

POLITECNICO DI MILANO

FACOLTÀ DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica



ANALISI DI UN IMPIANTO SOLARE A CONCENTRAZIONE
COGENERATIVO PER APPLICAZIONE IN CONTESTO
RURALE

Relatrice: Prof.ssa Emanuela COLOMBO

Correlatore: Ing Gabriele CASSETTI

Tesi di Laurea di:
Simone PESENTI 766409

Anno Accademico 2011/12

Ringraziamenti

Al termine di questa tesi mi sento in dovere di ringraziare tutti coloro che hanno contribuito direttamente ed indirettamente alla sua realizzazione.

Ringrazio innanzitutto la professoressa Colombo, per avermi proposto un argomento di tesi originale e per avermi sempre sostenuto ed aiutato nel corso degli ultimi mesi. Assieme a lei ringrazio Gabriele, che mi ha seguito lungo tutto lo svolgimento della tesi e Francesco, chiamato ad assistere soltanto nella fase conclusiva, ma ugualmente in grado di fornire un supporto fondamentale.

Ringrazio la mia famiglia, i miei genitori e mia sorella, per avermi costantemente sostenuto nei miei numerosi anni da studente.

Ringrazio tutti coloro che mi hanno accompagnato durante questo lungo viaggio al Politecnico, nessuno escluso. A partire da chi ho conosciuto il primo giorno, perso e spaesato per le aule in Bovisa, Nico e Jacopo, a chi ho avuto la fortuna di conoscere solo più tardi. A tutti coloro con cui ho condiviso lunghi pomeriggi di studio: Bonvo, Rosto, Profeta, Armando, Chiarello, Capriotti, Paoletto, Max, Dello, Jack, Teo, Rello e tanti altri.

Ringrazio gli amici con cui sono cresciuto, Caterina e Giulia sono parte della mia vita da quasi venti anni, Jesus e Linda da poco meno, ma non sono per questo meno importanti.

Ringrazio i ragazzi conosciuti in età forse un poco più matura, Andrea, Vincenzo, Emanuele, compagni di tante avventure passate e, mi auguro, future.

Ringrazio Nico, Silvia, Elena, e tutti i ragazzi della Tonic, per le serate in palestra e le giornate su roccia.

Ringrazio tutti coloro che ho dimenticato in queste poche righe.

Indice

Ringraziamenti	iii
Elenco delle figure	ix
Elenco delle tabelle	xiii
Nomenclature	xv
Sommario	xix
Abstract	xxi
Introduzione ed obiettivo della tesi	xxiii
1 Valutazione del contesto applicativo	1
1.1 L'energia in Tanzania	1
1.1.1 Introduzione	1
1.1.2 Storia dell'elettrificazione	1
1.1.3 Situazione attuale	3
1.1.4 Sviluppi futuri	6
1.2 Individuazione di un possibile contesto d'applicazione	8
1.2.1 Ambiente e clima	9
1.2.2 Calcolo diagrammi di carico	10
1.2.3 La generazione distribuita	12
2 I cicli ORC per la generazione distribuita	13
2.1 Ciclo termodinamico e componenti	13
2.2 Confronto con ciclo Rankine a vapore	14
2.3 Confronto con ciclo Stirling	17
2.4 Scelta della tecnologia	20
2.5 Sorgenti di calore applicabili ai cicli ORC	20
2.5.1 Biomassa	20

2.5.2	Solare	22
2.5.3	Geotermia	23
2.5.4	Recupero di calore	24
2.6	Tecnologie alternative per la generazione distribuita in contesto rurale	27
3	Modello dell'impianto	29
3.1	Modello del ciclo Rankine ORC	29
3.2	Punti caratteristici	30
3.2.1	Ciclo di potenza	30
3.2.2	Ciclo solare	32
3.3	Componenti dell'impianto	33
3.3.1	Espansori	33
3.3.2	Scambiatori di calore	35
3.3.3	Condensatore ad aria	43
3.3.4	Condensatore ad acqua	48
3.3.5	Pompe	54
3.3.6	Serbatoio di accumulo	55
3.4	Modello termico del collettore di calore	56
3.4.1	Scambio termico convettivo tra assorbitore e fluido termovettore	57
3.4.2	Scambio termico conduttivo attraverso l'assorbitore	59
3.4.3	Scambio termico tra assorbitore e involucro di vetro	59
3.4.4	Scambio termico conduttivo attraverso l'involucro di vetro	60
3.4.5	Scambio termico tra l'involucro di vetro e l'atmosfera	61
3.4.6	Assorbimento dell'irraggiamento solare	63
3.4.7	Perdite di calore attraverso le staffe di supporto dell'HCE	64
3.4.8	Perdite di carico nell'assorbitore	68
3.5	Dimensionamento impianto solare	68
4	Analisi di impianto	69
4.1	Analisi Energetica	69
4.2	Analisi Exergetica	70
4.2.1	Introduzione all'exergia	70
4.2.2	Rendimenti exergetici dei principali componenti del ciclo	78
4.3	Analisi Economica	79
4.3.1	Costo dei componenti impianto CSP	80
4.3.2	Costo degli impianti di confronto	83
4.3.3	Calcolo LCOE	85
4.4	Analisi Termoeconomica	87

4.4.1	Contabilità exergetica	88
4.4.2	Flussi di costo ed equazioni ausiliarie	89
4.4.3	Variabili exergoeconomiche	90
4.4.4	Valutazione del design	91
4.4.5	Analisi del modello	93
5	Risultati del modello	95
5.1	Curve di carico	95
5.2	Prestazioni dell'impianto	96
5.3	Valutazioni economiche	97
5.3.1	Variazione temperatura ambiente	98
5.3.2	Variazione irraggiamento	99
5.3.3	Variazione temperatura di evaporazione	101
5.3.4	Variazione pinch point al condensatore	102
5.4	LCOE	103
5.5	Risultati analisi termoeconomica	104
5.6	Considerazioni aggiuntive	106
5.6.1	Confronto a pari produzione	106
5.6.2	Occupazione terreno	108
5.6.3	Impatto ambientale	108
6	Conclusioni	111
A	Carichi presenti nel villaggio	115
B	Analisi exergetica	121
C	Analisi dei risultati	127
	Bibliografia	135

Elenco delle figure

1.1	Fornitura di energia primaria in Tanzania negli ultimi 40 anni. Dati tratti da IEA	4
1.2	Generazione elettrica per combustibile in Tanzania negli ultimi 40 anni. Dati tratti da IEA.	5
1.3	Temperature massime e minime medie misurate a Tabora. Irraggiamento medio mensile su una superficie orizzontale ottimamente inclinata	10
1.4	Irraggiamento globale su superficie orizzontale nell’Africa meridionale	11
2.1	Curve di saturazione di alcuni fluidi organici e dell’acqua . . .	15
2.2	Schema di impianto ORC alimentato a biomassa	21
2.3	Schema concettuale dell’impianto da 3kWe realizzato in Lesotho da STG	23
2.4	Schema di un impianto ORC per il recupero del calore dei gas di scarico da un motore Diesel	26
3.1	Schema dell’impianto CSP associato ad un ciclo ORC	30
3.2	Schema di un compressore a spirale prodotto dalla Emerson .	33
3.3	Espansore a doppio stadio	35
3.4	Esempio di scambiatore di calore a piastre con guarnizioni . .	36
3.5	Schema di uno scambiatore di calore a fascio tubiero e mantello	50
3.6	Bilancio energetico in stato stazionario su una sezione del collettore di calore, tratto da NREL	57
3.7	Modello di scambio termico su un segmento del collettore di calore, tratto da NREL	65
5.1	Curve di carico per un giorno lavorativo in mezza stagione . .	96
5.2	Rendimenti di primo e secondo principio, della produzione elettrica netta e del calore ceduto in cogenerazione al variare della temperatura ambiente	98

5.3	Variazione del LCOE in funzione della temperatura ambiente, valutato per le diverse configurazioni impiantistiche	99
5.4	Variazione del LCOE in funzione dell'irraggiamento, valutato per le diverse configurazioni impiantistiche	100
5.5	Radiazione solare diretta e diffusa al variare dell'ora. Dati validi per Tabora in giugno.	101
5.6	Variazione del LCOE in funzione della temperatura di evaporazione	102
5.7	Variazione del LCOE al variare del pinch point al condensatore	103
5.8	Variazione del LCOE e del costo specifico dei prodotti in funzione della temperatura ambiente	105
5.9	Costo specifico dell'exergia associata ai prodotti, LCOE e rendimento di primo principio in funzione della temperatura ambiente	106
5.10	Variazione del LCOE in funzione della temperatura ambiente e dell'irraggiamento, confronto a pari potenza ed a pari energia	107
5.11	Variazione dell'occupazione di terreno in funzione di temperatura ambiente ed irraggiamento	108
C.1	Rendimenti di primo e secondo principio, della produzione elettrica netta e del calore ceduto in cogenerazione al variare dell'irraggiamento diretto	127
C.2	Rendimenti di primo e secondo principio, della produzione elettrica netta e del calore ceduto in cogenerazione al variare della temperatura di evaporazione	128
C.3	Rendimenti di primo e secondo principio, della produzione elettrica netta e del calore ceduto in cogenerazione al variare del pinch al condensatore	128
C.4	Variazione del LCOE in funzione della temperatura ambiente, fattore di remunerazione produzione termica 1	129
C.5	Variazione del LCOE in funzione della temperatura di evaporazione, fattore di remunerazione produzione termica 1	129
C.6	Variazione del LCOE in funzione del pinch al condensatore, fattore di remunerazione produzione termica 1	130
C.7	Costo specifico dell'exergia associata ai prodotti, dell'exergia distrutta, LCOE e rendimento di primo principio in funzione della temperatura ambiente. Caso2	130
C.8	Costo specifico dell'exergia associata ai prodotti, dell'exergia distrutta, LCOE e rendimento di primo principio in funzione della temperatura ambiente. Caso3	131

C.9	Costo specifico dell'exergia associata ai prodotti, dell'exergia distrutta, LCOE e rendimento di primo principio in funzione dell'irraggiamento.	132
C.10	Costo specifico dell'exergia associata ai prodotti, dell'exergia distrutta, LCOE e rendimento di primo principio in funzione della temperatura di evaporazione.	133
C.11	Costo specifico dell'exergia associata ai prodotti, dell'exergia distrutta, LCOE e rendimento di primo principio in funzione del pinch al condensatore.	134

Elenco delle tabelle

1.1	Elenco degli edifici presenti nel villaggio	9
2.1	Caratteristiche cicli Stirling e Rankine organico	19
3.1	Riepilogo ingressi-uscite del modello	31
5.1	Tabella riassuntiva dei parametri considerati	97
5.2	Riepilogo delle allocazioni dei costi di investimento e del combustibile per l'analisi termoeconomica	104
A.1	Elenco dei carichi deterministici	117
A.2	Elenco dei carichi stocastici	119
A.3	Elenco dei carichi critici	120

Nomenclature

Lettere Romane

\dot{m}	Portata massica, kg/s
A	Area, m^2
c	Calore specifico, J/(kg K)
D	Diametro, m
f	Coefficiente di attrito
g	Accelerazione gravitazionale, m/s^2
h	Coefficiente di scambio termico convettivo, $W/(m^2 K)$
h	Entalpia specifica, kJ/kg
k	Conduttività termica, $W/(m K)$
L	Lunghezza, m
P	Perimetro, m
P	Potenza, W
q'	Calore specifico, W/m
V	Volume, m^3
v	Velocità, m/s

Lettere Greche

α	Assorbanza
α	Diffusività termica, m^2/s

β	Coefficiente volumetrico di espansione termica, 1/K
η	Rendimento
ν	Viscosità cinematica, m^2/s
ν	Volume specifico, m^3/kg
ρ	Densità, kg/m^3
ρ	Riflettanza
σ	Costante di Stefan-Boltzmann, $W/(m^2K^4)$
τ	Trasmittanza
ε	Emissività

Pedici

A	HTF tra collettore ed evaporatore
B	HTF tra evaporatore ed economizzatore
C	HTF tra economizzatore e pompa
cond	Condensazione
cond	Conduttivo
conv	Convettivo
D	HTF tra pompa e collettore
rad	Radiativo
Th66	Therminol66

Acronimi

BWR	Back Work Ratio
DARESCO	Dar es Salaam Distribution Electric Supply Company
GRPP	Great Ruaha Power Project
GWP	Global Warming Potential
HCE	Heat Collector Element

HTF	Heat Transfer Fluid
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
IRE	Indice di Risparmio Energetico
LCOE	Levelized Cost of Energy
NREL	National Renewable Energy Laboratory
ODP	Ozone Depletion Potential
OEL	Organoelettrico
ORC	Organic Rankine Cycle
REA	Rural Energy Agency
STG	Solar Turbine Group International
TANESCO	Tanzania Electric Company Limited
tpe	tonnellate di petrolio equivalenti
WF	Working Fluid
ZECO	Zanzibar Electricity Corporation

Sommario

La tesi si propone l'obiettivo di valutare la fattibilità di un impianto solare a concentrazione associato ad un ciclo Rankine organico cogenerativo da realizzare in zone rurali, studiandone l'applicazione in Tanzania, scelta come caso base. L'idea deriva dalla volontà di analizzare assieme due tecnologie attualmente poco utilizzate a livello commerciale in contesto rurale, il solare a concentrazione e i cicli Rankine organici, valutando se in condizioni di applicazione particolari possano risultare convenienti rispetto alle tecnologie tradizionali.

