurata analisi termica dell'assorbitore si è proceduto alla modellazione con un codice FEM. Si è utilizzato a tale scopo il codice commerciale Comsol Multiphysics® [62].

Il problema da studiare è sempre quello descritto al Paragrafo 5.1.

5.3.1 Ipotesi ed assunzioni

Per la risoluzione del problema si adottano le seguenti ipotesi semplificative:

1. Ancora una volta si è interessati alla soluzione a regime, pertanto si suppone che il problema sia stazionario.
2. Si suppone il materiale omogeneo ed isotropo.

3. Come già visto per il modello analitico, si suppone che le temperature di miscelamento adiabatico degli HTF rimangano costanti lungo il tubo assorbitore e siano pari ai valori riportati in Tabella 5.1.
4. Per lo scambio convettivo con l'HTF all'interno del tubo si adottano i coefficienti di scambio termico h riportati in Tabella 5.2; le conduttività del materiale sono invece quelle della libreria utilizzate dal codice FEM.
5. Per lo scambio radiativo con l'ambiente esterno, supposto a $T_{sky} = 17 \text{ °C}$, si è calcolato un valore medio dell'emissività ϵ , conoscendo dal modello di Capitolo 3 il valore delle dispersioni termiche lungo il loop.
6. Si impone sul tubo il flusso rappresentato in Figura 5.7, che approssima il flusso reale (Figura 3.1) con una maggiore accuratezza rispetto all'onda quadra utilizzata per il modello analitico.

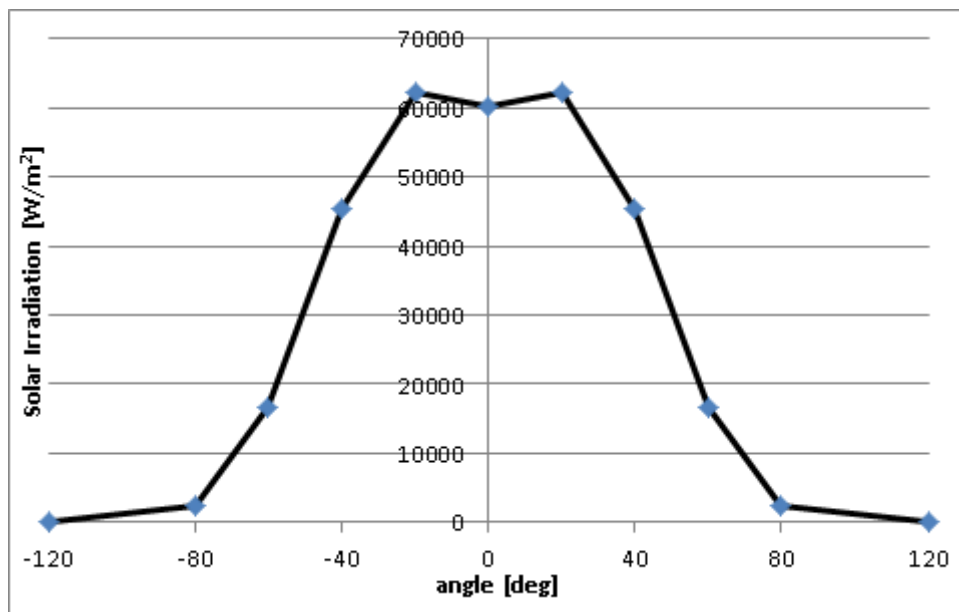


Figura 5.7: Flusso imposto sull'assorbitore per il modello FEM

5.3.2 Realizzazione della mesh

Per il modello in analisi si è utilizzata la mesh rappresentata in Figura 5.8; si sono adottati elementi di tipo “wedge a 6 nodi”. La griglia computazionale è composta di 9600 elementi. Complessivamente l'analisi consiste di 48400 gradi di libertà.

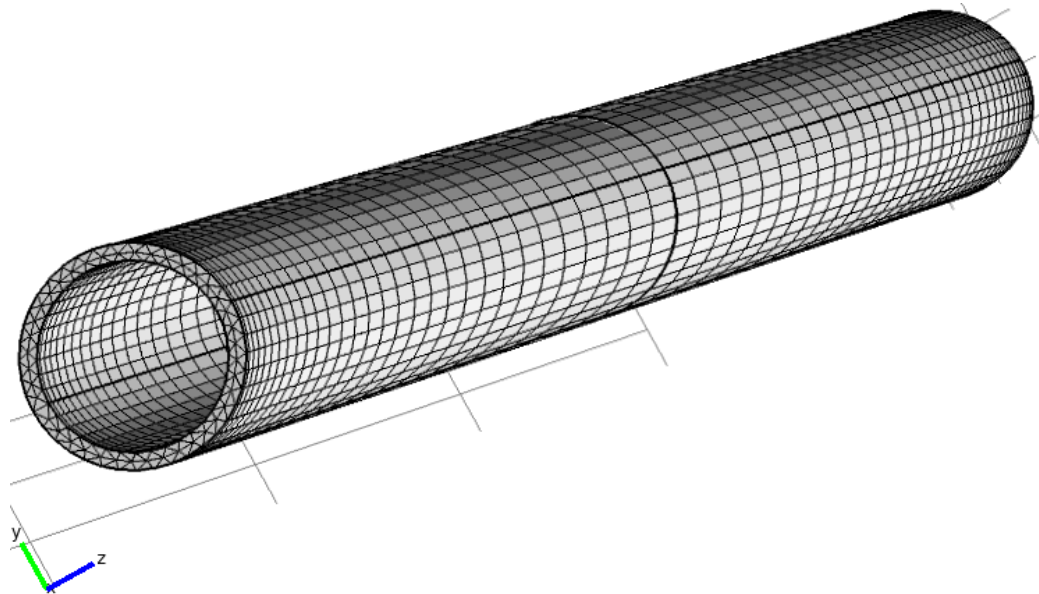


Figura 5.8: Mesh utilizzata per il modello FEM del tubo assorbitore

5.3.3 Risultati

Si riportano di seguito i risultati calcolati per olio sintetico, sali fusi e CO₂.

5.3.3.1 Risultati per olio sintetico

Come visualizzato in Figura 5.9 e Figura 5.10, per l'olio sintetico si calcola una massima differenza di temperatura di 29 °C.

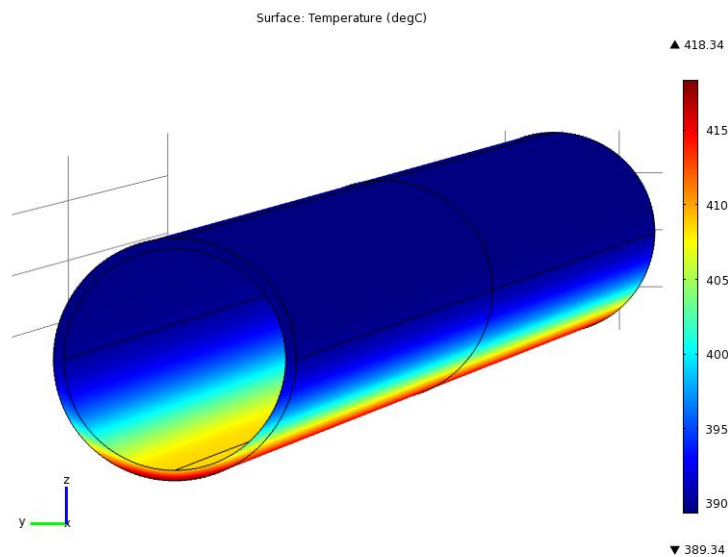


Figura 5.9: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per olio sintetico

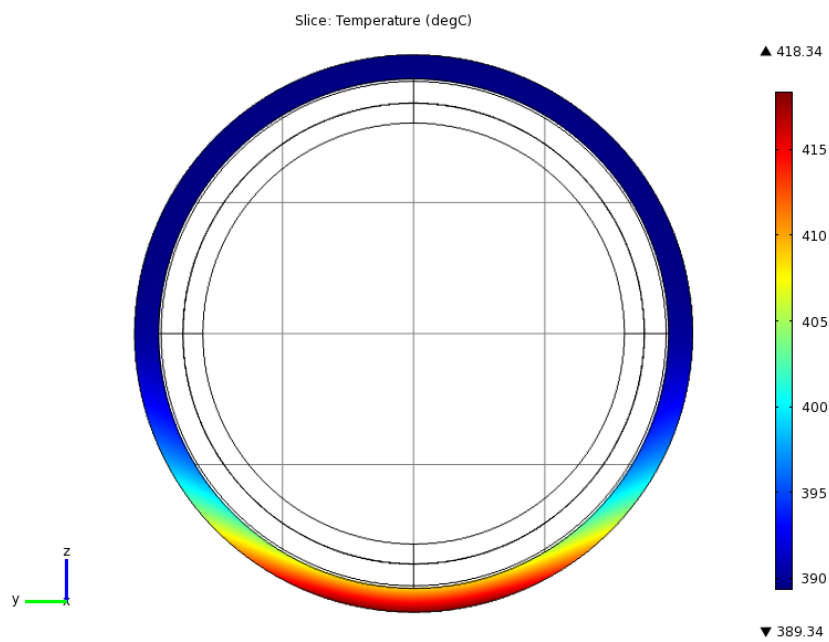


Figura 5.10: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per olio sintetico

5.3.3.2 Risultati per sali fusi

Come visualizzato in Figura 5.11 e Figura 5.12, per i sali fusi si calcola una massima differenza di temperatura di 23 °C.

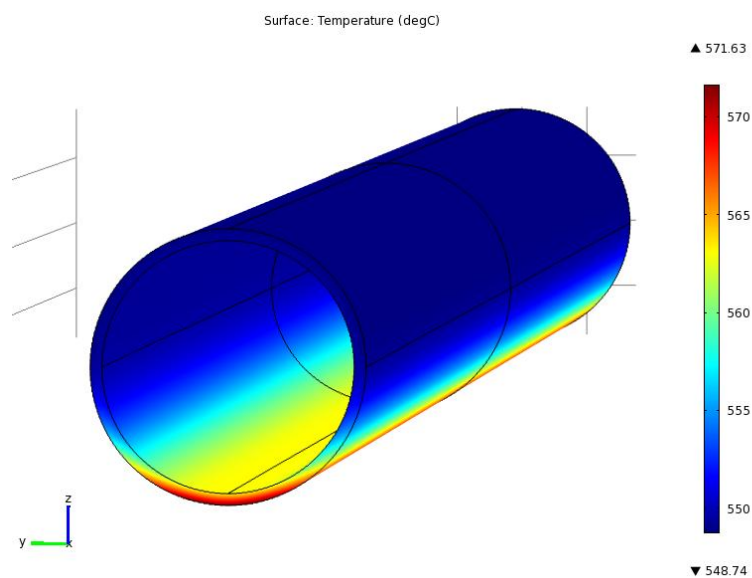


Figura 5.11: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per sali fusi

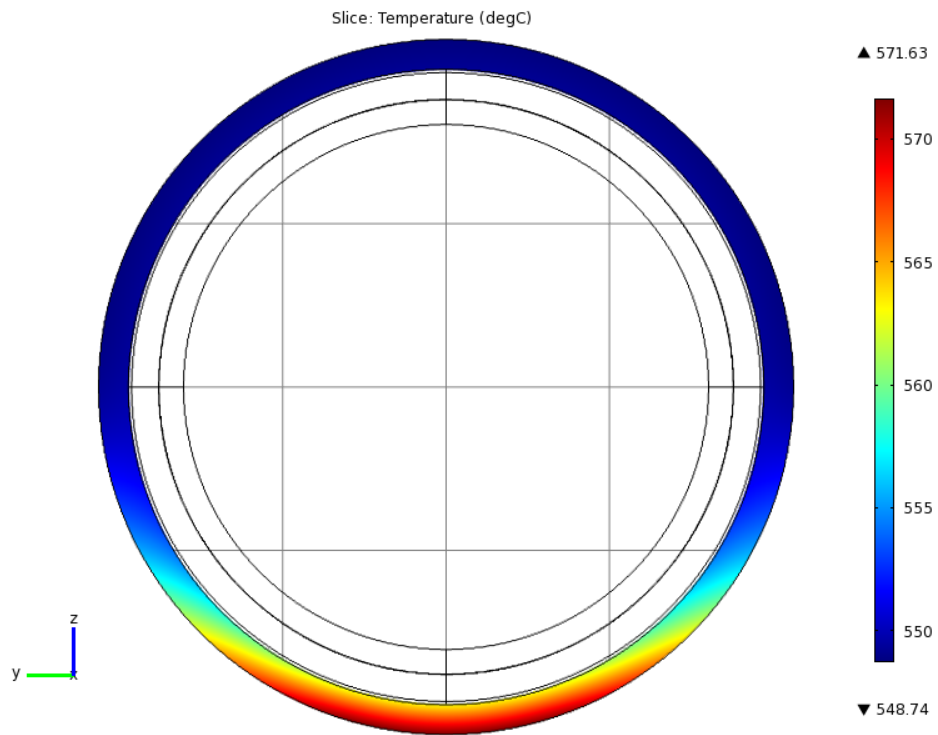


Figura 5.12: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per sali fusi

5.3.3.3 Risultati per CO_2

Come visualizzato in Figura 5.13 e Figura 5.14, per la CO_2 si calcola una massima differenza di temperatura di $69\text{ }^\circ\text{C}$.

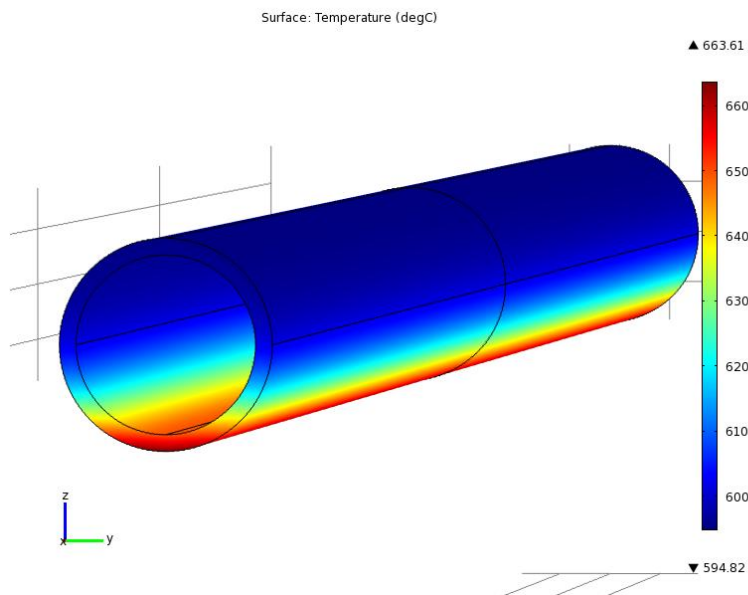


Figura 5.13: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per CO_2

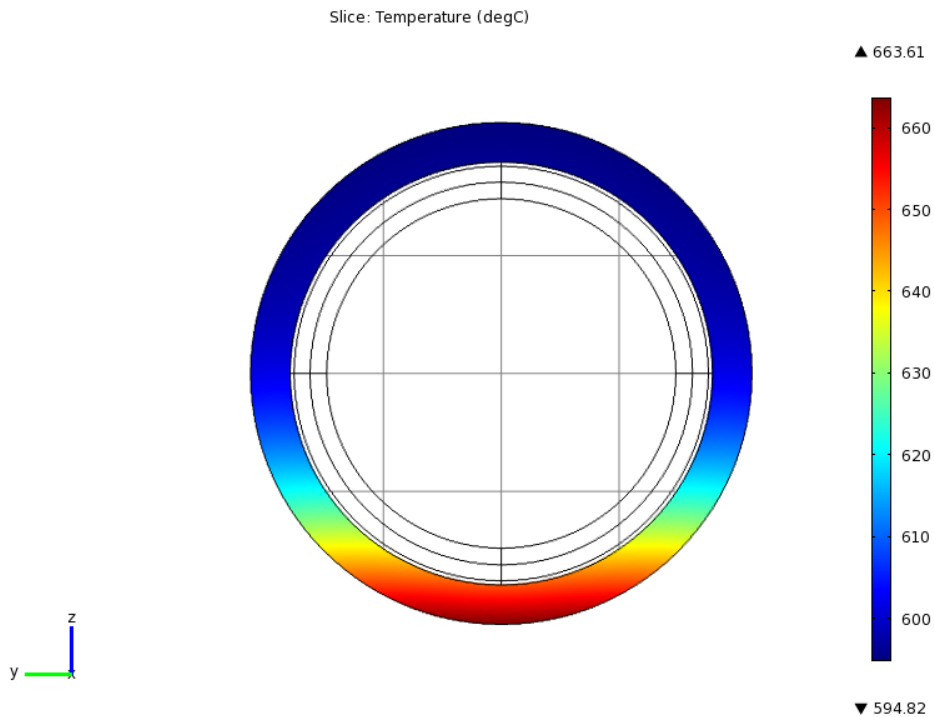


Figura 5.14: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per CO₂

5.4 Analisi strutturale: descrizione del problema

L'analisi termica fin qui condotta è un passaggio obbligato per poter giungere al reale obiettivo che ci si è posti: l'analisi dello stato di sforzo del ricevitore. Calcolata la massima differenza di temperatura nella sezione del tubo, è possibile valutare gli sforzi e le deformazioni a cui questo è sottoposto.

Si considera il tubo assorbitore rappresentato in Figura 5.15.

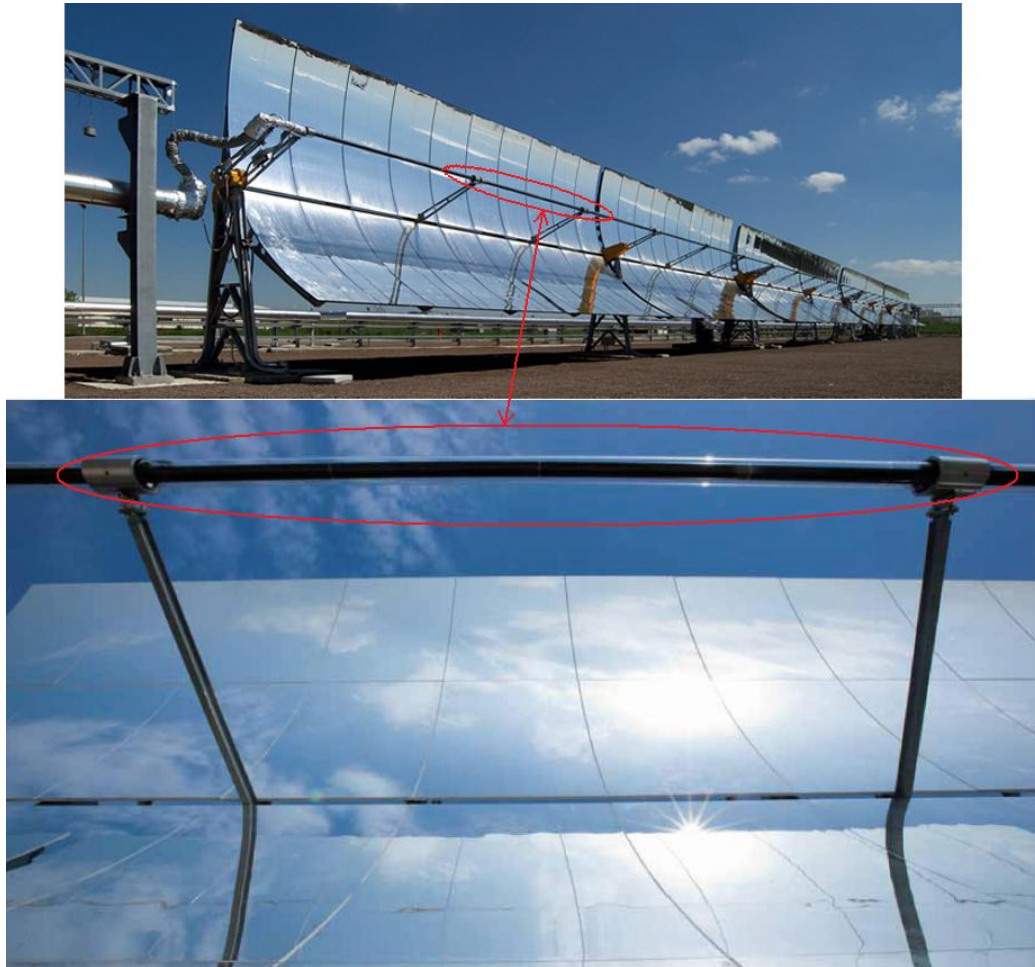


Figura 5.15: Primo piano del tubo assorbitore che deve essere modellizzato

Vista la presenza dei soffietti che permettono le dilatazioni longitudinale, si può pensare di studiare un solo elemento: il tubo quindi ha lunghezza $L = 4$ m; inoltre ha diametro esterno $D_e = 0.07$ m e diametro interno $D_i = 0.064$ per l'olio ed i sali e $D_i = 0.059$ m per la CO_2 . All'interno del ricevitore fluiscono:

1. olio sintetico a 20 bar;
2. sali fusi a 7 bar;
3. CO_2 a 100 bar;.

Il tubo è realizzato in acciaio inossidabile austenitico AISI 316.

Come rappresentato in Figura 5.15, si può pensare che l'HCE sia vincolato con 2 manicotti, che permettono alle estremità gli spostamenti in direzione longitudinale, ma impediscono le rotazioni e gli spostamenti nelle direzioni trasversali.

5.5 Analisi strutturale con il modello analitico

Come già fatto per l'analisi termica, si procede con una prima risoluzione analitica del problema con le modalità riportate in [65] [66]; i risultati saranno utili per la gestione della successiva analisi FEM.

5.5.1 Ipotesi ed assunzioni

Per la risoluzione del problema è necessario fare delle ipotesi semplificative.

1. Si ipotizza che il materiale sia omogeneo ed isotropo.
2. Si ipotizza il materiale lineare ed elastico.
3. Nel caso della CO₂ si trascura il peso dell'HTF, che è nettamente minore di quello del tubo assorbitore (0.7 kg contro 34.8 kg); tale approssimazione invece non può essere avanzata per l'olio e per i sali, rispettivamente 9.1 kg e 22.4 kg.
4. Per non rendere la struttura labile, la si considera vincolata come una trave incastro-manicotto.
5. Si impone sulla sezione del tubo una differenza massima di temperatura pari a quella calcolata con il modello FEM (Paragrafo 5.3) e si ipotizza che la temperatura vari linearmente sulla sezione, come schematizzato in Figura 5.16.

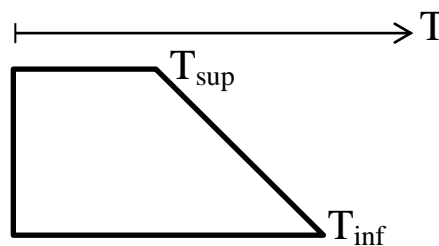


Figura 5.16: Distribuzione della temperatura imposta sulla sezione del tubo

Le ipotesi 1, 2, 3 e 4 non dovrebbero alterare significativamente i risultati; lo stesso non si può dire per l'ultima assunzione: guardando le distribuzioni di temperatura ottenute con i modelli FEM si osserva che la temperatura rimane più o meno costante per buona parte della sezione, per poi aumentare improvvisamente quando ci si avvicina alla superficie inferiore del tubo.

Per questo motivo ipotizzare una distribuzione di temperatura lineare può portare a risultati errati, in particolar modo per il caso della CO₂, dove il fenomeno appena descritto è molto più marcato rispetto ad olio sintetico e sali. Nella realtà infatti le deformazioni termiche saranno presenti principalmente nella parte inferiore del tubo. Per mantenere la planarità della sezione dovranno nascere delle deformazioni elastiche non lineari nella parte superiore: tale fenomeno non è colto dal modello analitico che si sta introducendo.

5.5.2 Risoluzione analitica del problema

Si può pensare che il tubo assorbitore sia sottoposto a 3 sollecitazioni:

1. Il momento flettente dovuto al peso proprio del ricevitore;
2. la pressione dell'HTF all'interno del tubo;
3. l'azione dei gradienti termici lungo lo spessore del tubo.

1. Per valutare il contributo della flessione dovuta al peso proprio della trave è possibile riferirsi alla schematizzazione di Figura 5.17.

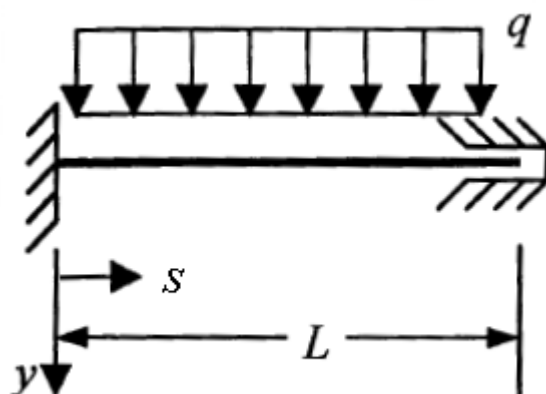


Figura 5.17: Modellizzazione del tubo come una trave incastro-manicotto

La struttura di Figura 5.17 è 2 volte iperstatica. Si procede pertanto calcolando le reazioni vincolari H, V e Z di Figura 5.18, che si riportano di seguito espresse in funzione delle 2 iperstatiche A e B.

$$H = 0 \quad (5.11)$$

$$V = q L - A \quad (5.12)$$

$$Z = B + A L - \frac{1}{2} q L^2. \quad (5.13)$$

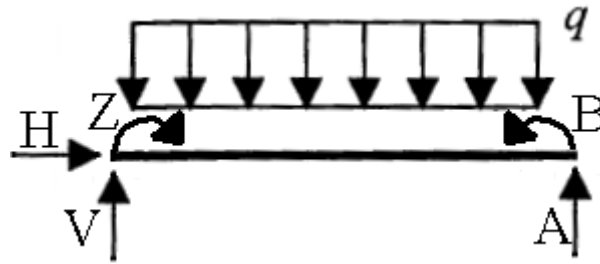


Figura 5.18: Reazioni vincolari nella trave incastro-manicotto che modella il tubo assorbitore

E' possibile quindi procedere al calcolo delle azioni interne, ovvero del taglio T e del momento M (che se positivo flette le fibre inferiori):

$$T = V - qs \quad (5.14)$$

$$M = Z + V s - \frac{1}{2} q s^2. \quad (5.15)$$

A questo punto, ottenuta la formulazione del momento M in Eq.(5.15), è possibile scrivere l'equazione della linea elastica:

$$v'' = \frac{M(s, A, B)}{EJ} - \chi_t \quad (5.16)$$

dove J (m^4) è il momento di inerzia della sezione, che per una corona cilindrica è:

$$J = \frac{\pi (D_e^4 - D_i^4)}{64}. \quad (5.17)$$

Il termine χ_t è riconducibile alla curvatura termica, dovuta alla distribuzione non uniforme di temperatura rappresentata in Figura 5.16; in dettaglio:

$$\chi_t = \alpha \frac{(\Delta T_{sup} - \Delta T_{inf})}{D_{est}} \quad (5.18)$$

dove:

- α è il coefficiente di dilatazione termica lineare [$1/^\circ C$]
- D_{est} è il diametro esterno del tubo assorbitore [m]
- ΔT_{sup} e ΔT_{inf} [$^\circ C$] sono le variazioni di temperatura più estreme lungo la sezione del tubo, dedotte da Figura 5.16, e rappresentate in Figura 5.19.

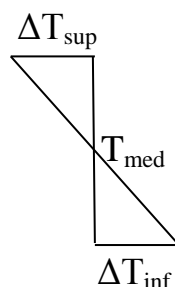


Figura 5.19: Rappresentazione di ΔT_{sup} e ΔT_{inf}

Integrando due volte l'equazione della linea elastica si ottiene:

$$v(s) = \frac{Z}{2EJ} s^2 + \frac{V}{6EJ} s^3 - \frac{q}{24EJ} s^4 - \chi_t s^2 + c_1 s + c_2. \quad (5.19)$$

Il valore delle 2 costanti di integrazione c_1 e c_2 e delle due iperstatiche A e B (contenuti nelle formulazioni delle reazioni vincolari Z e V) si ottengono imponendo le seguenti condizioni al contorno:

$$v(0) = 0 \quad (5.20)$$

$$v'(0) = 0 \quad (5.21)$$

$$v(L) = 0 \quad (5.22)$$

$$v'(L) = 0 \quad (5.23)$$

ovvero il valore della deformata e della sua pendenza sono nulli agli estremi del tubo. Si ottengono pertanto i seguenti risultati:

$$v(s) = -\frac{qL}{24EJ} s^2 + \frac{qL}{12EJ} s^3 - \frac{q}{24EJ} s^4 \quad (5.24)$$

$$M(s) = -\frac{q}{2} s^2 + \frac{qL}{2} s - \frac{qL^2}{12} - \chi_t EJ. \quad (5.25)$$

Da Eq.(5.25) è possibile ottenere lo sforzo dovuto al momento flettente:

$$\sigma_a = \frac{32 M D}{\pi (D_e^4 - D_i^4)} \quad (5.26)$$

dove D può essere il diametro esterno (in corrispondenza del quale ci sarà la massima σ_a per l'azione del peso del proprio del tubo) o il diametro interno.

Si fa notare che il ΔT_{max} calcolato dall'analisi termica FEM incide sul momento di Eq.(5.25) e sullo sforzo di Eq. (5.26), per la presenza del termine χ_t .

2. Per la sollecitazione della pressione si utilizzano i risultati della teoria dei corpi assialsimmetrici, dalla scienza delle costruzioni [66]; sapendo che:

$$t = \frac{r_e}{r} \quad (5.27)$$

si ottiene:

$$\sigma_a = 0 \quad (5.28)$$

$$\sigma_r = \frac{P}{t^2 - 1} \left(1 - \frac{r_e^2}{r} \right) \quad (5.29)$$

$$\sigma_\vartheta = \frac{P}{t^2 - 1} \left(1 + \frac{r_e^2}{r} \right). \quad (5.30)$$

3. L'azione dei gradienti termici è valutabile sempre per mezzo dalla teoria dei corpi assialsimmetrici per cilindri infinitamente lunghi [66] :

per $r = r_i$

$$\sigma_r = 0 \quad (5.31)$$

$$\sigma_\vartheta = \sigma_a = - \frac{E \alpha (T_i - T_e)}{2 (1 - \nu) \ln \frac{r_e}{r_i}} \left(-1 + \frac{2 r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \ln \frac{r_e}{r_i} \right) \quad (5.32)$$

per $r = r_e$

$$\sigma_r = 0 \quad (5.33)$$

$$\sigma_\vartheta = \sigma_a = + \frac{E \alpha (T_i - T_e)}{2 (1 - \nu) \ln \frac{r_e}{r_i}} \left(+1 - \frac{2 r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \ln \frac{r_e}{r_i} \right). \quad (5.34)$$

La somma dei tre sforzi σ_a , σ_r e σ_ϑ derivanti dall'azione del momento flettente, della pressione e dei gradienti termici permette di calcolare lo sforzo equivalente di Von Mises:

$$\sigma_{Von\ Mises} = \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_r^2 + \sigma_\vartheta^2 - \sigma_a\sigma_r - \sigma_r\sigma_\vartheta - \sigma_\vartheta\sigma_a}. \quad (5.35)$$

5.5.3 Risultati

Si riportano di seguito i risultati dell'analisi strutturale effettuata con il modello analitico appena spiegato.

5.5.3.1 Risultati per olio sintetico

In Figura 5.20 e Figura 5.21 si riportano rispettivamente l'andamento della deformata e del momento flettente agente sul tubo.

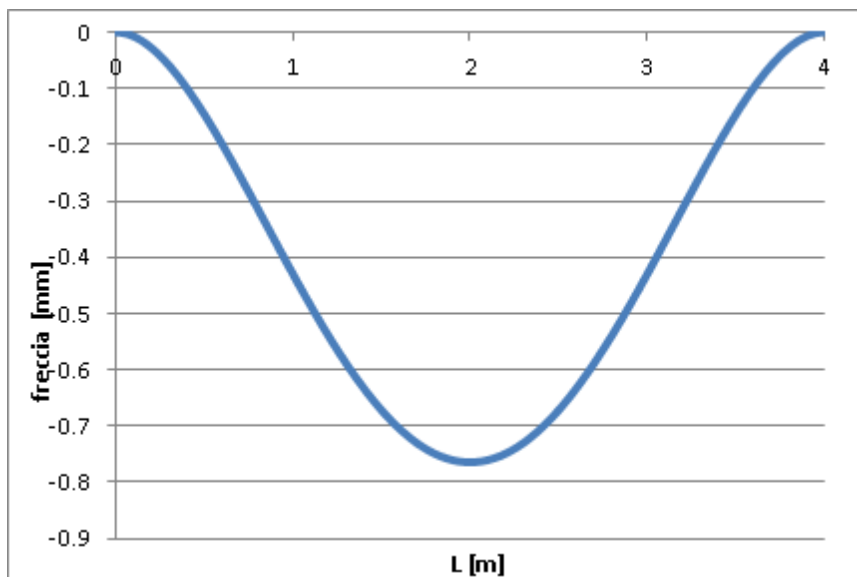


Figura 5.20: Deformata per l'olio sintetico

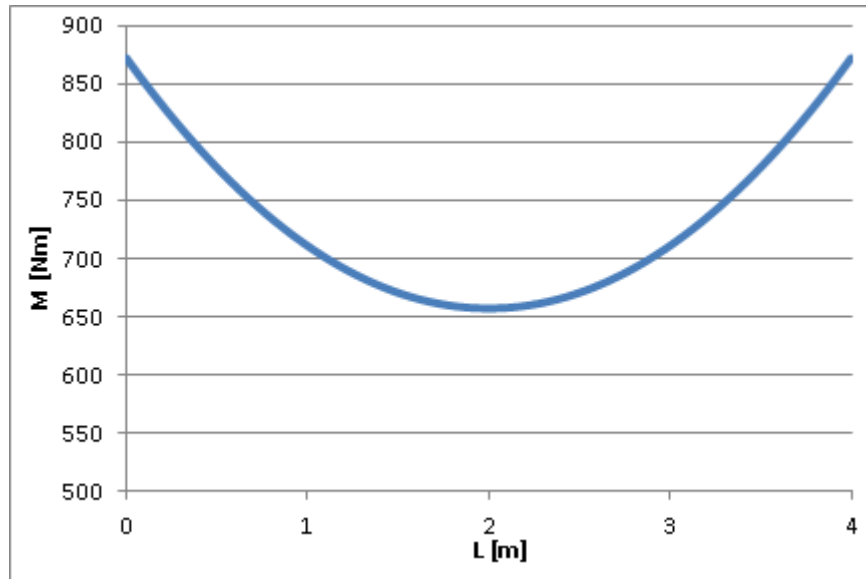


Figura 5.21: Momento flettente per l'olio sintetico

Poiché l'azione degli sforzi per i gradienti termici e per la pressione non cambia sensibilmente lungo il tubo (proprio per la teoria dei corpi assiasimmetrici), mentre l'azione flettente è massima agli estremi, si procede con la verifica di resistenza all'estremità del tubo; tale verifica viene effettuata all'intradosso (dove è massimo lo sforzo per la pressione) ed all'estradosso (dove è massima la sollecitazione dovuta al momento flettente).

Tabella 5.3: Sollecitazione calcolata con il modello analitico per olio sintetico

Intradosso		Estradosso	
σ_r [MPa]	-2.00	σ_r [MPa]	0.00
σ_{θ} [MPa]	46.06	σ_{θ} [MPa]	-20.75
σ_a [MPa]	44.07	σ_a [MPa]	52.29
$\sigma_{\text{von mises}}$ [MPa]	47.10	$\sigma_{\text{von mises}}$ [MPa]	65.19

Come illustrato da Tabella 5.3, la sollecitazione è massima all'estradosso. La freccia massima è di quasi 0.8 mm.

5.5.3.2 Risultati per sali fusi

Con le stesse modalità viste per l'olio sintetico, si riportano in Figura 5.22 ed in Figura 5.23 la deformata ed il momento flettente per il tubo con sali fusi; in Tabella 5.4 sono illustrate le sollecitazioni all'estradosso ed all'intradosso: il punto maggiormente sollecitato è ancora l'estradosso. La freccia massima calcolata è quasi 1.1 mm.