La tesi è suddivisa in sei capitoli, nel corso dei quali viene affrontato l'intero processo decisionale che interessa un progetto del genere.

I primi due capitoli costituiscono l'introduzione generale alla tesi, fornendo le argomentazioni sulla base delle quali è stato sviluppato l'intero lavoro. Si inizia presentando la situazione politica ed energetica della Tanzania, le problematiche legate allo scarso sviluppo della rete elettrica al di fuori delle aree cittadine ed effettuando una descrizione del tipico villaggio rurale e dei suoi fabbisogni energetici. Il secondo capitolo prosegue presentando i cicli Rankine organici, confrontandoli con le tecnologie concorrenti quali i cicli Rankine a vapore e i cicli Stirling, ed elencando le possibili sorgenti di calore applicabili ai cicli ORC, terminando con la spiegazione dei motivi per cui è stato scelto di adottare proprio un ciclo del genere.

Nel terzo capitolo si descrive la modellazione dell'impianto in esame, dalla determinazione dei punti termodinamici di funzionamento alla scelta e descrizione dei singoli componenti adottati. Particolare attenzione viene dedicata al componente principale dell'impianto, ovvero i collettori solari: per calcolare con precisione l'output energetico che sono in grado di produrre si utilizza un metodo sviluppato da NREL (National Renewable Energy Laboratory, USA) che sta alla base dell'intero modello dell'impianto. Nel quarto capitolo si presentano diversi metodi di valutazione dell'impianto, ognuno atto a descrivere la sua efficienza sotto diversi aspetti, pertanto si illustrano i metodi di analisi energetica, exergetica, economica e termoeconomica.

Negli ultimi due capitoli infine, si mostrano e discutono i risultati ot-

tenuti tramite le analisi effettuate in precedenza, confrontando la soluzione impiantistica adottata con le alternative più tradizionali, ovvero il generatore a gasolio e i pannelli fotovoltaici per la produzione di potenza elettrica, il boiler a gas e i pannelli solari termici per la produzione di potenza termica.

Parole chiave

Ciclo Rankine Organico, Generazione distribuita, Solare a Concentrazione, Accesso all'energia, Termoeconomia

Abstract

The thesis has the goal to value the feasibility of a concentrating solar power plant working with an organic Rankine cycle, to be realized in rural areas; for this work, Tanzania has been taken as prime example. The subject has been chosen with the purpose of analysing two technologies presently underused at commercial level in rural context, concentrating solar power and organic Rankine cycles, valuing whether, in particular application conditions, they could result convenient compared with conventional technologies.

The thesis is composed by six chapters, in which the whole decision procedure regarding this project has been reviewed.

The first two chapters are a general introduction, showing the argumentations on which the whole work has been developed. The present energy and political situation in Tanzania has been reviewed, paying attention to the problems related to low power grid development outside urban areas, concluding with a description of a typical rural village, inclusive of a power demand estimation method. The second chapter concerns ORC analysis and comparison with alternative power production systems, steam Rankine cycle and Stirling cycle, with a review of available power sources adapt to ORC power plants.

A detailed ORC plant modelling has been described in the third chapter, the choice of every component has been validated, with particular attention on the heat collector model, developed with NREL (National Renewable Energy Laboratory, USA) method. In the fourth chapter, different power plants analysis methods have been reviewed: energy, exergy, economic and exergoeconomic analysis.

The last two chapters concern the results obtained with previously presented analysis methods, comparing the base solution with other power plants usually adopted in distributed generation scenarios: a gasoline generator and solar photovoltaic panels have been considered for power generation, a gas-fired

water heater and solar thermal collectors for thermal production.

Keywords

Organic Rankine Cycle, Distributed generation, Concentrating Solar Power, Energy access, Thermoconomics

Introduzione ed obiettivo della tesi

Ad oggi, risulta essere attivo e funzionante un solo impianto solare ORC microcogenerativo al mondo, realizzato in Lesotho nel 2009 ad opera di STG (Solar Turbine Group International) con la collaborazione di ricercatori del MIT e dell'Università di Liegi, in grado di fornire una potenza elettrica lorda di 3kW e una potenza termica di 23kW, costruito per soddisfare le necessità della clinica del villaggio.

STG è una società non-profit che lavora allo scopo di provvedere l'accesso all'energia nelle zone rurali dei paesi in via di sviluppo utilizzando impianti solari microcogenerativi, favorendo al contempo l'industria e l'economia del paese, impiegando materiali disponibili in loco ed istruendo lavoratori locali. Il loro primo impianto è stato realizzato presso una clinica situata a Matjotjo, in Lesotho, la quale serve circa 50-80 pazienti al giorno ed ha un personale di 3 infermieri che vi risiedono stabilmente. Il sistema installato, attivo da agosto 2009, garantisce quotidianamente 18-24kWh di elettricità, assieme a 900-1300 litri di acqua calda. Queste risorse consentono agli infermieri di estendere l'orario di apertura della clinica e di migliorare il servizio offerto ai pazienti.

In questo impianto, l'energia solare viene ricevuta da una serie di specchi solari a sezione parabolica, ognuno dei quali concentra la radiazione solare su un collettore di calore collocato nel centro focale dello specchio. I collettori di calore, attraverso i quali circola il fluido termovettore, sono collegati tra loro in ciclo chiuso; in questo caso come fluido è stato scelto il glicole etilenico, solitamente utilizzato nei radiatori nell'ambito dell'autotrazione. Il fluido termovettore, pompato all'interno dei collettori di calore, viene scaldato dalla radiazione solare, concentrata sul collettore mediante gli specchi, fino a raggiungere circa 150°C; quindi passa attraverso uno scambiatore di calore dove trasferisce calore al fluido di lavoro del ciclo ORC, R245fa, un refrigerante utilizzato nel settore della climatizzazione. Il fluido termovettore

esce quindi dallo scambiatore di calore ad una temperatura inferiore, intorno ai 100°C e ripete il ciclo appena descritto. Gli specchi sono stati realizzati utilizzando principalmente acciaio, condutture in rame e fogli riflettenti di alluminio. L'assemblaggio è semplice, richiede soltanto nozioni basiche di saldatura e di lavorazione del metallo, è stato quindi realizzato in Lesotho impiegando manodopera locale.

Il calore trasferito al fluido di lavoro è quindi utilizzato per il funzionamento del ciclo Rankine organico, una versione in scala ridotta del tradizionale ciclo Rankine a vapore utilizzato in impianti di produzione elettrica nella taglia del MW. Il ciclo ORC è suddiviso in quattro fasi: compressione, evaporazione, espansione e condensazione. Il fluido di lavoro, evaporato dopo esser passato nello scambiatore di calore, espande attraverso due espansori scroll in serie: commercialmente non sono disponibili turbine di taglia così piccola, pertanto i ricercatori di STG hanno dovuto adattare come espansori dei compressori scroll. Gli espansori sono collegati a dei generatori elettrici, la cui produzione elettrica è utilizzata per caricare un pacco di batterie. In seguito all'espansione, il refrigerante cede calore all'acqua per uso sanitario tramite un altro scambiatore di calore e torna alle condizioni di liquido saturo mediante un condensatore ad aria, scelto per limitare il consumo di acqua, risorsa poco disponibile nella località di installazione. Il ciclo si chiude infine riportando il fluido di lavoro alla pressione di evaporazione con una pompa.

Tra le principali peculiarità di questo impianto, vi è l'essere stato realizzato utilizzando componenti standard, disponibili ovunque a costi modesti, adattandoli alle necessità del sistema. I compressori scroll e il condensatore provengono infatti dal settore della climatizzazione, le pompe e le batterie di accumulo invece dal settore automobilistico. In questo modo è stato possibile ridurre i costi di investimento del sistema e migliorare la disponibilità del materiale e delle parti di ricambio, rendendo possibile costruire localmente l'impianto. Inoltre, per via della scala estremamente ridotta dell'impianto, la progettazione è stata molto semplificata, così da renderla facilmente replicabile in altri contesti [25].

Prendendo spunto dai risultati positivi ottenuti da STG, si è pensato di valutare le prestazioni di un impianto basato sulle medesime tecnologie e sugli stessi principi, ma di una dimensione tale da soddisfare il fabbisogno di un piccolo villaggio della Tanzania. In entrambi i casi l'ipotesi fondamentale su cui si fonda la filosofia progettuale degli impianti consiste nella collocazione in zone non raggiunte dalla rete elettrica e pertanto soggette all'utilizzo di metodi di generazione distribuita. Si è scelto di collocare l'impianto in

Tanzania perché è una nazione dalle caratteristiche favorevoli ad un'opera del genere, ovvero presenta una scarsa elettrificazione delle zone rurali e un buon irraggiamento medio annuale, poco variabile con le stagioni. Inoltre, stabilendo una località precisa per il progetto, è stato possibile utilizzare dei dati climatici di base plausibili per effettuare in seguito un confronto con condizioni differenti.

Capitolo 1

Valutazione del contesto applicativo

1.1 L'energia in Tanzania

1.1.1 Introduzione

La Tanzania, ufficialmente la Repubblica Unita di Tanzania, è una nazione dell'Africa Orientale. Confina a nord con Kenya e Uganda, ad ovest con Ruanda, Burundi e la Repubblica Democratica del Congo, a sud con Zambia, Malawi e Mozambico mentre ad est è delimitata dall'Oceano Indiano. In Tanzania è presente il Kilimanjaro, che con i suoi 5895m costituisce il punto più elevato del continente.

Il paese è diviso in 30 regioni: 5 sulle isole semi-autonome di Zanzibar e 25 sul territorio continentale, la vecchia Tanganica. Il presidente di stato è Jakaya Mrisho Kikwete, eletto nel 2005. Dal 1996 la capitale ufficiale della Tanzania è Dodoma, che ospita anche il parlamento ed alcuni uffici governativi. Dal raggiungimento dell'indipendenza dalla Gran Bretagna nel 1961 fino al 1996, la capitale è stata Dar es Salaam, tuttora principale città commerciale e di fatto sede della maggior parte delle istituzioni governative.

Il nome Tanzania deriva dai nomi di due stati, Tanganica e Zanzibar, che si unirono nel 1964 per formare la Repubblica Unita di Tanganica e Zanzibar, in seguito rinominata Repubblica Unita di Tanzania.

1.1.2 Storia dell'elettrificazione

Attualmente la principale compagnia elettrica è la TANESCO (Tanzania Electric Company Limited), un'organizzazione parastatale sotto il controllo del Ministero dell'Energia e dei Minerali. La compagnia produce, trasmet-

te, distribuisce e vende elettricità nella Tanzania continentale, dove possiede la maggior parte degli impianti; inoltre vende energia elettrica alla ZECO (Zanzibar Electricity Corporation), la quale a sua volta la rivende alla popolazione delle isole Unguja e Pemba.

I colonialisti tedeschi costruirono il primo sistema di produzione e distribuzione elettrica nel 1908 a Dar es Salaam, con lo scopo di provvedere al fabbisogno elettrico dell'industria ferroviaria e della parte della città in cui loro stessi erano prevalentemente stanziati. Nel 1920 la Gran Bretagna prese possesso del territorio tanzanese e fondò il Dipartimento Elettrico Governativo per gestire gli impianti lasciati dai tedeschi.

Nel 1931 il governo commissionò alla TANESCO (Tanganyika Electric Supply Company) la fornitura elettrica alle piantagioni di agave e alla città di Tanga. In quello stesso anno venne concesso alla DARESCO (Dar es Salaam Distribution Electric Supply Company Ltd, una compagnia privata posseduta congiuntamente dal governo locale e dalla TANESCO) di operare a Dar es Salaam, Dodoma, Tabora e Kigoma e di costruire stazioni elettriche a Kurasini, con l'obiettivo di aggiornare ed espandere le reti di distribuzione a Dar es Salaam, Morogoro, Dodoma, Tabora, Mwanza, Moshi, Mbeya, Lindi e Mtwara.

La TANESCO iniziò la sua attività nel 1933, realizzando una centrale a gasolio a Kange, nei pressi di Tanga; nel 1936 terminò la costruzione di una diga di 90m sul fiume Pangani, a cui venne associato un impianto idroelettrico da 5MW (ampliato nel 1959 a 17.5MW, valore attuale), estendendo nel contempo la rete elettrica di 400km.

Con un accordo siglato nel 1948 tra il governo tanzanese e il governo kenyota, la TANESCO venne autorizzata ad esportare l'eccesso della produzione elettrica delle cascate di Pangani a Mombasa, tramite una linea di trasmissione lunga 135km.