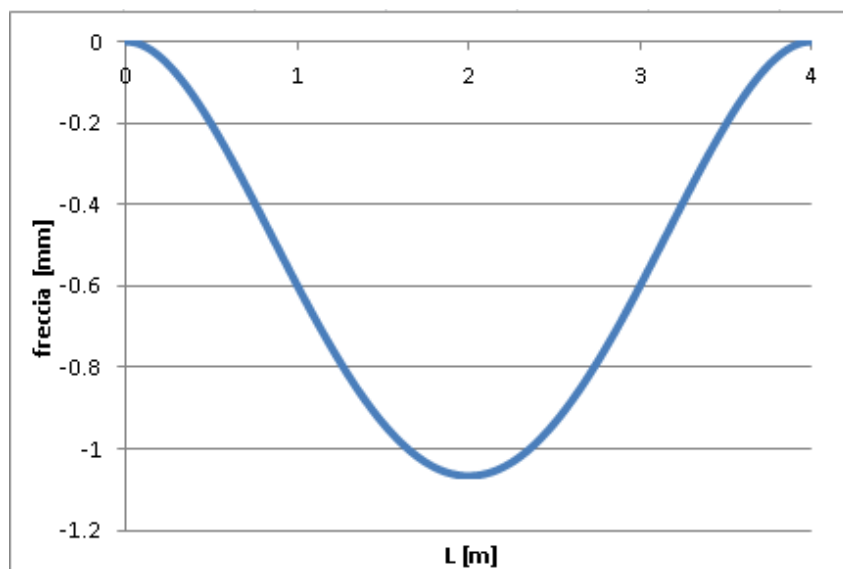


Figura 5.22: Deformata per i sali fusi

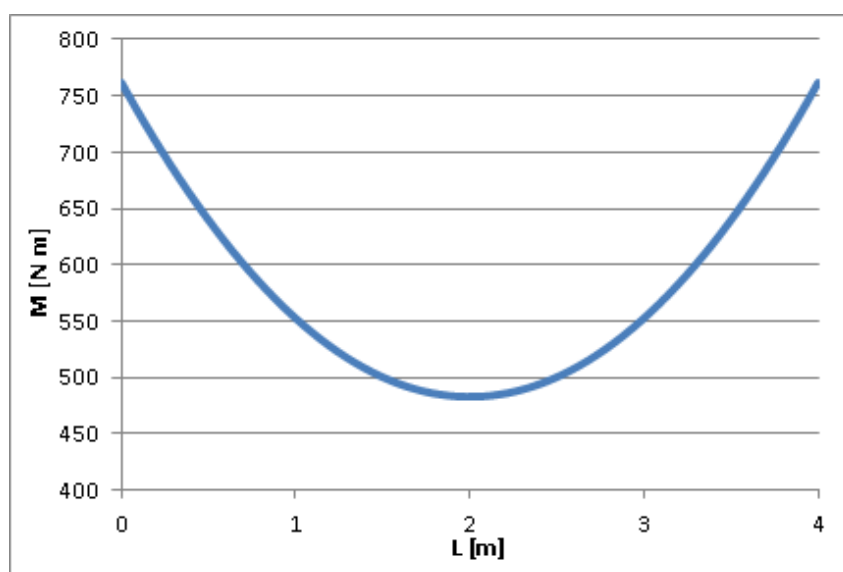


Figura 5.23: Momento flettente per i sali fusi

Tabella 5.4: Sollecitazione calcolata con il modello analitico per sali fusi

Intradosso		Estradosso	
σ_r [MPa]	-0.37	σ_r [MPa]	0.00
σ_{ϑ} [MPa]	30.54	σ_{ϑ} [MPa]	-20.13
σ_a [MPa]	38.50	σ_a [MPa]	45.68
$\sigma_{\text{von mises}}$ [MPa]	35.89	$\sigma_{\text{von mises}}$ [MPa]	58.41

5.5.3.3 Risultati per CO₂

In Figura 5.24 ed in Figura 5.25 sono rappresentati la deformata del tubo ed il momento flettente agente qualora si utilizzi CO₂ in collettore cilindro-parabolico; in Tabella 5.5 si riportano le sollecitazioni complessive, dovute alla flessione per peso proprio, alla pressione ed alla presenza di gradienti termici lungo lo spessore del tubo. Lo sforzo massimo è all'intradosso. La freccia massima è di 0.7 mm.

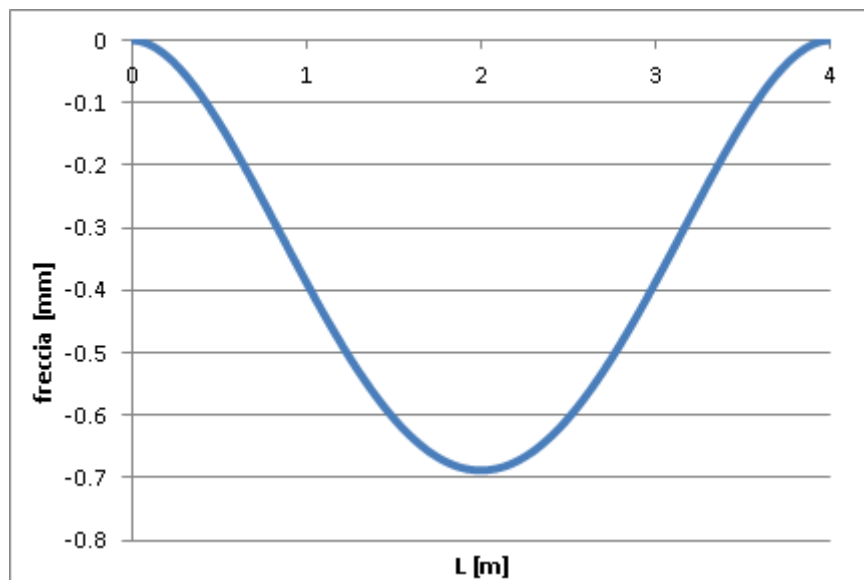


Figura 5.24: Deformata per la CO₂ in un parabolic trough

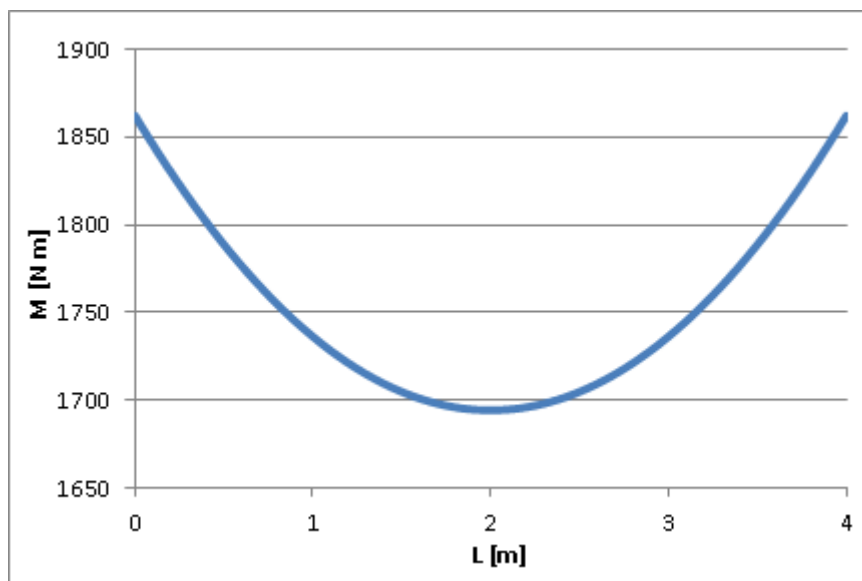


Figura 5.25: Momento flettente per la CO₂ in un parabolic trough

Tabella 5.5: Sollecitazione calcolata con il modello analitico per CO₂ in parabolic trough

Intradosso		Estradosso	
σ_r [MPa]	-10.00	σ_r [MPa]	0.00
σ_{ϑ} [MPa]	101.48	σ_{ϑ} [MPa]	11.21
σ_a [MPa]	33.74	σ_a [MPa]	40.03
$\sigma_{\text{von mises}}$ [MPa]	97.28	$\sigma_{\text{von mises}}$ [MPa]	35.77

5.6 Analisi strutturale con il codice FEM

Il modello analitico utilizzato per l'analisi strutturale è evidentemente semplificato: l'approssimazione maggiore consiste soprattutto nell'aver supposto lineare la variazione di temperatura lungo la sezione del tubo. Per una analisi strutturale più accurata si è proceduto ancora una volta alla modellazione con il codice FEM.

Il problema da studiare è sempre quello descritto al Paragrafo 5.4.

5.6.1 Ipotesi ed assunzioni

Per la risoluzione del problema si adottano le seguenti ipotesi semplificative:

1. Si ipotizza ancora il materiale omogeneo ed isotropo;
2. Si ipotizza che il materiale abbia un comportamento elastico-lineare;

3. Ancora una volta si considera il peso dell' HTF per i sali fusi e l'olio sintetico, mentre si trascura il peso della CO₂;
4. Si assume che il tubo sia vincolato come una trave incastro-manicotto, al fine di evitare che la struttura sia labile;
5. La distribuzione di temperatura utilizzata è quella calcolata con il modello FEM e già riportata al paragrafo 5.3.3.

5.6.2 Realizzazione della mesh

Per il modello in analisi si è utilizzata ancora una volta la mesh rappresentata in Figura 5.8, composta di 9600 elementi "wedge a 6 nodi". Complessivamente l'analisi consiste di 145214 gradi di libertà.

5.6.3 Risultati

Si riportano di seguito i risultati ottenuti dal modello FEM per olio sintetico, sali fusi e CO₂. Per ciascun fluido si riportano la deformata e lo sforzo di Von Mises nelle 2 sezioni critiche: l'estremo del tubo (che dalla risoluzione analitica è il punto maggiormente sollecitato) ed al centro, dove si hanno i massimi spostamenti.

5.6.3.1 Risultati per olio sintetico

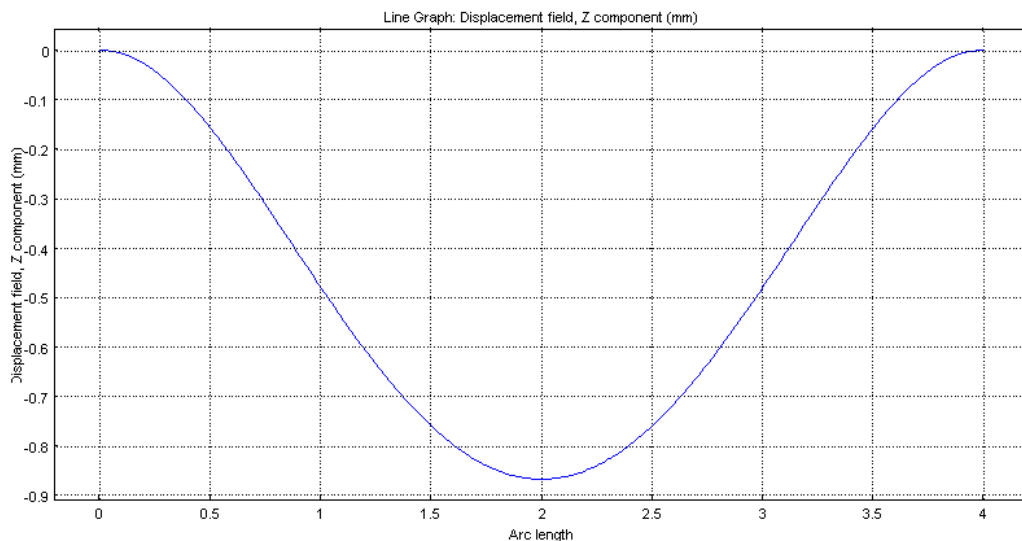


Figura 5.26: Deformata per olio sintetico da modello FEM

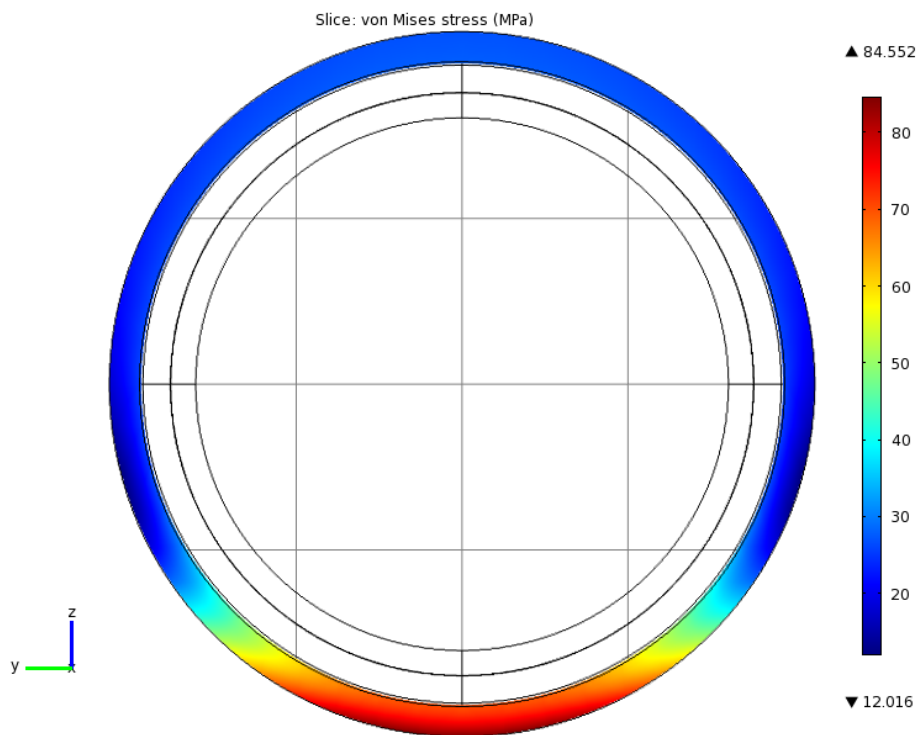


Figura 5.27: Sforzo di Von Mises all'estremo del tubo da modello FEM per olio sintetico

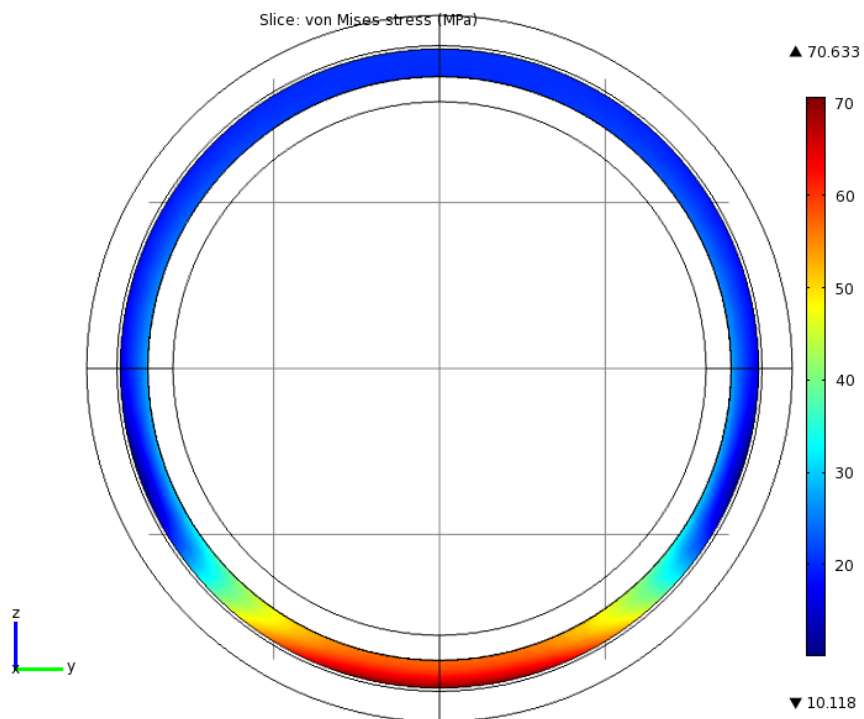


Figura 5.28: Sforzo di Von Mises al centro del tubo da modello FEM per olio sintetico

5.6.3.2 Risultati per sali fusi

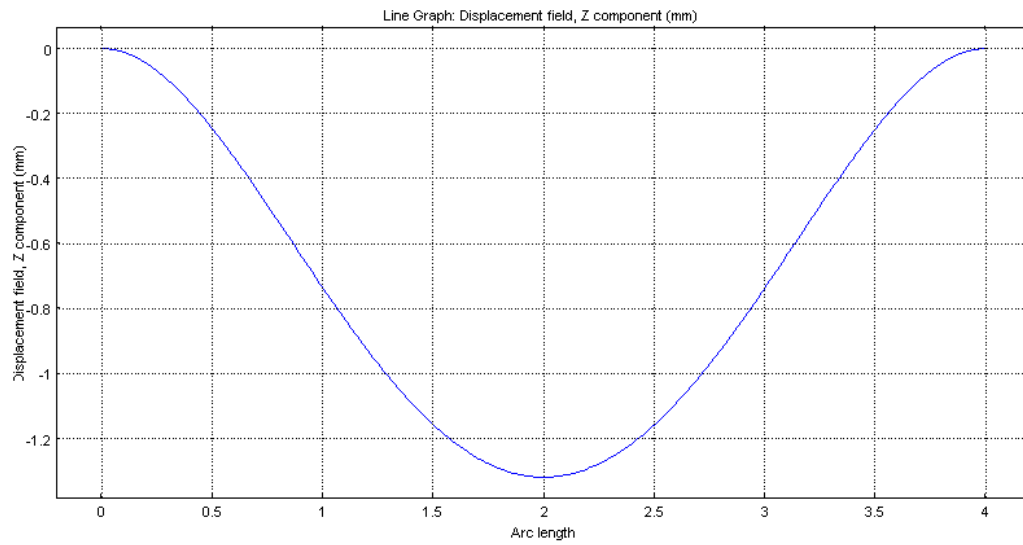


Figura 5.29: Deformata per sali fusi da modello FEM

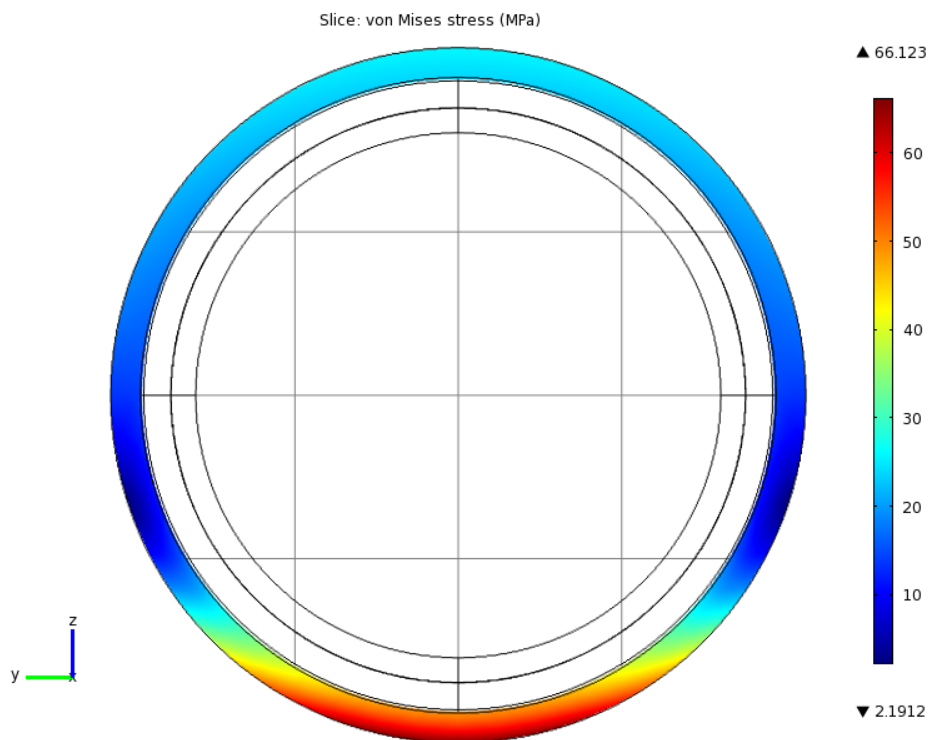


Figura 5.30: Sforzo di Von Mises all'estremo del tubo da modello FEM per sali fusi

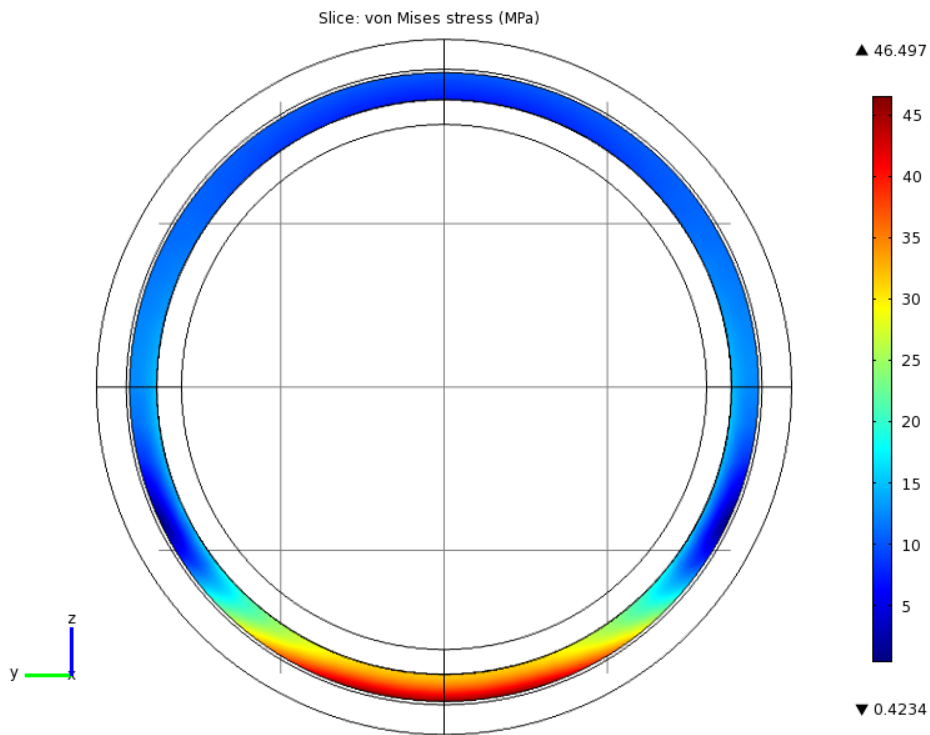


Figura 5.31: Sforzo di Von Mises al centro del tubo da modello FEM per sali fusi

5.6.3.3 Risultati per CO_2

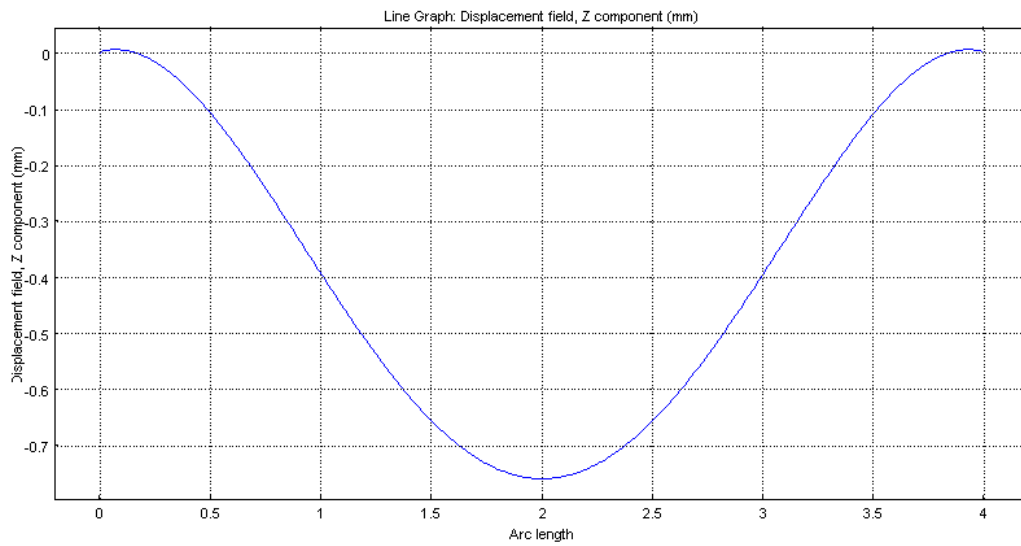


Figura 5.32: Deformata per CO_2 da modello FEM

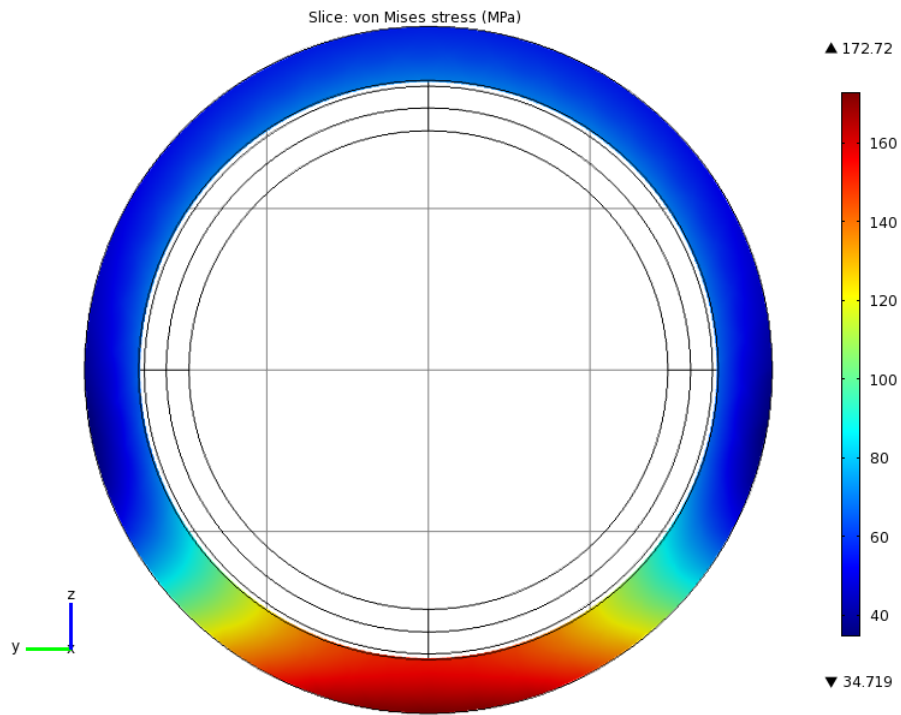


Figura 5.33: Sforzo di Von Mises all'estremo del tubo da modello FEM per CO₂ in parabolic trough

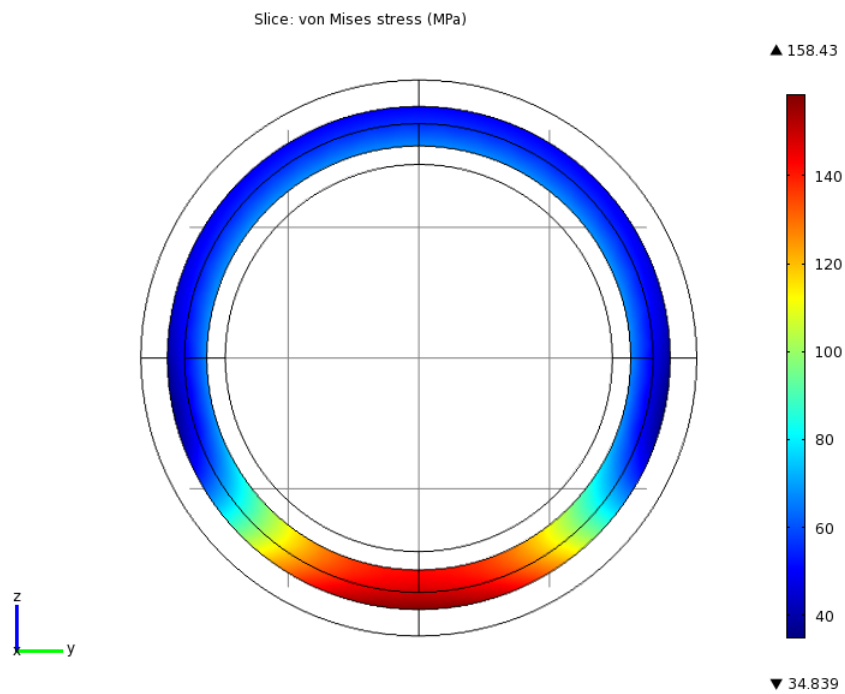


Figura 5.34: Sforzo di Von Mises al centro del tubo da modello FEM per CO₂ in parabolic trough

Come c'era da aspettarsi i risultati strutturali ricavati con il modello FEM differiscono da quelli ottenuti con il modello analitico: tale diversità diventa più evidente nel caso dell'impiego della CO₂ nel parabolic trough (la soluzione analitica sottostima del 44% quella FEM); il motivo principale di questo fenomeno è dovuto alle approssimazioni fatte per la distribuzione di temperatura, assunta lineare lungo la sezione del tubo.

5.7 Conclusioni dell'analisi termo-strutturale

Prima di trarre le conclusioni tramite l'analisi dei risultati ottenuti, si rendono necessari dei rapidi (e non esaustivi) richiami di metallurgia.

Pensando al comportamento del materiale durante l'esercizio le condizioni operative possono essere responsabili di diversi fenomeni di degrado; semplificando notevolmente la situazione ci si sofferma in particolare su:

- il creep, per via della permanenza ad alta temperatura in temperatura in presenza di carico
- la fatica termica, sempre presente in applicazioni solari (si pensi agli effetti del passaggio di una nuvola)
- corrosione ad opera del fluido presente all'interno del tubo.

I 3 fenomeni appena citati agiscono simultaneamente combinandosi tra loro.

Ovviamente per la scelta del materiale tali fenomeni devono essere valutati attentamente [67].

Ad oggi i tubi ricevitori delle principali case produttrici sono in acciaio inossidabile austenitico (in genere AISI 316 o AISI 321 H) [50] [35].

Tali acciai dovrebbero dare una buona risposta alla corrosione per i sali fusi, come dimostrato dal funzionamento dell'impianto del Progetto Archimede; si ritiene che per la CO₂ si possa fare lo stesso ragionamento, pur esistendo in bibliografia esiti di alcune prove sperimentali discordanti ([68] [69] [70]).

Un'altra incognita è la fatica termica: gli acciai inossidabili austenitici hanno infatti un coefficiente di dilatazione termica lineare maggiore rispetto agli altri acciai ed una conduttività termica inferiore (dovuta all'alto tenore di Cromo) [40]; il fatto che già si utilizzino acciai inox austenitici per applicazioni solari fa comunque pensare che si possa resistere anche alla fatica termica.

Per queste ragioni, anche se si compie una grossolana approssimazione, in seguito si considera come unico fenomeno degradante il creep.

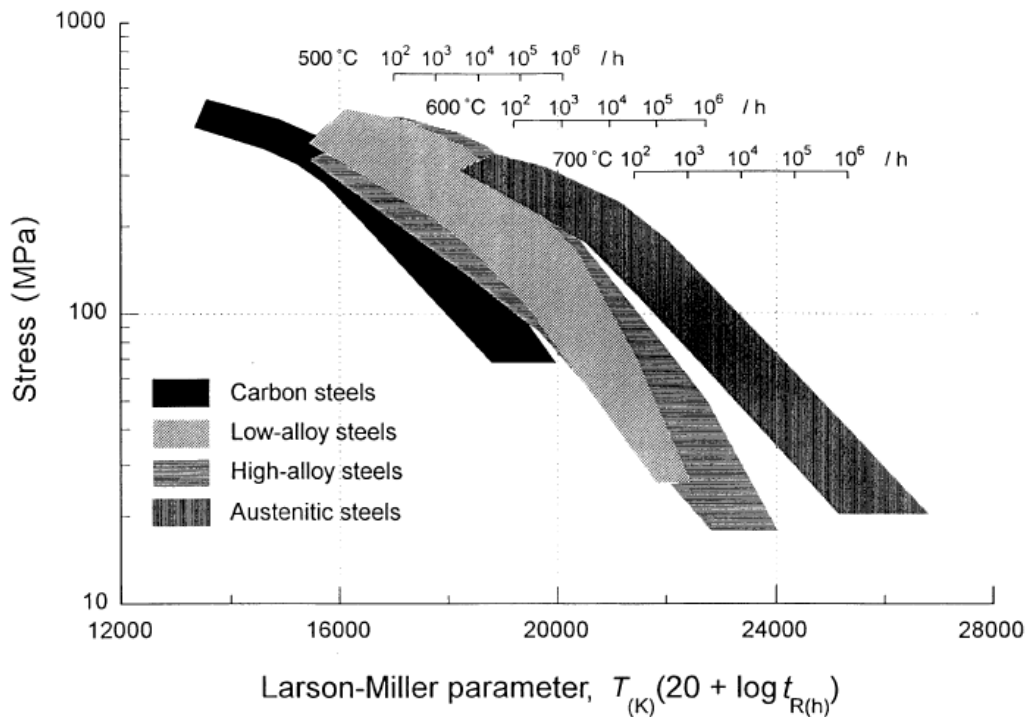


Figura 5.35: Sforzo ammissibile per alcuni acciai in funzione del parametro di Larson Miller ([71])

Ritornando ai risultati dell'analisi strutturale, si osserva per l'olio sintetico ed i sali fusi che lo sforzo equivalente di Von Mises calcolato è molto inferiore a quello limite ammissibile per i materiali impiegati (si veda Figura 5.35): questa di certo non è una sorpresa se si considera che impianti ad olio ed a sali ad oggi esistono e non hanno problemi strutturali. Diverso è invece il discorso per la CO₂: calcolando il parametro di Larson-Miller (per un acciaio inossidabile austenitico a 660 °C e $t_r = 100000$ h) si nota che lo sforzo massimo ammissibile per il materiale è nettamente inferiore dello sforzo equivalente di Von Mises calcolato dal modello FEM.

Si può concludere quindi che per motivi strutturali l'anidride carbonica sembra non essere impiegabile come HTF in collettori cilindro-parabolici.

5.8 Indagine sulle possibili soluzioni

Per la conclusione a cui si è appena pervenuti hanno contribuito 3 componenti sfavorevoli:

1. la pressione, maggiore per la CO₂ rispetto all'olio o ai sali
2. l'azione dei gradienti termici lungo lo spessore, anche essi maggiori per la CO₂ che per gli HTF tradizionali

3. un momento flettente più grande per l'anidride carbonica dovuto al peso maggiore del tubo ricevitore (lo spessore è 5.5 mm invece che 3 mm) e ad una più grande differenza ΔT_{\max} sulla sezione.

Si ha comunque la convinzione che riducendo gli ultimi 2 effetti si possa ricavare uno sforzo equivalente di Von Mises inferiore a quello massimo ammissibile per il materiale: si cerca pertanto di uniformare il più possibile la distribuzione di temperatura sulla sezione del tubo.

Per la tecnologia del collettore cilindro-parabolico è stata proposta la soluzione di inserire all'interno del ricevitore uno swirl tape (Figura 5.36) [47], il quale oltre ad essere un sistema di incremento di scambio termico per la convezione forzata interna [7] permette al fluido di ruotare intorno all'asse orizzontale del condotto per via della componente tangenziale della velocità: tale effetto dovrebbe permettere una maggiore uniformità della distribuzione di temperatura nella sezione del tubo.

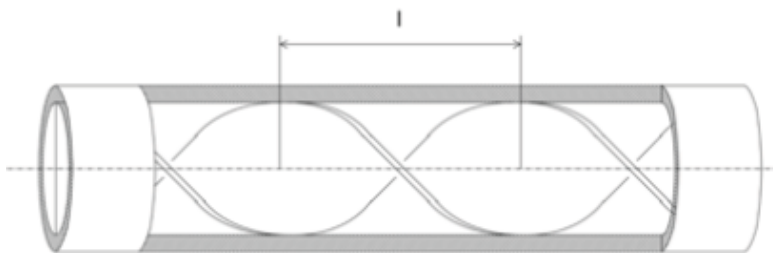


Figura 5.36: Rappresentazione dello swirl tape ([11])

La soluzione appena proposta, che potrebbe essere impiegata in un parabolic trough senza particolari problemi tecnologici, al momento non sembra essere promettente: a fronte di ingenti perdite di carico aggiuntive non si riesce infatti ad uniformare a sufficienza la distribuzione di temperatura sulla sezione del tubo [47].

Per questo motivo nel presente lavoro si trascurano gli swirl tape, mentre si effettua un'indagine sull'impiego dei collettori Fresnel come possibile soluzione al problema della disuniformità della temperatura.

5.9 Indagine sulla soluzione “collettore Fresnel”

Una possibile soluzione al problema della disuniformità della temperatura può essere trovata nell'impiego di collettori Fresnel con tubi evacuati da 4 m: come suggerito da Figura 5.37, si può pensare di uniformare il flusso incidente sul tubo ricevitore agendo sul puntamento degli specchi riflettenti.

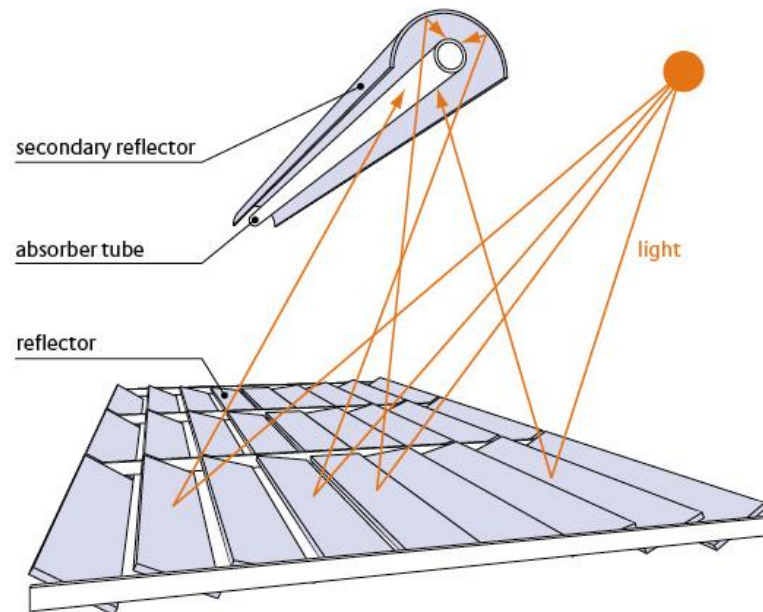


Figura 5.37: Collettore Fresnel

Si rende quindi necessario lo svolgimento dell'analisi ottica di un collettore Fresnel.

5.9.1 Prerequisiti per l'analisi ottica

Per realizzare l'analisi ottica appena definita è necessario uno strumento che permetta di valutare la distribuzione del flusso incidente sul ricevitore in funzione del puntamento degli specchi riflettenti: a tal fine si deve usare un algoritmo di ray-tracing.

Il ray-tracing è una tecnica derivante dall'ottica che ultimamente è sempre più impiegato per via delle oramai considerevoli potenzialità di calcolo dei computer [72] [73].

L'algoritmo di ray-tracing adottato per il presente lavoro consiste nel tracciare un certo numero di raggi da una sorgente lineare (ovvero non puntiforme) sovrastante il collettore.