La Tanzania ottenne l'indipendenza dalla Gran Bretagna nel 1961 e il nuovo governo locale mostrò subito interesse ad acquisire le quote delle tante piccole compagnie elettriche private già esistenti per riunirle in un'unica compagnia integrata verticalmente, così da stimolare lo sviluppo industriale e favorire l'accesso elettrico alla popolazione. Il governo raggiunse il loro completo controllo nel 1975, conservando l'acronimo TANESCO, ma cambiando il nome in Tanzania Electric Supply Company.

Nel 1965 il governo tanzanese, forte dell'acquisito potere decisionale all'interno della TANESCO, diede inizio all'elettrificazione delle zone rurali e delle città che fino a quel momento erano state escluse, in quanto ritenute economicamente non profittevoli.

Nel 1968 la Tanzania accettò l'implementazione del GRPP (Great Ruaha

Power Project), un grande impianto idroelettrico sul fiume Ruaha, grazie all'accordo tra il governo locale, la Banca Mondiale e la Swedish International Development Authority. La costruzione iniziò nel 1969, con una diga alta 45m e un impianto comprendente 4 turbine da 50MW, entrate in funzione nel 1977.

Nel 1976, mediante la Canadian International Development Agency, la TANESCO commissionò a degli ingegneri della Acres International Limited of Canada la realizzazione di un piano per lo sviluppo del sistema elettrico per i 30 anni successivi. Il piano sarebbe stato periodicamente rivisto per assicurare la fattibilità dei progetti e aggiornarlo seguendo le circostanze economiche. La capacità installata della centrale idroelettrica di Kidatu venne raddoppiata nel 1980 e la sua autonomia venne aumentata con la costruzione di una diga ausiliaria a Mtera, inaugurata dal presidente Nyerere nel 1981.

Oltre a costruire grandi impianti idroelettrici, la TANESCO continuò ad aggiornare e ingrandire le centrali termoelettriche a gasolio, costruendo sei nuovi impianti nel 1981 per rimpiazzare le unità più vecchie.

Nel 1992 il governo della Tanzania formò la Parastatal Sector Reform Commission (PSRC), le cui principali responsabilità consistevano nell'assicurare una corretta privatizzazione delle aziende pubbliche, con lo scopo di migliorare la loro efficienza. Da quel momento, il governo ha rimosso il monopolio della TANESCO come unica società produttrice e distributrice di energia elettrica.

La TANESCO iniziò a stabilire un primo business plan nel 1996, con l'obiettivo di valutare e gestire i rischi nel raggiungere obiettivi organizzativi a lungo termine, rendere la compagnia in grado di sopportare anche ingenti perdite economiche, di adattarsi a cambiamenti improvvisi e a cogliere nuove opportunità [24][26].

1.1.3 Situazione attuale

L'accesso alla rete elettrica nelle zone rurali costituisce una delle principali sfide della Tanzania, il paese ha infatti uno tra i più bassi consumi di energia pro capite del mondo, 0.45 tpe/persona rispetto alle 0.67 tpe/persona della media africana, 3.35 tpe/persona dell'Europa e 6.15 tpe/persona del Nord America. Inoltre, il bilancio energetico tanzanese continua ad essere dominato dal consumo di biomassa non commerciale, che nelle sue varie forme contribuisce all'89% del consumo energetico nazionale. Mentre la domanda di energia per uso domestico è cresciuta molto rapidamente, sia per l'incremento della popolazione che per l'aumento delle attività economiche, la maggior parte degli abitanti della Tanzania non dispone di accesso all'elettricità: solo il 14% a livello nazionale ne dispone, una percentuale che crolla

al 2.5% nelle aree rurali.

La Tanzania dispone di risorse locali abbondanti e diversificate che non sono ancora pienamente sfruttate, tra cui: legna ed altra biomassa, idroelettrico, gas naturale, carbone, uranio, vento, geotermico e solare. L'approvvigionamento energetico della Tanzania dipende prevalentemente dalle biomasse, infatti, poiché buona parte della popolazione non dispone di accesso alla rete elettrica, la grande maggioranza delle abitazioni residenziali utilizza legno e carbone per cucinare. Complessivamente, come mostrato in figura 1.1, la biomassa costituisce circa il 90% dell'energia primaria consumata, provocando la deforestazione di 100 000 ettari ogni anno, dei quali soltanto un quarto viene riforestato. Altre fonti energetiche sono il petrolio, il cui utilizzo costituisce il 7.8% dell'energia primaria totale consumata, il gas naturale (2.4%), l'idroelettrico (1.2%) e la torba (0.3%). Circa il 6.6% dell'energia primaria consumata deve essere importato, da Uganda e Zambia.

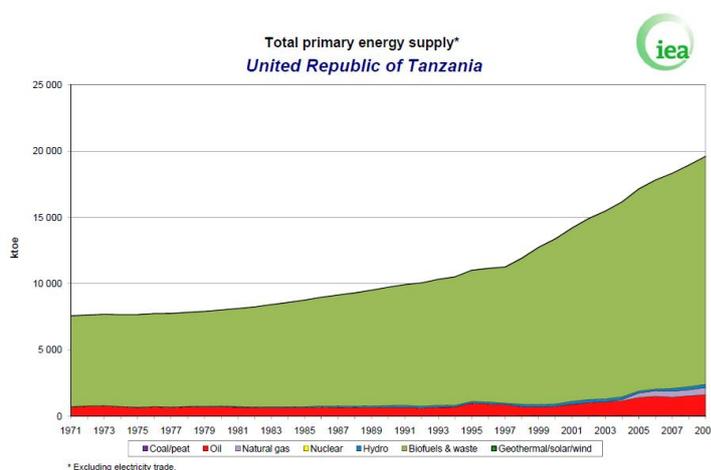


Figura 1.1: Fornitura di energia primaria in Tanzania negli ultimi 40 anni. Dati tratti da IEA

La produzione elettrica nell'ultimo decennio è cresciuta con un tasso del 6% annuo, contribuendo in media al 1.8% del prodotto interno lordo. Inoltre, come si nota in figura 1.2, il settore elettrico tanzanese ha lo svantaggio di essere fortemente dipendente dalla produzione idroelettrica, pertanto la soddisfazione della domanda non può essere assicurata in caso di siccità. Questo problema venne alla luce in modo piuttosto evidente nel 2006 e nel 2010/2011, quando una prolungata siccità privò la generazione idroelettrica di quasi metà del suo potenziale (420MW su 900MW), costringendo il paese a sopportare un programma di distacchi di carico assieme ad interruzioni

non programmate. La riduzione della vendita di elettricità in conseguenza alla siccità portò la TANESCO in una situazione finanziaria pericolosa, parzialmente risolta varando un piano elettrico d'emergenza, per un carico di 572MW alimentato da combustibili liquidi fossili [31].

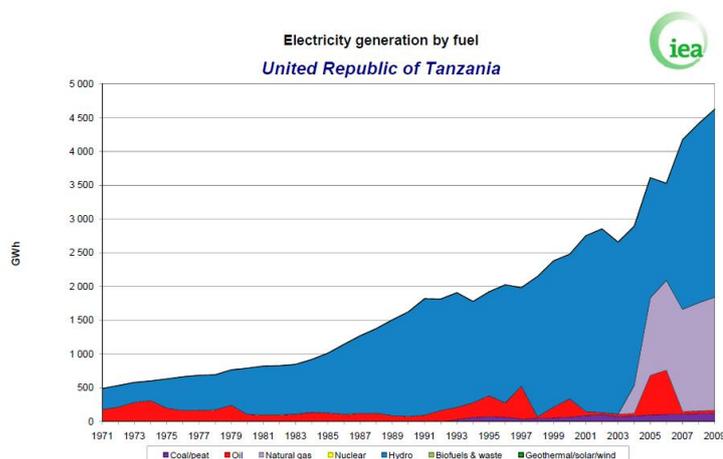


Figura 1.2: Generazione elettrica per combustibile in Tanzania negli ultimi 40 anni. Dati tratti da IEA.

Permangono comunque molti problemi nella gestione della generazione elettrica in Tanzania:

- Scarsità di generazione elettrica e assenza di riserve (distacchi di carico sono avvenuti nel 1994, 1997, 2000, 2004, 2006, 2009, 2010, 2011)
- Elevate perdite del sistema (circa il 24%, contro una media internazionale del 13%) dovute a perdite tecniche da una rete obsoleta, manutenzione inadeguata e mancanza di investimenti per aggiornarla
- Prolungato periodo di sotto-investimenti (risultato del periodo tra il 1997 e il 2005, in cui la TANESCO e altre organizzazioni parastatali erano in attesa di essere privatizzate)
- Bassa qualità della fornitura elettrica ed elevate fluttuazioni del voltaggio, dovute alle infrastrutture datate
- Basse tariffe elettriche che non sono in grado di recuperare pienamente i costi operativi e di manutenzione
- Elevati costi dei combustibili liquidi sul mercato mondiale

- Suddivisione delle fonti energetiche non ottimale: eccessivo affidamento all'idroelettrico
- Rotture ricorrenti ed inaspettate dei turbogas della Songas e degli impianti TANESCO

1.1.4 Sviluppi futuri

Fin dal 1986, la Tanzania ha adottato politiche macro-economiche con obiettivi di crescita economica e riduzione della povertà. L'energia svolge un ruolo importante nel raggiungimento di questi obiettivi, ma la siccità e l'elevato prezzo del petrolio che si sono presentati in alcuni degli anni passati hanno limitato i progressi.

Si riportano i principali piani di sviluppo economico ed energetico proposti negli ultimi anni [24].

TANESCO Financial Recovery Plan (2006-2010)

Il governo si è impegnato a contribuire al riassetto finanziario della TANESCO, a patto che quest'ultima garantisca una crescita annuale del 15% e 100 000 nuove connessioni ogni anno. Le misure da prendere consistono in:

- Nuovi investimenti, incremento della generazione elettrica di base
- Produzione in leasing
- Ristrutturazione del debito della TANESCO
- Rifinanziamento del debito della SONGAS
- Conversione ed acquisizione della IPTL (Independent Power Tanzania Limited)
- Aggiustamento delle tariffe

Rural Electrification Programme

I principi fondamentali contenuti nel Rural Energy Act del 2005 sono:

- Fornire energia elettrica alle zone rurali promuove lo sviluppo economico e favorisce sia la produttività che i servizi sociali
- Promuovere, facilitare e supportare moderni servizi energetici nelle zone rurali consentirà di raggiungere uno sviluppo sostenibile

- Il ruolo del governo nell'erogazione di servizi energetici alle zone rurali è quello di promotore delle attività e degli investimenti da parte di entità private e comunitarie, con l'intermediazione della REA (Rural Energy Agency)
- Le facilitazioni della provvigione di energia nelle zone rurali dovrebbe essere in forma di supporto finanziario per il costo dei capitali d'investimento, assistenza tecnica nella redazione dei progetti e formazione.

La maggior parte dei progetti sviluppati riguarda la fornitura di elettricità a scuole, ospedali, pozzi, attività commerciali ed abitazioni residenziali. Chiaramente, l'elettrificazione rurale costituisce una sfida enorme e richiederà pertanto profonde collaborazioni tra governo, TANESCO, REA, aziende private, comunità ed abitanti.

Tanzania Energy Development and Access Expansion Project (TEDAP)

Il TEDAP è cofinanziato dalla Banca Mondiale per 105M\$ (dall'International Development Association) e dalla Global Environment Facility (GEF) per 6.5M\$. Gli obiettivi del progetto sono il miglioramento della qualità e l'efficienza del servizio di approvvigionamento elettrico in Tanzania e la valutazione di basi sostenibili per l'espansione dell'accesso all'elettricità.

Il progetto è diviso in tre parti:

- Investimenti urgenti sulla rete elettrica di trasmissione e distribuzione della TANESCO a Dar es Salaam, Arusha e Kilimanjaro (86M\$)
- Supporto istituzionale alla REA, sviluppo e applicazione dei nuovi metodi di elettrificazione off-grid (22.5M\$)
- Assistenza tecnica (3M\$)

Gli obiettivi che si pone il progetto sono notevoli, tuttavia TANESCO e REA dovranno affrontare enormi sfide per trovare le risorse finanziarie richieste e formare le risorse umane necessarie per aggiornare ed espandere la rete elettrica.

Electricity V

L'obiettivo di questo progetto è di assicurare, migliorare ed estendere la fornitura sostenibile di elettricità ad abitazioni private ed attività commerciali nelle zone rurali e nelle periferie delle città nelle regioni di Mwanza, Shinyanga, Arusha e Dar es Salaam.

Il costo totale del progetto è di 50M\$ e verrà coperto dall'African Development Fund.