Figura 5.38: Raggi proiettati su un collettore Fresnel

I raggi vengono indirizzati sugli specchi riflettenti posti a terra. Qui ad ogni raggio può succedere una delle seguenti alternative:

1. il raggio può essere riflesso direttamente verso il tubo
2. il raggio può essere riflesso verso l'interno del riflettore secondario (e da lì dovrebbe finire con grande probabilità sul ricevitore o potrebbe uscire dal riflettore)
3. il raggio può essere riflesso in un'altra direzione a causa di errori geometrici e di puntamento
4. il raggio può essere assorbito dallo specchio su cui incide.

Nel caso avvenga quanto palesato ai punti 3 o 4 si passa a seguire un nuovo raggio, altrimenti si continua con lo stesso fino a quando non viene assorbito o non finisce oltre i limiti geometrici che sono stati fissati al dominio studiato. Ovviamente l'efficienza ottica ottima del collettore si raggiunge massimizzando la quantità di raggi che vengono assorbiti dal ricevitore.

Noto il numero di raggi incidenti sui vari tratti in cui viene suddivisa la circonferenza del tubo è possibile calcolare la distribuzione del flusso sull'assorbitore.

Per il presente lavoro si è utilizzato un ray-tracer precedentemente realizzato presso il Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano ed implementato in Matlab® [74].

5.9.2 Analisi ottica: modellizzazione del problema e risoluzione

Introdotti gli strumenti necessari per l'analisi ottica, è possibile procedere alla modellizzazione del problema.

In Figura 5.39 è raffigurato il diagramma polare del flusso incidente sul tubo ricevitore di un collettore Fresnel avente 16 specchi riflettenti e ricevitore posto a quota 7.4 m al di sopra del riflettore principale [26].

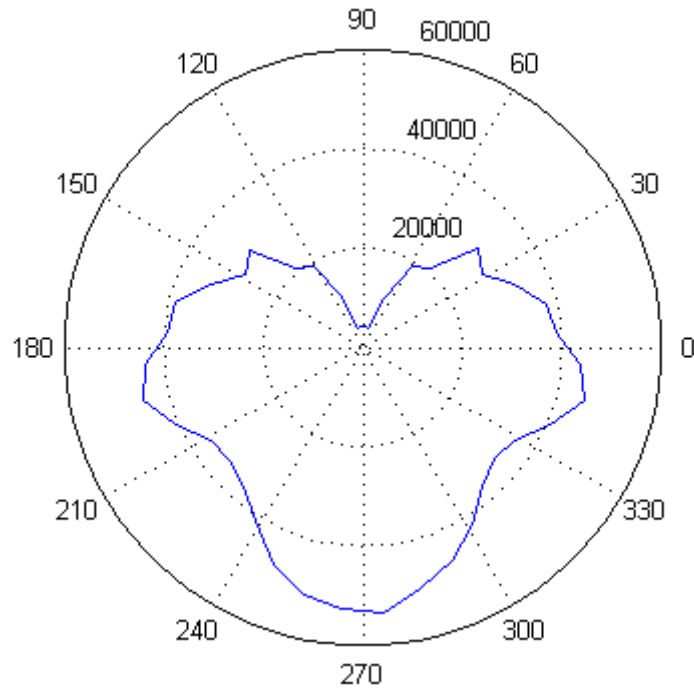


Figura 5.39: Esempio di diagramma polare del flusso incidente sul ricevitore (in W/m^2)

Il flusso di Figura 5.39 corrisponde ad un rendimento ottico del 67%. L'obiettivo dell'analisi ottica che si vuole svolgere consiste nell'uniformare il più possibile il flusso incidente sul tubo variando il puntamento degli specchi, senza ridurre eccessivamente il rendimento ottico del collettore. Trasponendo il problema in termini matematici, si vuole minimizzare la deviazione standard σ del flusso irradiato sul tubo:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (5.36)$$

dove:

- N è il numero di tratti in cui si è divisa la circonferenza del tubo assorbitore

- x_i è il valore del flusso incidente sul tratto i , calcolato con il ray-tracer descritto al paragrafo precedente
- \bar{x} è il valor medio del flusso incidente sul ricevitore.

La presente analisi consiste quindi in un problema di minimizzazione della quantità σ . In realtà la funzione obiettivo è un po' più complessa, in quanto l'ottimizzazione è vincolata dal rendimento ottico che non deve diminuire troppo. Per la presente analisi ci si è posti come valore limite per il rendimento ottico del collettore il valore $\eta_{opt} = 60\%$. Per questo motivo la funzione obiettivo che si vuole minimizzare è la seguente:

Tabella 5.6: Funzione obiettivo da minimizzare

$f_{obiettivo} = \sigma$	per $\eta > \eta_{lim}$
$f_{obiettivo} = \sigma + 1000000 (\eta_{lim} - \eta)$	per $\eta < \eta_{lim}$

La funzione obiettivo dipende in prima approssimazione da 16 variabili corrispondenti agli angoli di puntamento dei 16 specchi del riflettore principale. Per la presente analisi si è ipotizzato di lavorare on-design con il sole a mezzogiorno: tale assunzione rende il problema simmetrico; in questo caso particolare è stato possibile quindi dimezzare il numero delle variabili: si ottimizza il puntamento di una metà degli specchi e si agisce sull'altra metà specularmente.

Poiché si deve minimizzare una funzione di 8 variabili di cui non si ha una formulazione analitica e che presenta presumibilmente svariati minimi locali, si è pensato di ricorrere ad algoritmi di ottimizzazione stocastica [75] [76]; in particolare si è utilizzato un codice impiegante algoritmi genetici disponibile nel pacchetto Matlab® [77].

Per l'ottimizzazione si adottato come punto di partenza il puntamento responsabile della distribuzione del flusso di Figura 5.39.

5.9.3 Risultati dell'analisi ottica

Si ripota di seguito la distribuzione polare del flusso "uniformato" incidente sul tubo ricevitore del collettore Fresnel descritto al Paragrafo 5.9.2. il rendimento ottico calcolato per tale configurazione è 61%, sei punti percentuali inferiore a quello della distribuzione di partenza.

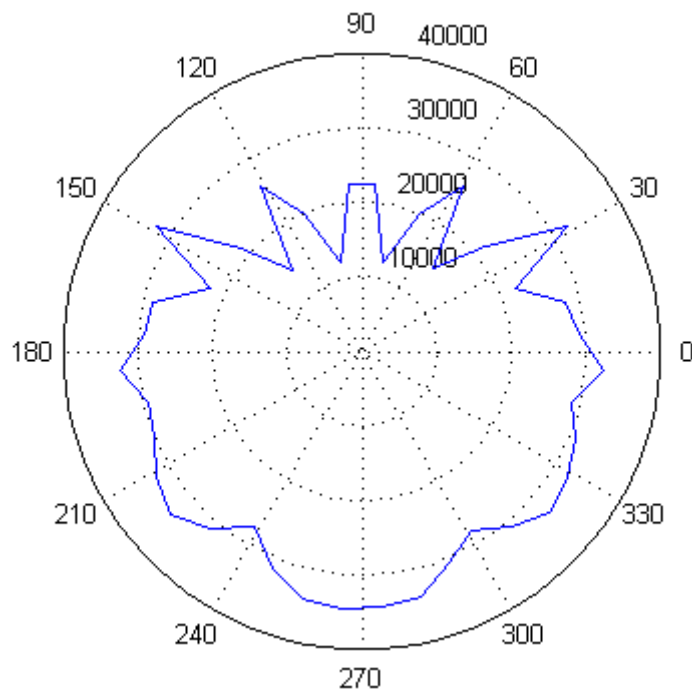


Figura 5.40: Diagramma polare del flusso "uniformato" (in W/m²)

Si procede ad una nuova analisi termica: ancora una volta prima con la risoluzione analitica (semplificata) e dopo alla modellazione FEM. Poiché l'obiettivo di tale analisi è valutare se l'aver agito sulla disuniformità del flusso permette di ottenere uno stato di sforzo minore di quello ammissibile, si cercherà di mantenere le condizioni al contorno e le ipotesi alla base dei modelli il più possibile uguali a quelle già discusse nelle analisi precedenti.

5.9.4 Analisi termica: descrizione del problema

Il problema è quasi identico a quello descritto al paragrafo 5.1: si considera un tubo di acciaio austenitico AISI 316 (l'ultimo del loop) avente lunghezza $L = 4$ m, diametro esterno $D_e = 0.07$ m e diametro interno $D_i = 0.059$ m; nel tubo si ha CO_2 in pressione a 100 bar, che entra a $T_{in} = 595$ °C ed esce a $T_{out} = 600$ °C.

L'unica differenza rispetto al precedente studio è il flusso termico incidente sul tubo, che ora è stato "uniformato" come rappresentato in Figura 5.40.

Il tubo inoltre scambia per irraggiamento con l'ambiente esterno supposto sempre a $T_{sky} = 17$ °C.

5.9.5 Analisi termica con modello analitico

5.9.5.1 Ipotesi ed assunzioni

Per la risoluzione del problema è necessario fare delle ipotesi semplificative che sono quasi tutte uguali alle assunzioni di Paragrafo 5.2.1. L'unica differenza riguarda il flusso incidente sull'assorbitore, che è assunto come una serie di onde quadre approssimanti la distribuzione di Figura 5.40. Pertanto nell'applicazione del modello, che è lo stesso presentato al Paragrafo 5.2.2, il valore di \dot{q}_{sol} non è più imposto come in Eq.(5.6) ed in Eq.(5.7), ma tratto per tratto è pari al valore del flusso irradiato sul tubo moltiplicato per il rendimento termico del collettore (per considerare le perdite termiche verso l'ambiente) $\eta_{termico} = 92\%$ [15].

5.9.5.2 Risultati

Come rappresentato in Figura 5.42, la massima differenza di temperatura, calcolata per mezzo del modello analitico in un tubo ricevitore di un collettore Fresnel con flusso "uniformato" impiegante CO₂, è pari a 13 °C.

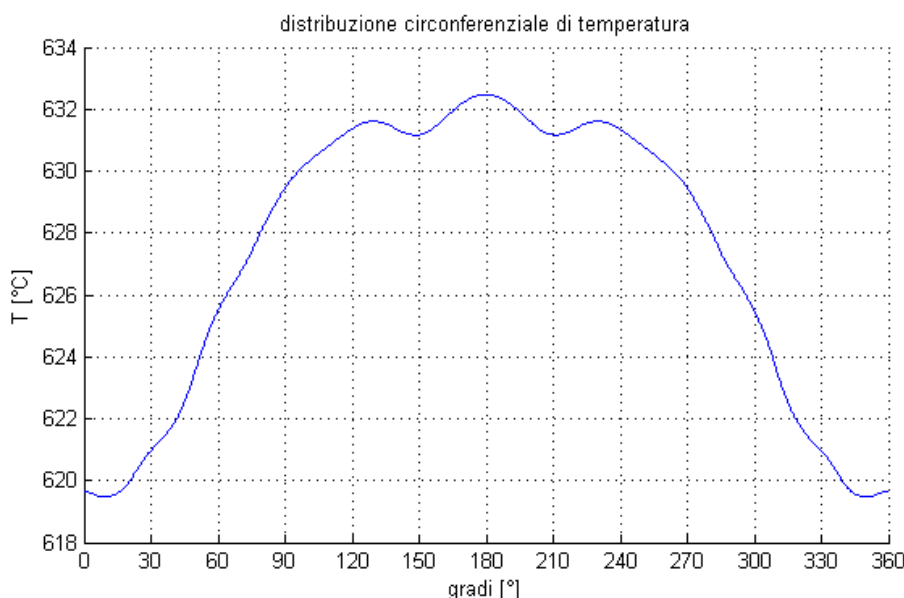


Figura 5.41: Distribuzione di temperatura per CO₂ a 600 °C in collettore Fresnel con flusso uniformato

5.9.6 Analisi termica con modello FEM

Come già fatto in precedenza, viste le approssimazioni del modello analitico, si procede alla modellizzazione FEM del problema schematizzato al Paragrafo 5.9.4.

5.9.6.1 Ipotesi ed assunzioni

Per la risoluzione del problema si adottano le seguenti ipotesi semplificative che sono quasi del tutto identiche a quelle riportate al Paragrafo 5.3.1. L'unica differenza riguarda il flusso imposto sul tubo, che è quello ottenuto dall'algoritmo di ray-tracing e rappresentato in Figura 5.40.

5.9.6.2 Realizzazione della mesh

Per il modello in analisi si è utilizzata sempre la mesh rappresentata in Figura 5.8; anche ora l'analisi consiste complessivamente di 48400 gradi di libertà.

5.9.6.3 Risultati

Si riportano di seguito i risultati ottenuti: come rappresentato in Figura 5.42 ed in Figura 5.43 la massima differenza di temperatura sulla sezione è di 22 °C.

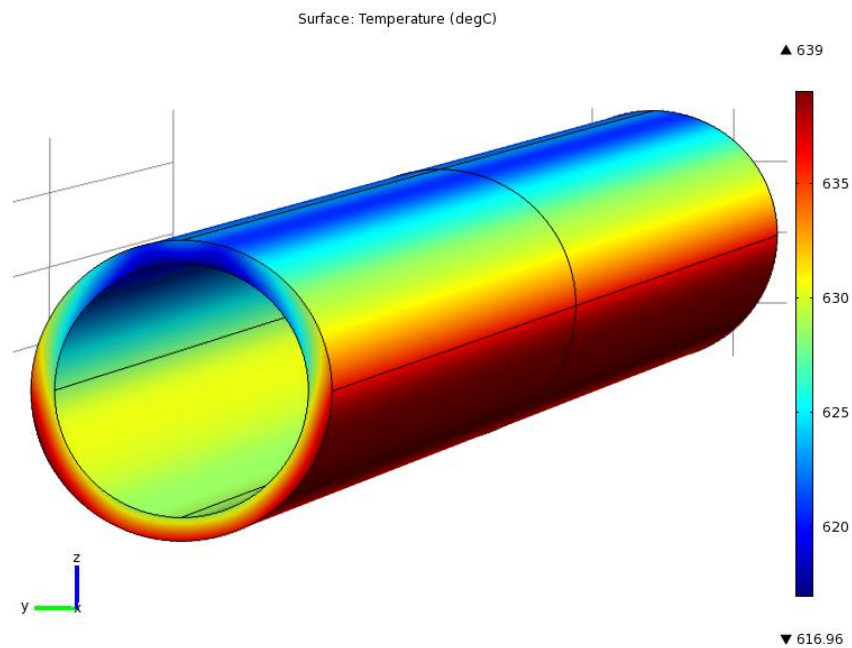


Figura 5.42: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per CO₂ in Fresnel con flusso uniformato

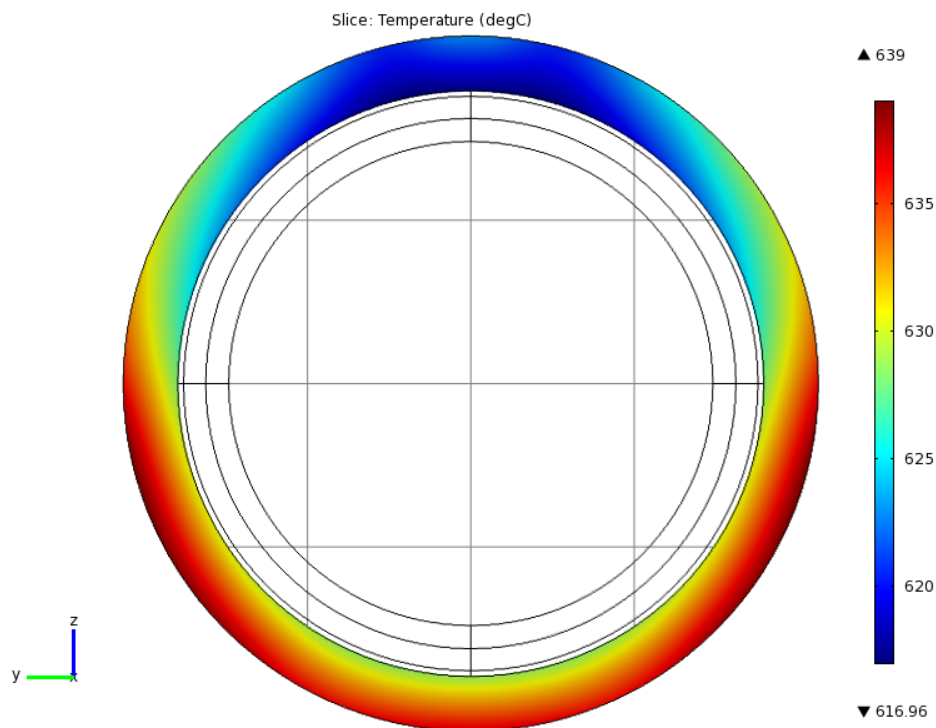


Figura 5.43: Distribuzione di temperatura nel tubo ricevitore per CO₂ in Fresnel con flusso uniformato

5.9.7 Analisi strutturale con il modello analitico

Ottenuto il massimo ΔT sulla sezione del tubo, si procede con l'analisi strutturale: questa è realizzata con le medesime ipotesi e modalità presentate al Paragrafo 5.5, essendo il problema in esame lo stesso precedentemente descritto.

5.9.7.1 Risultati

In Figura 5.44 e Figura 5.45 si riportano rispettivamente l'andamento della deformata e del momento flettente agente sul tubo.

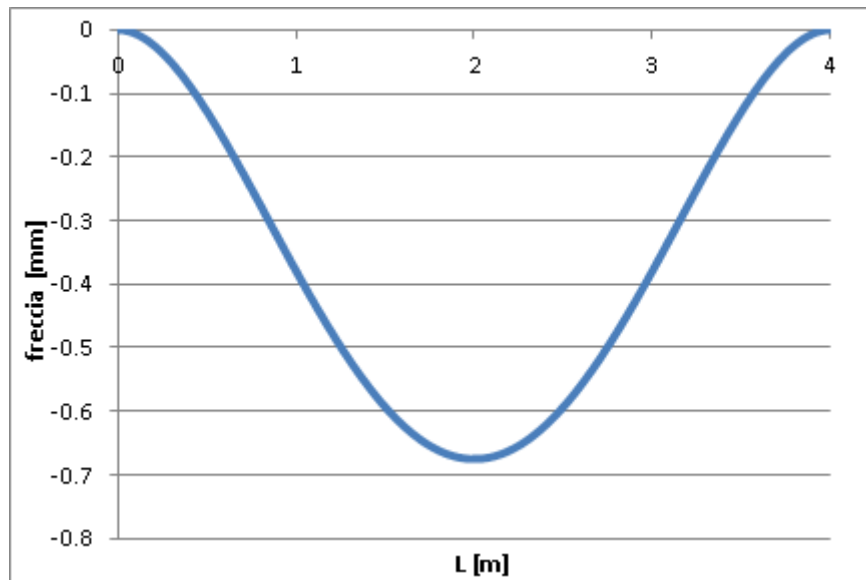


Figura 5.44: Deformata per CO₂ in Fresnel con flusso “uniformato”

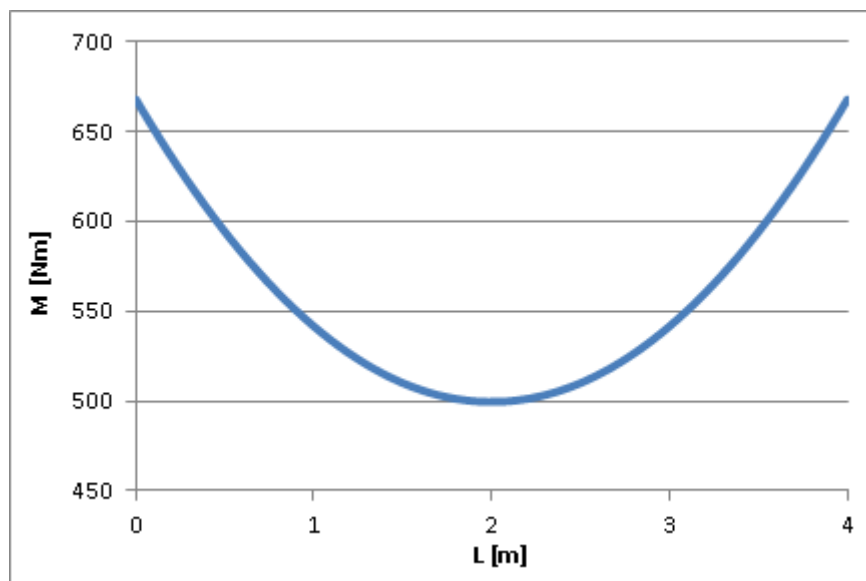


Figura 5.45: Momento flettente per CO₂ in Fresnel con flusso “uniformato”

Per le stesse motivazioni già spiegate in precedenza si procede con l'effettuare la verifica di resistenza all'estremità del tubo sia all'intradosso (dove è massimo lo sforzo per la pressione) che all'estradosso (dove è massima la sollecitazione dovuta al momento flettente).

Come illustrato da Tabella 5.7, la sollecitazione è massima all'intradosso. La freccia massima è quasi 0.7 mm.

Tabella 5.7: Sollecitazione calcolata con il modello analitico per CO₂ in Fresnel con flusso "uniformato"

Intradosso		Estradosso	
σ_r [MPa]	-10.00	σ_r [MPa]	0.00
σ_{θ} [MPa]	80.51	σ_{θ} [MPa]	29.92
σ_a [MPa]	33.74	σ_a [MPa]	40.03
$\sigma_{\text{von mises}}$ [MPa]	78.40	$\sigma_{\text{von mises}}$ [MPa]	36.06

5.9.8 Analisi strutturale con il codice FEM

Con le stesse ipotesi e modalità discusse al Paragrafo 5.6 si effettua la modellizzazione FEM del problema.

5.9.8.1 Risultati

Si riportano di seguito la deformata del tubo ricevitore e la distribuzione dello sforzo equivalente di Von Mises all'estremità del tubo ed al centro.

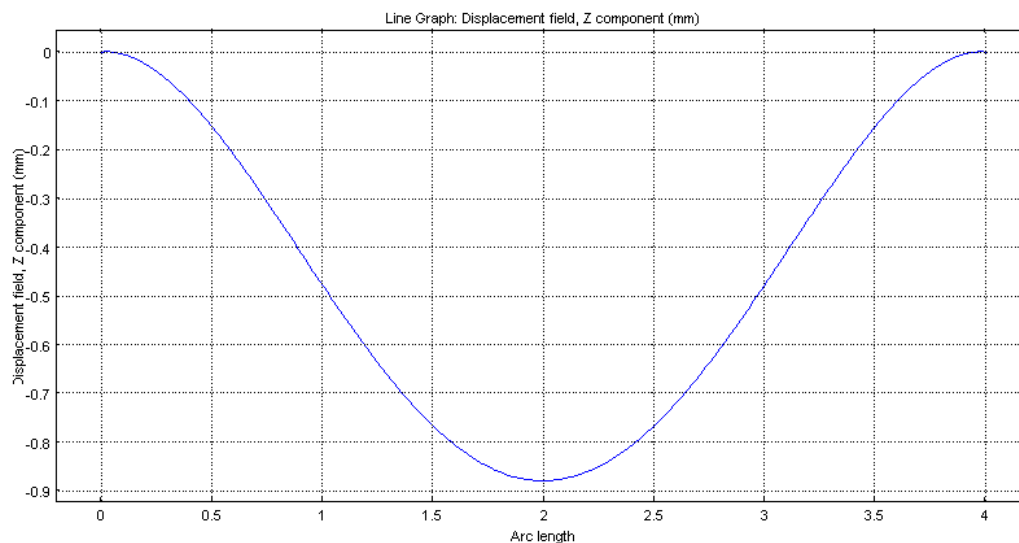


Figura 5.46: Deformata del tubo ricevitore con CO₂ in Fresnel con flusso uniformato da modello FEM

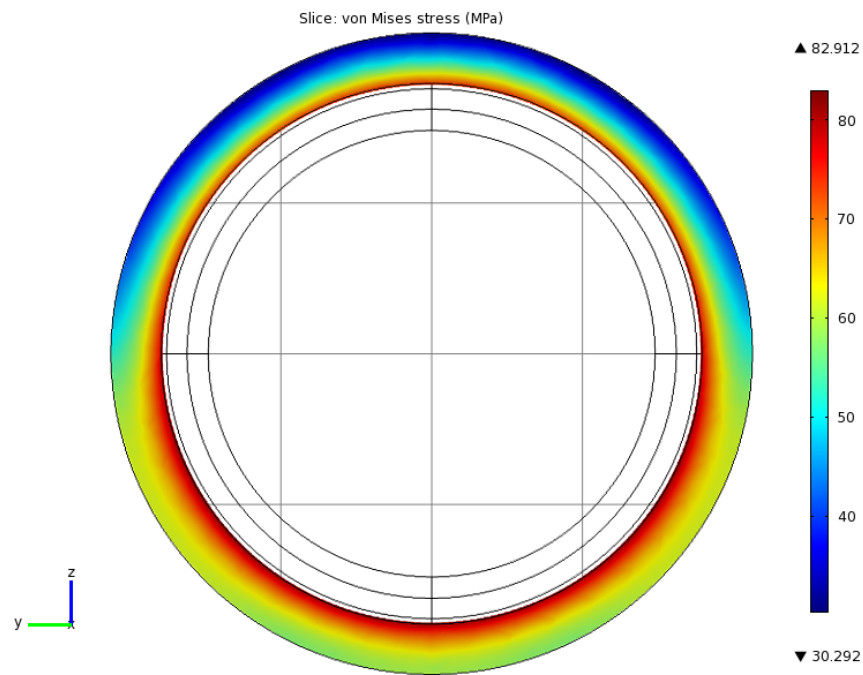


Figura 5.47: Sforzo di Von Mises all'estremo del tubo ricevitore per CO₂ in Fresnel con flusso uniformato da modello FEM

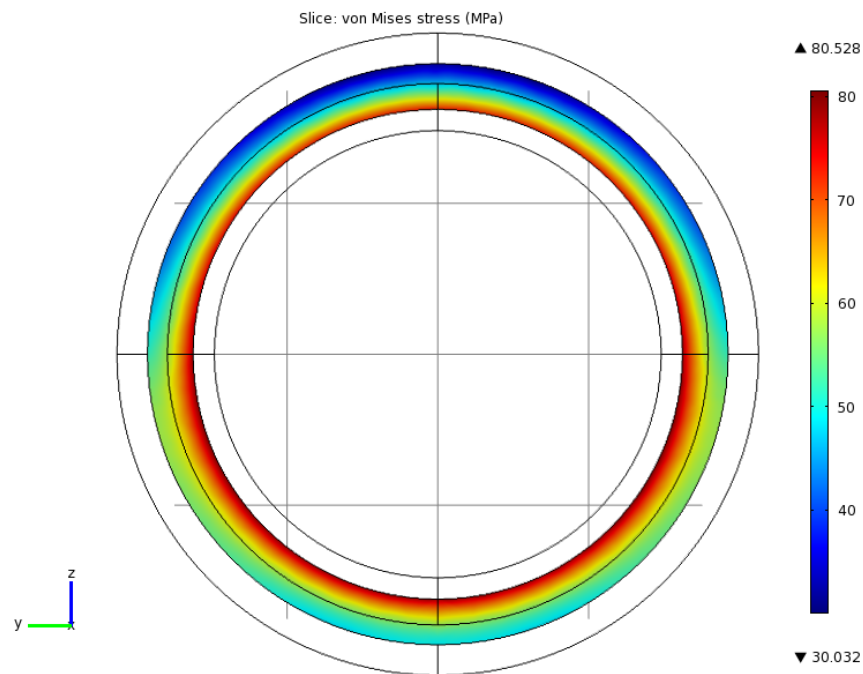


Figura 5.48: Sforzo di Von Mises al centro del tubo ricevitore per CO₂ in Fresnel con flusso uniformato da modello FEM

5.10 Conclusioni sulla soluzione “collettori Fresnel”

I risultati ottenuti permettono di trarre un'importante conclusione: i collettori Fresnel potrebbero rendere possibile l'impiego della CO₂ in applicazioni CSP, nonostante questa per essere competitiva richieda pressioni decisamente più elevate degli HTF tradizionali.

Rendendo il flusso meno disuniforme rispetto al collettore cilindro-parabolico è infatti possibile ridurre le differenze di temperatura sulla sezione del tubo assorbitore, che passa da 69 °C a 22°C: di conseguenza si riducono le sollecitazioni dovute al momento flettente ed ai gradienti termici lungo lo spessore del tubo.

Il risultato complessivo è che lo stato di sforzo in cui si trova il pezzo è inferiore a quello limite per creep a 100000 h con acciai inossidabili austenitici [78].

Per questo motivo nel seguito si considera solo l'impiego di collettori Fresnel e si abbandonano i parabolic trough.

5.11 Indagine sull'impiego di collettori Fresnel a 700 °C

Le conclusioni a cui si è appena arrivati inducono quantomeno a sperare che con i collettori Fresnel si possa aumentare anche la temperatura massima a cui è possibile portare la CO₂. Tale possibilità, come si vedrà meglio al Capitolo 6, potrebbe essere particolarmente vantaggiosa per applicazioni in ciclo diretto, mentre non sembra essere ad oggi molto appetibile per cicli indiretti, tecnologicamente limitati a temperature poco superiori a 600 °C.

Per tale motivo sembra interessante effettuare un'ultima analisi termo-strutturale sul ricevitore con all'interno CO₂ a 700 °C e 100 bar.

Il problema termico, e conseguentemente le ipotesi adottate, rimangono identici a quanto visto per l'analisi termo-strutturale di Paragrafo 5.9: l'unica differenza è la temperatura del fluido T_f a 700 °C.

Si riportano di seguito i risultati dell'analisi termica e dell'analisi strutturale con il modello analitico e con gli elementi finiti.

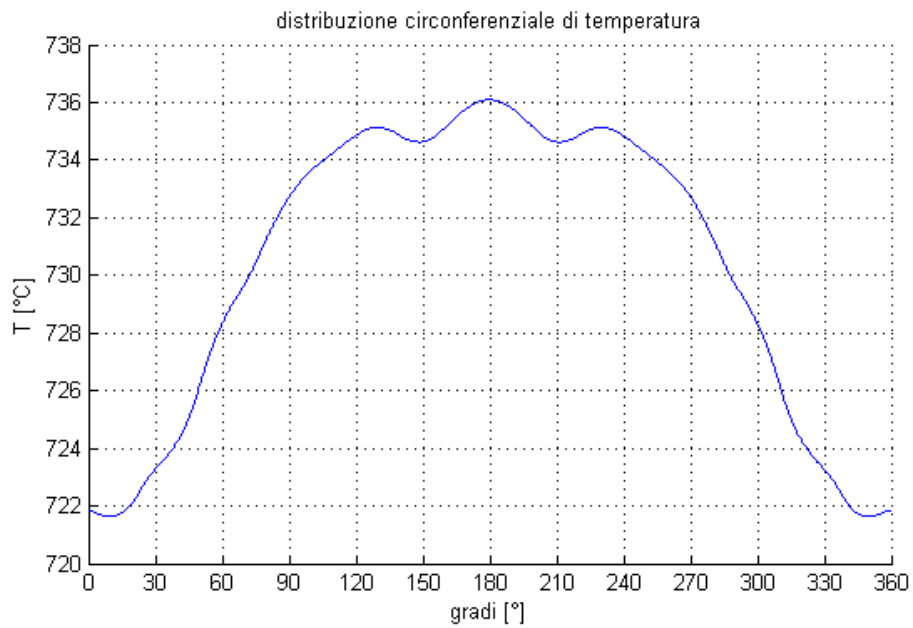


Figura 5.49: Distribuzione di temperatura per CO₂ a 700 °C in collettore Fresnel con flusso “uniformato” (modello analitico approssimato)

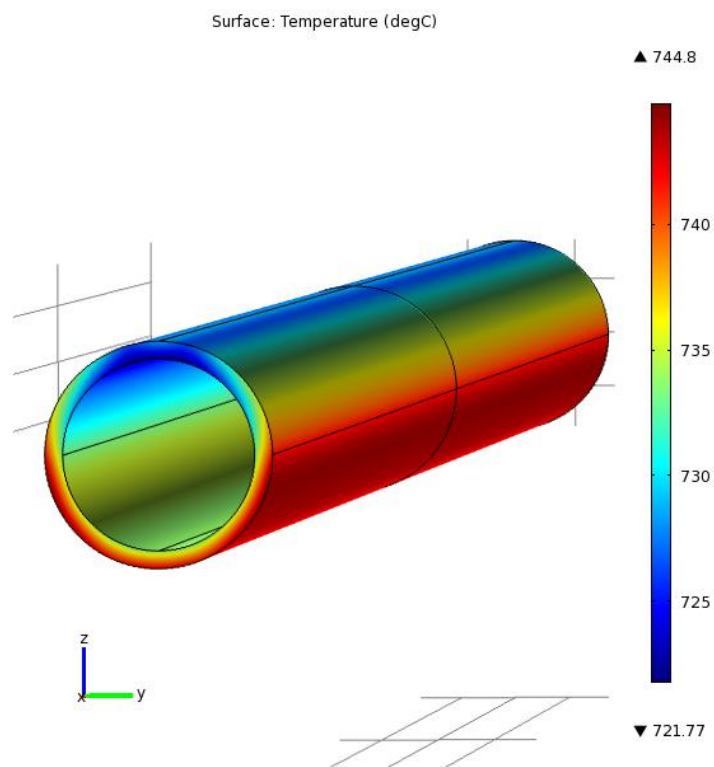


Figura 5.50: Distribuzione di temperatura per CO₂ a 700 °C in collettore Fresnel con flusso “uniformato” (modello FEM)

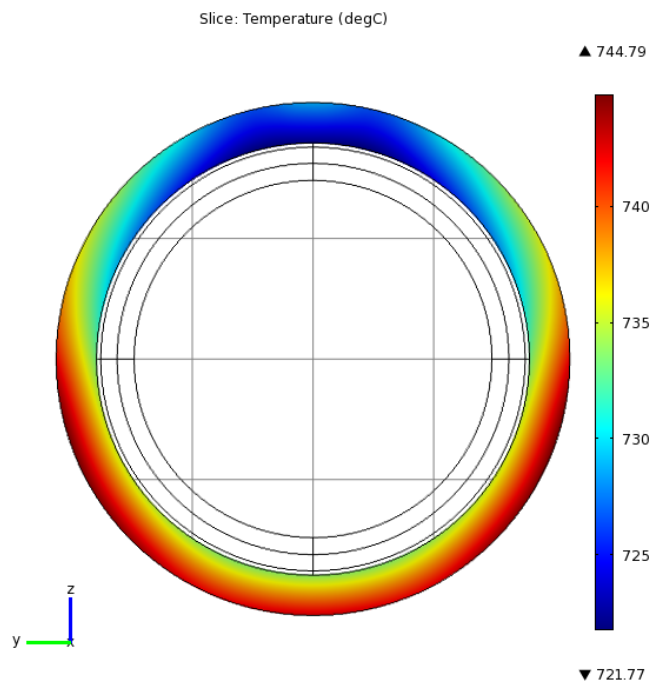


Figura 5.51: Distribuzione di temperatura per CO₂ a 700 °C in collettore Fresnel con flusso “uniformato” (modello FEM)

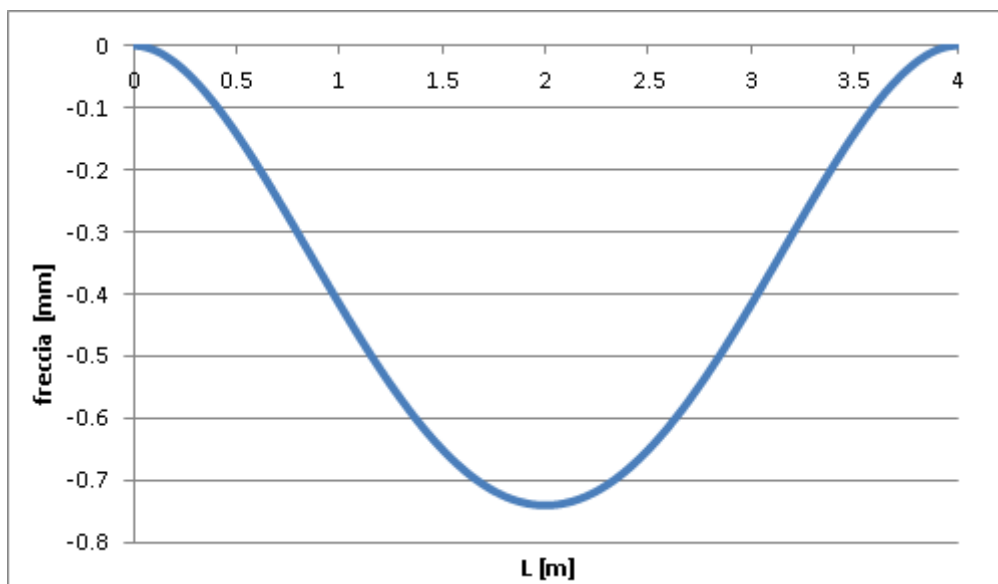


Figura 5.52: Deformata calcolata per CO₂ a 700 °C in collettore Fresnel con flusso “uniformato” (modello analitico approssimato)