Millennium Challenge Corporation Programme

Istituito dagli Stati Uniti, prevede la provvigione di un fondo di 206M\$ per finanziare i seguenti progetti, con lo scopo di migliorare la qualità e l'affidabilità della fornitura elettrica, nonché aumentarne la quantità:

- Riabilitazione ed estensione dei sistemi di trasmissione e distribuzione nelle regioni di Tanga, Mwanza, Dodoma, Iringa, Morogoro e Mbeya (89.7M\$)
- Costruzione della centrale idroelettrica di Malagarasi e del sistema di distribuzione nella regione di Kigoma (53.7M\$)
- Realizzazione di un collegamento elettrico sottomarino con Zanzibar (63.1M\$)

1.2 Individuazione di un possibile contesto d'applicazione

Dall'introduzione dedicata alla situazione energetica in Tanzania, appare evidente il problema legato alla scarsa disponibilità di energia elettrica, soprattutto nelle zone rurali distanti dai grandi centri cittadini. Il primo passo da compiere, qualora si voglia provvedere alle necessità energetiche, consiste nel quantificare il fabbisogno elettrico richiesto.

La scelta della località è ricaduta su una zona rurale della Tanzania, mentre per i dati riguardanti il villaggio è stato preso come riferimento il documento in [4]. La popolazione è stata ipotizzata in circa 500 persone, distribuite in 100 abitazioni residenziali e, di conseguenza, sono stati previsti i servizi e le attività commerciali necessari a soddisfare tal numero di abitanti.

Si precisa che, valutando un singolo villaggio, sono state considerate solo un certo numero di attività e i relativi carichi, pertanto la curva di carico potrebbe essere significativamente differente da quella di un villaggio analogo ma presentante attività diverse.

In tabella 1.1 è presente un elenco degli edifici stimati presenti nel villaggio, in accordo alle rilevazioni effettuate in [4]:

Tipologia di edificio	Numero di edifici
Abitazione residenziale	100
Ufficio	5
Attività commerciale	5
Bar	3
Ristorante	1
Albergo	1
Parrucchiere uomo	1
Parrucchiere donna	1
Sartoria	1
Carpentiere	1
Officina	1
Mugnaio	1
Scuola primaria	1
Scuola secondaria	1
Ambulatorio	1
Chiesa	1
Moschea	1
Pozzo	1

Tabella 1.1: Elenco degli edifici presenti nel villaggio

Si rimanda all'appendice A per i dispositivi presenti nei singoli edifici e la tipologia di carico.

1.2.1 Ambiente e clima

Preso come riferimento la zona intorno alla città di Tabora, circa 300km a sud del Lago Vittoria, sono disponibili i dati riguardanti il clima dell'area e il suo irraggiamento medio, prerogativa fondamentale per l'installazione di un impianto solare.

In figura 1.3 si nota come sia le temperature che l'irraggiamento subiscano variazioni piuttosto lievi nel corso dell'anno: tale regolarità costituisce un vantaggio notevole all'atto di dimensionare l'impianto, poiché non costringe a realizzare un impianto sovradimensionato per i mesi favorevoli e, al contrario, sottodimensionato per i mesi meno favorevoli.

La parte occidentale della Tanzania risulta favorita non soltanto in termini di qualità dell'irraggiamento, ma anche in termini di quantità: in figura 1.4 si può osservare infatti come tale regione disponga di un maggior irraggiamento annuale rispetto a buona parte dell'Africa meridionale, penalizzata da un maggior passaggio di perturbazioni.

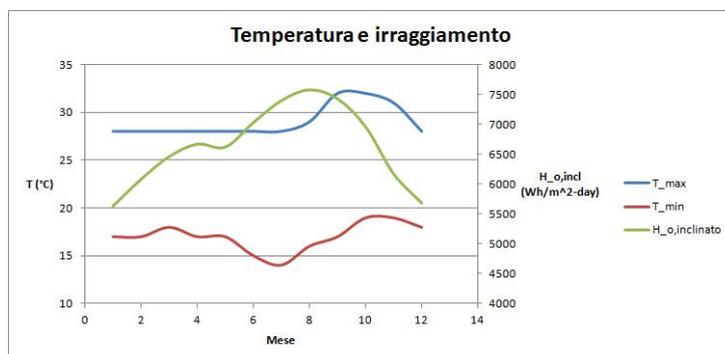


Figura 1.3: Temperature massime e minime medie misurate a Tabora. Irraggiamento medio mensile su una superficie orizzontale ottimamente inclinata

1.2.2 Calcolo diagrammi di carico

I diagrammi di carico rappresentano l'andamento nel tempo della potenza richiesta dalle utenze nell'area di interesse, costituita in questo caso dal singolo villaggio.

Per una più facile creazione dei diagrammi, si è scelto di suddividere i carichi in tre differenti tipologie: carichi deterministici, stocastici e critici.

Carichi deterministici

Per carichi deterministici si intendono tutti gli utilizzi di elettricità che si possono attribuire con certezza in un determinato intervallo temporale, pertanto hanno sempre un fattore di utilizzo pari a 1. Ad esempio, le lampadine di sicurezza installate all'esterno di un edificio scolastico sono sempre accese durante le ore notturne, quindi tra le 19 e le 8 di ogni giorno possono essere considerate un carico deterministico.

Carichi stocastici

I carichi stocastici invece, sono dipendenti da fattori che trascendono l'orario: è possibile stabilire un intervallo temporale all'interno del quale gli apparecchi in esame verranno utilizzati, ma non si sa per quanto tempo. Per risolvere questo problema, ai carichi stocastici viene assegnato un fattore di utilizzo compreso tra 0 e 1, stimato come il rapporto tra il tempo effettivo di utilizzo e l'intervallo considerato. Un buon esempio di carico stocastico può essere il ferro da stiro utilizzato da un sarto: è sicuro che verrà utilizzato nel corso dell'orario lavorativo, ma non si sa quando di preciso, pertanto, nella

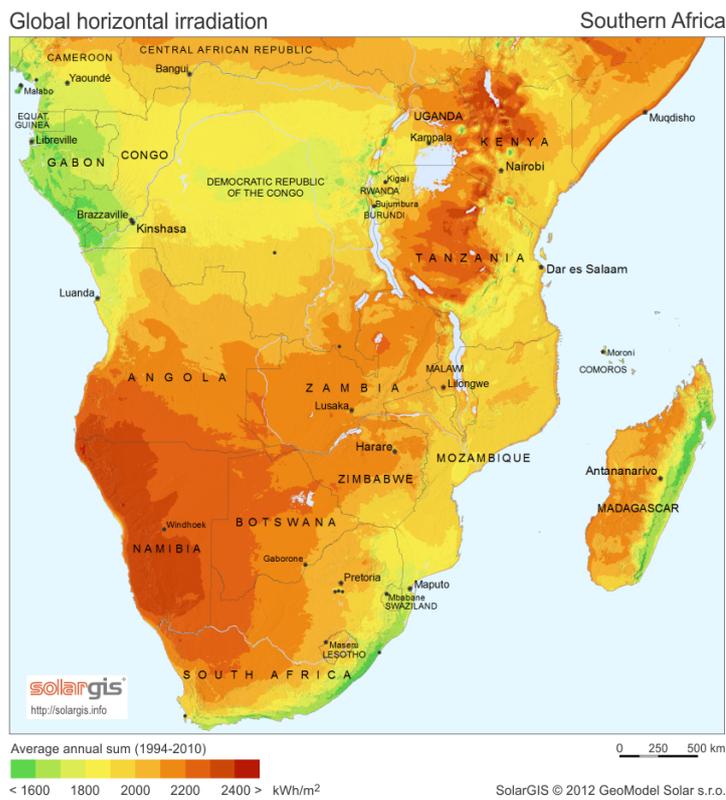


Figura 1.4: Irraggiamento globale su superficie orizzontale nell’Africa meridionale

costruzione delle curve di carico, il consumo del ferro da stiro verrà distribuito sulla giornata lavorativa con un fattore di utilizzo di 0.4.

Carichi critici

I carichi critici, infine, sono costituiti da tutti gli apparecchi aventi una richiesta di potenza superiore a 3kW, indipendentemente dal loro fattore di utilizzo. Vengono considerati una categoria a parte, poiché sono i carichi che, se applicati contemporaneamente, generano picchi di consumo anche molto superiori alla domanda prevista. In ogni caso, per la loro natura, con la sola eccezione della macchina da saldatura (che da rilevazione, viene mantenuta in stand-by con un consumo di 3kW per tutta la giornata lavorativa), questi carichi vengono utilizzati solo per limitati intervalli di tempo ogni giorno, hanno quindi un fattore di utilizzo molto basso e non provocano grandi variazioni alle curve di carico.

Per tutti i risultati si rimanda al capitolo 5.

1.2.3 La generazione distribuita

La generazione distribuita, definita anche generazione in loco, dispersa o decentralizzata, consiste nella produzione di elettricità tramite piccole sorgenti di energia direttamente allacciate alla rete locale.

Nel caso in esame, un villaggio situato in una zona rurale della Tanzania, la generazione distribuita si presenta come la soluzione più semplice ed economica al problema della mancanza di accesso alla rete elettrica. Inoltre, non disponendo nemmeno di una rete elettrica locale, si può supporre di creare impianti di generazione distribuita in grado di funzionare come stazioni di ricarica di vettori energetici, il più comune dei quali sono le batterie utilizzate nel settore automobilistico.

Nella zona di collocazione del villaggio in esame, non sono disponibili localmente altre fonti energetiche se non il sole e la biomassa, risulta quindi logico pensare di progettare un impianto di generazione distribuita alimentato da tali fonti. Attualmente si trova in funzione, in condizioni ambientali analoghe, un impianto solare a concentrazione associato ad un ciclo Rankine organico, realizzato in Lesotho da STG nel 2009, con lo scopo di fornire energia elettrica e termica alla clinica del villaggio, utilizzando manodopera locale e componenti dal costo più basso possibile [25]. Considerati i buoni risultati conseguiti dall'impianto in Lesotho, si è scelto di adottare la medesima filosofia progettuale per la valutazione di impianto di un dimensioni maggiori, in grado di soddisfare le necessità elettriche di un villaggio di piccole dimensioni.

Nel capitolo seguente, si provvede quindi ad analizzare le caratteristiche dei cicli ORC, confrontandoli con le principali soluzioni alternative.

Capitolo 2

I cicli ORC per la generazione distribuita

Come introdotto al termine del capitolo precedente, il ciclo Rankine organico associato ad un impianto solare a concentrazione può rappresentare una soluzione interessante per la cogenerazione di energia elettrica e termica nell'ambito della generazione distribuita. Si descrivono quindi le caratteristiche del ciclo ORC, confrontandolo con le principali alternative, costituite dai tradizionali cicli Rankine a vapore e dai meno diffusi cicli Stirling.

2.1 Ciclo termodinamico e componenti

I cicli Rankine organici sono cicli Rankine utilizzando un fluido organico, caratterizzato da un'elevata massa molecolare e da un basso punto di evaporazione. Il calore a bassa temperatura, viene quindi convertito in lavoro, che può a sua volta essere convertito in elettricità. Il primo prototipo di ciclo ORC è stato sviluppato nel 1961 dagli ingegneri Tabor e Bronicki.

Nel corso degli ultimi due decenni è sorto un notevole interesse nei confronti dei Cicli Rankine Organici, prevalentemente per via della possibilità di sfruttare sorgenti di calore a bassa temperatura e il calore di scarto non utilizzabile tramite cicli tradizionali.

I vantaggi dei cicli ORC sono molteplici. Tra i quali, è possibile infatti adottare gli stessi componenti d'impianto di un ciclo convenzionale a vapore (caldaia, espansore, condensatore, pompa), variando soltanto il fluido di lavoro: in questo caso si sceglie un fluido organico, caratterizzato da una temperatura di ebollizione inferiore dell'acqua, consentendo così di ridurre le temperature di evaporazione. Un altro importante fattore che ha contribuito alla diffusione dei cicli ORC è la possibilità di adattare il medesimo impianto

a diverse fonti di calore, applicando solo minime modifiche: i componenti utilizzati, infatti, spesso provengono dall'ambito della climatizzazione e hanno già raggiunto la completa maturità tecnologica.

I cicli ORC, allo stato attuale, sono disponibili nell'ordine di potenza del MW, tuttavia, poiché in questa tesi si tratterà un impianto di piccola taglia, si procede ora a presentare soltanto le possibili applicazioni alla varie sorgenti termiche di taglia medio-piccola.

2.2 Confronto con ciclo Rankine a vapore

Il ciclo Rankine a vapore è tra i metodi più utilizzati per convertire il calore in elettricità: gli impianti che lo adottano come tecnologia sono stati sviluppati e migliorati nel corso del secolo scorso fino a raggiungere la piena maturità tecnica e commerciale, risulta quindi comprensibile considerarlo come prima alternativa da confrontare con i cicli ORC.

Le differenze tra un ciclo Rankine organico e un ciclo Rankine a vapore sono molte [19]. In figura 2.1 si possono osservare le curve di saturazione dell'acqua e di alcuni fluidi organici: si notano immediatamente tre caratteristiche.

- L'inclinazione della curva di vapor saturo è negativa per l'acqua, mentre è verticale o lievemente positiva per i fluidi organici. Di conseguenza, i secondi non hanno il problema della formazione di gocce di liquido condensato in turbina e non è necessario surriscaldare il fluido.
- La differenza di entropia tra liquido saturo e vapor saturo è più piccola per i fluidi organici, pertanto sarà inferiore anche l'entalpia di evaporazione.
- A pari calore scambiato all'evaporatore, la portata di fluido organico risulta più alta rispetto all'acqua e ne deriva un maggior consumo da parte delle pompe di alimentazione.

Surriscaldamento

Come già introdotto in precedenza, i fluidi organici non corrono il rischio di condensare durante l'espansione, pertanto, solitamente non vengono surriscaldati. L'assenza di condensazione riduce il rischio di corrosione delle pale della turbina ed aumenta la vita utile fino a 30 anni, contro i 15-20 anni delle turbine a vapore.

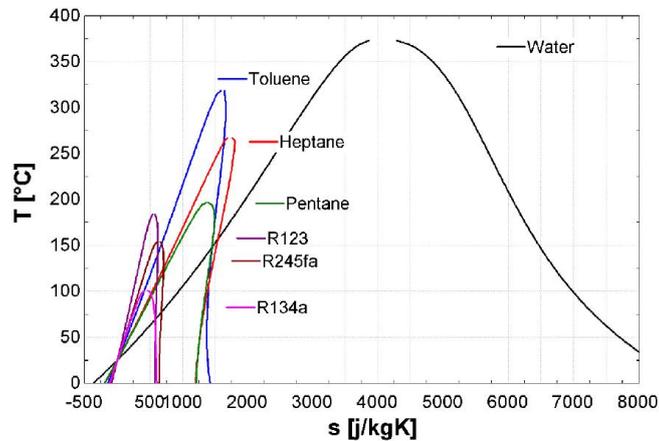


Figura 2.1: Curve di saturazione di alcuni fluidi organici e dell'acqua

Recupero di calore a bassa temperatura

Le basse temperature di evaporazione dei fluidi organici consentono di recuperare calore anche a temperature molto basse, rendendo possibile sfruttare con profitto il calore di scarto delle industrie pesanti o delle sorgenti geotermiche a bassa temperatura.

Taglia dei componenti

La taglia dei componenti d'impianto è funzione dalla portata volumetrica del fluido di lavoro. Questo comporta la necessità di incrementare il diametro idraulico delle condotte degli scambiatori di calore per ridurre la velocità e, di conseguenza, il consumo delle pompe.

Temperatura di ingresso in turbina

Nei cicli Rankine a vapore, a causa della necessità di surriscaldare, il vapore entra in turbina ad una temperatura anche superiore a 600°C (contro i 100-200°C dei fluidi organici), comportando così elevati stress termici in caldaia e alle pale della turbina, incrementando i costi di impianto.

Consumo delle pompe

Il consumo delle pompe è proporzionale alla portata volumetrica del fluido ed alla differenza di pressione tra ingresso e uscita. Un buon parametro per valutare la sua influenza sul ciclo è il Back Work Ratio (BWR), definito come il rapporto tra il consumo della pompa e la potenza generata dalla

turbina. In un ciclo Rankine a vapore, la portata volumetrica dell'acqua è generalmente bassa e il BWR si assesta intorno allo 0.4%; per un ciclo ORC ad alta temperatura che utilizza toluene come fluido di lavoro, il BWR sale al 2-3%, mentre per un ciclo ORC a bassa temperatura con R145fa il BWR può superare anche il 10%.

Pressione

Nei cicli a vapore, le pressioni di 60-70bar e gli stress termici incidono notevolmente sul costo della caldaia. Nei cicli ORC, la pressione limitata intorno ai 30 bar e la presenza di un fluido termovettore in grado di moderare gli sbalzi di temperatura rendono l'impianto più sicuro ed economico.

Pressione di condensazione

Per evitare infiltrazioni di aria nel ciclo, è consigliabile adottare pressioni di condensazione elevate, o comunque sempre superiori alla pressione atmosferica. Nel caso dell'acqua questo non è possibile, infatti la sua pressione di condensazione è solitamente inferiore ai 100mbar, implicando la presenza di un degasatore e complicando ulteriormente la costruzione dell'impianto. Fluidi organici a bassa temperatura, come R245fa, R123 o R134a, al contrario dell'acqua, hanno una pressione di condensazione superiore a quella atmosferica, mentre altri fluidi organici con un alta temperatura critica come l'esano o il toluene incorrono nel medesimo problema di condensazione subatmosferica dell'acqua.

Caratteristiche dei fluidi

Nonostante quanto scritto finora, i fluidi organici utilizzati come fluidi di lavoro presentano diversi svantaggi rispetto all'acqua:

- Costosi e non sempre facilmente reperibili
- Tossicità
- Infiammabilità
- Global Warming Potential (GWP) e Ozone Depletion Potential (ODP) talvolta elevati
- Chimicamente instabili: occorre prestare attenzione che i fluidi organici non superino le temperature previste per evitare che si deteriorino

- Elevata viscosità: perdite di carico più alte, coefficienti di scambio termico più bassi

I cicli a vapore inoltre, a differenza dei cicli ORC, non sono ermeticamente chiusi: sono sempre presenti perdite, seppur minime, ma comunque tali da rendere necessaria la presenza di un sistema di trattamento dell'acqua integrato nell'impianto, così da fornire al ciclo acqua deionizzata ad elevata purezza.

Design della turbina

Il rapporto di espansione e i salti entalpici nei cicli a vapore sono entrambi molto elevati, pertanto si rende necessario adottare turbine con parecchi stadi di espansione. Nei cicli ORC invece, il salto entalpico è notevolmente ridotto, consentendo l'utilizzo di turbine mono-stadio o bi-stadio, riducendo di molto i costi a pari potenza prodotta.

Ulteriori conseguenze del basso salto entalpico sono velocità di rotazione e all'apice delle pale in turbina ridotte. La velocità di rotazione più bassa consente di collegare direttamente il generatore elettrico senza intromettere dei riduttori di giri (particolarmente vantaggioso per gli impianti a bassa potenza), mentre la più bassa velocità all'apice delle pale riduce gli sforzi e permette un design più semplice e meno costoso.

Rendimento

Il rendimento dei cicli ORC ad alta temperatura si attesta intorno al 24%, contro il 30% o più dei cicli a vapore. Anche per i cicli a bassa temperatura il rendimento rimane favorevole al vapore, a patto però di soluzioni impiantistiche più complesse e costose.

In conclusione, i cicli ORC sono soluzioni da tenere sempre in grande considerazione quando si dispone di sorgenti di calore a bassa temperatura e nel caso di impianti di taglia molto piccola, sotto al MWe. Per impianti di taglia maggiore, generalmente, i cicli a vapore sono sempre più convenienti, a meno che la sorgente di calore non sia a temperature estremamente basse.

2.3 Confronto con ciclo Stirling

Considerate le limitazioni dei cicli Rankine a vapore per gli impianti di piccola taglia, si confrontano ora gli ORC con una tecnologia più adatta alle potenze ridotte, il ciclo Stirling, prestando particolare attenzione alle applicazioni per le quali si rivela essere più conveniente.

Il ciclo Stirling è un ciclo chiuso rigenerativo, il cui fluido di lavoro rimane costantemente allo stato gassoso. Ci sono cinque componenti principali in una macchina funzionante a ciclo Stirling:

1. *Fluido di lavoro*: il ciclo Stirling è un ciclo chiuso, i vari processi termodinamici sono effettuati da un fluido di lavoro racchiuso all'interno del sistema
2. *Scambiatori di calore*: si usano due scambiatori di calore per trasferire calore attraverso i confini del sistema. Uno assorbe calore dall'esterno del sistema e lo trasferisce al fluido di lavoro, mentre l'altro effettua il processo opposto, trasferendo calore dal fluido di lavoro all'esterno del sistema
3. *Meccanismo di dislocazione*: muove il fluido di lavoro tra le estremità calda e fredda della macchina, tramite il rigeneratore
4. *Rigeneratore*: svolge la funzione di barriera termica tra le estremità calda e fredda della macchina e funge inoltre da deposito termico del ciclo. Il rigeneratore di solito consiste in una fitta maglia metallica, attraverso la quale viene fatto passare il fluido di lavoro. Quando il fluido passa dall'estremità calda a quella fredda tramite il rigeneratore, deposita calore all'interno, riducendo la sua temperatura. Quando avviene il procedimento opposto, il calore viene sottratto dal rigeneratore, scaldando il fluido di lavoro.
5. *Meccanismo di compressione/espansione*: provvede alla compressione ed all'espansione del fluido di lavoro. In un motore, questo meccanismo produce lavoro netto, in un refrigeratore o in una pompa di calore, il lavoro netto viene utilizzato per trasferire calore dalla sorgente da un ambiente a bassa temperatura ad un ambiente a temperatura superiore.

I motori Stirling hanno recentemente raggiunto buone prestazioni operative e buoni carichi parziali, sono quindi utilizzabili per applicazioni per edifici in ambito residenziale, commerciale ed istituzionale.

Non sono attualmente in commercio molte unità a ciclo Stirling, la maggior parte delle quali sono alimentate da gas naturale, biogas e collettori solari a concentrazione. I motori Stirling alimentati a biomassa sono in fase dimostrativa, ma solo poche unità sono disponibili sul mercato, poiché necessitano combustibili con un basso contenuto di ceneri. Le ceneri della biomassa infatti, durante la combustione fondono, dando origine a problemi di sporcamento e penalizzando lo scambio termico. La temperatura dei gas combustivi deve

essere elevata per avere un rendimento e una buona potenza specifica, ma al contempo occorre minimizzare i problemi di sporcamento per ridurre gli intervalli di manutenzione [21].

Negli ultimi anni le aziende KWG in Austria e Sunmachine in Germania hanno tentato di commercializzare unità Stirling cogenerative di piccola taglia, ma sono state costrette ad interrompere la produzione a causa dell'eccessivo costo specifico e dei problemi di manutenzione. Nonostante i pochi successi in ambito commerciale, i motori Stirling hanno un ottimo potenziale nel campo cogenerativo e trigenerativo su piccola scala, grazie ai rendimenti molto elevati: dal punto di vista solamente teorico, possono infatti raggiungere il rendimento di Carnot, mediante la natura reversibile dei processi che avvengono nel ciclo. In ogni caso, permangono i problemi legati agli elevati costi di investimento ed alla mancanza di un'effettiva dimostrazione di durata ed efficienza; è necessaria ancora parecchia ricerca per raggiungere un maggior livello di sviluppo e competere commercialmente con altre tecnologie.

	Stirling	ORC
Potenze (kW_e)	1-150	3-2000
Rendimento elettrico	0.15-0.35	0.05-0.23
Rendimento globale	0.65-0.85	0.6-0.8
T sorgente ($^{\circ}C$)	650-1000	90-400
T condensazione ($^{\circ}C$)	20-80	20-80
Costi invest spec. ($\text{€}/kW_e$)	5000-14 000	1000-6000

Tabella 2.1: Caratteristiche cicli Stirling e Rankine organico

In particolare, rispetto ai cicli ORC, come mostrato in tabella 2.1, il rendimento degli Stirling è più elevato, ma il suo utilizzo è fortemente penalizzato dalla limitazione all'uso di sorgenti di calore nobili, sia in termini di combustibile, per evitare problemi di sporcamento, che in termini di temperatura, escludendo le sorgenti a bassa temperatura come geotermico, solare termico e calore di scarto. Inoltre, i costi specifici rimangono sempre nettamente più elevati rispetto ai cicli ORC, rendendo di fatto il ciclo Stirling inadatto all'applicazione in contesti dove l'economicità costituisce una prerogativa fondamentale.

2.4 Scelta della tecnologia

Dopo aver rivisto le principali caratteristiche dei suddetti tre cicli per la conversione dell'energia, è possibile fare qualche considerazione riguardo le possibilità di applicazione al caso studio corrente.

Il ciclo Rankine a vapore presenta tra i più grandi vantaggi l'avanzata maturità tecnologica e l'ampia disponibilità di componenti sul mercato, tuttavia nell'ambito della generazione di piccole quantità di potenza perde la convenienza che invece possiede sulle grandi taglie.

Il ciclo Stirling è in grado di rimediare a questo svantaggio del ciclo Rankine a vapore, esso è infatti per sua natura più adatto all'applicazione in impianti di piccola taglia, tuttavia, necessita di calore ad elevate temperature e non consente bassi costi specifici di produzione elettrica.

Nel caso studio relativo alla Tanzania, si analizza invece la possibilità di realizzare un impianto di piccola taglia ed al minor costo possibile, rendendo di fatto il ciclo Rankine ORC la soluzione più vantaggiosa a queste condizioni.

2.5 Sorgenti di calore applicabili ai cicli ORC

Si valutano quindi ora le sorgenti di calore che possono alimentare tale ciclo.

2.5.1 Biomassa

Per biomassa si intende genericamente tutta la materia organica prodotta da attività biologiche. In campo energetico tuttavia, la biomassa indica più specificatamente la materia organica (vivente o residua) utilizzabile come combustibile o quale fonte di energia per la generazione di elettricità, calore o biocombustibili.