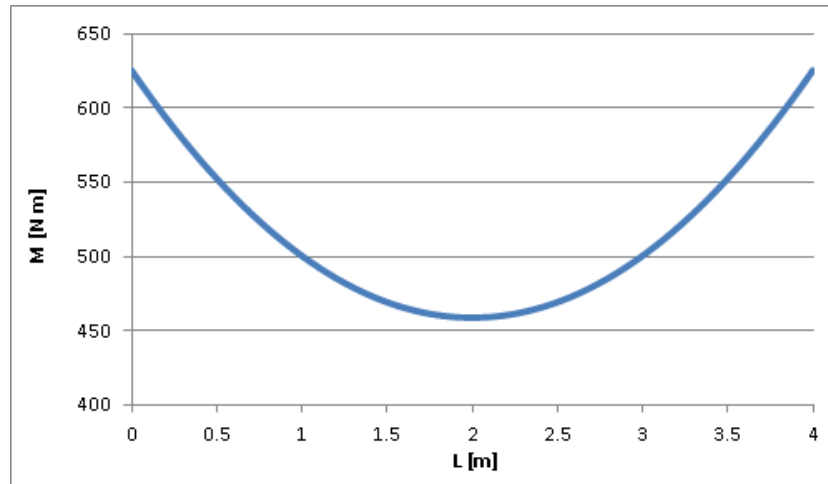


Figura 5.53: Momento flettente calcolato per CO₂ a 700 °C in collettore Fresnel con flusso “uniformato” (modello analitico approssimato)

Tabella 5.8: Sollecitazione calcolata con il modello analitico per CO₂ a 700 °C in Fresnel con flusso “uniformato”

Intradosso		Estradosso	
σ_r [MPa]	-10.00	σ_r [MPa]	0.00
σ_{θ} [MPa]	79.32	σ_{θ} [MPa]	30.98
σ_a [MPa]	31.64	σ_a [MPa]	37.49
$\sigma_{\text{von mises}}$ [MPa]	77.42	$\sigma_{\text{von mises}}$ [MPa]	34.69

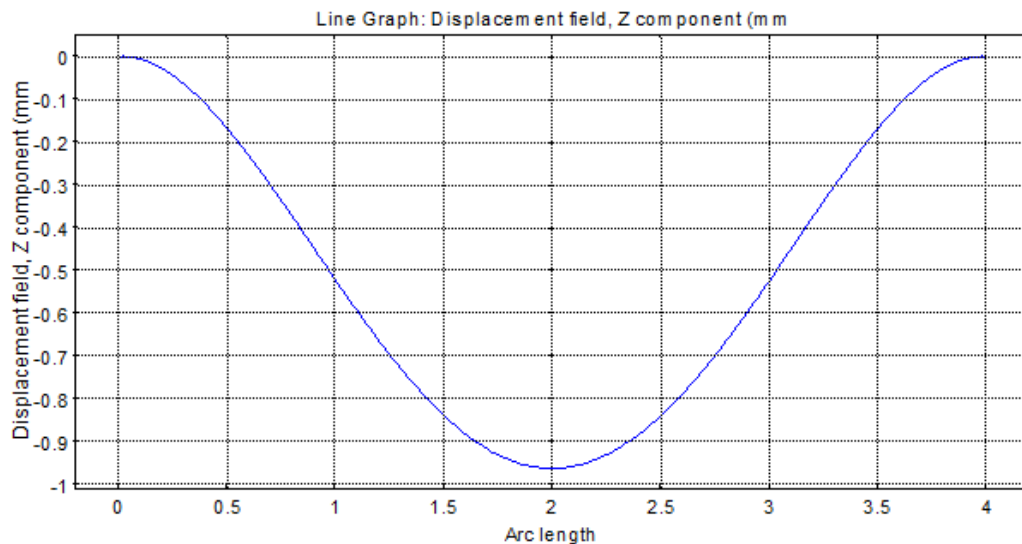


Figura 5.54: Deformata calcolata per CO₂ a 700 °C in collettore Fresnel con flusso “uniformato” (modello FEM)

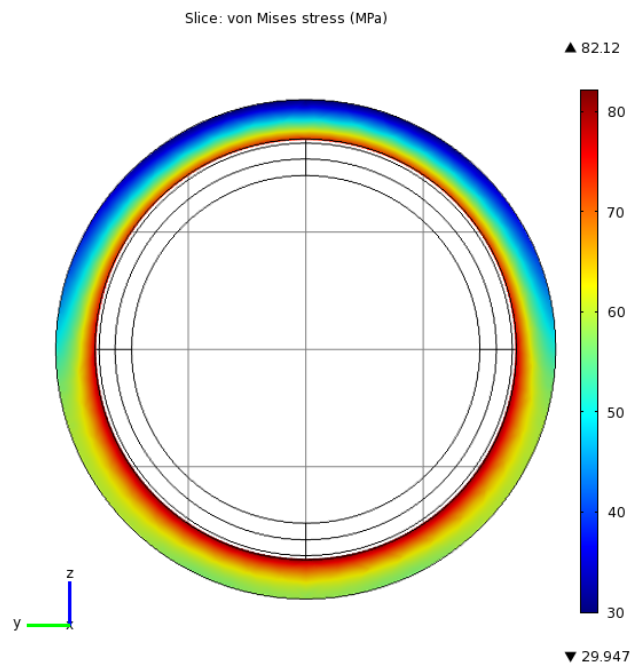


Figura 5.55: Sforzo di Von Mises calcolato all'estremità del tubo per CO₂ a 700 °C in collettore Fresnel con flusso "uniformato" (modello FEM)

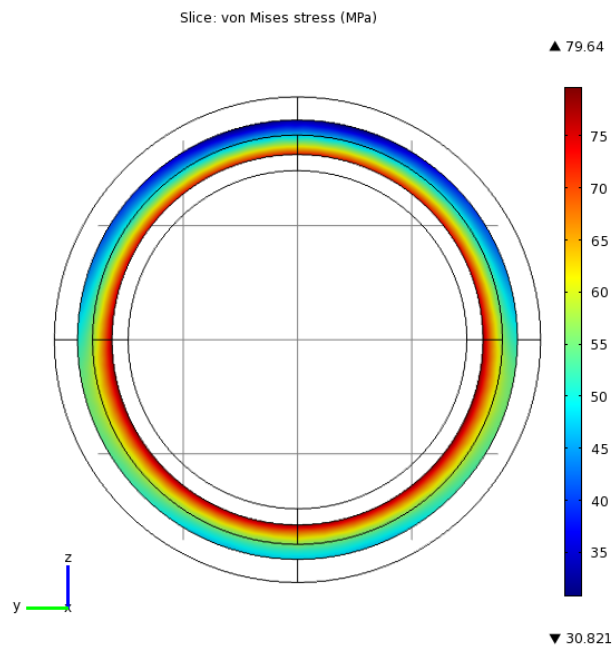


Figura 5.56: Sforzo di Von Mises calcolato al centro del tubo per CO₂ a 700 °C in collettore Fresnel con flusso "uniformato" (modello FEM)

5.12 Conclusioni sull'impiego di collettori Fresnel a 700 °C

I risultati a cui si è appena giunti conducono ad un'importante conclusione.

Pur considerando il creep come unico fenomeno degradante che agisce sul materiale e trascurando la compresenza simultanea di corrosione e fatica termica, lo stato di sforzo in cui si trova il tubo è superiore a quello limite ammissibile a creep per 100000 h a 750 °C [78].

Pertanto il passaggio a 700 °C richiede un'evoluzione dal punto di vista dei materiali, con l'impiego di superleghe a base di Nickel (tipo IN 617).

6 Cicli diretti

La CO₂ può rivelarsi un ottimo fluido di lavoro per cicli diretti, Infatti, grazie all'elevata temperatura critica (31°C) si può pensare di sfruttare gli effetti di gas reale che si verificano in prossimità della curva di Andrews [79].

Un ciclo chiuso a gas rispetto ad un ciclo a vapore [80]:

1. Ha una durata di cantiere più breve: questo permette di risparmiare sugli interessi in fase di costruzione.
2. Ha un costo d'investimento inferiore.
3. Ha affidabilità e disponibilità superiori [81].
4. Ha avviamenti più veloci (decine minuti contro diverse ore).
5. Ha transitori molto rapidi per la ridotta inerzia termica.
6. Si regola facilmente variando la pressurizzazione di base: l'unica variazione è la densità e quindi la portata massica circolante.

Data l'intrinseca variabilità temporale della fonte solare, un avviamento veloce, un'ottima capacità di seguire le variazioni di carico e una buona facilità di regolazione diventano risorse molto importanti in un'ottica di abbattimento dei costi. Si deve ricercare un ciclo termodinamico che si integri al meglio con il campo solare.

Bisogna tenere presente che la pressione all'interno dei collettori difficilmente potrà scostarsi dai 100 bar [51] [82]. Pressioni di funzionamento inferiori causerebbero perdite di carico eccessive (si veda il paragrafo 3.4.4); mentre innalzare questo limite significherebbe avere sforzi troppo elevati che accorcerebbero la vita utile dell'assorbitore, a meno di ricorrere a costose superleghe a base di nichel (si veda il capitolo 5).

La temperatura minima dei cicli analizzati sarà posta pari a 35°C. Infatti, reperire la necessaria quantità d'acqua di raffreddamento a bassa temperatura, tale da pensare a cicli a condensazione, potrebbe essere problematico data la collocazione delle centrali solari prevalentemente in zone desertiche. Angelino in [83] identifica alcune risorse d'acqua a temperatura non più alta di 12-15°C, che consentirebbero la realizzazione di cicli a condensazione, nelle acque profonde dei maggiori laghi europei e nord americani, dei mari aperti e dei mari che bagnano le coste settentrionali dei continenti euroasiatico e americano: tali posizioni sono però inadatte per le centrali solari termodinamiche.

La temperatura massima della CO₂ per il ciclo indiretto è stata fissata ad un valore di 600°C: infatti non è utile spingersi oltre, dato il limite sulla temperatura massima ammissibile del vapore in centrali di circa 50 MW

(~580°C [80]). Per l'analisi dei cicli diretti, invece, ci si spingerà fino a 700°C al fine di valutare i vantaggi e gli svantaggi dovuti a questo innalzamento.

Dopo aver introdotto il metodo con cui si svolgerà l'analisi entropica, si analizzeranno i seguenti cicli termodinamici, al fine di scegliere quello che più si adatta ad integrarsi con un campo solare:

- Ciclo semplice rigenerativo;
- Ciclo a doppia espansione, rigenerativo;
- Ciclo a ricompressione, rigenerativo;
- Ciclo interrefrigerato, rigenerativo;
- Ciclo a ricompressione, interrefrigerato, rigenerativo;
- Ciclo a doppia espansione, ricompresso, interrefrigerato, rigenerativo.

Non si analizzerà il ciclo semplice non rigenerativo. Questo perché la rigenerazione è sempre conveniente per un ciclo chiuso (paragrafo 6.2). L'analisi sarà più ampia del necessario per valutare a fondo le potenzialità di ciascun ciclo. Ci si spingerà, infatti, oltre al valore, ragionevolmente raggiungibile con le attuali tecnologie, di 100 bar di pressione nel campo solare. Una volta selezionato il ciclo con le migliori prestazioni lo si integrerà col modello del campo solare presentato nel Capitolo 4 e si trarranno le dovute conclusioni.

6.1 Analisi entropica

L'analisi entropica è uno strumento efficace per chiarire i motivi per cui un ciclo, o particolari configurazioni di esso, possano portare particolari vantaggi. In questo paragrafo si introducono brevi note su come questa è stata applicata ai cicli considerati in seguito.

La temperatura della sorgente di calore è stata schematizzata come costante e pari alla massima del ciclo (600°C o 700°C). Si considera che il degrado di lavoro reversibile dovuto alla conversione della radiazione solare in calore a quella temperatura sia inevitabile, a causa dei limiti imposti dai materiali. Quindi, l'irreversibilità generata dall'introduzione del calore nel campo solare si valuta come somma dell'aumento di entropia della CO₂ che si riscalda e della diminuzione di entropia della sorgente che cede calore.

$$\Delta S_{\text{campo solare}} = (s_{\text{out}} - s_{\text{in}}) - \frac{q_{\text{in}}}{T_{\text{max}}} \quad (6.1)$$

La temperatura alla quale viene scaricato il calore è posta pari alla temperatura minima del ciclo (35°C). Perciò, l'entropia prodotta dalla fase di cessione di calore all'esterno del ciclo è valutabile come somma dell'entropia scaricata dal fluido che si raffredda e dell'entropia acquisita dall'ambiente che riceve calore.

$$\Delta S_{\text{cessione del calore}} = \frac{q_{\text{out}}}{T_0} - (s_{\text{in}} - s_{\text{out}}) \quad (6.2)$$

Per la rigenerazione, l'irreversibilità generata si calcola come somma delle variazioni di entropia della corrente fluida che si riscalda e di quella che si raffredda.

$$\Delta S_{\text{rigenerazione}} = (s_{\text{out}} - s_{\text{in}})_{\text{heating}} - (s_{\text{in}} - s_{\text{out}})_{\text{cooling}} \quad (6.3)$$

Per turbina e compressore le irreversibilità si calcolano come differenza di entropia tra uscita e ingresso.

$$\Delta S_{\text{turbomacchine}} = s_{\text{out}} - s_{\text{in}} \quad (6.4)$$

Il rendimento di secondo principio è definito come rapporto tra il lavoro ottenuto dal ciclo e il lavoro reversibile disponibile, ovvero:

$$\eta_{II} = \frac{l}{l_{\text{rev}}} = \frac{l}{q_{\text{in}} \cdot (1 - T_0/T_{\text{max}})} = \frac{\eta_I}{\eta_{\text{carnot}}} \quad (6.5)$$

Infine, dall'analisi delle irreversibilità, si può scrivere:

$$\eta_{II} = 1 - \frac{T_0 \sum_{i=1}^n \Delta S_i}{l_{\text{rev}}} \quad (6.6)$$

6.2 Ciclo semplice rigenerativo

Il ciclo semplice rigenerativo può presentarsi come mostrato in Figura 6.1 o Figura 6.2. Il ciclo Brayton ha una pressione minima subcritica e la compressione risente poco della non idealità del gas. Invece, il ciclo di Feher [84] ha una pressione in ingresso al compressore supercritica e risente fortemente degli effetti di gas reale.

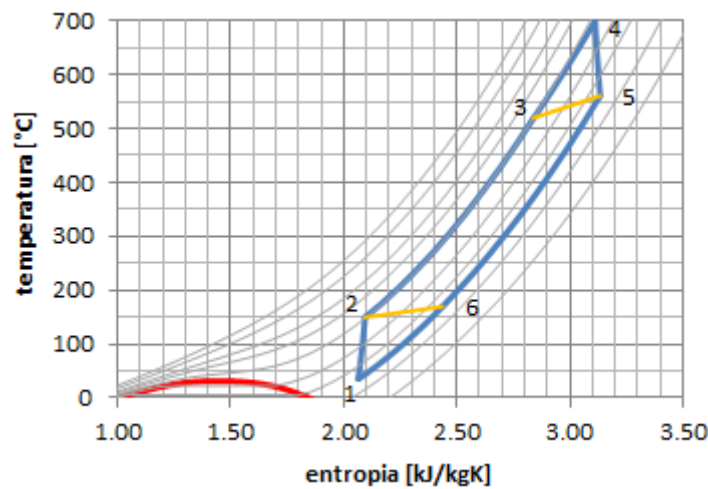


Figura 6.1: ciclo Brayton, subcritico

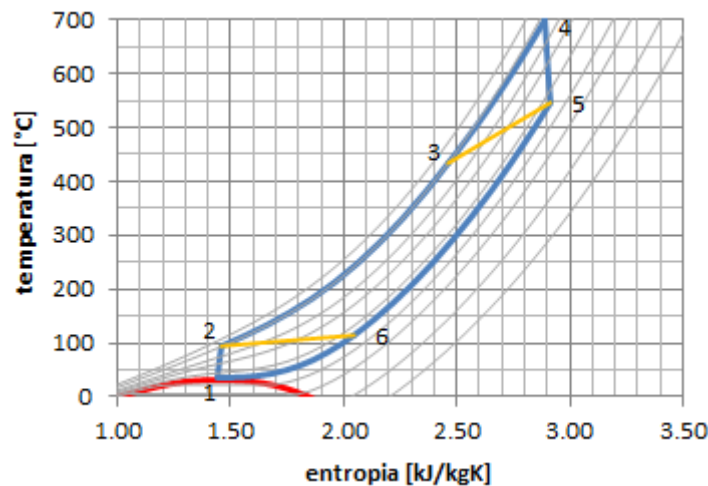


Figura 6.2: ciclo di Feher, ipercritico

Lo schema d'impianto (Figura 6.3) è il medesimo per le due varianti. Si possono osservare la seguenti fasi:

- 1-2: compressione con rendimento isoentropico imposto a 0.85.
- 2-3: riscaldamento tramite rigenerazione (ΔT_{minimo} dello scambiatore di 20°C).
- 3-4: introduzione di calore tramite il campo solare.
- 4-5: espansione in turbina con rendimento isoentropico pari a 0.90.
- 5-6: raffreddamento nel rigeneratore.
- 6-1: cessione di calore all'esterno.

Le perdite di carico percentuali sono poste pari al 2% negli scambiatori di calore [80] e al 10% nel campo solare (CS), un valore che, come si vedrà nel paragrafo 6.9, approssima bene i valori forniti dal modello (ΔP_{cs} , in Tabella 6.5).

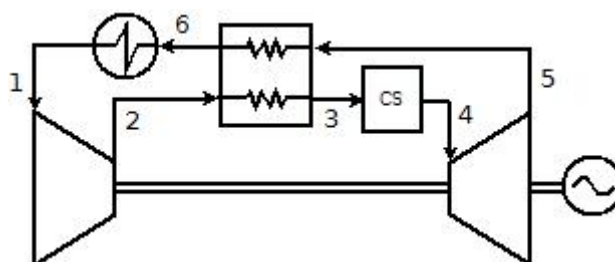


Figura 6.3: schema d'impianto di un ciclo semplice rigenerativo

La rigenerazione risulta estremamente utile per questo tipo di applicazione. In primo luogo, l'utilizzo di un rigeneratore limita il quantitativo di calore da cedere all'ambiente, consentendo di ridurre le dimensioni dello scambiatore adibito a tale compito. Inoltre, il calore da introdurre nel ciclo diminuisce: una riduzione della potenza termica necessaria al ciclo termodinamico si traduce in un campo solare più piccolo e quindi in un contenimento dei costi d'impianto. Si può anche aggiungere che la rigenerazione si combina molto bene a cicli che sfruttano la non idealità del gas: infatti, l'effetto di gas reale diminuisce il lavoro di compressione rispetto ad un ciclo a gas perfetto, abbassando la temperatura di uscita dal compressore e rendendo disponibile al recupero un quantitativo più elevato di calore.

In Figura 6.4 è riportato l'andamento del rendimento in funzione della pressione in ingresso al campo solare (cioè, a quella in ingresso alla turbina a meno delle perdite di carico). Le linee colorate si riferiscono a diverse pressioni di scarico dalla turbina. La linea nera è ottenuta per ogni valore di pressione in ingresso al campo specchi ricercando la pressione di uscita dalla turbina che massimizza il rendimento.

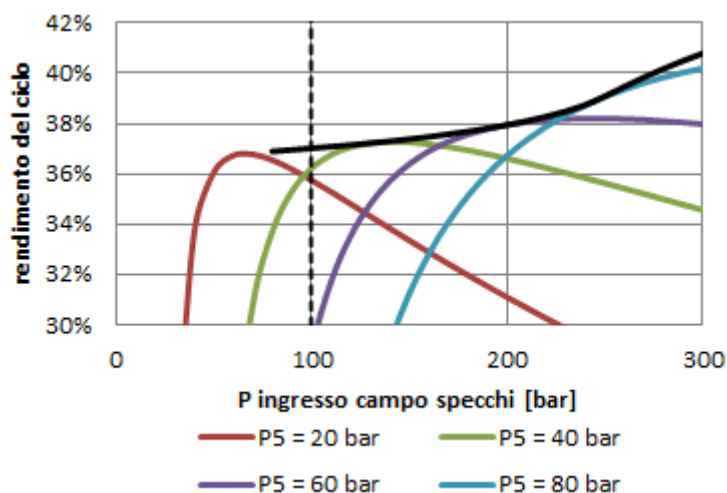


Figura 6.4: rendimento del ciclo semplice rigenerativo ($T_{max}=700^{\circ}\text{C}$) in funzione della pressione di ingresso nel campo solare per alcune pressioni di scarico dalla turbina

Le curve in Figura 6.5 sono state ottenute ricercando la pressione di scarico dalla turbina che massimizza il rendimento (Figura 6.6) per ogni valore di pressione in ingresso al campo specchi. Risulta chiaro l'effetto positivo sul rendimento di un incremento della temperatura massima e della pressione nel campo solare.

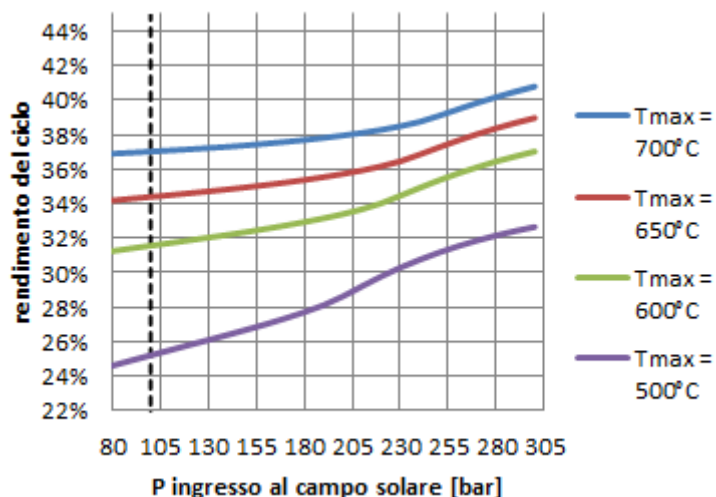


Figura 6.5: rendimento del ciclo in funzione della pressione in ingresso al campo solare per diverse temperature (P scarico dalla turbina ottima per ogni valore di pressione in ingresso al campo solare)

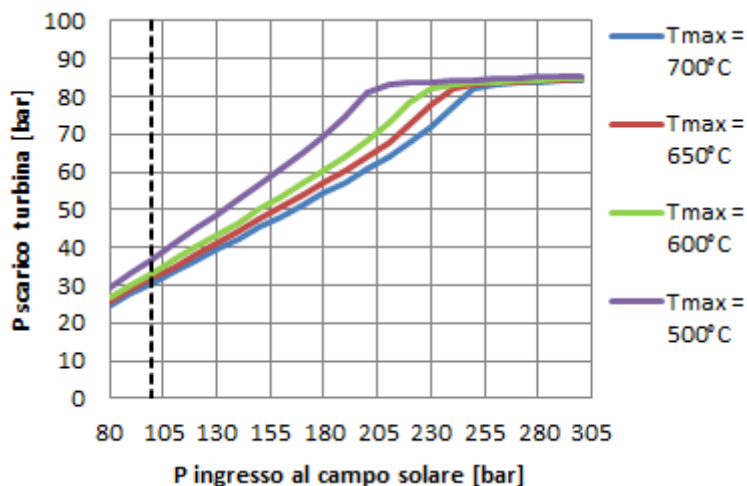


Figura 6.6: pressione ottima di scarico dalla turbina in funzione della pressione in ingresso al CS per diverse temperature

In Figura 6.6 si può vedere l'andamento della pressione di scarico che massimizza il rendimento per ogni valore della pressione in ingresso al campo solare. La pressione di scarico dalla turbina (e, quindi, a meno delle perdite di carico, quella di ingresso al compressore) cresce fino a superare la pressione

critica (73.8 bar) ed assestarsi su un valore che consenta di sfruttare in modo netto gli effetti di gas reale in fase di compressione (passaggio dal ciclo Brayton al ciclo di Feher); raggiunto tale valore la crescita è minima.

Si noti che, come ci si poteva aspettare, per temperature maggiori, la pressione ottimale di scarico dalla turbina è minore, ed è maggiore il rapporto di espansione. Quest'ultima affermazione è ben evidente in Figura 6.7 e Figura 6.8 dove si tiene conto della limitazione della pressione massima dovuta al campo solare (100 bar).

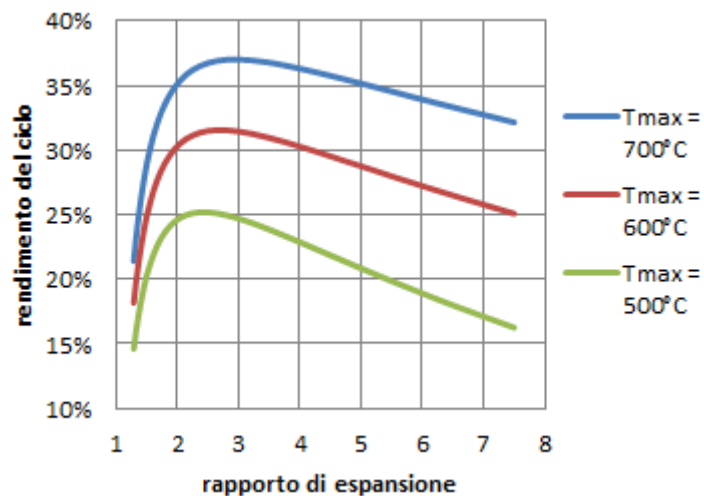


Figura 6.7: rendimento del ciclo in funzione del rapporto di espansione per diverse temperature (P ingresso campo solare = 100 bar)

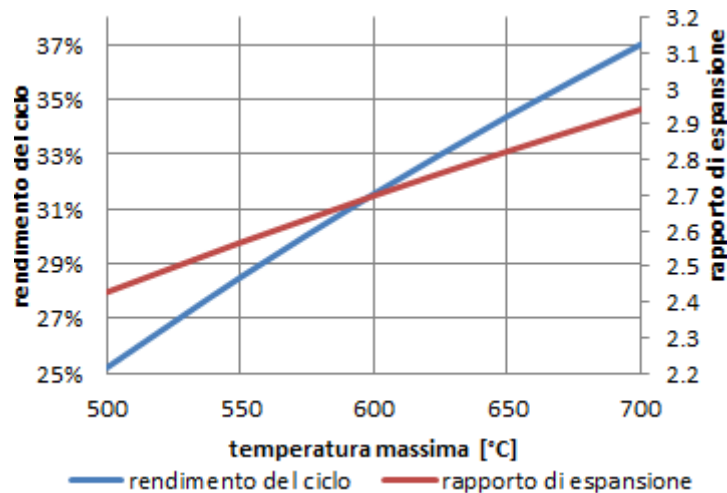


Figura 6.8: rendimento del ciclo e rapporto di espansione in funzione della temperatura massima (P ingresso campo solare = 100bar)

I cicli ottimizzati per la pressione in ingresso al campo solare di 100 bar con temperatura massima di 700°C e 600°C presentano rendimenti del 37.0% e 31.6%, rispettivamente.

Senza andare a condensare la CO₂, non è possibile sfruttare gli effetti di gas reale con questo tipo di ciclo, perché sarebbe necessario elevare il limite della pressione nel campo solare oltre i 200 bar.

6.3 Ciclo con doppia espansione, rigenerativo

Questo ciclo (Figura 6.9) è pensato per svincolare la pressione massima da quella consentita dal campo specchi. L'unica differenza dal ciclo semplice rigenerativo è la presenza di una turbina tra l'uscita del rigeneratore (punto 3) e l'ingresso al campo specchi (punto 4), come visibile nello schema d'impianto (Figura 6.10).

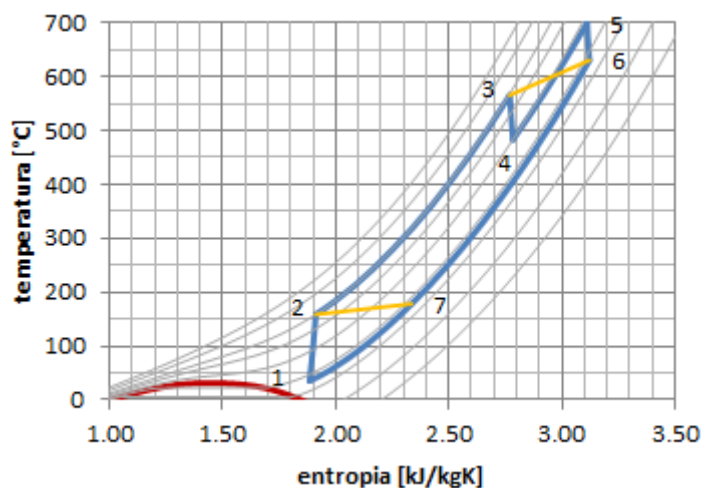


Figura 6.9: ciclo con doppia espansione rigenerativo

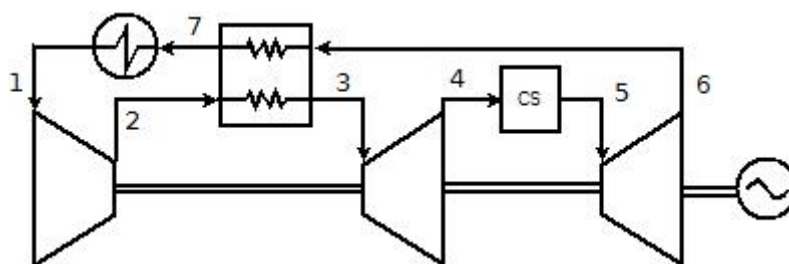


Figura 6.10: schema d'impianto del ciclo a doppia espansione rigenerativo

Per una data pressione di scarico dalla turbina di bassa pressione, l'aumento della pressione massima riduce il calore recuperabile dal rigeneratore (si innalza la temperatura allo scarico del compressore), inoltre, l'espansione in turbina di alta pressione abbassa la temperatura in ingresso al campo solare richiedendo una maggiore introduzione di calore. Il lavoro netto, invece, presenta una lieve crescita. Queste considerazioni sono espresse in Figura 6.11.

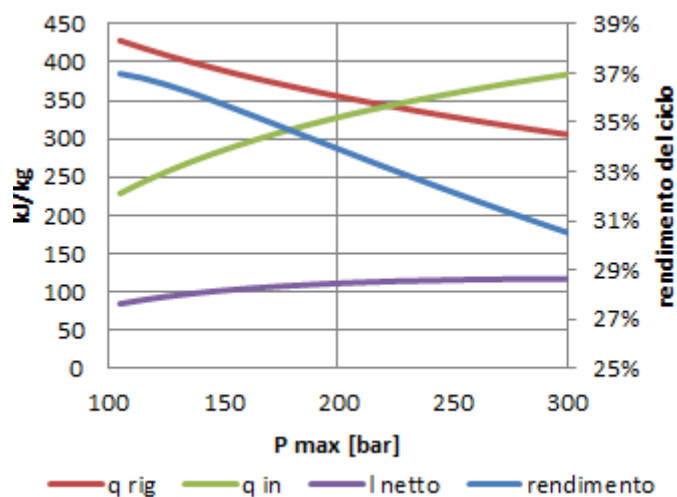


Figura 6.11: rendimento e calori specifici scambiati in funzione della pressione massima (P_{out} turbina 5-6 = 30bar, $T_{max} = 700^{\circ}\text{C}$, $P_{cs} = 100\text{bar}$)

Osservando le analisi entropiche del ciclo semplice e di quello a doppia espansione si notano, infatti, irreversibilità maggiori nell'introduzione di calore nel campo solare, nella cessione di calore all'esterno e nelle espansioni.

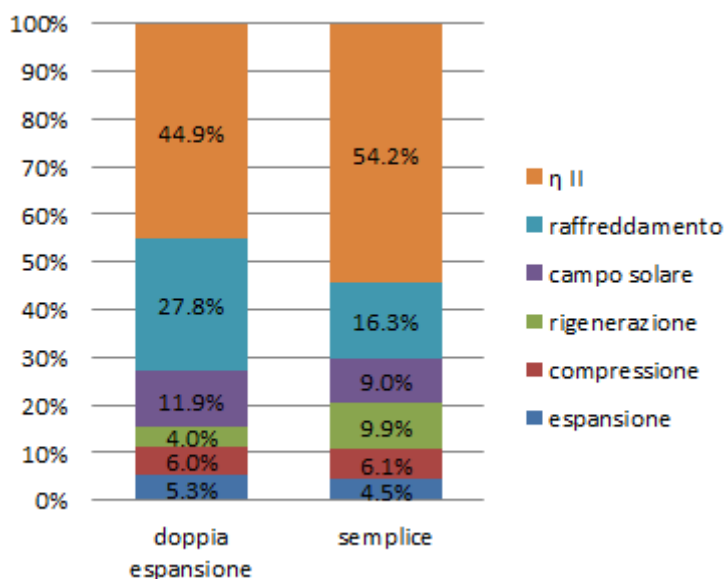


Figura 6.12: analisi entropica del ciclo semplice e del ciclo a doppia espansione ($T_{max} = 700^{\circ}C$, $P_{cs} = 100bar$, $P_{out\ turbina} = 30.6bar$)

In Figura 6.13 sono riportate le curve di rendimento per diverse pressioni di scarico dalla turbina di bassa pressione e la curva (in nero) ottenuta ricercando il valore di pressione di uscita dalla turbomacchina che garantisce il massimo rendimento, in corrispondenza di ogni pressione massima. L'innalzamento della pressione massima comporta un decadimento del rendimento fintanto che non si raggiunge una pressione supercritica nella parte a bassa pressione del ciclo tale da sfruttare gli effetti di gas reale (curva viola).

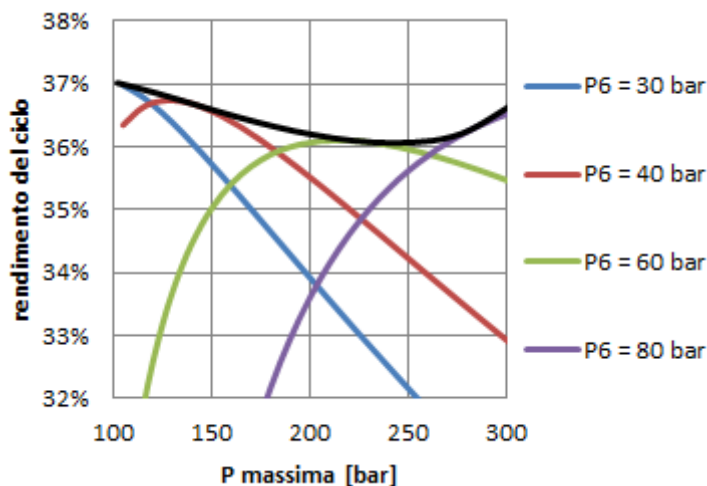


Figura 6.13: rendimento del ciclo in funzione della pressione massima per alcune pressioni di scarico dalla turbina 5-6 ($T_{max} = 700^{\circ}C$, $P_{campo\ solare} = 100bar$)

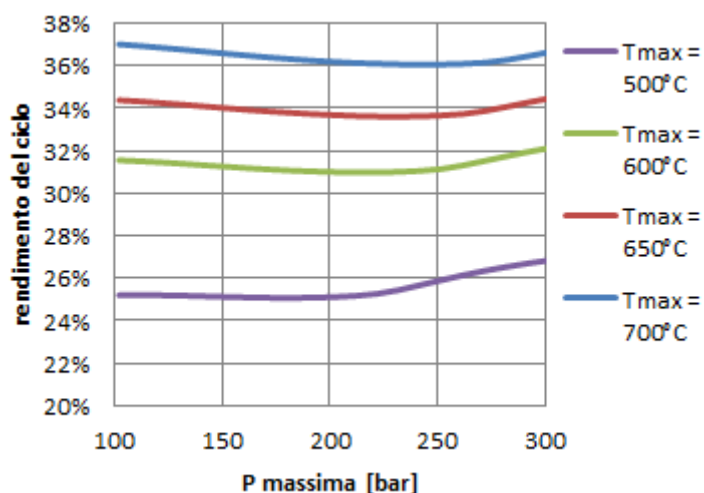


Figura 6.14: rendimento del ciclo in funzione della pressione massima per diverse temperature (P campo solare = 100bar; P di scarico dalla turbina 5-6 ottima per ogni valore di pressione massima)

In Figura 6.14 si può osservare l'influenza della temperatura massima del ciclo. L'inversione di tendenza del rendimento è dovuta al raggiungimento da parte della pressione minima di un valore supercritico tale da far avvertire intensi effetti di gas reale.

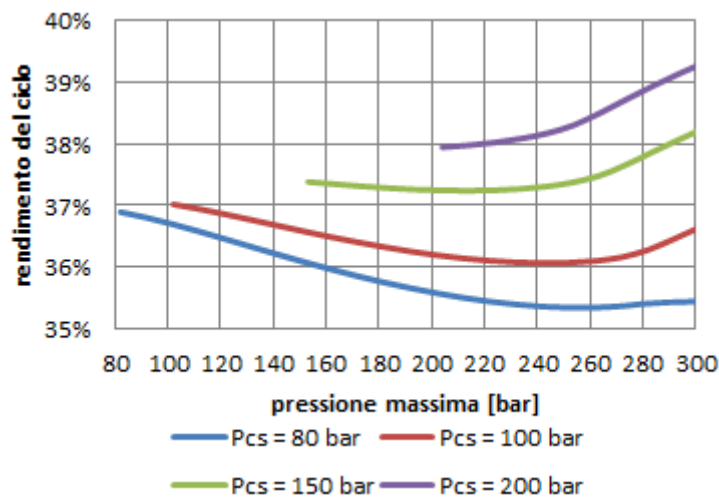


Figura 6.15: rendimento in funzione della pressione massima per diverse pressioni in ingresso al campo solare ($T_{max} = 700^{\circ}\text{C}$, P scarico turbina ottima per ogni valore di pressione massima)

La pressione ammissibile nel campo solare non consente di sfruttare gli effetti di gas reale se non per pressioni massime elevatissime (ciò avviene in corrispondenza del cambio di pendenza delle curve di rendimento). In Figura 6.15 è mostrato l'andamento del rendimento per diverse pressioni del campo solare: per ogni valore di pressione massima si è ottimizzata la pressione di

scarico dalla turbina per ottenere il miglior rendimento possibile. In particolare, si noti che per la pressione del campo specchi di 200 bar l'andamento del rendimento è monotono crescente; invece, per pressioni inferiori non è possibile sfruttare gli effetti di gas reale.

Per la pressione del campo solare scelta (100 bar), ottimizzando sia la pressione massima che la pressione di scarico dalla turbina di alta pressione, si ottiene esattamente il ciclo semplice precedentemente descritto nel paragrafo 6.2.

6.4 Ciclo a ricompressione, rigenerativo

Il ciclo ricompresso necessita di un compressore e di un rigeneratore in più rispetto al ciclo semplice (Figura 6.17). Poiché i due rigeneratori saranno più piccoli rispetto all'unico utilizzato nel ciclo semplice, si impongono per ciascuno di essi le perdite di carico percentuali all'1%.

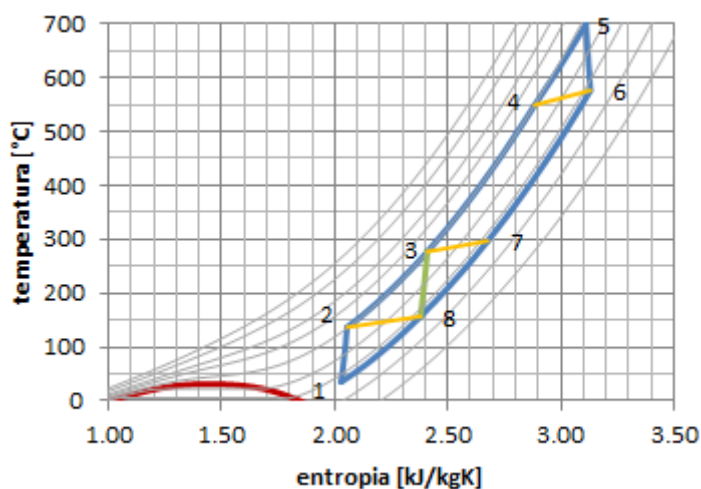


Figura 6.16: ciclo a ricompressione, rigenerativo

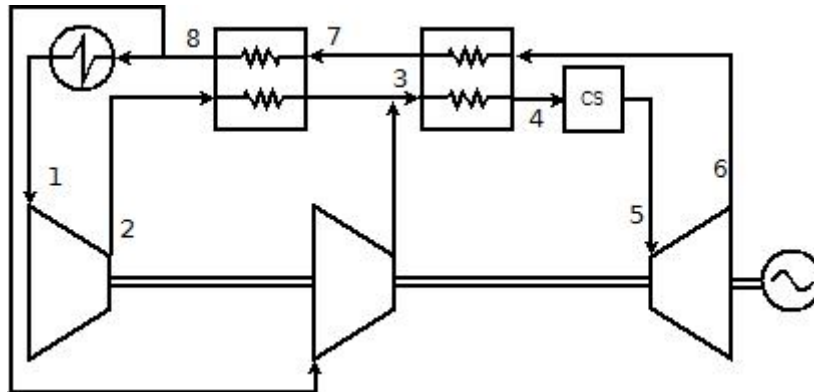


Figura 6.17: schema d'impianto di un ciclo a ricompressione rigenerativo

La frazione di portata ricompressa, detta α , si calcola dal bilancio entalpico al rigeneratore di bassa temperatura:

$$\alpha = 1 - \frac{h_7 - h_8}{h_3 - h_2} \quad (6.7)$$

Quindi, il ciclo può essere visto [85] come la sovrapposizione di due cicli semplici: per una frazione α il ciclo 8-3-4-5-6-7 (in breve, A) e per il restante $1-\alpha$ il ciclo 1-2-3-4-5-6-7-8 (B). A parità di pressioni e temperature massime e minime del ciclo si può dimostrare [85] che il ciclo ricompresso è sempre migliore del ciclo semplice.

$$\eta_R = \frac{l_A + l_B}{q_A + q_B} = \frac{l_A + l_B}{(l_A + q_{AB}) + \left(\frac{l_B}{\eta_S} - q_{AB}\right)} = \eta_S \cdot \left(\frac{1 + \frac{l_B}{l_A}}{\eta_S + \frac{l_B}{l_A}}\right) \quad (6.8)$$

- l_A lavoro ottenuto dal ciclo A.
- l_B lavoro ottenuto dal ciclo B.
- q_A calore richiesto dal ciclo A.
- q_B calore richiesto dal ciclo B.
- q_{AB} calore passato dal ciclo A al B.
- η_R rendimento del ciclo ricompresso.
- η_S rendimento del ciclo semplice (cioè del ciclo B).

Dato che il rendimento del ciclo semplice è inferiore all'unità, la quantità tra parentesi nel termine di destra dell'equazione (6.8) è maggiore di 1: quindi, risulta evidente la superiorità del ciclo ricompresso su quello semplice a parità di condizioni [85].

In Figura 6.18 sono presentate le analisi entropiche del ciclo a ricompressione ottimo, per la pressione di ingresso al campo solare di 100 bar, e del ciclo semplice corrispondente. Nel ciclo a ricompressione il processo di rigenerazione è causa di irreversibilità minori, perché la riduzione della portata in transito nel lato freddo del rigeneratore di bassa temperatura permette alle capacità termiche delle due correnti di gas di essere uguali. La riduzione della portata in transito nello scambiatore con l'ambiente diminuisce inoltre le irreversibilità per cessione di calore all'esterno.

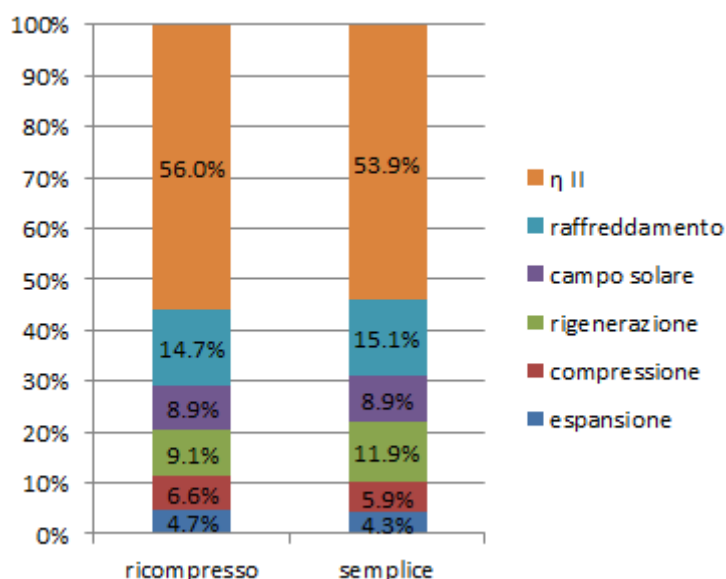


Figura 6.18: analisi entropica del ciclo a ricompressione (11.2% di portata ricompressa) e del ciclo semplice (per entrambi: $T_{max} = 700^{\circ}C$, $P_{cs} = 100bar$, P_{out} turbina = 34.8bar)

Il rendimento di primo principio del ciclo a ricompressione e dell'equivalente ciclo semplice sono di 38.3% e 36.9% rispettivamente (per una temperatura massima di $700^{\circ}C$).

In Figura 6.19 è riportato il rendimento massimo, ottenibile ottimizzando la pressione di scarico dalla turbina, in funzione della pressione in ingresso al campo solare. Il cambio di pendenza è dovuto al raggiungimento da parte della pressione in ingresso al compressore principale (pari a quella di scarico dalla turbina meno le perdite di carico) di un valore supercritico che consente di sfruttare al meglio gli effetti di gas reale.

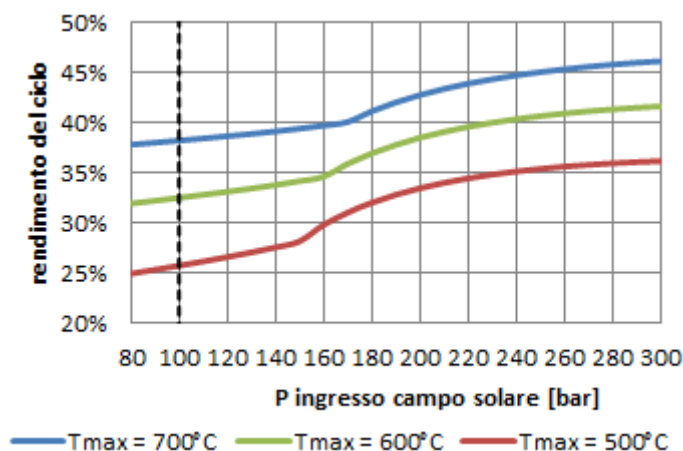


Figura 6.19: rendimento del ciclo in funzione della P ingresso campo solare per diverse temperature massime (P scarico turbina ottima per ogni valore della pressione del campo solare)

L'andamento della frazione di portata ricompresa è rappresentato in Figura 6.20. Per valori bassi della pressione di ingresso al campo solare (cioè bassi valori di pressione in uscita dal compressore principale) la frazione ricompresa è piccola, intorno al 10%; la frazione ricompresa cresce e raggiunge un massimo per un valore di pressione massima dipendente dalla temperatura.

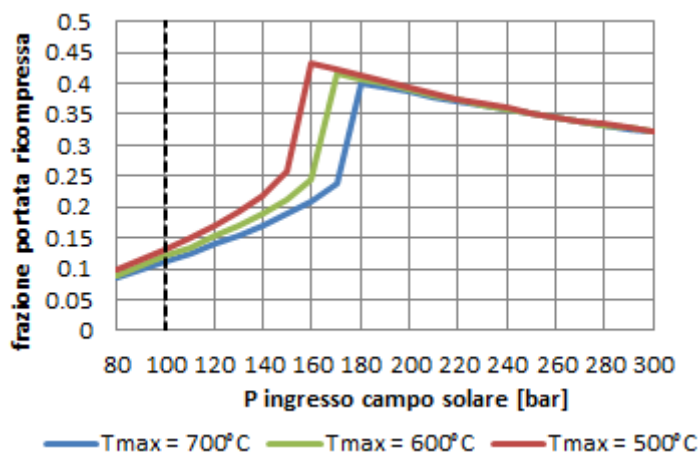


Figura 6.20: frazione di portata ricompresa in funzione della P ingresso campo solare per diverse temperature massime (P scarico turbina ottima per ogni valore della pressione del campo solare)

In Figura 6.21 si vede l'andamento della pressione di scarico della turbina che ottimizza il rendimento: dopo un primo tratto di crescita veloce, questa raggiunge un valore supercritico tale da far avvertire un cambio di pendenza nella curva del rendimento e far raggiungere il massimo alla frazione di portata ricompresa; la crescita successiva è molto lieve.

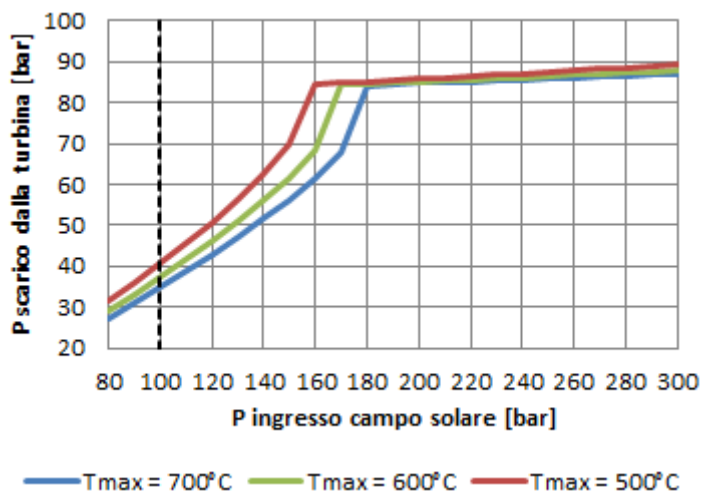


Figura 6.21: P uscita turbina in funzione della P ingresso campo solare per diverse temperature

Il confronto con il ciclo semplice è mostrato in Figura 6.22: la superiorità del ciclo a ricompressione è evidente. Si noti inoltre che il ciclo a ricompressione riuscirebbe a sfruttare gli effetti di gas reale a pressioni del campo solare inferiori (~170 bar a $700^{\circ}C$) rispetto a quelle necessarie affinché ciò avvenga con un ciclo semplice. In ogni modo, tali valori di pressioni sono comunque eccessivi per il tubo assorbitore.

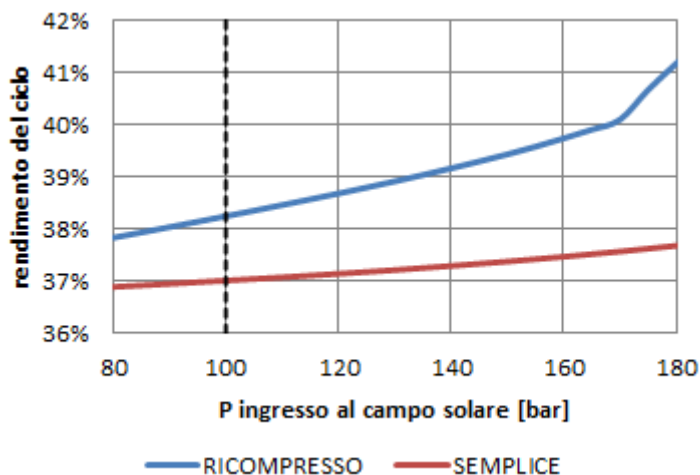


Figura 6.22: confronto tra i cicli semplice e ricompresso, ottimizzati ($T_{max} = 700^{\circ}C$, P scarico turbina ottima per ogni valore della pressione del campo solare)

In Figura 6.23 si vede l'effetto della temperatura di ingresso in turbina sul rendimento e sul rapporto di espansione. Rispetto al ciclo semplice il rapporto di espansione ottimale risulta più basso.

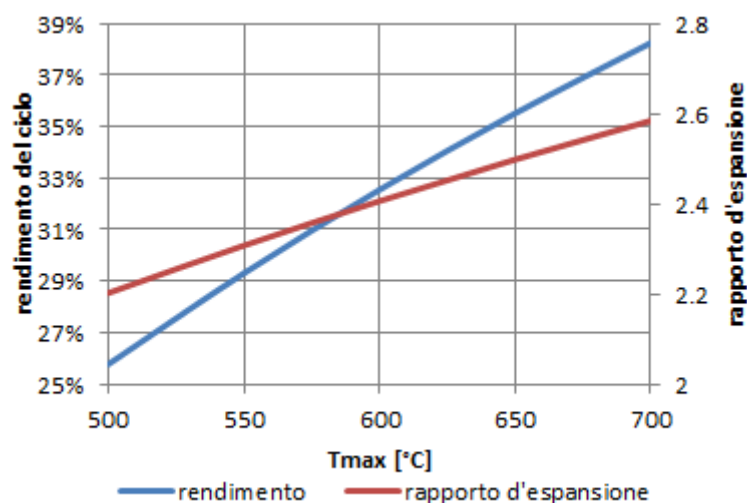


Figura 6.23: rendimento del ciclo e rapporto di espansione in funzione della temperatura massima (P ingresso campo solare = 100bar; P scarico turbina ottima per ogni valore di temperatura)

6.5 Ciclo interrefrigerato rigenerativo

L'interrefrigerazione consente di ridurre il lavoro di compressione grazie alla diminuzione del volume specifico del gas, ottenuta tramite una minor temperatura media lungo il processo. Il risultato finale è un maggior lavoro specifico disponibile. Se il ciclo non fosse rigenerativo, questa pratica aumenterebbe notevolmente il calore in ingresso, a causa della minor temperatura di fine compressione, con effetto negativo sul rendimento. Invece, la rigenerazione consente l'eliminazione di questo svantaggio: si avrà inequivocabilmente un incremento di rendimento [80].

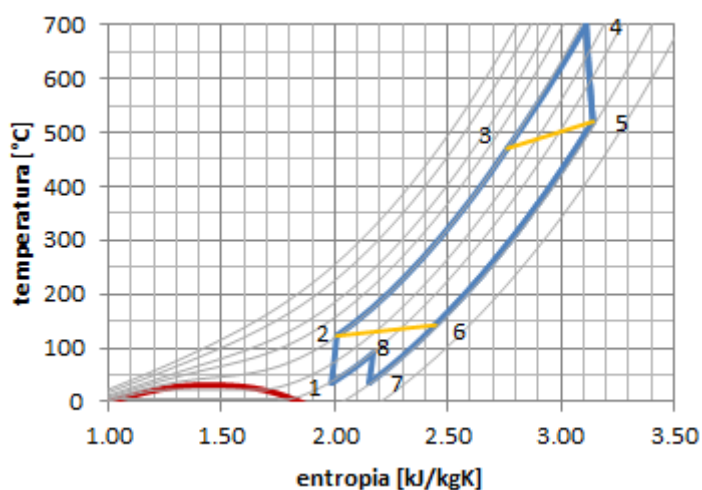


Figura 6.24: ciclo interrefrigerato rigenerativo

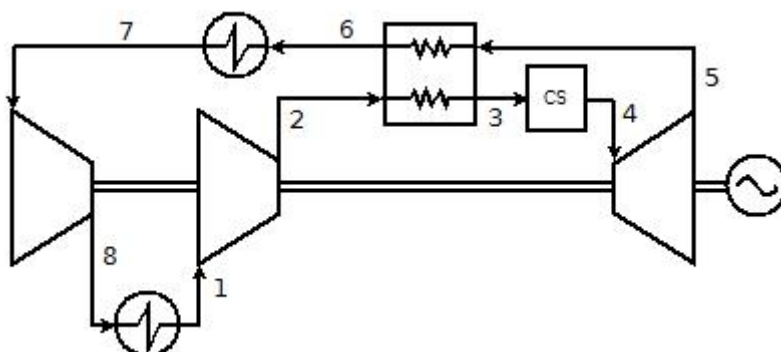


Figura 6.25: schema d'impianto di un ciclo interrefrigerato rigenerativo

Le linee colorate in Figura 6.26 sono ottenute per diversi valori di pressione in ingresso al campo solare fissando una pressione minima e ottimizzando quella in uscita dal compressore 7-8. Sempre nello stesso grafico, la linea nera è ottenuta ottimizzando sia la pressione intermedia che quella minima per ogni valore di pressione in ingresso al campo solare; in Figura 6.27 lo stesso procedimento è stato eseguito per diverse temperature massime del ciclo.

Un incremento della pressione del campo solare permette di avere pressioni in ingresso al compressore 1-2 superiori a quella critica e quindi, sfruttando maggiormente gli effetti di gas reale, di raggiungere rendimenti maggiori.

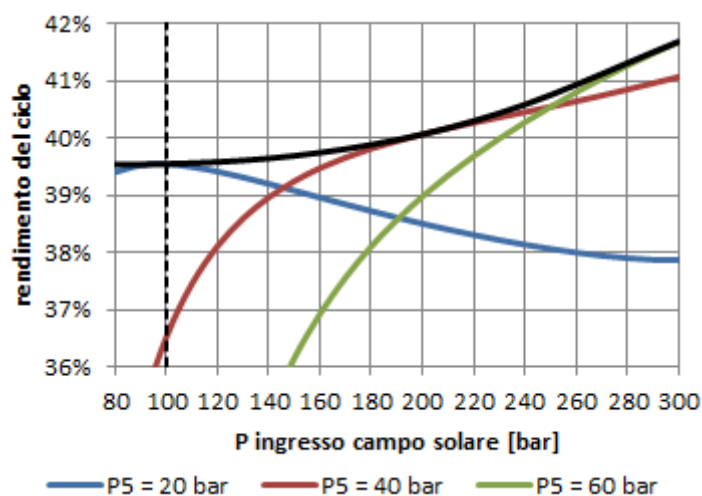


Figura 6.26: rendimento in funzione della pressione in ingresso al campo solare per diverse pressioni minime (P intermedia ottima, $T_{max} = 700^{\circ}\text{C}$)

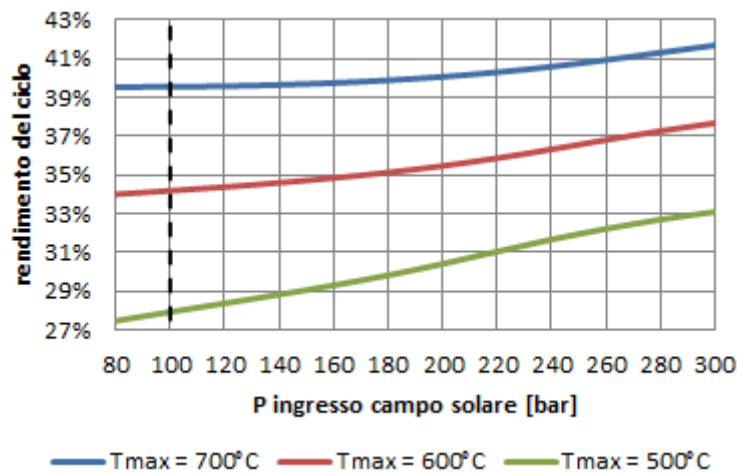


Figura 6.27: rendimento in funzione della pressione in ingresso al campo solare per diverse temperature (P intermedia e P minima ottime)

Bisogna evidenziare che i due rapporti di compressione (β_{12} e β_{78}) non sono uguali. Già per i normali cicli a gas [80] la condizione che garantisce il massimo rendimento è un β di bassa pressione leggermente inferiore a quello di alta (l'uguaglianza tra i due garantirebbe, invece, il minimo lavoro di compressione). Gli effetti di gas reale accentuano questa considerazione: come si può vedere in Figura 6.28, β_{12} è decisamente maggiore di β_{78} , perché la non idealità del gas si avverte in modo più netto nel punto 1 che nel punto 7.

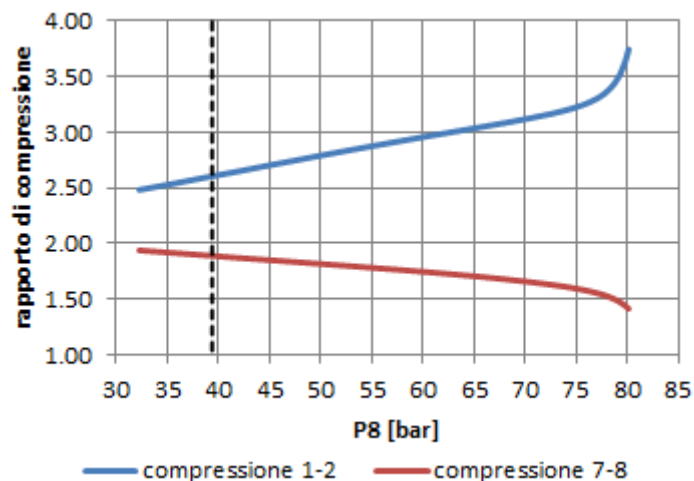


Figura 6.28: rapporti di compressione in funzione della P di aspirazione nel compressore 1-2 (P intermedia e P minima ottime)

Tenendo presente la limitazione di 100 bar alla pressione in ingresso al campo solare si ottengono Figura 6.29 e Figura 6.30. Incrementare la temperatura

massima del ciclo ha un ovvio effetto benefico sul rendimento e sposta il rapporto d'espansione ottimo a valori più elevati.

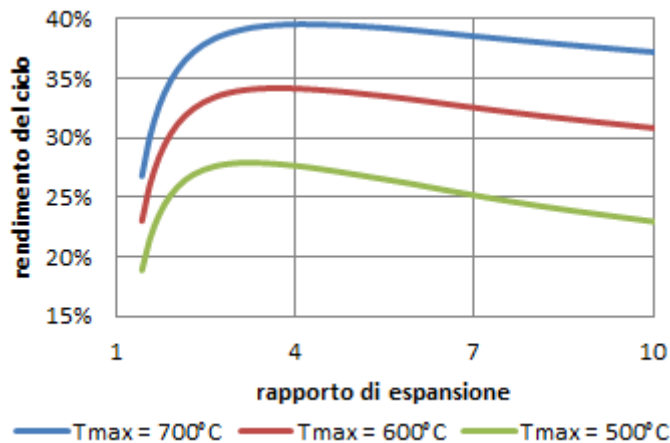


Figura 6.29: rendimento in funzione del rapporto di espansione per diverse temperature (P ingresso campo solare = 100bar)

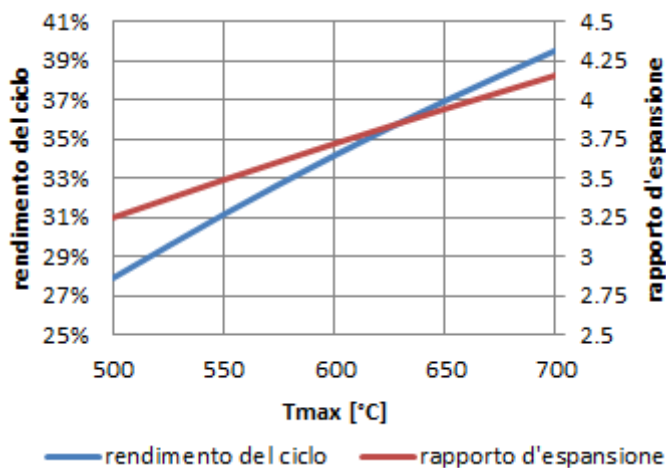


Figura 6.30: rendimento e rapporto di espansione ottimo in funzione della temperatura (P ingresso campo solare = 100bar; P intermedia e P minima ottime per ogni valore di temperatura)

Il ciclo interrefrigerato rigenerativo riesce ad ottenere rendimenti elevati con una discreta semplicità impiantistica. Si riescono a migliorare le prestazioni del ciclo semplice: a 600°C il ciclo interrefrigerato ha un rendimento del 34.2% contro un 31.6% del ciclo semplice, a 700°C si ha 39.6% contro 37.0%.

6.6 Ciclo interrefrigerato rigenerativo a ricompressione

Questo ciclo unisce i vantaggi dei cicli presentati nei paragrafi 6.4 e 6.5. Di contro, si ha una maggiore complessità impiantistica.

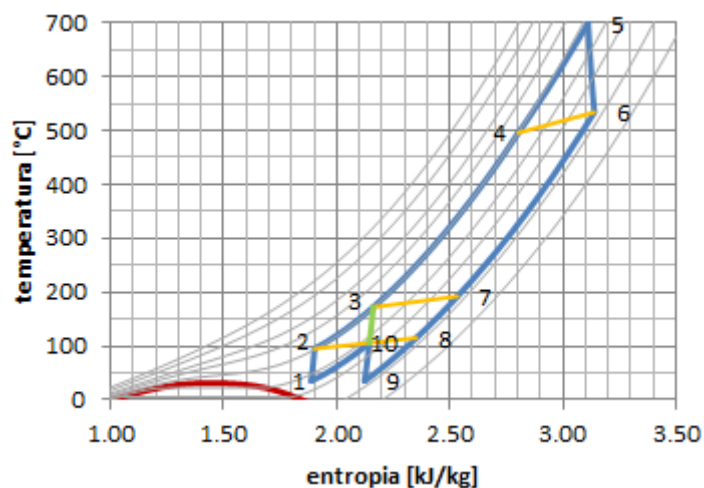


Figura 6.31: ciclo interrefrigerato ricompresso rigenerativo

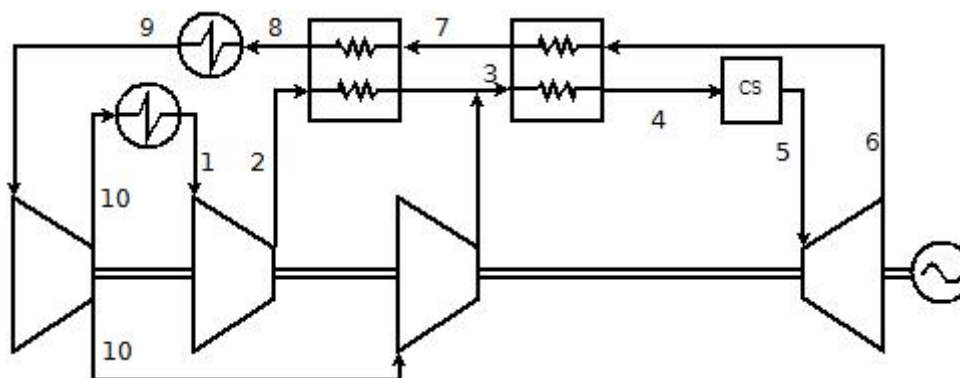


Figura 6.32: schema d'impianto del ciclo interrefrigerato ricompresso rigenerativo

Rispetto ad un normale ciclo a ricompressione, l'andamento del rendimento (Figura 6.33) in funzione della pressione massima è simile. Però, grazie all'interrefrigerazione, la pressione in ingresso al compressore principale (1-2) diventa supercritica per valori di pressione in ingresso al campo solare inferiori, e il cambio di pendenza della curva del rendimento viene anticipato. La frazione di portata ricompressa risulta superiore a quella del ciclo ricompresso semplice ed il suo massimo viene raggiunto per valori inferiori di pressione massima (in corrispondenza del cambio di pendenza del rendimento).

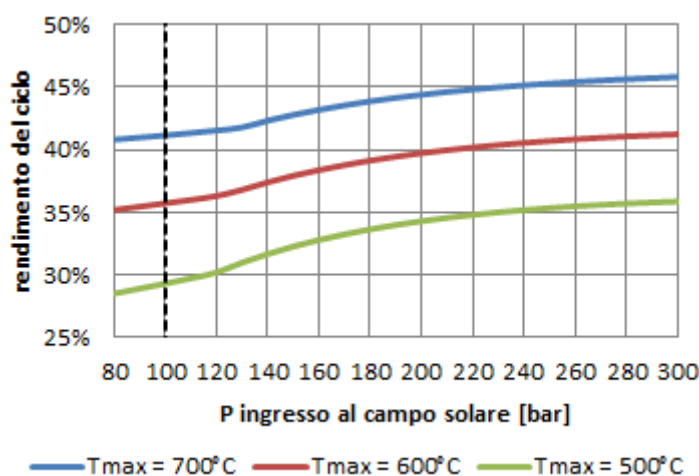


Figura 6.33: rendimento del ciclo in funzione della P ingresso campo solare per diverse temperature (P intermedia e P minima ottime per ogni pressione di ingresso nel campo solare)

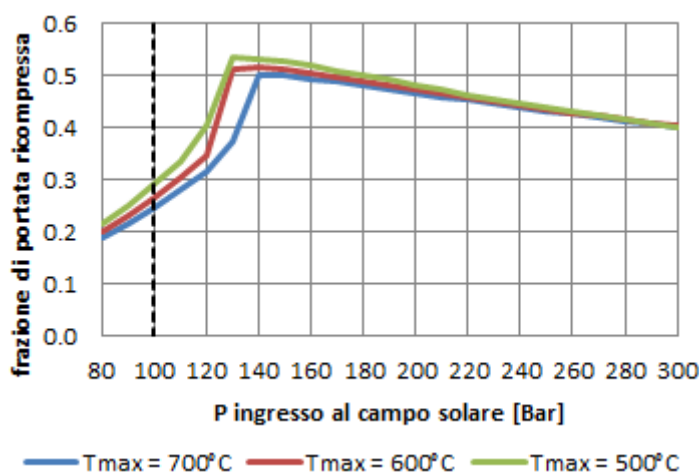


Figura 6.34: frazione di portata ricompresa in funzione della P ingresso campo solare per diverse temperature (P intermedia e P minima ottime per ogni pressione di ingresso nel campo solare)

In Figura 6.35 si può osservare l'andamento crescente del rendimento e del rapporto di espansione ottimo in funzione della temperatura massima del ciclo, per la pressione in ingresso al campo solare di 100 bar. La pratica dell'interrefrigerazione, riducendo il lavoro di compressione, fa sì che il rapporto d'espansione di ottimo rendimento sia maggiore in questo caso che nel ciclo a ricomprensione semplice.

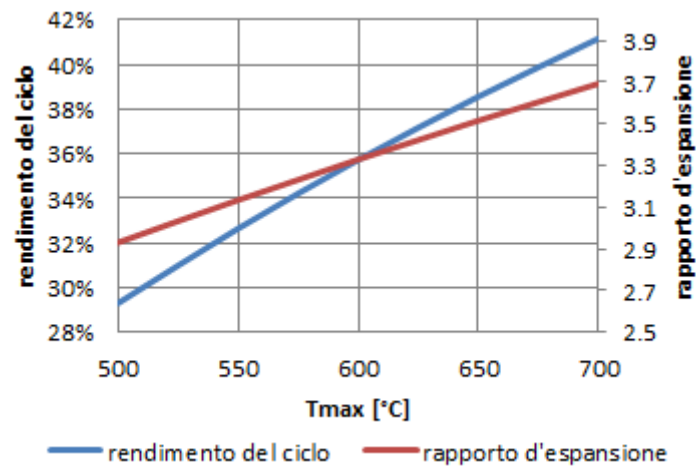


Figura 6.35: rendimento del ciclo e rapporto d'espansione ottimo in funzione della temperatura massima ($P_{cs} = 100\text{bar}$; P intermedia e P minima ottime per ogni temperatura)

Dalle analisi entropiche si notano i punti di forza di questo ciclo rispetto al ciclo semplice interrefrigerato e semplice ricompresso.

Nel confronto con il ciclo semplice interrefrigerato si nota una netta riduzione delle irreversibilità nel processo di rigenerazione grazie al riequilibrio delle capacità termiche ottenuto tramite la ricompressione.

Invece, rispetto al ciclo ricompresso semplice, le irreversibilità per cessione di calore all'esterno vengono notevolmente contenute. Questo si ottiene tramite un aumento della portata ricompressa e l'interrefrigerazione, la quale abbassando la temperatura di uscita dal compressore principale, rende possibile recuperare una quota maggiore di calore, che altrimenti sarebbe persa.

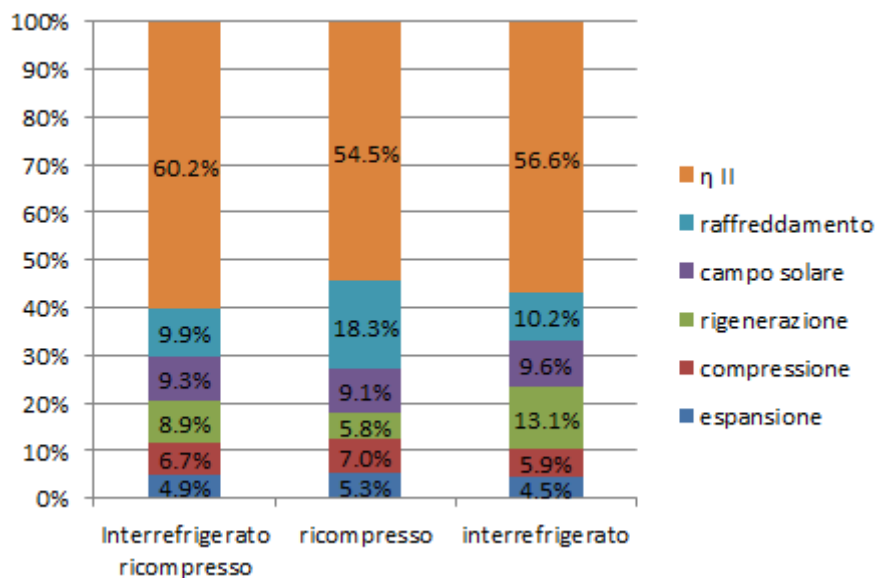


Figura 6.36: analisi entropica del ciclo interrefrigerato, ricompresso, rigenerativo ($T_{max} = 700^{\circ}C$, $P_{cs} = 100bar$, $P_9 = 23.4bar$, $P_{10} = 52.2bar$, portata ricompressa 24.9%), del ciclo ricompresso, rigenerativo ($T_{max} = 700^{\circ}C$, $P_{cs} = 100bar$, $P_1 = 23.4bar$, portata ricompressa 7.9%) e del ciclo interrefrigerato, rigenerativo ($T_{max} = 700^{\circ}C$, $P_{cs} = 100bar$, $P_7 = 23.4bar$, $P_8 = 52.2bar$)

Il ciclo ricompresso interrefrigerato e rigenerativo presenta rendimenti decisamente interessanti, superiori a quelli dei cicli analizzati nei paragrafi precedenti. Per le condizioni di 100 bar in ingresso al campo solare i rendimenti a $600^{\circ}C$ e $700^{\circ}C$ assumono i valori di 35.7% e 41.2%.

6.7 Ciclo a doppia espansione, ricompresso, interrefrigerato, rigenerativo

Il ciclo più complesso preso in considerazione è rappresentato in Figura 6.37. Rispetto al ciclo di paragrafo 6.6 si aggiunge la possibilità di svincolare la pressione massima da quella del campo solare.