La biomassa viene utilizzata solo localmente per due motivi: la sua densità energetica è più bassa rispetto ai combustibili tradizionali, pertanto i costi di trasporto incidono in maggior misura sul costo finale dell'elettricità; inoltre spesso la domanda di elettricità o calore è presente nello stesso luogo ove viene prodotta la biomassa stessa, il che rende particolarmente conveniente l'applicazione off-grid.

Al 2011 sono presenti al mondo più di 140 impianti ORC cogenerativi di media scala (0.2-2MWe) che utilizzano la combustione di biomassa come sorgente di calore, nei quali il calore residuo di condensazione viene utilizzato in ambito domestico o industriale. La scarsità di cicli convenzionali a vapore in questo tipo di impianti è dovuta alle elevate temperature e pressioni richieste per ottimizzare le prestazioni dei cicli a vapore, che contribuiscono ad

incrementare i costi di manutenzione e di personale, rendendoli convenienti solo per impianti di potenza superiore a 5MWe. Gli impianti funzionanti con cicli ORC, il cui schema è proposto in figura 2.2, hanno inoltre il vantaggio di consentire la cogenerazione anche su piccola scala, oltre che ridotti costi di manutenzione e di personale, meno problemi di corrosione per l'assenza di acqua, veloci tempi di accensione, buona affidabilità e rendimento anche ai carichi parziali.

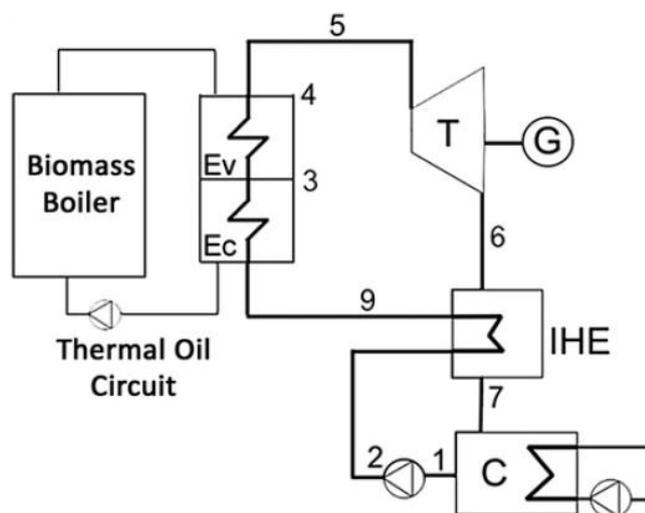


Figura 2.2: Schema di impianto ORC alimentato a biomassa

Il fluido di lavoro per gli impianti ORC associati alla combustione di biomassa deve lavorare a temperature relativamente alte: la temperatura di condensazione è solitamente compresa tra i 60 e i 120°C, a seconda delle necessità di cogenerazione. Questo vuol dire che molti fluidi non possono essere usati a causa della loro pressione di vapore elevata, anche a temperatura di condensazione. La temperatura di ingresso in turbina potrebbe teoricamente avvicinarsi alla temperatura di fiamma, tuttavia i fluidi organici tenderebbero a diventare chimicamente instabili ed a deteriorarsi, quindi è consuetudine limitare la temperatura massima intorno ai 330°C. Normalmente, il calore dei gas combusti viene trasferito al fluido di lavoro mediante un fluido secondario, un olio termico che consente di evitare pericolosi surriscaldamenti, raggiungendo un miglior controllo delle temperature di processo.

Il costo di un impianto ORC commerciale alimentato a biomassa da 1MWe si attesta intorno a 1600€/kWe; il costo dell'elettricità prodotta da impianti di taglia maggiore di 1.5MWe è di circa 0.10€/kWh, mentre per impianti da

1MWe sale a 0.14€/kWh.

Per quanto riguarda gli impianti microgenerativi, è stato di recente realizzato un prototipo da 10kWe per testare l'affidabilità tecnica, tuttavia allo stato attuale non risultano economicamente convenienti per via dell'elevato costo di investimento iniziale e del lungo periodo di rientro dei costi rispetto agli impianti di taglia maggiore [17].

2.5.2 Solare

Gli impianti solari a concentrazione costituiscono una tecnologia ben collaudata: specchi di varia geometria dotati di uno o più gradi di libertà, ricevono l'irraggiamento solare e lo riflettono su un collettore, all'interno del quale scorre il fluido termovettore, che a sua volta trasferisce calore al fluido operativo che produce elettricità tramite un ciclo di potenza.

Le tecnologie principali si possono distinguere tra solare a concentrazione lineare (specchi a sezione parabolica e specchi di Fresnel) e solare a concentrazione puntuale (dischi solari e impianti a torre). Le tecnologie a concentrazione puntuale consentono di raggiungere temperature più elevate e si adattano bene a cicli Stirling, a vapore o anche combinati, nel caso delle torri solari. Gli impianti che adottano invece sistemi a concentrazione lineare lavorano a temperature inferiori (300-400°C) e vengono associati a cicli a vapore od ORC a seconda della dimensione dell'impianto.

I cicli Rankine organici sono una tecnologia promettente che consente di ridurre le dimensioni degli impianti e i costi di investimento, rendendoli così adatti alla generazione distribuita di energia. Lavorano a temperature inferiori e si possono costruire impianti anche di dimensioni dell'ordine del kW; le tecnologie più adatte sono quindi gli specchi di Fresnel e gli specchi a sezione parabolica.

Ad oggi sono funzionanti solo pochi impianti solari a concentrazione che utilizzano cicli ORC [10]:

- Un impianto da 1MWe realizzato nel 2006 in Arizona. Il modulo ORC è stato fornito da Ormat, come fluido di lavoro utilizza n-pentano ed ha un rendimento del 20%, a fronte di un rendimento globale solare-elettrico del 12.2%
- Un impianto prototipo da 250kWe è stato realizzato in Germania nel 2005 da GMK. Il ciclo tuttavia, proprio in quanto prototipo, simula soltanto l'irraggiamento solare tramite una caldaia a gas naturale, ottenendo un rendimento globale del 15%

- Sono in fase di progettazione e collaudo diversi impianti di taglia molto piccola studiati per applicazioni off-grid in ambiti remoti, tra i quali l'impianto realizzato in Lesotho ad opera di STG, da cui prende spunto questa tesi. Impianti del genere potrebbero costituire un'alternativa ai generatori a gasolio attualmente molto utilizzati nelle zone rurali dei paesi in via di sviluppo, generando energia a emissioni zero ad un costo livellato persino inferiore rispetto ai generatori (stimati 0.22\$/kWh rispetto a 0.30\$/kWh)

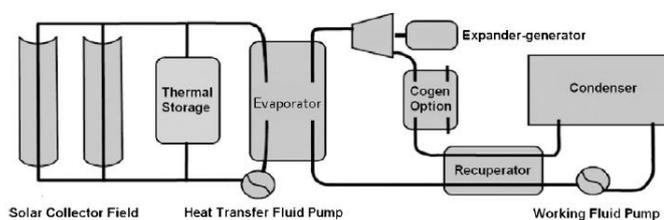


Figura 2.3: Schema concettuale dell'impianto da 3kWe realizzato in Lesotho da STG

2.5.3 Geotermia

Le sorgenti geotermiche sono tra le più importanti fonti di energia rinnovabile al mondo, la possibilità di estrarre questa energia è tuttavia limitata da motivazioni tecniche ed economiche. Per le sorgenti geotermiche a temperature superiori ai 200°C ed in grado di produrre vapore secco, il miglior metodo di sfruttamento consiste nel mandare direttamente il vapore in turbina con un ciclo aperto, con o senza reiniezione del fluido. Per sorgenti a temperature inferiori non è possibile utilizzare direttamente il vapore, ed una valida alternativa è data dall'utilizzo di cicli ORC. In questo caso, invece di utilizzare il vapore in un ciclo diretto, il fluido geotermico trasferisce calore ad un fluido organico che costituisce il fluido di lavoro dell'impianto ORC.

Attualmente il 32% degli impianti geotermici al mondo adotta tecnologie ORC, producendo 372MWe, il 3.8% della potenza geotermica totale. I costi di installazione degli impianti ORC associati a sorgenti geotermiche variano tra 1000 e 4000€/kWe, inoltre, negli ultimi anni, il costo livellato dell'energia elettrica prodotta con queste tecnologie è sceso significativamente: nel 2005 il LCOE era compreso tra 0.05 e 0.15€/kWh, nel 2010 tra 0.04 e 0.10€/kWh e si prevede scenderà tra 0.04 e 0.08€/kWh per il 2020 [17].

I vantaggi dell'applicazione di cicli ORC a sorgenti di calore geotermiche sono [29]:

- Minor impatto ambientale rispetto a qualsiasi altra tipologia di impianto geotermico, poiché il fluido geotermico può essere sigillato lungo tutto il processo. In questo modo l'emissione di gas o di altre sostanze dannose per l'ambiente può essere evitata, eliminando i problemi di inquinamento
- Vantaggio termodinamico in termini di produzione elettrica rispetto ai cicli tradizionali a flash singolo (per risorse geotermiche fino a 180°C)
- Possibilità di sfruttare fonti a bassa temperatura (90-100°C) per produrre elettricità, altrimenti irrealizzabile tramite il sistema a flash di vapore
- Riduzione del problema della formazione di fluidi incrostati: la formazione di carbonati alcalini può essere prevenuta con l'installazione di pompe sommerse, mentre le incrostazioni di silicio sono minimizzate evitando la concentrazione del fluido geotermico causato dalla fase di flash
- Convenienza economica: nonostante il più elevato costo unitario per potenza installata, si riesce ad ottenere una maggior produzione elettrica e si riducono i tempi di costruzione dell'impianto

2.5.4 Recupero di calore

Recupero di calore da impianti industriali

Molte applicazioni industriali comportano scarti anche ingenti di calore a temperatura relativamente bassa. Negli impianti di grande scala, questo calore è generalmente sovrabbondante e non può essere riutilizzato in loco per il riscaldamento dei locali, viene quindi scaricato in ambiente.

Lo scarico di calore in atmosfera provoca due tipi di inquinamento:

- Gli inquinanti (CO_2 , NO_x , SO_x , HC) contenuti nei gas di scarico possono causare problemi di salute o ambientali
- Lo scarico di calore in fiumi e laghi può perturbare l'equilibrio acquatico ed avere effetti negativi sulla biodiversità

Recuperare il calore di scarto può contribuire a mitigare gli effetti del secondo tipo di inquinamento ed al contempo produrre elettricità, da utilizzare in

loco o immettere in rete. Nei grandi impianti industriali è possibile recuperare il calore di scarto tramite un ciclo sottoposto con un fluido operativo di tipo organico. Si stima un potenziale di 750MWe soltanto dal calore di scarto delle industrie statunitensi [19].

Tra le industrie che generano elevati scarti di calore si possono elencare i cementifici (fino al 40% del calore utilizzato nell'industria del cemento viene perso nei gas combusti al camino, con temperature tra i 215°C e i 315°C), le cartiere, l'industria del vetro, la siderurgia, i forni non ferrosi e le raffinerie. Il loro calore di scarto può essere direttamente riutilizzato per applicazioni in loco, come il riscaldamento dei locali, oppure impiegato come sorgente per la realizzazione di cicli ORC, solitamente di taglia compresa tra i 500kWe e i 5MWe.

Nonostante l'alto potenziale e i bassi costi (tra 1000 €/kWe e 2000 €/kWe) i cicli ORC alimentati da calore di scarto sono soltanto il 10% degli impianti ORC operativi al mondo, ben al di sotto delle percentuali raggiunte da unità alimentate da biomassa e calore geotermico.

Recupero di calore da motori a combustione interna

I motori a combustione interna convertono in potenza meccanica circa un terzo dell'energia chimica presente nel combustibile che bruciano. Per esempio, un motore ad accensione comandata da 1.4 litri di cilindrata con un rendimento termico compreso tra il 15% e il 32%, rilascia tramite il radiatore tra 1.7kW e 45kW a temperature tra gli 80°C e i 100°C, mentre disperde con i gas combusti ad una temperatura di 400-900°C tra 4.6kW e 120kW [5].

L'idea di recuperare il calore di scarto da un motore a combustione interna tramite un ciclo Rankine organico non è nuova, i primi prototipi sono infatti stati realizzati in conseguenza della crisi petrolifera degli anni 70. La Mack Trucks ha progettato e costruito un prototipo di tale sistema per recuperare i gas combusti di un veicolo da 288 cavalli [15]. Testato su strada per 450km, il prototipo ha dimostrato la fattibilità tecnica del sistema e il suo interesse economico, realizzando una riduzione del consumo di carburante del 12.4%. I sistemi che vengono studiati oggi sono differenti a causa della presenza di espansori diversi e della più vasta scelta di fluidi organici, tuttavia, benché la tecnologia sia tuttora considerata d'interesse, non sono ancora state realizzate soluzioni commerciali.