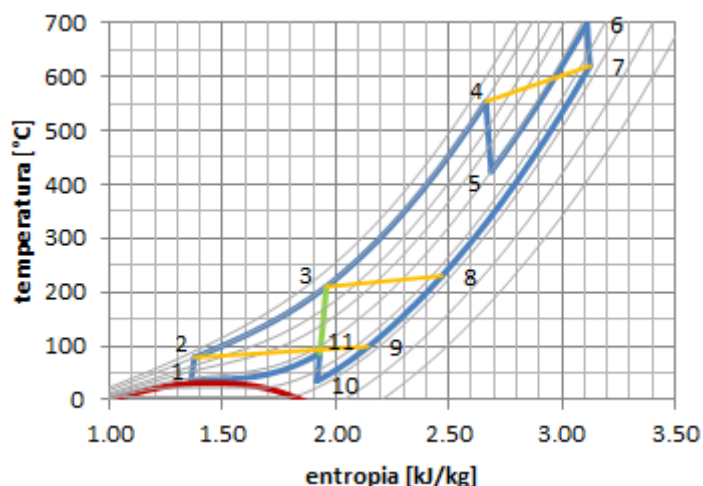


Figura 6.37: ciclo a doppia espansione, ricompresso, interrefrigerato, rigenerativo

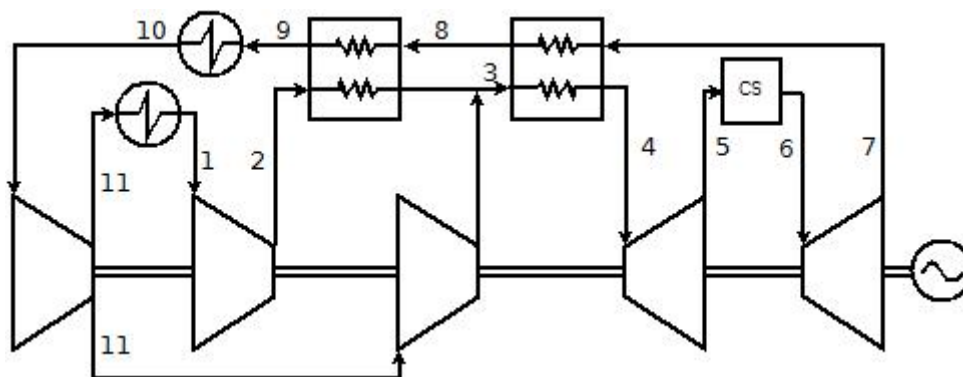


Figura 6.38: schema d'impianto del ciclo a doppia espansione, ricompresso, interrefrigerato, rigenerativo

Se separare i livelli di pressione massima e del campo solare in un ciclo semplice non porta vantaggi per i motivi espressi nel paragrafo 6.3, utilizzare questa pratica insieme all'interrefrigerazione e la ricompressione accresce il rendimento come visibile in Figura 6.39. Inoltre, la non idealità del gas è sfruttata per pressioni massime contenute: già prima dei 150 bar, come si vede dal cambio di pendenza nella curva del rendimento.

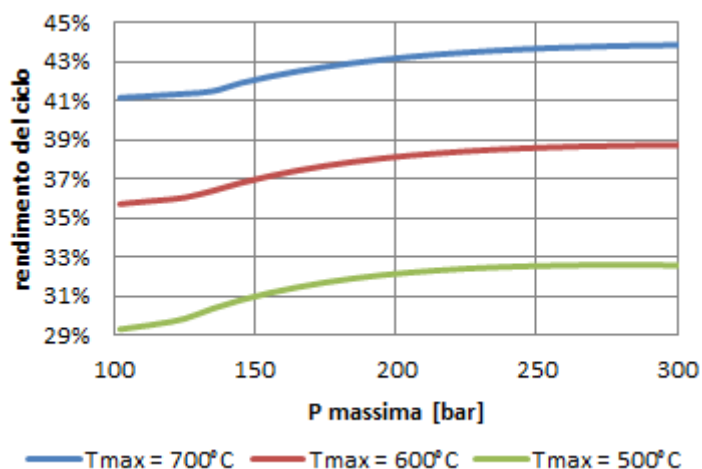


Figura 6.39: rendimento del ciclo in funzione della pressione massima per diverse temperature di ingresso in turbina ($P_{cs} = 100\text{bar}$; P intermedia e P minima ottime per ogni pressione massima)

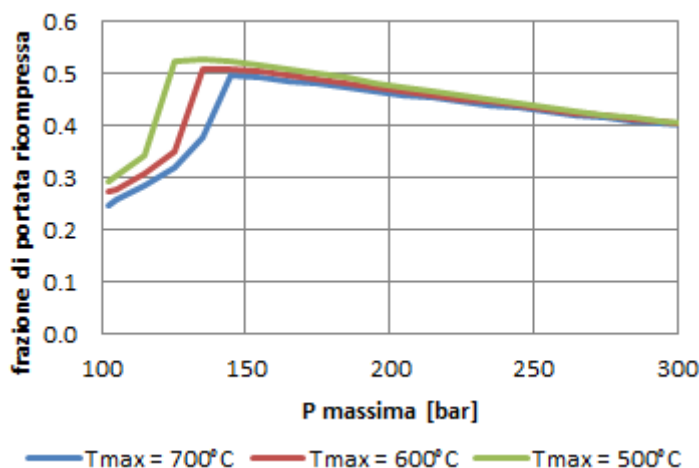


Figura 6.40: frazione di portata ricompresa in funzione della pressione massima per diverse temperature ($P_{cs} = 100\text{bar}$; P intermedia e P minima ottime per ogni pressione massima)

Rispetto a Figura 6.15, in Figura 6.41 si nota come la convenienza dell'effettuare la doppia espansione non dipenda dalla pressione del campo solare (anche se gli effetti sul rendimento non sono trascurabili): le curve presentano tutte un tratto iniziale crescente tale da rendere appetibile questa pratica.

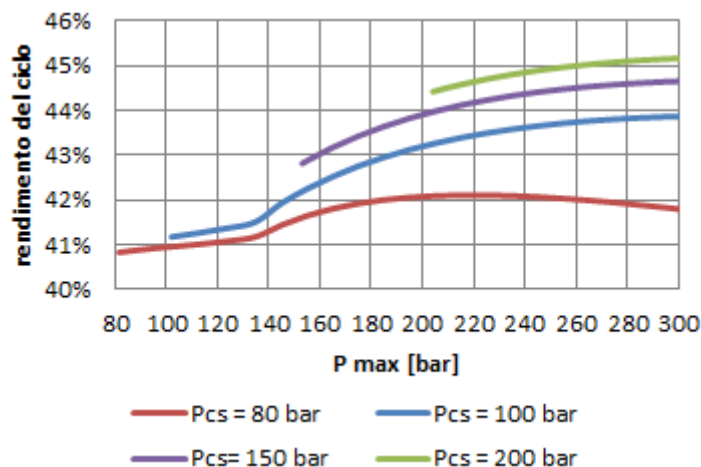


Figura 6.41: rendimento del ciclo in funzione della pressione massima per diverse pressioni di ingresso al campo solare ($T_{max} = 700^{\circ}\text{C}$; P intermedia e P minima ottime per ogni pressione massima)

Confrontando le analisi entropiche in Figura 6.42, si nota come il ciclo a doppia espansione abbia irreversibilità maggiori nell'introduzione del calore a causa di una temperatura in ingresso al campo solare inferiore, ma che le fasi di cessione del calore e compressione sono molto meno irreversibili grazie alla ricompressione di una frazione elevata della portata ed alla non idealità della CO_2 .

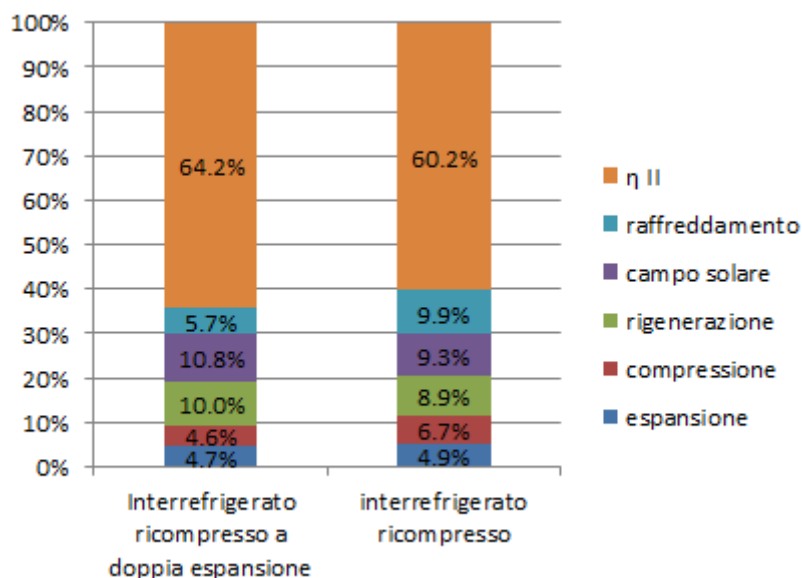


Figura 6.42: analisi entropica del ciclo a doppia espansione, ricompressione, interrefrigerato, rigenerativo ($P_{max} = 300\text{bar}$, P campo solare = 100bar , $T_{max} = 700^{\circ}\text{C}$, $P_9 = 48.4\text{bar}$, $P_{11} = 85.8\text{bar}$) e del ciclo interrefrigerato, ricompresso, rigenerativo ($T_{max} = 700^{\circ}\text{C}$, $P_{cs} = 100\text{bar}$, $P_9 = 23.4\text{bar}$, $P_{10} = 52.2\text{bar}$, portata ricompressa 24.9%)

6.8 Cicli ottimizzati per la pressione in ingresso al campo solare di 100 bar

In Tabella 6.1 sono riassunti i rendimenti massimi ottenibili per 100 bar in ingresso al campo solare, per le temperature di 600°C e 700°C.

Tabella 6.1: riepilogo dei rendimenti dei cicli analizzati (Pcs = 100bar)

CICLO CHIUSO RIGENERATIVO:	η [%] @ 600°C	η [%] @ 700°C
Semplice	31.6	37.0
Ricompreso	32.5	38.3
Semplice interrefrigerato	34.2	39.5
Ricompreso interrefrigerato	35.7	41.2
Ricompreso interrefrigerato a doppia espansione (300 bar)	38.7	43.9

A seconda della complicazione del ciclo che si è disposti ad accettare e della temperatura di ingresso in turbina si possono ottenere rendimenti compresi tra 31.6% e 43.9%.

In Figura 6.43 e Figura 6.44 si riportano le analisi entropiche dei diversi cicli ottimizzati.

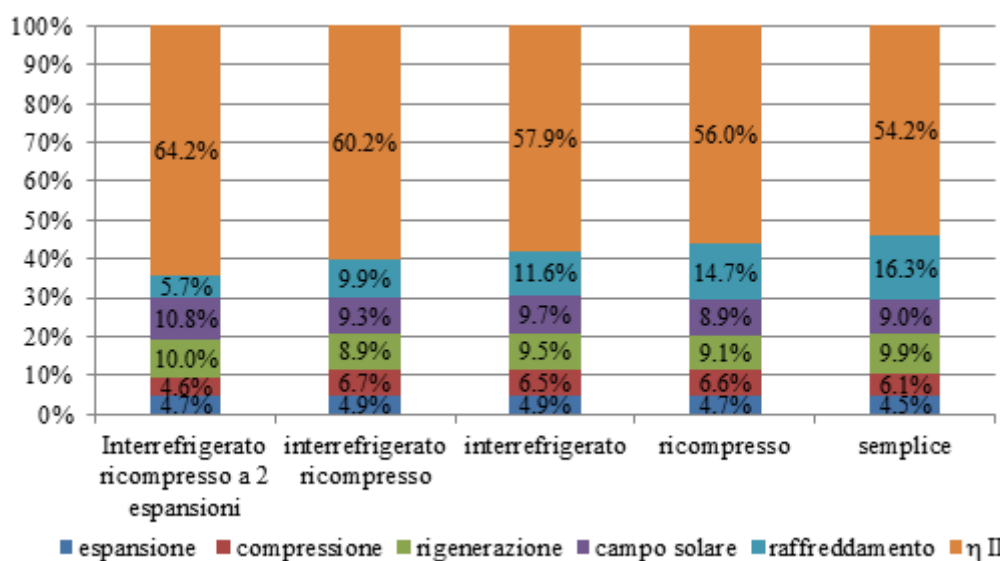


Figura 6.43: riepilogo delle analisi entropiche dei cicli ottimizzati per $T_{max} = 700^\circ\text{C}$ e $P_{cs} = 100\text{bar}$

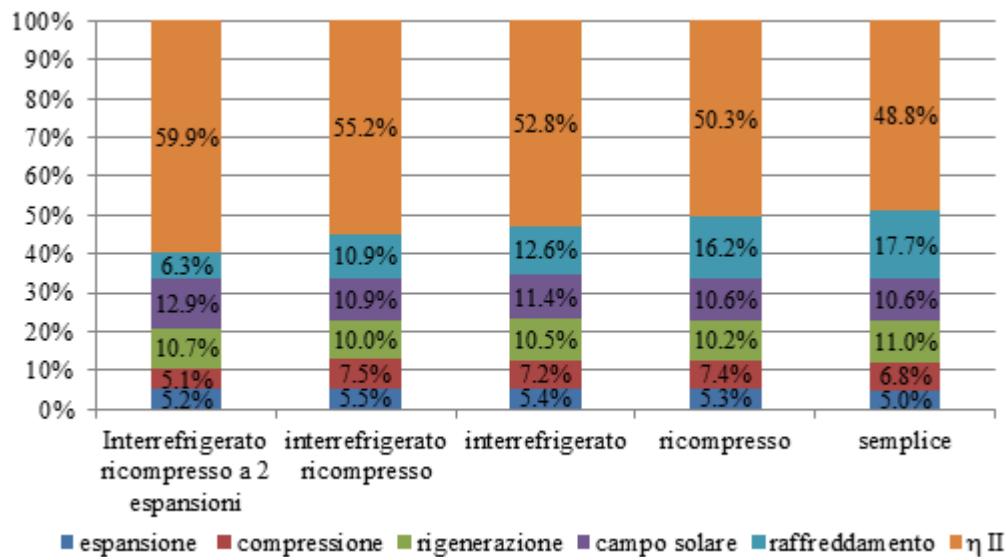


Figura 6.44: riepilogo delle analisi entropiche dei cicli ottimizzati per $T_{max} = 600^{\circ}\text{C}$ e $P_{cs} = 100\text{bar}$

E' evidente la superiorità del ciclo interrefrigerato, ricompresso rigenerativo a doppia espansione per entrambe le temperature massime considerate, sia dal punto di vista energetico che entropico.

Per avere una buona stima della superficie richiesta per la rigenerazione si può far riferimento al parametro $(U \cdot S)/P$. U [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$] è il coefficiente globale di scambio termico, S [m^2] la superficie e P [W] la potenza elettrica netta che si vuole ottenere dall'impianto.

$$\frac{U \cdot S}{P} = \frac{q_{rig}}{\Delta T_{ML} \cdot l_{el\ netto}} \quad (6.9)$$

q_{rig} calore rigenerato specifico alla portata massica complessiva. [kJ/kg]

ΔT_{ML} differenza di temperatura media logaritmica. [K]

$l_{el\ netto}$ lavoro elettrico netto specifico alla portata massica complessiva. [kJ/kg]

In Tabella 6.2 sono riportati i valori che questo parametro assume per i diversi cicli a 600°C e 700°C . Si noti che:

- Un ciclo a ricompressione richiede maggiori superfici degli scambiatori rispetto al corrispondente non ricompresso.
- Incrementare la temperatura massima riduce il parametro $(U \cdot S)/P$, perché cresce il lavoro specifico del ciclo.
- Il ciclo che richiede la minor superficie per unità di potenza per effettuare la rigenerazione è quello interrefrigerato senza ricompressione.

Tabella 6.2: parametro (U*S)/P per i diversi cicli analizzati

CICLO CHIUSO RIGENERATIVO:	(U*S)/P [1/K] @ 600°C	(U*S)/P [1/K] @ 700°C
Semplice	0.200	0.185
Ricompreso	0.336	0.303
Semplice interrefrigerato	0.124	0.116
Ricompreso interrefrigerato	0.189	0.173
Ricompreso interrefrigerato a doppia espansione (300 bar)	0.141	0.130

6.9 Ciclo a doppia espansione, ricompreso, interrefrigerato, rigenerativo, integrato con il modello del campo solare

Per il ciclo che presenta il miglior rendimento si vuole simulare in modo più accurato il campo solare, utilizzando il modello descritto nel capitolo 3. Si consideri che:

- La pressione in ingresso al campo solare è di 100 bar, mentre il livello massimo di pressione è assunto pari a 300 bar, in analogia alla pressione di progetto nei tubi dei generatori di vapore delle centrali USC.
- Per la rete di distribuzione del fluido si sceglie una configurazione H+I con lunghezza dei loop di 200 metri.
- Date le conclusioni del capito 5, il campo solare è costituito da collettori di tipo Fresnel: la superficie ricevente la radiazione solare è composta da 16 specchi larghi 0.75 metri ed il rendimento ottico vale 61% (valore ottenuto con il flusso uniformato).
- A causa delle perdite termiche, la temperatura di ingresso in turbina si rivela essere qualche grado inferiore alla temperatura massima della CO₂.
- Le perdite di carico del campo solare non sono più poste pari al 10% ma sono fornite dal modello.
- L'ottimizzazione è iterativa: ottimizzare le pressioni del ciclo modifica la portata e le condizioni in ingresso al campo solare. Ricalcolare il campo solare significa modificarne le perdite di carico e, in misura più contenuta, la temperatura di ritorno della CO₂. Il calcolo deve essere ripetuto fino ad arrivare a convergenza.

Si riportano in Tabella 6.3 e Tabella 6.4 le principali proprietà termodinamiche dei punti dei due cicli ottimizzati.

Tabella 6.3: proprietà termodinamiche dei punti del ciclo a 600°C

	T [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg/K]
1	35.0	84.49	310.43	1.356
2	78.1	300.00	346.62	1.371
3	200.9	297.00	572.25	1.928
4	468.8	294.03	926.68	2.527
5	348.5	101.65	804.06	2.549
6	598.6	89.95	1102.81	2.975
7	533.0	52.94	1026.80	2.986
8	220.9	52.41	672.38	2.434
9	98.1	51.89	538.04	2.123
10	35.0	50.85	458.22	1.889
11	80.3	86.21	485.94	1.901
Frazione di portata ricompressa			40.46%	

Tabella 6.4: proprietà termodinamiche dei punti del ciclo a 700°C

	T [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg/K]
1	35.0	84.17	311.50	1.3596
2	78.7	300.00	347.93	1.3752
3	209.1	297.00	584.58	1.9542
4	550.1	294.03	1029.32	2.6580
5	422.4	101.50	890.43	2.6804
6	697.8	92.18	1225.14	3.1036
7	616.0	49.79	1127.01	3.1159
8	229.1	49.29	682.27	2.4649
9	98.7	48.80	540.90	2.1406
10	35.0	47.82	462.87	1.9126
11	85.7	85.89	494.71	1.9260
Frazione di portata ricompressa			40.26%	

Gli andamenti del rendimento (Figura 6.45) e della frazione di portata ricompressa (Figura 6.46) sono i medesimi di paragrafo 6.7 e non necessitano di ulteriori spiegazioni.

In Figura 6.47 si può osservare come la superficie del campo solare specifica all'unità di potenza decresca all'aumentare del rendimento (legato alla pressione massima come si vede in Figura 6.45): serve, infatti, meno calore per generare la potenza richiesta.

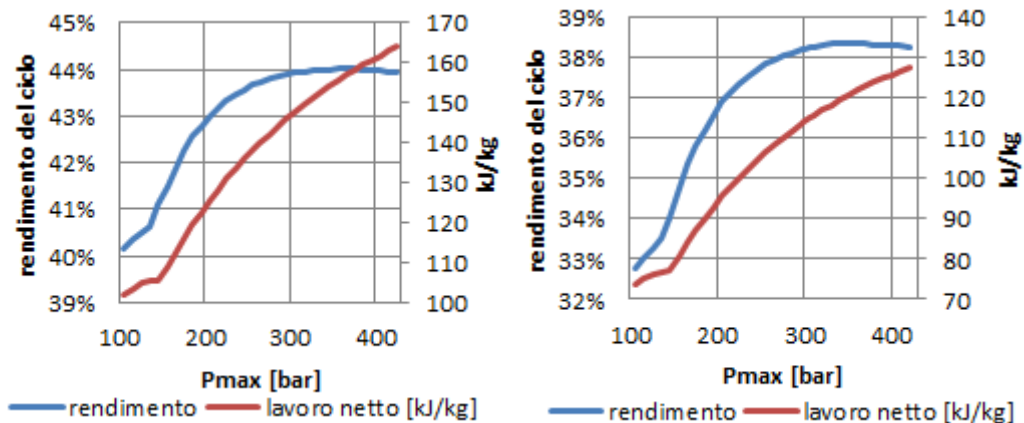


Figura 6.45: rendimento e lavoro elettrico specifico in funzione della pressione massima ($T_{CO_2 \text{ max}}$ paria a 700°C a sinistra e 600°C a destra)

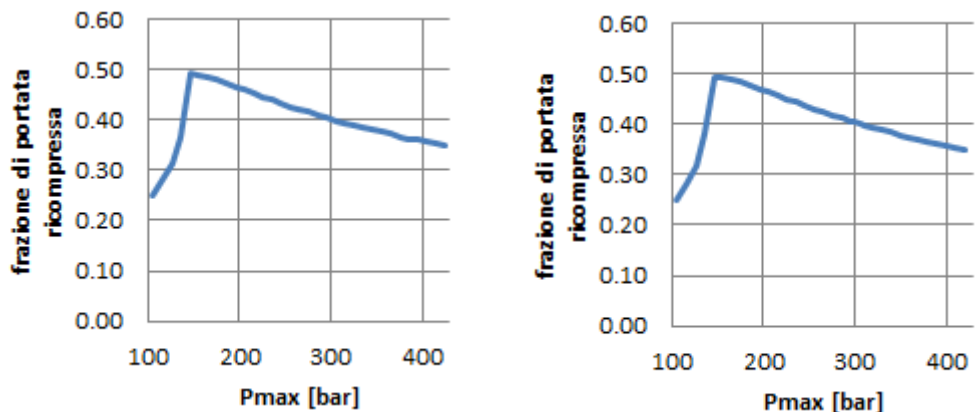


Figura 6.46: frazione di portata ricompresa in funzione della pressione massima ($T_{CO_2 \text{ max}}$ paria a 700°C a sinistra e 600°C a destra)

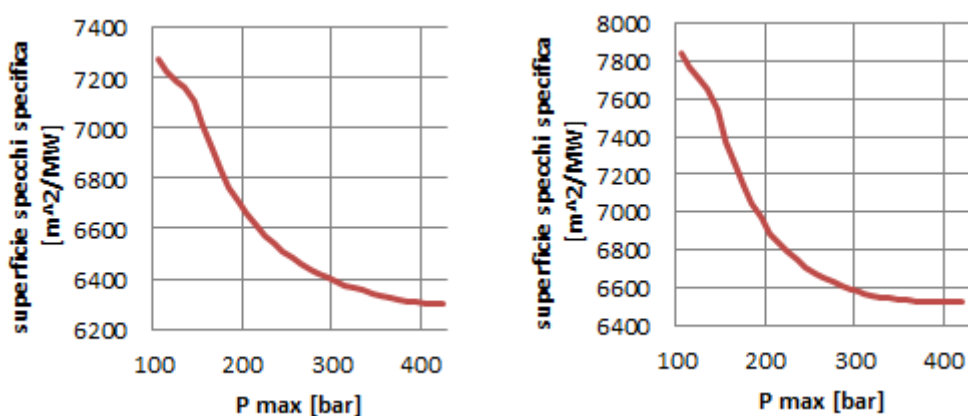


Figura 6.47: area specchi specifica alla potenza in funzione della pressione massima ($T_{CO_2 \text{ max}}$ paria a 700°C a sinistra e 600°C a destra)

In Tabella 6.5 sono riassunti i principali risultati dell'ottimizzazione.

Tabella 6.5: effetti dell'innalzamento di temperatura massima della CO₂

T CO₂ massima	700	600
P elettrica netta [MW]	54.0	52.6
η elettrico del ciclo	43.11%	37.54%
η campo solare	45.32%	50.65%
η solar to electricity	19.54%	19.01%
Superficie specchi/P [m²/MW]	6397.6	6574.9
portata massica [kg/s]	374.4	468.7
T_{in} campo solare [°C]	422.5	348.5
T_{in} turbina [°C]	697.8	598.6
ΔP campo solare [bar]	9.3	11.7
N° loop	144	144
(U*S)/P [1/K]	0.129	0.143

Innalzare la temperatura massima dell'HTF porta ovvi benefici al rendimento del ciclo termodinamico. Però, si ha un incremento della temperatura media del fluido nei collettori con un conseguente incremento delle perdite termiche e diminuzione dell'efficienza del campo solare. Il rendimento *solar to electricity* tiene conto di entrambi gli effetti.

$$\eta_{Solar\ to\ Electricity} = \frac{\dot{P}_{el}}{\dot{Q}_{Sol}} = \frac{\dot{P}_{el}}{\dot{Q}_{in}} \cdot \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{Q}_{Sol}} = \eta_{ciclo} \cdot \eta_{campo\ solare} \quad (6.10)$$

\dot{P}_{el} potenza elettrica prodotta. [MW]

\dot{Q}_{Sol} potenza solare disponibile sulla superficie degli specchi. [MW]

\dot{Q}_{in} potenza termica fornita al ciclo. [MW]

Il ciclo con temperatura massima di 700°C, rispetto a quello a 600°C, presenta i seguenti vantaggi:

1. Un rendimento *solar to electricity* lievemente superiore che porta ad una minore superficie del campo specchi specifica all'unità di potenza.
2. Una portata circolante e una superficie necessaria per effettuare la rigenerazione minori, grazie al maggior lavoro specifico ottenibile.
3. Minori perdite di carico nel campo solare (conseguenza dei punti 1 e 2).

Di contro, le criticità sono importanti:

1. La necessità di ricorrere a superleghe di nichel, almeno per i ricevitori terminali del collettore (capitolo 5), con conseguente aggravio di costo. Per svolgere una valutazione economica di massima, si possono confrontare i costi del metallo per i campi solari a 600 °C e 700 °C. Si considera che tutti i tubi assorbitori per il ciclo a 600°C siano in acciaio austenitico, mentre per il ciclo a 700°C si ricorre alla superlega di nichel per la metà di essi. Entrambe le reti di distribuzione della CO₂ possono essere realizzate in acciaio austenitico: i condotti di andata e di ritorno per il ciclo a 700°C avranno però spessori maggiori per contenere lo stato di sollecitazione al di sotto del valore dello sforzo ammissibile [78] e saranno quindi più costosi. Considerando il prezzo dell'acciaio austenitico e quello della superlega di nichel rispettivamente pari a 10 e 80 €/kg si ottengono i risultati di Tabella 6.6: il costo del metallo del campo solare per il ciclo a 700°C è decisamente maggiore nonostante le minori dimensioni.

Tabella 6.6: costo del metallo del campo solare

	Ciclo a 600°C	Ciclo a 700°C
Collettore freddo, M€	1.85	2.39
Collettore caldo, M€	4.01	12.38
Tubi assorbitori, M€	2.50	11.27
TOTALE, M€	8.36	26.04

Per stimare l'aumento del *levelized cost of electricity* (Δ LCOE) si può ipotizzare un funzionamento pari a 4000 ore equivalenti all'anno e un *carrying charge factor* del 15%. Sotto queste ipotesi, l'energia prodotta dall'impianto a 700°C costerebbe 13.26 €/MWh in più. Tale valore non è eccessivo (si consideri che ad oggi l'energia generata da fonte solare costa circa 190 €/MWh [13]): se si sviluppasse un rivestimento selettivo opportuno, si potrebbe migliorare il rendimento del campo solare e quindi ridurre le dimensioni fino ad annullare o persino invertire questo svantaggio economico.

2. Essendo un gas, la CO₂ non è un fluido adatto per l'accumulo termico diretto. Per quanto riguarda l'accumulo indiretto a 600°C, è possibile utilizzare il Solar Salt, mentre le miscele di sali comunemente usate (Tabella 2.4) non permettono di effettuare un accumulo a 700°C. Si dovrebbe quindi ricorrere a sistemi ancora in fase di studio [34], di cui non si è ancora provata la fattibilità tecnica ed economica come, ad esempio, accumuli a cambiamento di fase (solido-liquido) oppure a metalli liquidi o a matrice solida

3. Problemi di resistenza del coating selettivo: infatti, il rivestimento che ad oggi raggiunge le temperature maggiori è quello dell'Enea che però non può superare i 600°C [22].
4. La maggior temperatura di funzionamento accentuerebbe la difficoltà nel realizzare la giunzione vetro-metallo causata dai differenti coefficienti di dilatazione dei materiali.

Con la tecnologia attualmente disponibile non è consigliabile spingersi a temperature superiori a 600°C. Tuttavia, se si riuscissero a risolvere le questioni sopra elencate, il ciclo a 700°C potrebbe essere decisamente rivalutato.

Per le considerazioni sulle turbomacchine dei paragrafi successivi si farà riferimento al ciclo a 600°C.

6.9.1 Dimensionamento delle turbine

Poiché i rapporti di espansione e i salti entalpici delle turbine sono piccoli, si sceglie di imporre 2 stadi per quella di alta pressione ($\beta = 2.9$, $\Delta h = 122.62$ kJ/kg) e uno solo per quella di bassa ($\beta = 1.7$, $\Delta h = 76.01$ kJ/kg). Si è imposta una velocità di rotazione di 200 Hz (12000 rpm), ipotizzando di inserire un riduttore di giri tra turbina e generatore elettrico. Noto il rapporto tra le portate volumetriche in ingresso e uscita dal singolo stadio (~ 1.5), si verifica che il numero di giri specifico (N_S) è nell'intorno di 0.1.

$$N_S = N \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}_{OUT}}}{\Delta h_{is}^{3/4}} \quad (6.11)$$

N_S numero di giri specifico. [-]

N numero di giri. [Hz]

\dot{V}_{OUT} portata volumetrica in uscita dallo stadio. [m³/s]

Δh_{is} salto entalpico isoentropico dello stadio. [kJ/kg]

Questo valore consente di avere buoni rendimenti degli stadi, come si vede in Figura 6.48. Il numero di stadi scelto è, quindi, corretto.

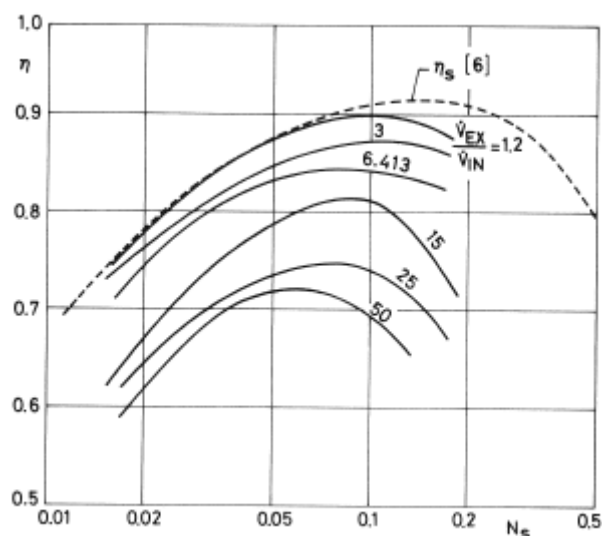


Figura 6.48: rendimento di turbina in funzione del numero di giri specifico di stadio [86]

Conoscendo il numero di stadi, si può ottenere una buona stima delle dimensioni e delle prestazioni delle turbine utilizzando il programma AXTUR [86], realizzato dai professori Ennio Macchi e Giovanni Lozza del Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano.

Il programma permette il dimensionamento e l'ottimizzazione di turbine assiali fino a tre stadi. Utilizza numerose correlazioni da letteratura (Craig e Cox, Kacker Okapuu, Traupel, Balje) e ricerca la configurazione a più alto rendimento globale della turbina che rispetti tutti i vincoli lineari e non lineari imposti dall'utente. Le variabili indipendenti (cioè il grado di reazione, il coefficiente di lavoro specifico adimensionale e il rapporto d'espansione per lo stadio, i rapporti gola/passaggio, gola/corda assiale e corda assiale/raggio per rotore e statore) sono soggette a limiti lineari, mentre è possibile definire limiti non lineari su altre 10 variabili (ad esempio il numero di pale, il valore dell'angolo di *flare*, le dimensioni della corda). Le proprietà termodinamiche della CO_2 sono fornite da Refprop[®] [87]: tra queste risulta molto importante il fattore di comprimibilità per considerare la non idealità della CO_2 durante l'espansione.

In Figura 6.49 si può vedere la sezione meridiana delle turbine. Come previsto (capitolo 2), le dimensioni risultano estremamente compatte.

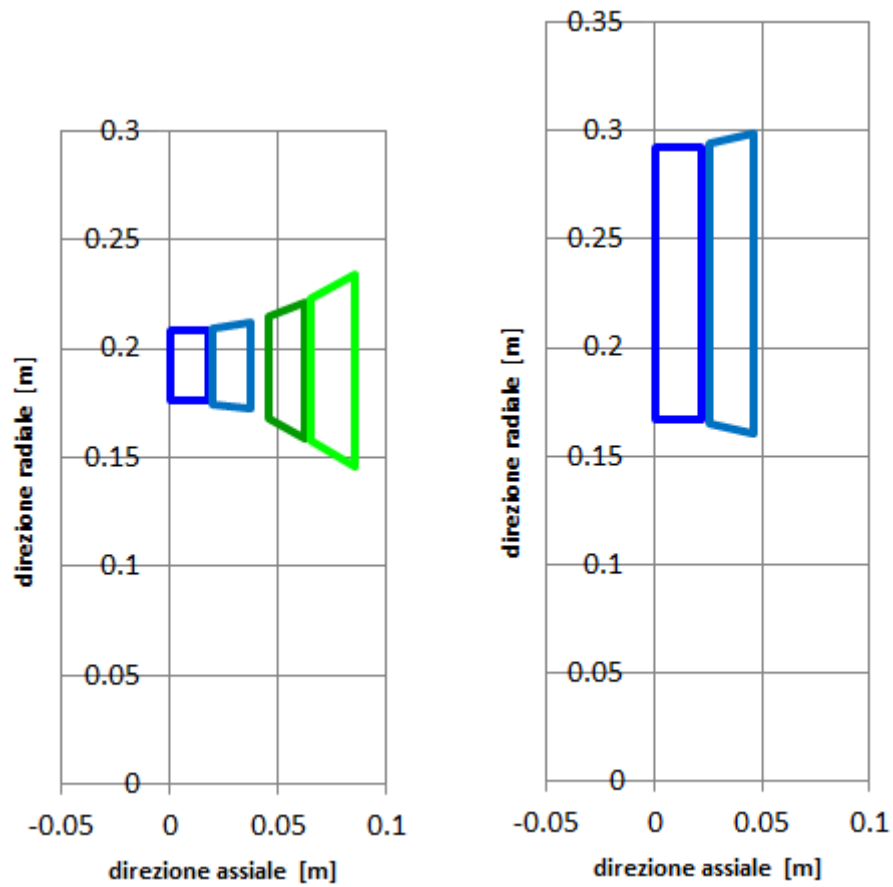


Figura 6.49: dimensioni delle pale delle turbine di alta pressione (a sinistra) e bassa pressione (a destra) per il ciclo con $T_{max} = 600^{\circ}\text{C}$

In Tabella 6.7 sono riassunti i principali parametri che caratterizzano il funzionamento delle turbine. Gli stadi sono tutti a reazione e non eccessivamente carichi (i coefficienti tipici di lavoro specifico adimensionale sono generalmente compresi tra 2 e 3 per gradi di reazione intorno a 0.5 [88]). Il numero di giri specifico è prossimo al valore 0.1.

Tabella 6.7: risultati dell'ottimizzazione; valori di: coefficiente di lavoro specifico adimensionale, grado di reazione, rapporto d'espansione, numero di giri specifico, size parameter, velocità periferica e rendimento globale

	TURBINA AP		TURBINA BP
	1° stadio	2° stadio	1° stadio
kis	2.903	1.964	2.039
r*	0.433	0.518	0.528
β	1.8664	1.5896	1.70
Vout / Vin	1.5891	1.434	1.5482
Ns	0.0779	0.1263	0.1478
Sp	0.1131	0.1494	0.2153
U, m/s	228.1	230.4	287.4
η	90.821%		91.937%

In Figura 6.50 e Figura 6.51 sono riportati i triangoli di velocità al diametro medio ottimizzati dal programma. Le velocità sono adimensionalizzate dividendo per la *free-ject velocity* definita come radice quadrata di due volte il salto entalpico isoentropico.

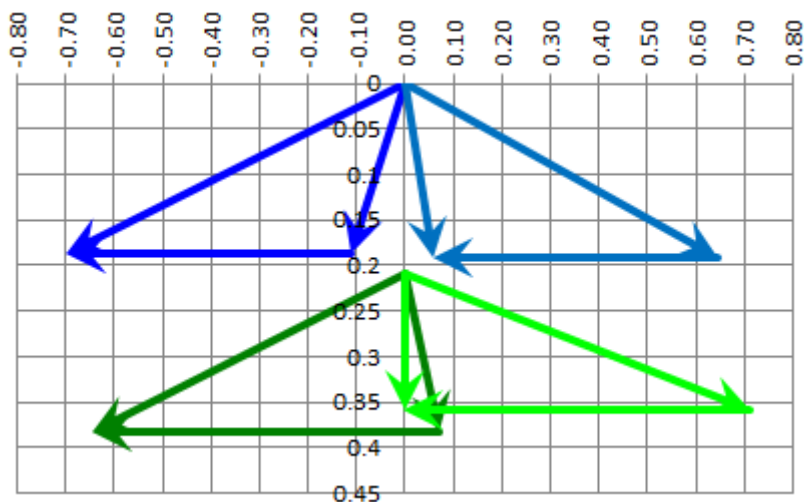


Figura 6.50: triangoli di velocità (adimensionali) della turbina di alta pressione (free ject velocity primo e secondo stadio: 411 m/s e 335 m/s)

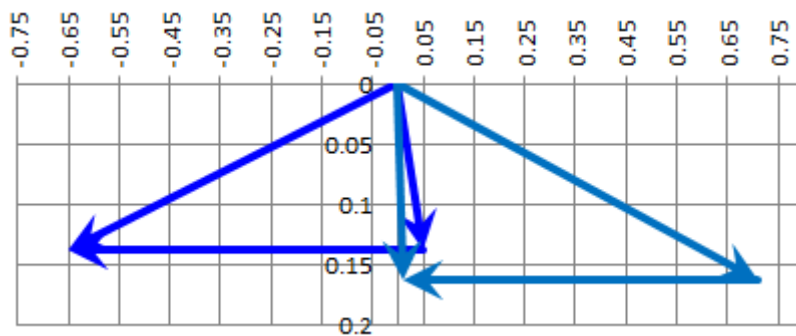


Figura 6.51: triangoli di velocità (adimensionali) della turbina di bassa pressione (free jet velocity 412 m/s)

Le perdite sono mostrate in Figura 6.52 e Figura 6.53.

Si distinguono in perdite di schiera:

1. Perdite di profilo, relative alle forma delle pale.
2. Perdite di anello, legate allo strato limite sul tamburo interno, fisso o rotante, e sulla cassa della turbomacchina.
3. Perdite secondarie, legate ai flussi in sezioni trasversali del flusso.
4. Perdite di trafilemento.

E perdite di stadio:

5. Perdite per attrito sui dischi, che includono il contributo di tutti i componenti rotanti e non contribuenti al lavoro delle pale.
6. Perdite di energia cinetica allo scarico. Si considera un fattore di recupero dell'energia cinetica di 0.5.

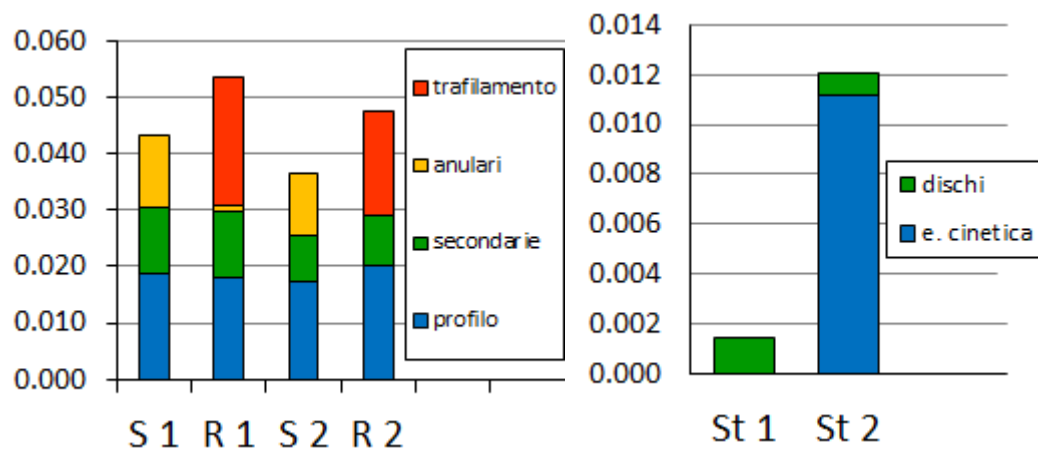


Figura 6.52: perdite di schiera (a sinistra) e di stadio (a destra) per la turbina di AP

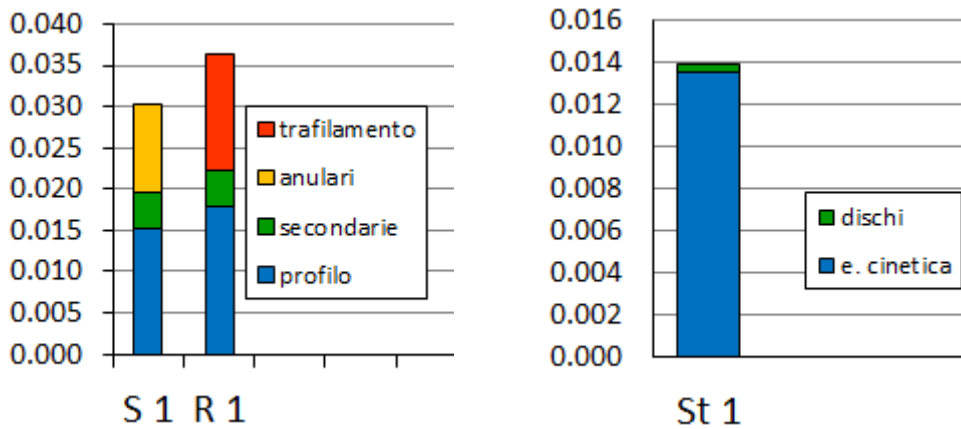


Figura 6.53: perdite di schiera (a sinistra) e di stadio (a destra) per la turbina di BP

Il valore dei rendimenti delle due turbine sono riportati in Tabella 6.7. L'ipotesi di adottare il valore di 0.9 risulta conservativa.

6.9.2 Considerazioni sui compressori

Ai compressori si impone la stessa velocità di rotazione delle turbine per avere una turbomacchina monoalbero.

Il compressore 10-11 comprime tutta la portata mentre i compressori 11-3 e 1-2 elaborano rispettivamente il 40% e il 60%. Le portate volumetriche in ingresso risultano molto piccole, perché le pressioni in aspirazione sono comunque elevate e perché si avvertono fortemente gli effetti di gas reale in prossimità della curva di saturazione; in particolare la densità della CO₂ all'entrata del compressore 1-2 assume il valore di 604 kg/m³, paragonabile a quella di un olio. Si è quindi pensato di utilizzare dei compressori centrifughi.

Utilizzando il diagramma di Balje (Figura 6.54) si possono stimare il numero di stadi necessario e il diametro della girante di ogni compressore tramite la valutazione della velocità e del diametro specifici (Eq. (6.13) e Eq. (6.14)).

$$N_S = N \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}_{IN}}}{\Delta h_{is}^{3/4}} \quad (6.12)$$

$$\omega_S = 2\pi \cdot N_S \quad (6.13)$$

$$D_S = D \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}_{IN}}}{\Delta h_{is}^{1/4}} \quad (6.14)$$

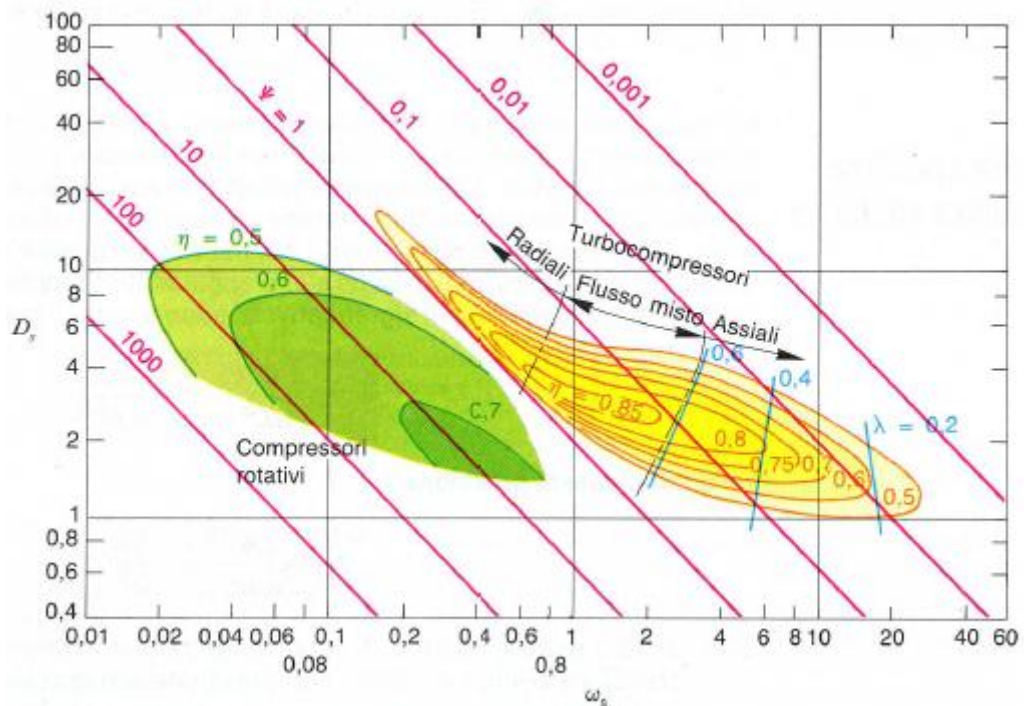


Figura 6.54: diagramma di Balje per compressori [89]

Si può affermare che:

- Il compressore 10-11 ($\Delta h = 27.7$ kJ/kg, $\beta = 1.7$) può essere realizzato con un solo stadio, ottenendo una velocità specifica di 1.3 e un diametro specifico di ottimo rendimento di circa 2.8. Si stima un diametro della girante di 0.445 m e una velocità periferica di circa 280 m/s.
- Il compressore 11-3 ($\Delta h = 86.3$ kJ/kg, $\beta = 3.45$) necessita di tre stadi per mantenere ω_s nell'intorno del valore 0.6; D_s ottimo assume il valore di 4. Per la girante di dimensioni maggiori il diametro e la velocità periferica assumono i valori di 0.327 m e 205 m/s.
- Il compressore 1-2 ($\Delta h = 36.2$ kJ/kg, $\beta = 3.55$) con due stadi mantiene ω_s vicino a 0.65 a il D_s ottimo assume il valore di 3. Il diametro della girante più grande è 0.271 m mentre la velocità periferica si attesta al valore di 270 m/s.

Considerati anche i miglioramenti delle turbomacchine dalla data di pubblicazione del diagramma di Balje (1981) ad oggi, tutti e tre i compressori del ciclo dovrebbero garantire un rendimento dell'85% come ipotizzato.

7 Conclusioni e sviluppi futuri

Il presente lavoro di tesi si è proposto di indagare l'utilizzo dell'anidride carbonica in sistemi solari a concentrazione lineare; di seguito si riportano le conclusioni che è possibile trarre.

Visti i limiti evidenti dei fluidi al momento impiegati in sistemi solari a concentrazione (oli sintetici e miscele di sali fusi), è giustificata la ricerca di termovettori alternativi; l'impiego di HTF gassosi potrebbe portare all'indiscutibile vantaggio di incrementare la temperatura massima operativa senza incorrere nel pericolo di congelamento, ma ha anche difetti penalizzanti riscontrabili nella necessità di dover utilizzare elevate pressioni (con una conseguente complicazione impiantistica) e di ricorrere ad un compressore (invece che ad una pompa) per la circolazione del fluido nel campo solare.

Tra i fluidi discussi al Capitolo 2, in seguito ad una analisi preliminare si è scelto di analizzare il comportamento della CO₂ per le sue buone caratteristiche di scambio termico e la possibilità di sfruttare gli effetti di gas reale in cicli diretti caratterizzati da elevati rendimenti e buona compattezza delle turbomacchine.

È stato adottato un modello di letteratura per simulare il comportamento del fluido nel tubo ricevitore ed è stato sviluppato un codice per il dimensionamento ottimizzato del campo solare. Il dialogo tra i due codici ha permesso di ricavare alcuni parametri utili a valutare le prestazioni del campo specchi e dell'impianto nel suo complesso: in particolare il rendimento Solar-to-Electricity (e la conseguente estensione della superficie riflettente) e le perdite di carico e termiche. Tale studio ha permesso di concludere che l'impiego della CO₂ in sistemi solari a concentrazione lineare (siano essi con concentratori cilindrico-parabolici o Fresnel) è fattibile in quanto i consumi per la circolazione dell'anidride carbonica, se utilizzata ad alta pressione, non risultano essere eccessivi rispetto al consumo delle pompe in impianti ad olio o a sali.

La conclusione appena riportata ha condotto ad uno studio sulla fattibilità tecnologica dell'utilizzo della CO₂: le elevate pressioni, il maggior peso dei tubi ricevitori e la notevole differenza di temperatura tra le 2 estremità (la più calda e la più fredda) dell'elemento captante potrebbero compromettere la realizzabilità del progetto, essendo potenzialmente responsabili di cedimenti strutturali.

L'analisi della distribuzione di temperatura è stata valutata inizialmente con un metodo analitico semplificato presente in letteratura e successivamente con un

codice agli elementi finiti. A partire dai risultati della analisi termica è stata realizzata una analisi dello stato di sforzo del tubo ricevitore, la quale ha permesso di concludere che l'impiego della CO₂ in collettori cilindro-parabolici non risulta fattibile dal punto di vista meccanico. Si è quindi cercato di ridurre lo stato di sollecitazione del tubo ricevitore agendo sugli sforzi di natura termica.

Dopo aver riscontrato l'assenza di soluzioni efficaci per il collettore parabolico, si è passati al collettore Fresnel: questo permette di ridurre la disuniformità del flusso incidente sull'assorbitore variando il puntamento degli specchi. Si è pensato di risolvere il problema a monte uniformando il flusso solare incidente sul tubo ricevitore. Sfruttando le peculiarità ottico-geometriche di un sistema lineare Fresnel è stato possibile, variando il puntamento di ogni singolo specchio, identificare una configurazione tale da garantire sforzi di natura termica accettabili a spese delle prestazioni. Si conclude pertanto che, adottando la tecnologia Fresnel, l'impiego di CO₂ a 100 bar e 600 °C in applicazioni solari a concentrazione lineare potrebbe essere fattibile anche dal punto di vista tecnologico.

Con l'obiettivo di aumentare le prestazioni termodinamiche del ciclo di potenza, si è anche analizzata la possibilità di incrementare ulteriormente la temperatura massima operativa fino a 700 °C. L'analisi termo-strutturale ha sancito che in questo caso è necessario abbandonare gli acciai inossidabili austenitici e ricorrere a superleghe a base Nickel (del tipo IN 617) con conseguente aumento dei costi di investimento.

Si è poi valutata la possibilità di adottare cicli diretti a CO₂ in sostituzione ad un ciclo Rankine a vapore convenzionale. Da una dettagliata analisi delle diverse configurazioni impiantistiche considerate, si è giunti alla conclusione che per ottenere il massimo rendimento bisogna utilizzare un ciclo multilivello avanzato che abbinare le tecniche della rigenerazione, dell'interrefrigerazione e della ricompressione. Per una temperatura massima della CO₂ di 600°C il rendimento del ciclo si attesta a valori pari a quelli dei migliori cicli a vapore delle centrali solari che utilizzano olio sintetico come fluido termovettore (37.6% [21]) con un possibile contenimento dei costi di impianto.

Analizzando le prestazioni del ciclo scelto si sono potuti osservare gli effetti di un innalzamento di temperatura fino a 700°C: il rendimento del ciclo di potenza raggiunge il valore di 43.1%, ma le maggiori temperature medie del campo solare portano ad un rendimento Solar-to-Electricity poco superiore rispetto alla soluzione a 600°C (19.5% contro 19%)

Le alte temperature richiedono inoltre l'adozione di superleghe per i tubi ricevitori e comportano difficoltà nel realizzare la giunzione vetro-metallo. In aggiunta non sono attualmente disponibili sistemi di accumulo per questo tipo di

impianti e coating selettivi resistenti fino a 700°C. Per queste ragioni l'analisi sul dimensionamento delle turbomacchine è stata realizzata solamente per il ciclo ottimizzato a 600°C che risulta essere la soluzione tecnologicamente più matura.

I calcoli del presente lavoro sono stati eseguiti in condizioni nominali di progetto per dimostrare che tecnicamente la CO₂ può essere impiegata in impianti a concentrazione. La realizzabilità tecnica non è però un elemento sufficiente per l'affermazione di una nuova tecnologia, perciò si raccomanda per un lavoro futuro un'accurata analisi economica (e quindi una simulazione annuale in condizioni di off-design) che consenta di stimare il costo dell'energia elettrica prodotta tramite i sistemi proposti, al fine di valutarne la competitività nei confronti degli impianti realizzati fino ad oggi.

Appendici

1 Assorbimento della radiazione solare, perdite off-design

La radiazione solare, prima di venire assorbita, subisce alcune dispersioni. La parte che viene effettivamente ad incidere sul tubo assorbitore è valutabile come:

$$\dot{Q}_{ass} = DNI \cdot \cos \theta \cdot IAM \cdot \eta_{ombra} \cdot \eta_{fc} \cdot \eta_{ottico} \quad (1.1)$$

\dot{Q}_{ass} radiazione solare effettivamente assorbita dal tubo assorbitore. [W/m²]

DNI *Direct Normal Irradiance*. [W/m²]

θ angolo di incidenza. [°]

IAM *Incidence Angle Modifier*. [-]

η_{ombra} fattore correttivo per l'ombreggiamento reciproco delle file. [-]

η_{fc} fattore correttivo per le perdite di fine collettore. [-]

η_{ottico} fattore correttivo per le perdite ottiche. [-]

Delle perdite ottiche si è già parlato nella descrizione del modello del collettore. Qui si farà brevemente accenno alle perdite in condizioni off-design.

1.1 Incidenza dei raggi solari: effetto coseno

Il sistema di inseguimento dei collettori solari lineari ha un solo grado di libertà: così si forma, eccetto che per particolari posizioni del Sole, un angolo di incidenza non nullo, definito come l'angolo tra i raggi solari e la normale all'apertura del collettore parabolico (Figura App.1.1). L'effetto dell'angolo di incidenza consiste nel fatto che la radiazione disponibile non è la DNI ma il prodotto tra quest'ultima e un fattore pari al coseno dell'incidenza (θ).

Per poter valutare l'angolo di incidenza bisogna conoscere la posizione del Sole durante tutto l'anno.

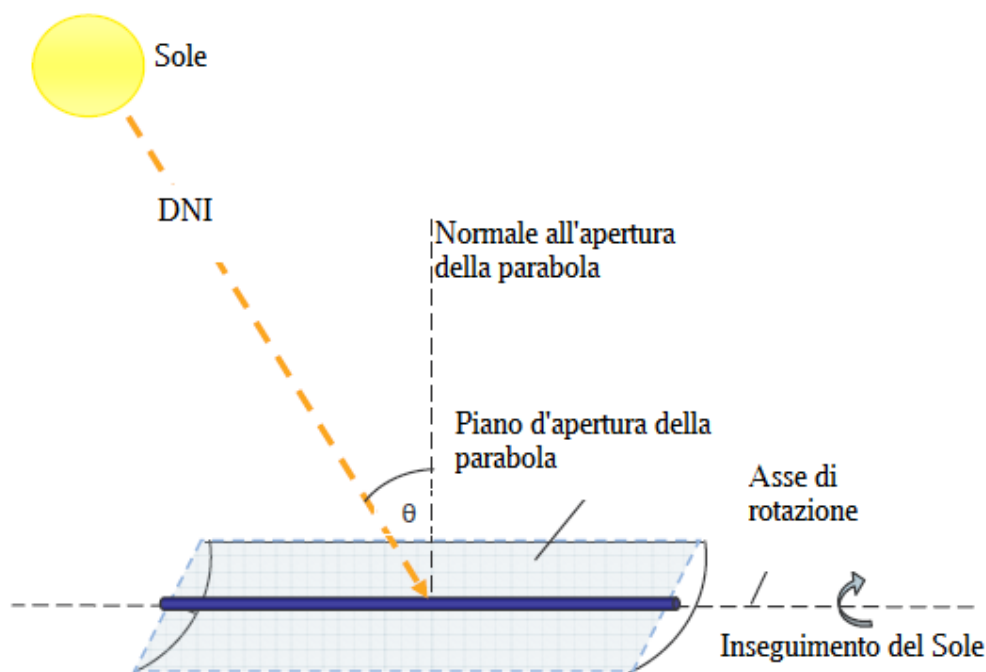


Figura App.1.1: angolo di incidenza θ [90]

La declinazione solare (δ) è la posizione angolare del Sole al mezzogiorno solare rispetto al piano equatoriale. A causa dell'inclinazione dell'asse di rotazione di 23.45° rispetto alla perpendicolare al piano dell'eclittica, il valore di tale angolo varia durante la rivoluzione della Terra intorno al Sole: da 23.45° del solstizio d'estate (21 giugno) a -23.45° del solstizio d'inverno (21 dicembre) (Figura App.1.2).

Per calcolare il valore dell'angolo di declinazione noto il giorno dell'anno si può utilizzare l'equazione di Cooper [6]:

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right) \quad (1.2)$$

n numero del giorno dell'anno da 1 (primo gennaio) a 365 (31 dicembre).

L'andamento dell'angolo di declinazione durante l'anno è ben visibile in Figura App.1.2 e Figura App.1.3.

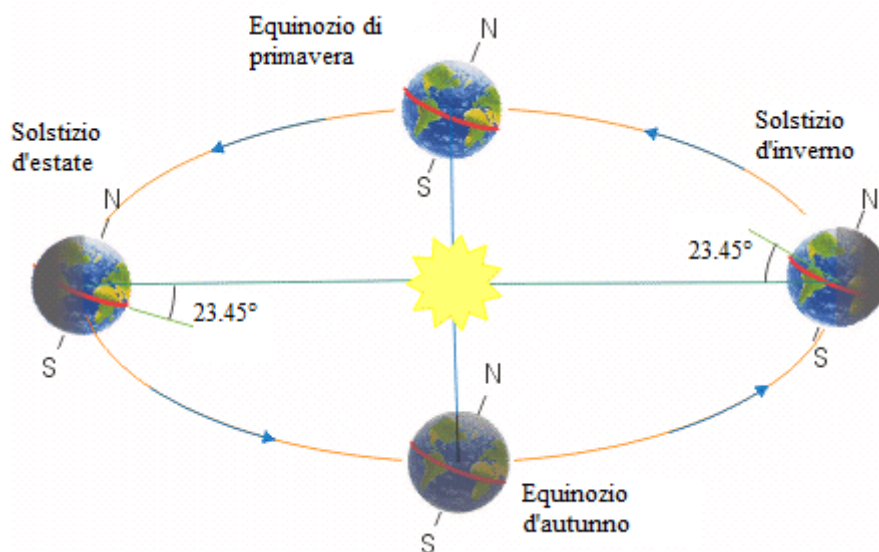


Figura App.1.2: angolo di declinazione

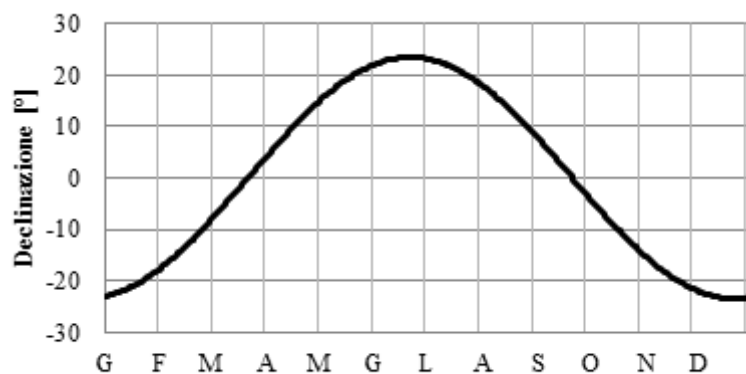


Figura App.1.3: angolo di declinazione nei vari mesi dell'anno

L'angolo orario (ω) è dovuto alla rotazione terrestre di 15° ogni ora. Questo angolo descrive la posizione del Sole rispetto al meridiano del luogo: assume valori negativi il mattino, quando il Sole si trova ad est del meridiano locale, e positivi il pomeriggio quando il Sole si trova a ovest.

$$\omega = (12 - h_{solare}) \cdot 15^\circ / ora \quad (1.3)$$

L'ora solare differisce da quella standard per tre motivi. Il più evidente è il fatto che l'ora standard è legata al meridiano di riferimento della zona oraria e non al meridiano passante per la località considerata. Una differenza banale è l'adozione o meno dell'ora legale. Meno intuitibile è, invece, la variabilità della durata del giorno solare dovuta alla forma ellittica dell'orbita terrestre.

L'equazione del tempo tiene conto di queste irregolarità e fornisce la variazione della durata di ogni giorno dell'anno (tale valore oscilla tra ± 15 minuti). Per esempio si riporta l'equazione del tempo di Spencer [6] (il risultato è in minuti):

$$E = 229.18 \cdot \left(\begin{array}{l} 0.000705 + 0.001868 \cdot \cos B - 0.032077 \cdot \sin B \\ -0.014615 \cdot \cos 2B + 0.04089 \cdot \sin 2B \end{array} \right) \quad (1.4)$$

$$B = \frac{360}{365} \cdot (n - 1) \quad (1.5)$$

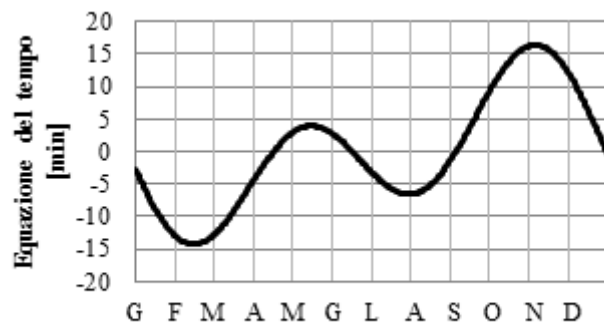


Figura App.1.4: equazione del tempo (Spencer)

Infine l'ora solare si ottiene dall'equazione (1.6).

$$h_{solare} = h_{std} - DST + \frac{(L_{std} - L_{locale})}{15} + E \cdot \frac{1 \text{ hr}}{60 \text{ min}} \quad (1.6)$$

- DST *Daylight Savings Time* per il passaggio da ora legale asolare. [0;1] [hr]
- L_{std} longitudine di riferimento zonale. [°]
- L_{locale} longitudine della località. [°]
- E equazione del tempo. [min]

L'angolo zenitale (θ_z) è formato dalla linea verticale passante per la località considerata e il vettore che punta il Sole, per il suo calcolo si utilizza l'equazione (1.7).

$$\theta_z = \text{acos}[\cos \delta \cdot \cos \varphi \cdot \cos \omega + \sin \delta \cdot \sin \varphi] \quad (1.7)$$

L'altezza solare (α_s) non è altro che il complementare dell'angolo zenitale: perciò si trova tra l'orizzonte e il vettore solare (equazione (1.8)).

$$\alpha_s = 90^\circ - \theta_z \quad (1.8)$$

- δ declinazione. [°]
- φ latitudine del sito. [°]
- ω angolo orario. [°]

In Figura App.1.5 è rappresentata l'altezza solare mentre in Figura App.1.6 se ne evidenzia l'andamento in funzione dell'ora solare per il sito degli impianti SEGS VIII e IX nei giorni dei solstizi d'estate e di inverno.

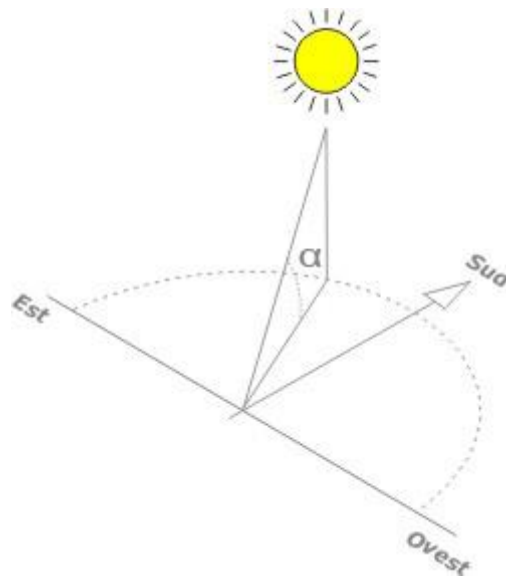


Figura App.1.5: altezza solare [10]

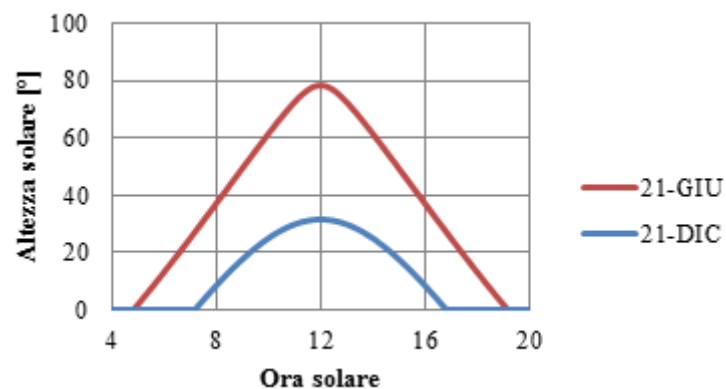


Figura App.1.6: altezza solare per il sito di SEGS VIII e IX (35°01'54"N 117°20'53"O)

Noti gli angoli che definiscono la posizione del sole, è possibile procedere al calcolo dell'incidenza ipotizzando un inseguimento continuo del Sole (a un grado di libertà) e l'orientamento del campo specchi. Gli assi di rotazione dei ricevitori possono avere orientazione Nord-Sud o Est-Ovest (o intermedie). L'incidenza in caso di collettori con asse N-S [91] (e inseguimento E-O) si calcola come:

$$\theta = \arccos \sqrt{(\cos \theta_z)^2 + (\cos \delta)^2 \cdot (\sin \omega)^2} \quad (1.9)$$

Mentre l'incidenza per collettori ad asse E-O [91] (e inseguimento N-S) si ottiene come:

$$\theta = \arccos \sqrt{1 - (\cos \delta)^2 \cdot (\sin \omega)^2} \quad (1.10)$$

Le equazioni (1.9) e (1.10) sono valide per un collettore cilindro parabolico.

Ad esempio in Figura App. 1.7 sono mostrati l'angolo di incidenza e il suo coseno per i giorni dei solstizi d'estate e d'inverno per il sito degli impianti SEGS VIII e IX preso Harper Lake (35°01'54"N, 117°20'53"O). Si considerano le due orientazioni degli assi N-S e E-O.

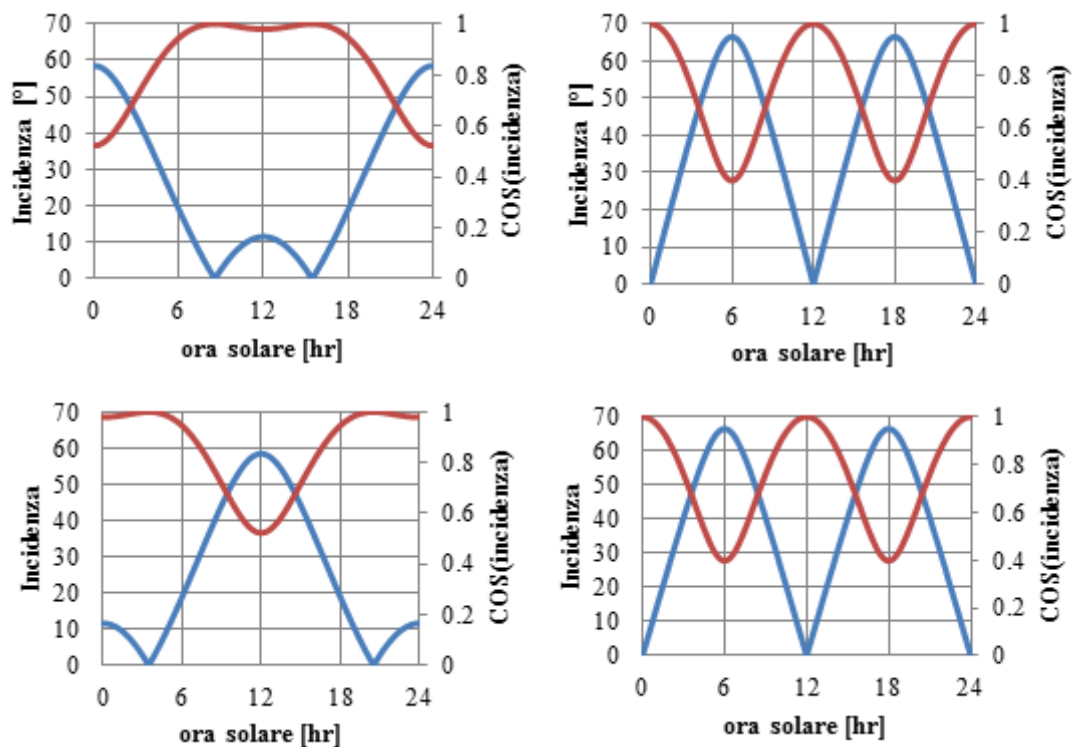


Figura App. 1.7 Incidenza (in azzurro) e coseno dell'incidenza (in rosso) per disposizione dell'asse del collettore N-S (prima colonna) e E-O (seconda colonna) nei solstizi d'estate (prima riga) e d'inverno (seconda riga) per il sito di SEGS VIII e IX (35°01'54"N 117°20'53"O)

1.2 IAM

L'*Incident Angle Modifier* è un termine che deve essere introdotto per angoli di incidenza maggiori di zero. Al variare dell'incidenza variano le proprietà ottiche: in particolare peggiorano la trasmittanza del vetro e l'assorbanza del rivestimento selettivo (Figura App.1.8).

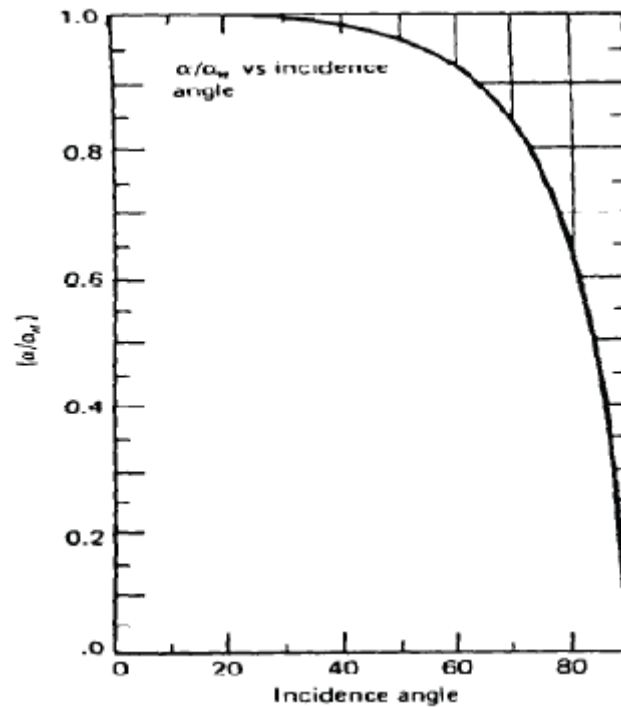


Figura App.1.8: assorbanza in funzione dell'angolo di incidenza [6]

Spesso l'effetto dell'angolo di incidenza responsabile di una diluizione della potenza solare areica incidente (*effetto coseno*) e lo IAM vengono raggruppati in un unico parametro:

$$K_{(\theta)} = IAM \cdot \cos \theta \quad (1.11)$$

Per esempio, l'equazione che descrive il coefficiente K di un collettore LS-2 ottenuta dai test sperimentali ai Sandia National Laboratories è [92]:

$$K_{(\theta)} = \cos \theta + 0.000884 \cdot \theta - 0.00005369 \cdot \theta^2 \quad (1.12)$$

Ovviamente un valore di K maggiore di 1 o minore di 0 non avrebbe significato fisico (si veda Figura App.1.9): la massima radiazione sfruttabile è la DNI, mentre dopo il tramonto il collettore non può funzionare.

A volte insieme all'effetto dell'angolo di incidenza e allo IAM vengono incorporate le perdite per ombreggiamento tra le file e le perdite di fine collettore.

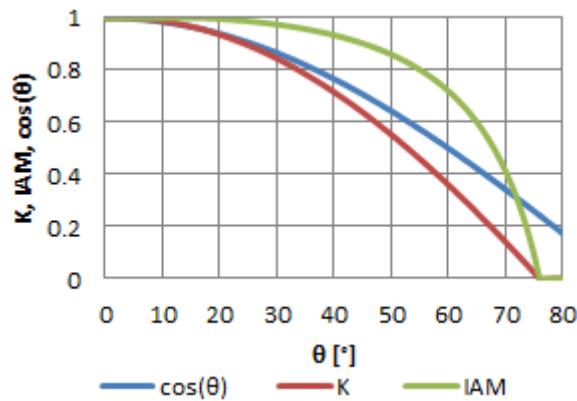


Figura App.1.9: K, IAM, cos(θ) in funzione dell'incidenza θ

1.3 Ombreggiamento tra le file di collettori

In un campo solare le file di collettori vengono distanziate di circa 15 metri (~2.5 volte l'apertura della parabola). Questo spazio inutilizzato è necessario per limitare l'ombreggiamento reciproco delle file nei periodi in cui l'altezza solare è minima (alba e tramonto). Come si vede in Figura App.1.10, la prima fila in direzione del Sole è completamente irraggiata ma copre tutte le file successive. L'ombreggiamento si verifica fino ad un determinato valore dell'altezza solare oltre al quale tutte le file sono completamente investite dalla radiazione. Il valore dell'altezza solare limite per cui si verifica questo sgradito fenomeno è tanto minore quanto risulta elevata la distanza tra le file. Non è però sensato incrementare eccessivamente lo spazio interfilare, perché così facendo il guadagno in termini di produttività non basterebbe a bilanciare l'aumento di dimensioni del piping con le annesse perdite termiche e di carico.



Figura App.1.10: ombreggiamento reciproco per un campo costituito da specchi parabolici [18]

Per quantificare la perdita di prestazione di un campo solare durante il periodo di ombreggiamento si utilizza un fattore definito come rapporto tra la superficie effettivamente irraggiata e la totale [18].

$$\eta_{ombra} = \frac{W_{effettiva}}{W} = MIN \left[MAX \left[\frac{D_{interfila}}{W} \cdot \frac{\cos \theta_z}{\cos \theta}; 0 \right]; 1 \right] \quad (1.13)$$

$W_{effettiva}$ apertura della parabola effettivamente illuminata. [m]

W	apertura della parabola. [m]
$D_{interfila}$	distanza tra due file adiacenti. [m]
θ	incidenza. [°]
θ_z	angolo zenitale. [°]

come si può vedere in Figura App.1.11, il fattore di ombreggiamento vale 0 se le file sono interamente coperte e 1 nel caso di irraggiamento completo della superficie riflettente.