Il controllo del sistema di recupero dei gas combusti è piuttosto complesso a causa del regime estremamente variabile della sorgente di calore, in ogni caso, l'ottimizzazione del sistema è fondamentale per garantire prestazioni

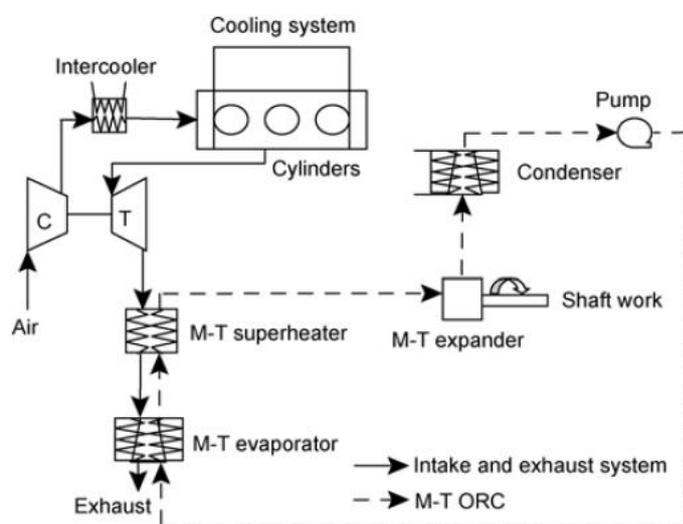


Figura 2.4: Schema di un impianto ORC per il recupero del calore dei gas di scarico da un motore Diesel

elevate. Honda ha proposto un sistema per controllare la temperatura facendo variare la portata d'acqua all'interno dell'evaporatore e di controllare la pressione all'espansore variando la sua velocità di rotazione [2].

Le prestazioni degli ultimi prototipi realizzati sono piuttosto promettenti: il suddetto sistema realizzato da Honda ha mostrato un massimo rendimento del ciclo termico del 13%. A 100km/h questo comporta un recupero di 2.5kW (sui 19.2kW emessi) e rappresenta un aumento del rendimento termico del motore dal 28.9% al 32.7%.

Come già introdotto in precedenza, si suppone che l'area di applicazione del caso studio, ossia una zona rurale della Tanzania, non disponga localmente di altre fonti energetiche ad eccezione dell'irraggiamento solare e della biomassa. Escludendo la seconda per limitare i problemi legati alla deforestazione ed alla produzione di emissioni, la soluzione più conveniente risulta quindi essere l'adozione di un ciclo Rankine organico in grado di recuperare calore a bassa temperatura tramite collettori solari a concentrazione.

2.6 Tecnologie alternative per la generazione distribuita in contesto rurale

Per valutare la validità della soluzione scelta, è necessario confrontarla con le tecnologie che si possono adottare in alternativa per garantire la medesima produzione elettrica e termica che è in grado di fornire l'impianto scelto per il caso base.

Produzione elettrica In regime di generazione distribuita gli impianti tradizionalmente utilizzati in un contesto simile sono:

- **Generatore a gasolio:** tecnologia molto semplice, i costi di installazione sono minimi, tuttavia, la componente che influisce pesantemente sui costi operativi dell'impianto è il costo del combustibile. Tra i principali vantaggi presenta un'ottima affidabilità, scarse necessità di manutenzione, accensione veloce, influenza delle condizioni ambientali pressoché nulla. È importante tenere in considerazione che qualora l'installazione debba avvenire in zone remote o in paesi ove il prezzo del gasolio è molto elevato, la sua convenienza può venire meno.
- **Pannelli solari fotovoltaici:** una soluzione più recente ma ad oggi ampiamente diffusa ed adottata in tutto il mondo per la generazione distribuita di elettricità; i costi di investimento stanno calando rapidamente ed al contempo garantiscono rendimenti sempre più elevati. La principale limitazione consiste nell'elevata dipendenza dalle condizioni ambientali.

Produzione termica Si considera anche in questo caso una soluzione che prevede la combustione di combustibili fossili e una che utilizza fonti rinnovabili:

- **Caldiaia a GPL:** le caldaie sono senz'altro la soluzione più diffusa e semplice dal punto di vista impiantistico, tuttavia a seconda del contesto applicativo la disponibilità di combustibile non è sempre garantita ad un prezzo competitivo.
- **Pannelli solari termici:** la tecnologia solare più semplice ed economica, già ampiamente utilizzata in ambito rurale, la principale limitazione è costituita dalla forte dipendenza dalle condizioni ambientali, perde infatti convenienza a temperature ambiente molto basse.

Si rimanda quindi al capitolo seguente per la modellazione dell'impianto solare a concentrazione associato ad un ciclo Rankine ORC.

Capitolo 3

Modello dell'impianto

Sulla base alle conclusioni del capitolo precedente, si è deciso di applicare nel caso studio di una zona rurale della Tanzania un impianto solare a concentrazione associato ad un ciclo Rankine organico. La decisione è stata presa sia sulla base delle condizioni favorevoli per la realizzazione di questa tipologia d'impianto, sia per studiare la produzione di un impianto simile a quello pilota della STG in un contesto diverso, in cui una sua applicazione potrebbe portare vantaggi.

In questo capitolo viene presentato il processo decisionale tramite il quale sono stati scelti i componenti dell'impianto, per ciascuno dei quali si espongono le principali caratteristiche, oltre che i vantaggi e gli svantaggi della loro applicazione in un impianto di questo tipo.

3.1 Modello del ciclo Rankine ORC

L'obiettivo è il dimensionamento di un ciclo Rankine ORC a vapor saturo cogenerativo. Il fluido di lavoro, il refrigerante R245fa, evapora tramite il calore scambiato con il fluido termovettore, il Therminol66, riscaldato nei collettori solari, espande tramite due espansori in serie e condensa cedendo calore a dell'acqua in regime cogenerativo e ad un condensatore ad aria.

Lo schema d'impianto è proposto in figura 3.1, gli ingressi e le uscite del modello in tabella 3.1.

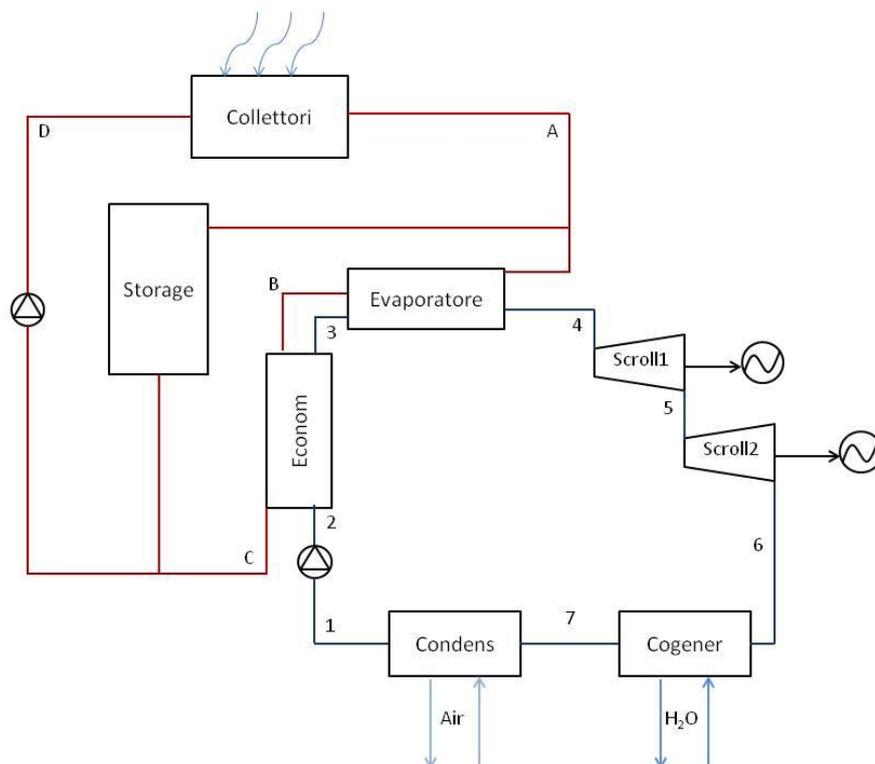


Figura 3.1: Schema dell'impianto CSP associato ad un ciclo ORC

3.2 Punti caratteristici

3.2.1 Ciclo di potenza

I punti del ciclo sono stati calcolati tramite FluidProp, installato su excel come componente aggiuntivo, quindi per ogni punto sono necessarie due proprietà termodinamiche intensive per ricavare le altre.

Punto 1 Uscita dal condensatore, liquido saturo, definito da temperatura di condensazione T_1 e frazione di vapore q_1

Punto 2 Uscita dalla pompa, definito ipotizzando le massime perdite di carico accettabili all'economizzatore e il rendimento isoentropico della pompa, così da ricavare P_2 e h_2 . P_3 è la pressione di saturazione alla temperatura di evaporazione T_3 , anch'essa ipotizzata.

$$P_2 = P_3 + \Delta P_{eco,hyp} \quad (3.1)$$

Parametri	
<i>Ingresso</i>	Temperatura ambiente
	Radiazione diretta
	Temperatura massima del fluido termovettore
	Temperatura di evaporazione
	Pinch point evaporatore
	Pinch point condensatore
<i>Uscita</i>	Potenza elettrica richiesta
	Portata del fluido termovettore
	Portata del fluido di lavoro
	Potenza elettrica degli ausiliari
	Dimensioni componenti
	Rendimento componenti
	Costo componenti

Tabella 3.1: Riepilogo ingressi-uscite del modello

$$\eta_{iso,pompa} = \frac{\nu_1(P_2 - P_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.2)$$

P_1	=	Pressione di liquido saturo (<i>bar</i>)
P_2	=	Pressione di uscita dalla pompa (<i>bar</i>)
P_3	=	Pressione di evaporazione (<i>bar</i>)
$\Delta P_{eco,hyp}$	=	Perdite di carico ipotizzate all'evaporatore (<i>bar</i>)
h_1	=	Entalpia di liquido saturo (<i>kJ/kg</i>)
h_2	=	Entalpia all'uscita dalla pompa (<i>kJ/kg</i>)
ν_1	=	Volume specifico all'ingresso della pompa (<i>m³/kg</i>)
$\eta_{iso,pompa}$	=	Rendimento isoentropico della pompa

Punto 3 Uscita dall'economizzatore, liquido saturo, definito da temperatura di evaporazione T_3 e frazione di vapore q_3 .

Punto 4 Uscita dall'evaporatore, condizione di vapor saturo, la pressione si ricava sottraendo a P_3 le perdite di carico ipotizzate, quindi le altre proprietà sono in funzione di P_4 e q_4

$$P_4 = P_3 - \Delta P_{evap,hyp} \quad (3.3)$$

Punto 5 Uscita dal primo espansore, definito da pressione di fine espansione P_5 e la relativa entalpia h_5 . Il rendimento isoentropico dell'espansore si ricava tramite legge polinomiale di quint'ordine in funzione del rapporto di espansione e dalla pressione iniziale [19].

$$\eta_{iso,exp} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5,iso}} \quad (3.4)$$

$$\eta_{iso,exp} = \sum_{i=0}^{n-1} \sum_{j=0}^{n-1} a_{ij} \cdot \ln(r_p)^i \cdot \ln(P_4)^j + a_{n0} \cdot \ln(r_p)^n + a_{0n} \cdot \ln(P_4)^n \quad (3.5)$$

h_4	=	Entalpia di vapor saturo (kJ/kg)
h_5	=	Entalpia di fine espansione (kJ/kg)
h_{5iso}	=	Entalpia di fine espansione isoentropica (kJ/kg)
$\eta_{iso,exp}$	=	Rendimento isoentropico dell'espansore
r_p	=	Rapporto di espansione
P_4	=	Pressione di inizio espansione (bar)
$\eta_{iso,exp}$	=	Rendimento isoentropico dell'espansore

Punto 6 Uscita dal secondo espansore, si procede analogamente a quanto fatto per il punto 5, con la differenza che P_6 deve essere incrementata delle perdite di carico presenti in cogenerazione e condensazione, così da chiudere il ciclo alle medesime T_1 e P_1 descritte in precedenza. Pertanto:

$$P_6 = P_7 + \Delta P_{cogen,hyp} \quad (3.6)$$

Punto 7 Uscita dallo scambiatore cogenerativo, si arriva in condizioni di vapor saturo, pertanto il punto è definito da P_7 e q_7 , con:

$$P_7 = P_1 + \Delta P_{cond,hyp} \quad (3.7)$$

3.2.2 Ciclo solare

Per il ciclo solare si ipotizza soltanto la temperatura massima raggiunta dal fluido termovettore all'uscita dai collettori, punto T_A in figura 3.1. La temperatura intermedia all'uscita dall'evaporatore T_B è legata direttamente alla temperatura di evaporazione del fluido organico, mentre la temperatura minima T_C dipende dalla potenza elettrica richiesta e quindi dalla portata di fluido organico.

3.3 Componenti dell'impianto

3.3.1 Espansori

Attualmente non sono disponibili in commercio turbine ottimizzate per l'utilizzo con fluidi organici di taglia inferiore a qualche centinaio di kW, risulta pertanto una scelta obbligata adottare per l'impianto dei compressori a spirale, funzionanti come espansori, parzialmente penalizzati nel rendimento.