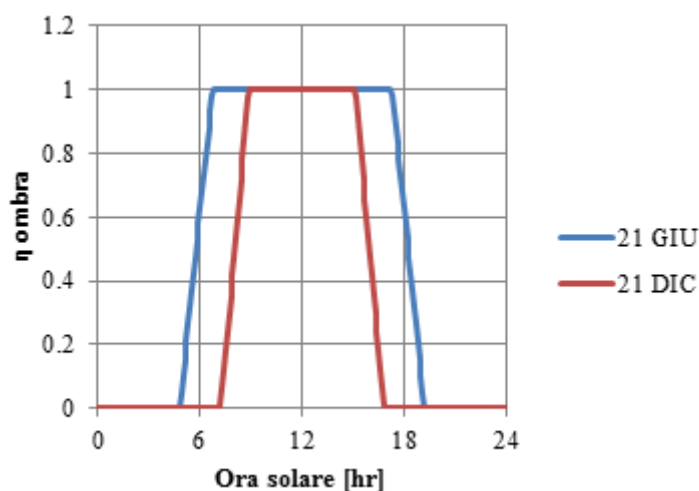


Figura App.1.11: fattore di ombreggiamento, disposizione asse N-S, distanza interfila 15 m, apertura della parabola 5.75 m

1.4 Perdite di fine collettore

Queste perdite sono presenti quando l'incidenza dei raggi solari non è nulla e dipendono dalla geometria del collettore, come ben visibile in Figura App.1.12. Una estremità del tubo assorbitore non viene irraggiata mentre all'estremità opposta la radiazione, che avrebbe dovuto incidere sull'assorbitore, viene riflessa verso il cielo.

Le perdite di fine collettore (Eq.(1.15)) dipendono dalla distanza focale di cui si considera il valore medio (Eq. (1.14)), dalla lunghezza (tanto più lungo è il collettore meno risentirà di queste perdite) e ovviamente dall'angolo di incidenza. [93]

$$\bar{f} = f + \frac{f \cdot W^2}{48 \cdot f^2} \quad (1.14)$$

$$\eta_{fc} = 1 - \frac{\bar{f} \cdot \tan \theta}{L_{SCA}} \quad (1.15)$$

- \bar{f} distanza focale media. [m]
- f distanza focale misurata sull'asse di simmetria della parabola. [m]
- W apertura della parabola. [m]
- L_{SCA} lunghezza del *Solar Collector Assembly* (SCA). [m]
- θ angolo di incidenza. [°]

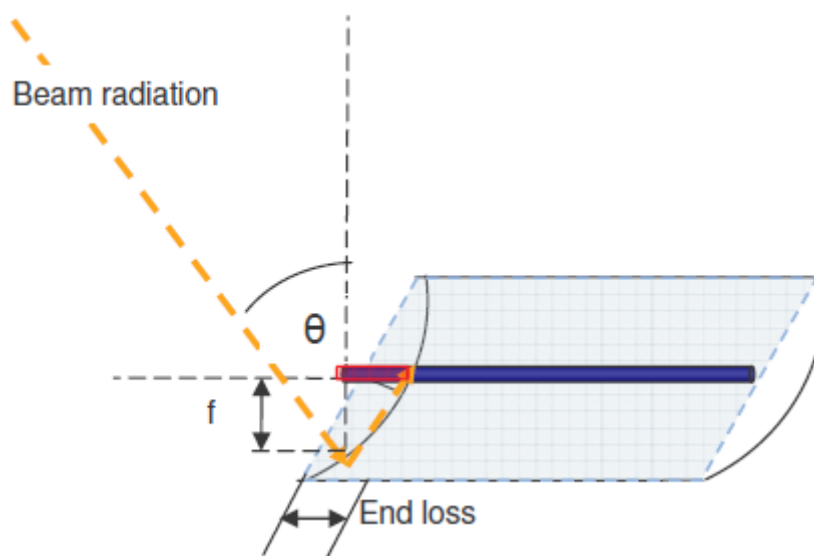


Figura App.1.12: perdite di fine collettore [90]

L'andamento del fattore di perdita di fine collettore è mostrato in Figura App.1.13.

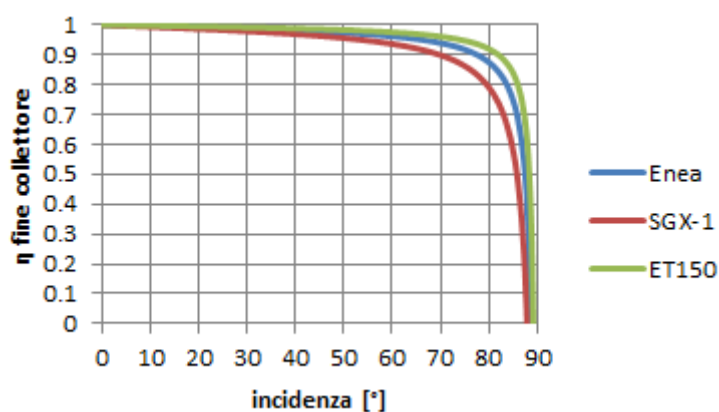


Figura App.1.13: fattore di perdita di fine collettore per strutture: Enea ($f=1.8$ m, $W=5.9$ m, $L=100$ m), ET-150 ($f=1.71$ m, $W=5.76$ m, $L=150$ m) e SGX-1 ($f=1.49$ m, $W=5.76$ m, $L=50$ m)

1.5 Influenza dell'angolo di incidenza sulle prestazioni del collettore

Al variare dell'angolo di incidenza le perdite termiche rimangono costanti, poiché principalmente dipendenti dalle temperature che sono state fissate. Le perdite ottiche crescono, il calore trasferito al fluido decresce e quindi si riduce il rendimento del collettore. L'andamento dell'influenza dell'angolo di incidenza della radiazione solare è evidenziato in Figura App. 1.14 e Figura App. 1.15.

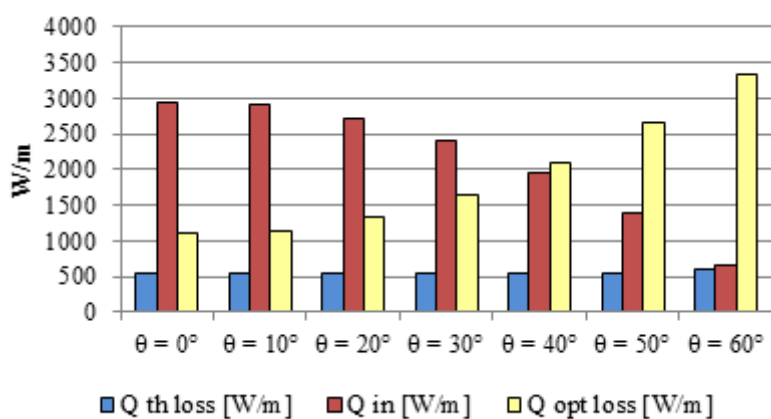


Figura App. 1.14: perdite termiche, calore trasferito al fluido e perdite ottiche per diversi angoli di incidenza

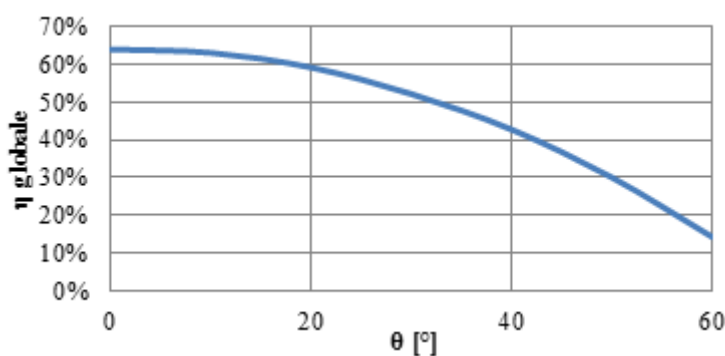


Figura App. 1.15: rendimento in funzione dell'angolo di incidenza

2 Risultati delle simulazioni al Capitolo 4

Si riportano di seguito i risultati delle simulazioni dell'intero campo specchi per un impianto solare termodinamico a concentrazione lineare con collettori parabolici a ciclo indiretto da 55 MW_{el} netti che impiega CO₂ come termovettore: in particolare si sono usati loop da 100 m, 200 m, 300 m e 400 m, configurazioni di campo ad I, H, H+I, H+H e disposizione a 2 tubi ed a 3 tubi.

Configurazione a 2 tubi	Loop da 100 m			
	I	H	H+I	H+H
Numero di loop totali	548	528	528	528
Portata per ogni loop	0.70	0.70	0.70	0.70
Potenza termica in ingresso al ciclo [MW]	146.43	144.43	145.76	146.46
Potenza elettrica del compressore [MW]	2.49	1.79	1.60	1.50
Potenza elettrica netta del ciclo [MW]	55.19	55.10	55.82	56.19
Area del campo specchi [m ²]	315100	303600	303600	303600
Area del campo specchi specifica alla potenza elettrica [m ² /MW _{el}]	5709.4	5510	5439	5403.3
ΔP Header freddo [bar]	1.11	0.62	0.46	0.38
ΔP Loop [bar]	0.40	0.40	0.40	0.40
ΔP Header caldo [bar]	1.94	1.09	0.81	0.67
ΔP Scambiatore ciclo [bar]	1.95	1.97	1.98	1.98
ΔP Totale [bar]	5.41	4.08	3.65	3.44
Perdite termiche nel piping [MW]	5.04	3.77	3.48	3.45
Perdite termiche nel piping specifica alla potenza elettrica [kW _{th} /MW _{el}]	91.38	68.38	62.31	61.36

Appendice 2

Configurazione a 2 tubi	Loop da 200 m			
	I	H	H+I	H+H
Numero di loop totali	260	256	264	256
Portata per ogni loop	1.43	1.43	1.43	1.43
Potenza termica in ingresso al ciclo [MW]	153.77	151.31	155.95	151.08
Potenza elettrica del compressore [MW]	5.31	4.05	3.83	3.55
Potenza elettrica netta del ciclo [MW]	55.26	55.55	57.60	55.96
Area del campo specchi [m ²]	299000	294400	303600	294400
Area del campo specchi specifica alla potenza elettrica [m ² /MW _{el}]	5410.8	5299.6	5270.9	5261.1
ΔP Header freddo [bar]	2.57	1.54	1.25	1.11
ΔP Loop [bar]	3.26	3.26	3.26	3.26
ΔP Header caldo [bar]	4.39	2.68	2.19	1.96
ΔP Scambiatore ciclo [bar]	1.85	1.88	1.89	1.90
ΔP Totale [bar]	12.07	9.36	8.59	8.22
Perdite termiche nel piping [MW]	1.78	1.57	1.76	1.99
Perdite termiche nel piping specifica alla potenza elettrica [kW _{th} /MW _{el}]	32.27	28.31	30.60	35.51

Configurazione a 2 tubi	Loop da 300 m			
	I	H	H+I	H+H
Numero di loop totali	180	176	180	176
Portata per ogni loop	2.15	2.15	2.15	2.15
Potenza termica in ingresso al ciclo [MW]	168.34	163.33	166.60	162.60
Potenza elettrica del compressore [MW]	10.91	8.97	8.80	8.57
Potenza elettrica netta del ciclo [MW]	55.40	55.36	56.82	55.48
Area del campo specchi [m ²]	310500	303600	310500	303600
Area del campo specchi specifica alla potenza elettrica [m ² /MW _{el}]	5604.7	5483.9	5464.2	5472
ΔP Header freddo [bar]	4.42	2.78	2.43	2.38
ΔP Loop [bar]	11.33	11.33	11.33	11.33
ΔP Header caldo [bar]	5.93	3.80	3.33	3.28
ΔP Scambiatore ciclo [bar]	1.65	1.70	1.71	1.71
ΔP Totale [bar]	23.34	19.61	18.79	18.70
Perdite termiche nel piping [MW]	1.13	1.14	1.46	1.86
Perdite termiche nel piping specifica alla potenza elettrica [kW _{th} /MW _{el}]	20.35	20.54	25.63	33.53

Risultati delle simulazioni al Capitolo 4

Configurazione a 2 tubi	Loop da 400 m			
	I	H	H+I	H+H
Numero di loop totali	148	152	144	160
Portata per ogni loop	2.88	2.88	2.88	2.88
Potenza termica in ingresso al ciclo [MW]	195.65	199.76	188.72	209.41
Potenza elettrica del compressore [MW]	21.49	20.67	19.28	21.63
Potenza elettrica netta del ciclo [MW]	55.58	58.02	55.06	60.85
Area del campo specchi [m ²]	340400	349600	331200	368000
Area del campo specchi specifica alla potenza elettrica [m ² /MW _{el}]	6124.6	6026	6015.2	6047.2
ΔP Header freddo [bar]	4.25	2.85	2.54	2.75
ΔP Loop [bar]	29.59	29.59	29.59	29.59
ΔP Header caldo [bar]	3.69	2.48	2.17	2.32
ΔP Scambiatore ciclo [bar]	1.33	1.36	1.36	1.36
ΔP Totale [bar]	38.86	36.28	35.67	36.03
Perdite termiche nel piping [MW]	1.03	1.24	1.64	2.44
Perdite termiche nel piping specifica alla potenza elettrica [kW _{th} /MW _{el}]	18.56	21.31	29.72	40.04

Configurazione a 3 tubi	Loop da 100 m			
	I	H	H+I	H+H
Numero di loop totali	564	544	540	528
Portata per ogni loop	0.70	0.70	0.70	0.70
Potenza termica in ingresso al ciclo [MW]	146.63	146.21	147.13	145.02
Potenza elettrica del compressore [MW]	2.75	2.19	2.02	1.92
Potenza elettrica netta del ciclo [MW]	55.01	55.40	55.93	55.21
Area del campo specchi [m ²]	324300	312800	310500	303600
Area del campo specchi specifica alla potenza elettrica [m ² /MW _{el}]	5895.6	5645.7	5551.5	5499.4
ΔP Header freddo [bar]	1.14	0.64	0.47	0.38
ΔP Loop [bar]	0.40	0.40	0.40	0.40
ΔP Header caldo [bar]	2.31	1.83	1.68	1.63
ΔP Scambiatore ciclo [bar]	1.95	1.96	1.96	1.96
ΔP Totale [bar]	5.80	4.82	4.51	4.38
Perdite termiche nel piping [MW]	8.17	5.92	5.19	4.76
Perdite termiche nel piping specifica alla potenza elettrica [kW _{th} /MW _{el}]	148.44	106.89	92.714	86.243

Appendice 2

Configurazione a 3 tubi	Loop da 200 m			
	I	H	H+I	H+H
Numero di loop totali	260	256	264	256
Portata per ogni loop	1.42	1.42	1.42	1.42
Potenza termica in ingresso al ciclo [MW]	150.30	149.06	154.09	149.59
Potenza elettrica del compressore [MW]	3.82	3.29	3.30	3.19
Potenza elettrica netta del ciclo [MW]	55.38	55.42	57.40	55.73
Area del campo specchi [m ²]	299000	294400	303600	294400
Area del campo specchi specifica alla potenza elettrica [m ² /MW _{el}]	5399.2	5311.9	5289.1	5282.4
ΔP Header freddo [bar]	2.53	1.52	1.23	1.09
ΔP Loop [bar]	3.22	3.22	3.22	3.22
ΔP Header caldo [bar]	1.19	1.06	1.11	1.23
ΔP Scambiatore ciclo [bar]	1.91	1.91	1.91	1.91
ΔP Totale [bar]	8.85	7.72	7.48	7.46
Perdite termiche nel piping [MW]	3.10	2.51	2.57	2.65
Perdite termiche nel piping specifica alla potenza elettrica [kW _{th} /MW _{el}]	56.007	45.309	44.777	47.589

Configurazione a 3 tubi	Loop da 300 m			
	I	H	H+I	H+H
Numero di loop totali	176	176	180	176
Portata per ogni loop	2.15	2.15	2.15	2.15
Potenza termica in ingresso al ciclo [MW]	161.04	161.08	164.70	160.92
Potenza elettrica del compressore [MW]	8.21	7.57	7.66	7.56
Potenza elettrica netta del ciclo [MW]	55.23	55.88	57.22	55.82
Area del campo specchi [m ²]	303600	303600	310500	303600
Area del campo specchi specifica alla potenza elettrica [m ² /MW _{el}]	5497.3	5433.3	5426.5	5438.8
ΔP Header freddo [bar]	4.34	2.78	2.43	2.38
ΔP Loop [bar]	11.33	11.33	11.33	11.33
ΔP Header caldo [bar]	0.89	0.88	1.00	1.19
ΔP Scambiatore ciclo [bar]	1.76	1.76	1.75	1.75
ΔP Totale [bar]	18.31	16.74	16.50	16.65
Perdite termiche nel piping [MW]	2.00	1.82	2.07	2.41
Perdite termiche nel piping specifica alla potenza elettrica [kW _{th} /MW _{el}]	36.215	32.525	36.118	43.206

Configurazione a 3 tubi	400			
	I	H	H+I	H+H
Numero di loop totali	148	144	144	144
Portata per ogni loop	2.88	2.88	2.88	2.88
Potenza termica in ingresso al ciclo [MW]	192.71	187.39	187.22	186.99
Potenza elettrica del compressore [MW]	19.58	18.46	18.45	18.41
Potenza elettrica netta del ciclo [MW]	56.33	55.36	55.30	55.24
Area del campo specchi [m ²]	340400	331200	331200	331200
Area del campo specchi specifica alla potenza elettrica [m ² /MW _{el}]	6043.1	5982.9	5989.1	5995.1
ΔP Header freddo [bar]	4.25	2.76	2.54	2.75
ΔP Loop [bar]	29.59	29.59	29.59	29.59
ΔP Header caldo [bar]	0.70	0.72	0.84	0.68
ΔP Scambiatore ciclo [bar]	1.39	1.39	1.39	1.39
ΔP Totale [bar]	35.92	34.46	34.36	34.42
Perdite termiche nel piping [MW]	1.88	1.79	2.19	2.87
Perdite termiche nel piping specifica alla potenza elettrica [kW _{th} /MW _{el}]	33.344	32.33	39.56	52.024

Si riportano di seguito i risultati delle simulazioni dell'intero campo specchi per un impianto solare termodinamico a concentrazione lineare con collettori Fresnel a ciclo indiretto da 55 MW_{el} netti che impiega CO₂ come termovettore.

Appendice 2

Configurazione a 2 tubi	Loop da 100 m			
	I	H	H+I	H+H
Numero di loop totali	312	304	300	304
Portata per ogni loop	1.20	1.20	1.20	1.20
Potenza termica in ingresso al ciclo [MW]	150.43	147.72	146.27	148.44
Potenza elettrica del compressore [MW]	3.84	2.67	2.27	2.14
Potenza elettrica netta del ciclo [MW]	55.41	55.52	55.35	56.33
Area del campo specchi [m ²]	374400	364800	360000	364800
Area del campo specchi specifica alla potenza elettrica [m ² /MW _{el}]	6756.3	6570.9	6504.3	6475.7
ΔP Header freddo [bar]	2.31	1.38	1.06	0.91
ΔP Loop [bar]	0.53	0.53	0.53	0.53
ΔP Header caldo [bar]	3.93	2.37	1.83	1.59
ΔP Scambiatore ciclo [bar]	1.91	1.94	1.95	1.96
ΔP Totale [bar]	8.68	6.22	5.37	5.00
Perdite termiche nel piping [MW]	3.02	2.36	2.21	2.29
Perdite termiche nel piping specifica alla potenza elettrica [kW _{th} /MW _{el}]	54.42	42.51	39.92	40.63

Configurazione a 2 tubi	Loop da 160 m			
	I	H	H+I	H+H
Numero di loop totali	192	192	192	192
Portata per ogni loop	1.94	1.94	1.94	1.94
Potenza termica in ingresso al ciclo [MW]	157.12	156.12	155.77	155.56
Potenza elettrica del compressore [MW]	6.02	4.42	3.93	3.76
Potenza elettrica netta del ciclo [MW]	55.87	57.07	57.43	57.51
Area del campo specchi [m ²]	368640	368640	368640	368640
Area del campo specchi specifica alla potenza elettrica [m ² /MW _{el}]	6598.2	6458.9	6419.1	6409.9
ΔP Header freddo [bar]	3.77	2.33	1.90	1.75
ΔP Loop [bar]	1.97	1.97	1.97	1.97
ΔP Header caldo [bar]	6.21	3.95	3.24	3.01
ΔP Scambiatore ciclo [bar]	1.84	1.88	1.90	1.90
ΔP Totale [bar]	13.79	10.14	9.01	8.63
Perdite termiche nel piping [MW]	1.19	1.10	1.22	1.43
Perdite termiche nel piping specifica alla potenza elettrica [kW _{th} /MW _{el}]	21.28	19.27	21.17	24.84

Risultati delle simulazioni al Capitolo 4

Configurazione a 2 tubi	Loop da 200 m			
	I	H	H+I	H+H
Numero di loop totali	156	152	156	160
Portata per ogni loop	2.43	2.43	2.43	2.43
Potenza termica in ingresso al ciclo [MW]	161.65	156.31	160.05	163.96
Potenza elettrica del compressore [MW]	7.67	5.69	5.38	5.41
Potenza elettrica netta del ciclo [MW]	56.01	55.88	57.66	59.17
Area del campo specchi [m ²]	374400	364800	374400	384000
Area del campo specchi specifica alla potenza elettrica [m ² /MW _{el}]	6685.1	6528.8	6492.9	6489.7
ΔP Header freddo [bar]	5.25	3.33	2.85	2.74
ΔP Loop [bar]	3.80	3.80	3.80	3.80
ΔP Header caldo [bar]	6.46	4.19	3.60	3.47
ΔP Scambiatore ciclo [bar]	1.79	1.84	1.85	1.85
ΔP Totale [bar]	17.31	13.15	12.10	11.86
Perdite termiche nel piping [MW]	1.23	1.13	1.31	1.60
Perdite termiche nel piping specifica alla potenza elettrica [kW _{th} /MW _{el}]	22.02	20.16	22.73	27.09

Configurazione a 2 tubi	Loop da 300 m			
	I	H	H+I	H+H
Numero di loop totali	104	104	108	112
Portata per ogni loop	3.68	3.68	3.68	3.68
Potenza termica in ingresso al ciclo [MW]	166.21	165.43	171.52	177.69
Potenza elettrica del compressore [MW]	10.39	9.35	9.56	10.05
Potenza elettrica netta del ciclo [MW]	55.08	55.81	58.00	59.95
Area del campo specchi [m ²]	374400	374400	388800	403200
Area del campo specchi specifica alla potenza elettrica [m ² /MW _{el}]	6797.3	6708.3	6703.7	6725.9
ΔP Header freddo [bar]	3.45	2.36	2.21	2.33
ΔP Loop [bar]	13.39	13.39	13.39	13.39
ΔP Header caldo [bar]	3.86	2.67	2.50	2.62
ΔP Scambiatore ciclo [bar]	1.65	1.68	1.68	1.68
ΔP Totale [bar]	22.37	20.10	19.78	20.03
Perdite termiche nel piping [MW]	0.88	0.98	1.33	1.83
Perdite termiche nel piping specifica alla potenza elettrica [kW _{th} /MW _{el}]	16.06	17.58	23.01	30.46

Lista degli acronimi

CSP	Concentrated Solar Power
IEA	International Energy Agency
toe	ton of oil equivalent
AM	Air Mass
DNI	Direct Normal Irradiance
HCE	Heat Collector Element
HTF	Heat Transfer Fluid
LFR	Linear Fresnel Reflector
CSR	Central Receiver System
DSG	Direct Steam Generation
SCA	Solar Collector Assembly
MM	Massa Molecolare
SF	Solar Field
FEM	Finite Element Method
CFD	Computational Fluid Dynamics
IAM	Incident Angle Modifier

Bibliografia

- [1] Parlamento e Consiglio europeo, «Direttiva 2009/28/CE,» 2009. [Online]. Available: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2009:140:0016:01:IT:HTML>.
- [2] UNITED NATIONS, «Report of the World Commission on Environment and Development,» in *Our Common Future*, 1987.
- [3] IEA, [Online]. Available: www.iea.org.
- [4] IEA, «Energy Technology Perspectives,» 2008.
- [5] W. B. Stine and M. Geyer, "Power From The Sun," 2001. [Online]. Available: <http://www.powerfromthesun.net>.
- [6] John Duffie e William Beckman , *Solar Engineering of Thermal Processes*, 3rd edition, New York: Wiley, 2006.
- [7] Incropera, DeWitt, Bergman e Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (6th ed.), Wiley, 2007.
- [8] D. Cocco, C. Palomba e P. Puddu, *Tecnologie delle energie rinnovabili*, Padova: SGE, 2010.
- [9] NASA. [Online]. Available: <http://www.nasa.gov/>.
- [10] A. Giostri e C. Saccilotto, *Sviluppo di codici di calcolo per la simulazione economico-energetica di impianti solari termodinamici a concentrazione lineare*, Milano: Politecnico di Milano, 2009.
- [11] U. Wang, "The Rise of Concentrating Solar Thermal Power," *Renewable Energy World*, 2011. [Online]. Available: <http://www.renewableenergyworld.com/rea/news/article/2011/06/the-rise-of-concentrating-solar-thermal-power>.
- [12] Solar Millennium. [Online]. Available: <http://www.solarmillennium.de>.
- [13] IEA, «Technology Roadmap Concentrating Solar Power,» 2010.
- [14] Energy Strategy Group, «Solar Energy Report,» 2009.
- [15] A. Giostri, M. Binotti, P. Silva, E. Macchi e G. Manzolini, «Comparison of two Linear Collectors in Solar Thermal Plants: Parabolic Trough VS Fresnel,» in *Proceedings of ASME 2011 5th International Conference on Energy Sustainability & 9th Fuel Cell Science, Engineering and Technology Conference*, Washington, DC, USA, August 7-10, 2011.
- [16] José C Martín, "Solar Tres," in *NREL CSP Technology Workshop*, Denver, 2007.
- [17] SANDIA National Laboratories, "Sandia, Stirling Energy Systems set new world record for solar-to-grid conversion efficiency," Albuquerque, 2008.
- [18] T. A. Stuetzle, *Automatic Control of the 30MWe SEGS VI Parabolic Trough*

- Plant, Master's Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Wisconsin, 2002.
- [19] SIEMENS, [Online]. Available: <http://www.energy.siemens.com/hq/en/power-generation/renewables/solar-power/concentrated-solar-power/products/>.
- [20] FLAGSOL. [Online]. Available: <http://www.flagsol.com>.
- [21] NREL - National Renewable Energy Laboratory;. [Online]. Available: <http://www.nrel.gov/csp>.
- [22] Consorzio Solare XXI, «Solare XXI,» [Online]. Available: http://www.solarexxi.com/wp-content/uploads/dati_tecnici.pdf.
- [23] SENER. [Online]. Available: <http://www.sener.es>.
- [24] Flabeg, [Online]. Available: <http://flabeg.com/index.php?id=142&L=1>.
- [25] A. Fontanella, T. Crescenzi, F. Di Mario, F. Fabrizi e D. Mazzei, «Quaderno Solare Termodinamico,» ENEA, 2011.
- [26] Novatec Solar. [Online]. Available: <http://www.novatecsolar.com>.
- [27] Schott Solar, «SCHOTT Solar CSP to supply direct steam receivers for Fresnel technology,» 2010. [Online]. Available: http://www.ffpress.net/Kunden/SOLE/Meldungen/SOLE_3912/SOLE_3912.pdf.
- [28] Novatec Solar, «Novatec Solar's Fresnel collector generates superheated steam above 500°C,» 21 settembre 2011. [Online]. Available: http://www.novatecsolar.com/files/110915_press_release_supernova.pdf.
- [29] A. Häberle, C. Zahler, H. Lerchenmüller e C. Wittwe, «The Solarmundo line focussing Fresnel collector. Optical and thermal performance and cost calculations.,» 2002.
- [30] H. Price, E. Lufert, D. Kearney , E. Zarza, G. Cohen, R. Gee e R. Mahoney, «Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology,» *Journal of Solar Energy Engineering*, 2002.
- [31] G. Guglielmini e C. Pisoni, Elementi di trasmissione del calore, CEA, 2000.
- [32] SOLUTIA, «Therminol VP1 Vapour Phase Liquid Phase Heat Transfer Fluid,» [Online]. Available: <http://www.therminol.com/pages/products/vp-1.asp>.
- [33] AP, «"Storage Tank at Solar Power Plant in Desert Explodes. Immediate Area Is Evacuated",» *LA Times*, su Los Angeles Times, 27 Febbraio 1999.
- [34] NREL, «Survey of Thermal Storage for Parabolic Trough Power Plants,» 2000.
- [35] Archimede Solar Energy. [Online]. Available: http://www.archimedesolarenergy.it/it_hems08_detailed_specifications.htm.
- [36] Archimede Solar Energy. [Online]. Available: <http://www.archimedesolarenergy.com/>.
- [37] D. Kearney, U. Herrmann, P. Nava, B. Kelly, R. Mahoney, J. Pacheco, R. Cable, N. Potrovitza, D. Blake e H. Price, «Assessment of a Molten Salt Heat Transfer

- Fluid in a Parabolic Trough Solar Field,» *Journal of Solar Energy Engineering - ASME*, vol. 125, pp. 170 - 176, May 2003.
- [38] C. Ortolani, *Combustione*, 4. ed, Milano: Libreria Clup, 2006.
- [39] G.L. Borman e K.W. Ragland, *Combustion engineering*, Boston: WCB McGraw-Hill, 1998.
- [40] W. D. Callister, *Materials Science and engineering: an introduction*, 7th ed. a cura di, John Wiley & sons, 2007.
- [41] M. J. Moran e H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics (5th Edition)*, John Wiley & Sons, Inc., 2006.
- [42] *Appunti del Corso di "Impianti Chimichi per l'Energia e l'Ambiente"*, prof. A. Frassoldati, A.A. 2009/2010.
- [43] J. M. Smith, H. C. Van Ness e M. M. Abbott, *Introduction to chemical engineering thermodynamics*, 7. ed., Boston: McGraw-Hill, 2005.
- [44] V. Dostal, M. J. Driscoll e P. Hejzlar, *A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors*, 2004.
- [45] R. Forristall, *Heat Transfer Analysis and Modelling of a Parabolic Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver*, 2003: NREL.
- [46] M. Eck e W. D. Steinmann, «Modelling and Design of Direct Solar Steam Generating Collector Fields,» *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. Vol. 127, pp. 371-380, August 2005.
- [47] Luca Massidda e Alberto Varone, *A Numerical Analysis of a High Temperature Solar Collecting Tube, Using Helium as an Heat Transfer Fluid*, CRS4.
- [48] Flabeg, «Parabolic Mirrors for Concentrating Solar Power (CSP),» [Online]. Available: http://flabeg.com/uploads/media/FLABEG_Solar_Parabolic_06.pdf.
- [49] Solar Paces , «Solar Parabolic Trough,» [Online]. Available: http://www.solarpaces.org/CSP_Technology/docs/solar_trough.pdf.
- [50] Schott Solar, «SCHOTT PTR®70 Receiver The Next Generation,» [Online]. Available: <http://www.schottsolar.com/it/prodotti/impianti-a-concentrazione/ricevitore-schott-ptr-70/>.
- [51] N. Benz, «Next Generation Receivers,» 2008.
- [52] Eric T. Malroy, «Free Molecular Heat Transfer Programs for Setup and Dynamic Updating the Conductors in Thermal Desktop».
- [53] S. D. Odeh , G. L. Morrison e M. Behnia, «Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors,» 1998.
- [54] H. Price, R. Forristall, T. Wendelin, A. Lewandowski, T. Moss e C. Gummo, «Field Survey of Parabolic Trough Receiver Thermal Performance,» *NREL*.
- [55] D. B. L. Moens, "Mechanism of Hydrogen Formation in Solar Parabolic Trough Receivers," NREL, 2008.

- [56] F. Burkholder e C. Kutscher, «Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver,» NREL, 2009.
- [57] ASM, «ASM Handbooks Online,» [Online]. Available: <http://products.asminternational.org/hbk/index.jsp>.
- [58] María José Montes Pita, Anàlisis y Propuestas de Sistemas Solares de Alta Exergìa que Emplean Agua Como Fluido Calorifero.
- [59] B. Kelly e K. Kearney, Parabolic Trough Solar System Piping Model, Final Report, NREL.
- [60] ASHRAE, Handbook—Fundamentals (SI), 2009.
- [61] Microtherm. [Online]. Available: <http://www.microtherm.uk.com>.
- [62] COMSOL MULTIPHYSICS. [Online].
- [63] H.D. Baehr e K. Stephan, Heat and Mass Transfer - Second, revised Edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [64] C. D.Pagani and S. Salsa, Analisi Matematica 2, Milano: Masson, 1994.
- [65] A. Talierecio, Meccanica dei sistemi di travi, Bologna: Progetto Leonardo, 2005.
- [66] G. Belloni e A. Lo Conte, Costruzione di macchine, Milano: U. Hoepli, 2002.
- [67] Michael F. Ashby, Materials selection in mechanical design, 3rd ed. a cura di, Elsevier : Butterworth-Heinemann, 2005.
- [68] M. Dunlevy, G. Eastwick, J. Gibbs, J. Lim, T. J. McKrell e R. G. Ballinger, «Corrosion of Materials in Supercritical CO₂ Environments,» in *Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium*, Rensselaer Polytechnic Institute, 2009.
- [69] F. Rouillard, F. Charton e G. Moine, «Corrosion behaviour of different metallic materials in supercritical CO₂ at 550°C and 250 bars,» in *Proceedings of SCCO₂ Power Cycle Symposium*, Rensselaer Polytechnic Institute, 2009.
- [70] K. Sridharan , M.Anderson, J. Jelinek, G. Cao e V. Firouzdo, «Corrosion of Candidate Alloys in High Temperature Supercritical Carbon Dioxide,» in *Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium*, University of Colorado, Boulder, 2011.
- [71] K. Buschow, R. Cahn, N. Flemings, B. Ilschner, E. Kramer, S. Mahajan e P. Veyssièrè, Encyclopedia of Materials: Science and Technology, Elsevier Ltd. a cura di, K. Buschow, R. Cahn, M. Flemings, B. Ilschner, E. Kramer, S. Mahajan e P. Veyssièrè, A cura di, 2010.
- [72] M.J. Blanco, A. Mutuberria e D. Martinez, «Experimental validation of Tonatiuh using the Plataforma Solar de Almería secondary concentrator test campaign,» in *2010 International SolarPACE Symposium*, Perpignan, France, September 21-24.
- [73] NREL, «SOLTRACE Optical Modeling Software,» [Online]. Available: <http://www.nrel.gov/csp/soltrace/>.
- [74] M. Binotti, A. Giotri, M. Astolfi, L. Colombo, E. Macchi e G. Manzolini, «Partial Admission s. Sliding Pressure Applied to DSG Solar Plant Based on

- Linear Fresnel Reflector,» in *SolarPACES 2011*, Granada, September 20 – 23.
- [75] J. J. Schneider e S. Kirkpatrick, *Stochastic Optimization*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [76] A. Zhigljavsky e A. Žilinskas, *Stochastic Global Optimization*, Springer Science+Business Media, LLC, 2008.
- [77] The MathWorks Inc, *Genetic Algorithm and Direct Search Toolbox User's Guide*, 2004.
- [78] Norma UNI EN 10216-5, *Tubi senza saldatura di acciaio per impieghi a pressione - Condizioni tecniche di fornitura - Parte 5: Tubi di acciaio inossidabile*, 2005.
- [79] G. Angelino, «Real gas effects in carbon dioxide cycles,» *ASME*, 1969.
- [80] Giovanni Lozza, *Turbine a gas e cicli combinati*, Esculapio, 2006.
- [81] Meherwan P. Boyce, *Gas Turbine Engineering Handbook 2nd edition*, Gulf Professional Publishing, 2002.
- [82] S. Odeh, G. Morrison and M. Behnia, "Modelling of Parabolic Trough Direct Steam Generation Solar Collectors," 1998.
- [83] G. Angelino, «Carbon Dioxide Condensation Cycles For Power Production,» *Journal of Engeneering for Power*, 1968.
- [84] E. G. Feher, "The supercritical thermodynamic power cycle," *Advances in Energy Conversion*, 1967.
- [85] John C. Bryant, Henry Saari e Kourosh Zanganeh, «An Analysis and Comparison of the Simple and Recompression Supercritical CO₂ Cycles,» in *Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium*, Boulder, Colorado, 2011.
- [86] E. Macchi, «Design Criteria for Turbines Operating with Fluid Having a Low Speed of Sound,» in *Close Cycle Gas Turbines*, von Karman Institute for Fluid Dynamics, 1977.
- [87] NIST, [Online]. Available: <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>.
- [88] C. Osnaghi, *Teoria delle turbomacchine*, Bologna: Progetto Leonardo, Esculapio, 2006.
- [89] G. Cornetti, *Macchine Termiche*, Torino: Il Capitello, 1989.
- [90] Angela M. Patnode, *Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants*, Madison: University of Wisconsin, 2006.
- [91] A. Giostri, C. Saccilotto, P. Silva, E. Macchi e G. Manzolini, «A numerical model for off-design performance calculation of parabolic trough based solar power plants,» 2010.
- [92] E. Dudley, J. Koib, A. Mahoney, T. Mancini e C. Matt, «SEGA LS-2 Solar Collector,» NREL, 1994.
- [93] F. Kreith e D. Yogi Goswami, *Handbook of Energy Efficiency and Renewable*

Energy, CRC Press, 2007.

- [94] Flabeg, «Best Performance, Most Experience, Solar Mirrors for CSP and CPV,»
[Online]. Available: http://flabeg.com/uploads/media/FLABEG_Solar_06.pdf.