Espansori a spirale

Gli espansori volumetrici, ad esempio a spirale, a vite o a pistone, presentano un rapporto volumetrico interno $r_{v,in}$ corrispondente al rapporto tra il volume della tasca d'ingresso e il volume della tasca d'uscita. Questo può generare due tipi di perdite nel caso in cui il rapporto volumetrico specifico del sistema non sia uguale al rapporto volumetrico nominale dell'espansore:

- Perdite di *sotto-espansione* se il rapporto volumetrico interno dell'espansore è più piccolo del rapporto volumetrico specifico del sistema. In questo caso il volume specifico nella camera di espansione al termine del processo di espansione è inferiore al volume specifico allo scarico.
- Perdite di *sovra-espansione*, definite analogamente, quando il rapporto volumetrico interno imposto dall'espansore è più elevato del rapporto volumetrico specifico del sistema.

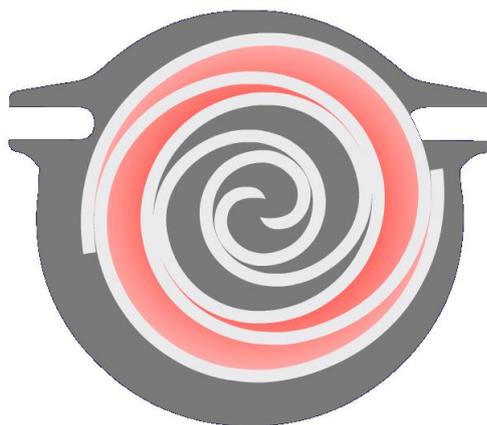


Figura 3.2: Schema di un compressore a spirale prodotto dalla Emerson

Questi due effetti possono ridurre considerevolmente il rendimento del processo di espansione, mentre altri fonti di perdite di rendimento sono le perdite

di carico per attrito e in alimentazione, gocciolamenti interni e scambi termici.

Poichè allo stato attuale non sono disponibili commercialmente macchine di espansione di piccola taglia, si è costretti ad utilizzare un compressore a spirale facendolo girare al contrario, così da mantenere un basso costo del componente, essendo già ampiamente utilizzati nell'ambito della climatizzazione. Di contro, non essendo il dispositivo ottimizzato per l'utilizzo in espansione, risultati sperimentali ottenuti da Lemort et al. hanno mostrato che il rendimento si riduce di circa il 10% quando funziona in modalità espansione rispetto alla modalità compressione [18].

Se le perdite di calore verso l'ambiente vengono trascurate, i compressori a spirale possono essere modellati tramite l'efficienza isoentropica:

$$\varepsilon_{exp} = \frac{P_{el}}{\dot{m}(h_{in} - h_{out})} \quad (3.8)$$

Per simulare prestazioni realistiche, vicine ai dati sperimentali, il modello sviluppato da Lemort et al. [18] è utilizzato per esprimere ε come una legge polinomiale in funzione dei principali parametri operativi. Le variabili scelte sono infatti la densità del fluido in ingresso ρ_{in} e il rapporto di pressioni in espansione r_p . La polinomiale ha quindi la seguente forma:

$$\varepsilon = \sum_{i=0}^{n-1} \sum_{j=0}^{n-1} a_{ij} \ln(r_p)^i \rho_{in}^j + a_{n0} \ln(r_p)^n + a_{0n} \rho_{in}^n \quad (3.9)$$

Per esprimere ε si usa una polinomiale di quart'ordine; le correlazioni sono state stabilite da Lemort sulla base del suo modello validato su 800 punti di lavoro all'interno delle seguenti condizioni operative [18]:

$$30 < \rho_{in} < 200 \quad 1.2 < r_p < 12 \quad (3.10)$$

Espansori a doppio stadio

Come già scritto in precedenza, gli espansori volumetrici sono ottimizzati per un determinato rapporto volumetrico, tuttavia, i rapporti volumetrici specifici utilizzati nel campo della climatizzazione (per cui sono progettati i compressori scroll) sono molto più piccoli dei rapporti che riguardano i cicli ORC. Nel caso in cui l'espansore sia ottenuto modificando un compressore a spirale, le perdite di sotto-espansione possono diventare proibitive per alti rapporti volumetrici specifici (superiori a 10). Una possibile soluzione, che si è scelto di adottare per la progettazione di questo impianto, consiste nell'utilizzare due espansori in serie.

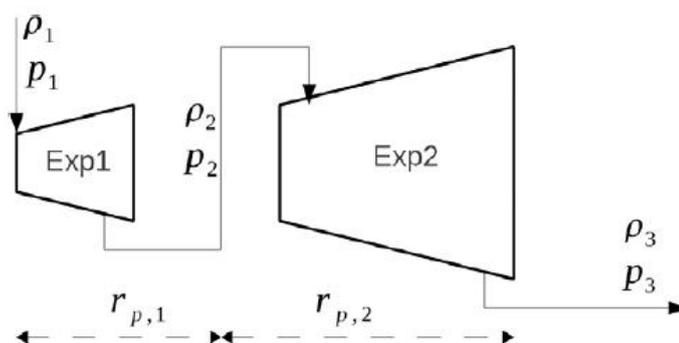


Figura 3.3: Espansore a doppio stadio

Potenza erogata

Si inizia calcolando la portata di fluido operativo necessaria per garantire la potenza elettrica desiderata.

Note le condizioni di inizio e fine espansione, la potenza elettrica e il rendimento organoelettrico dell'alternatore, si ricava la portata di R245fa in circolo:

$$P_{el} = \dot{m}_{R245fa}(h_4 - h_6)\eta_{OEL,alt} \quad (3.11)$$

dove

- h_4 = Entalpia di vapor saturo (kJ/kg)
- h_6 = Entalpia di fine espansione, a P_{cond} (kJ/kg)
- $\eta_{OEL,alt}$ = Rendimento organo-elettrico dell'alternatore

Si ottiene quindi la portata di R245fa.

3.3.2 Scambiatori di calore

Lo scambiatore di calore è l'elemento che consente di trasferire il calore dal fluido termovettore, in questo caso il Therminol66, al fluido di lavoro, ovvero R245fa. Per una maggior efficienza e semplicità costruttiva, lo scambiatore di calore è diviso in due parti: l'economizzatore, in cui si scalda il R245fa fino alle condizioni di liquido saturo alla temperatura di evaporazione, e l'evaporatore, in cui si porta il R245fa alle condizioni di vapor saturo.

Per l'impianto in esame si sceglie di utilizzare scambiatori di calore a piastre perché, a differenza degli scambiatori a fascio tubiero e mantello, consentono di raggiungere differenze di temperature tra i fluidi più basse, caratteristica

fondamentale per le applicazioni che trattano fluidi a basse temperature come in questo caso; dispongono inoltre di una maggiore efficienza e di ridotte necessità di manutenzione.

Scambiatori di calore a piastre Gli scambiatori a piastre sono utilizzati per scambiare calore tra ogni combinazione di fluidi liquidi, gassosi o bifase, in questo particolare caso verranno adottati scambiatori a piastre piane con guarnizioni.

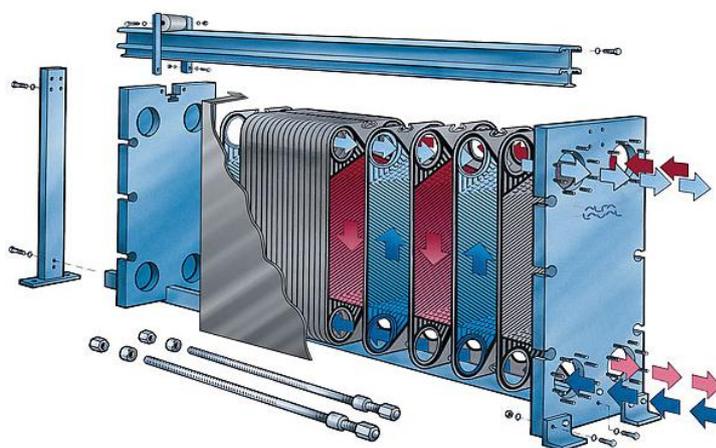


Figura 3.4: Esempio di scambiatore di calore a piastre con guarnizioni

Un esempio di scambiatori di questo tipo è mostrato in figura 3.4, consiste in una serie di piastre sottili con superfici corrugate od ondulate che separano i due fluidi, i quali passano alternativamente tra una piastra e l'altra per ottimizzare lo scambio termico. Un design appropriato e le guarnizioni consentono di tenere le piastre collegate tra loro mediante l'utilizzo di bulloni di compressione fissati alle piastre esterne dello scambiatore. Le guarnizioni prevengono il miscelamento tra i fluidi e le perdite verso l'esterno, inoltre contribuiscono a direzionare i fluidi verso le piastre come desiderato.

I fluidi si muovono generalmente controcorrente, le temperature sono limitate a 250°C e la pressione a 30bar, ma poiché i canali di passaggio sono estremamente ridotti, la formazione di vortici fortemente turbolenti provvede a garantire un elevato coefficiente di scambio termico, a discapito delle altrettanto elevate perdite di pressione ma in favore di forti gradienti locali che minimizzano lo sporco [16].

Si elencano i principali vantaggi degli scambiatori a piastre rispetto agli scambiatori a fascio tubiero e mantello:

- Facilmente apribili per ispezione, pulizia, manutenzione o sostituzione delle piastre
- Basso rischio di perdite, in ogni caso immediatamente rilevabili all'esterno
- Flessibilità del design mediante una grande varietà di taglie delle piastre e dell'organizzazione dei passaggi
- Area di scambio termico facilmente accessibile, consentendo di adattarsi a variazioni nelle richieste dei processi attraverso la variazione del numero di piastre
- Elevati coefficienti di scambio termico per entrambi i fluidi per la presenza di turbolenza e piccoli diametri idraulici
- Molto compatti (elevato rapporto area di scambio termico/volume) e leggeri: disponibili anche $1500m^2$ di area di scambio termico in una singola unità
- Solo gli spigoli delle piastre sono a contatto con l'atmosfera, le perdite termiche sono trascurabili e non è necessario isolamento
- Impossibilità di miscelazione tra i fluidi, a meno di rottura delle guarnizioni
- Basso sporco, dovuto all'elevata turbolenza e al basso tempo di residenza
- Più di due fluidi possono essere processati nella medesima unità

La transizione al flusso turbolento avviene a bassi numeri di Reynolds, circa 10-400, così da ottenere facilmente elevati coefficienti di scambio termico, bassi tassi di sporco e taglie ridotte.

Queste unità possono sfruttare fino all'82% del ΔT_{ML} teorico, mentre gli scambiatori a fascio tubiero e mantello raggiungono soltanto il 50%, principalmente a causa dell'assenza di flussi incrociati come nelle piastre. Gli scambiatori a piastre consentono di trasferire più del 90% del calore in ingresso con approcci di temperatura molto piccoli, ma a livello di costi diventano competitivi rispetto agli scambiatori a fasci tubieri soltanto se questi ultimi adottano materiali costosi come l'acciaio inossidabile.

Evaporatore

Si calcola la portata di fluido termovettore necessaria per portare il refrigerante in condizioni di vapor saturo.

Dall'equazione di bilancio termico, note le entalpie e le temperature, è possibile ricavare la portata di Therminol66:

$$\dot{m}_{R245fa}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{Th66}\bar{c}_{Th66}(T_A - T_B) \quad (3.12)$$

T_A	=	Temperatura del Th66 all'ingresso dall'evaporatore (K)
T_B	=	Temperatura del Th66 all'uscita dall'evaporatore (K)
h_4	=	Entalpia di vapor saturo (kJ/kg)
h_3	=	Entalpia di liquido saturo (kJ/kg)
\bar{c}_{Th66}	=	Calore specifico del Th66 a temperatura media tra ingresso e uscita ($kJ/kg - K$)

Perdite di carico all'evaporatore

Lo scambiatore di calore a piastre va dimensionato in modo tale da soddisfare due requisiti:

- L'area di scambio termico deve essere sufficientemente grande per consentire al fluido organico di raggiungere la condizione di vapor saturo
- Larghezza e lunghezza delle piastre devono essere tali da generare perdite di carico pari a quelle ipotizzate nella definizione dei punti caratteristici del ciclo

Partendo dal primo requisito, l'equazione che regola lo scambio termico è:

$$Q = UA\Delta T_{ML} = \frac{1}{\frac{1}{h_{hot}} + \frac{s}{k} + \frac{1}{h_{cold}}} A\Delta T_{ML} \quad (3.13)$$

Q	=	Calore scambiato (W)
U	=	Coeff. globale di scambio termico ($W/m^2 - K$)
A	=	Area complessiva di scambio termico (m^2)
h_{cold}	=	Coeff. di scambio termico del fluido freddo ($W/m^2 - K$)
h_{hot}	=	Coeff. di scambio termico del fluido caldo ($W/m^2 - K$)
s	=	Spessore piastra (m)
k	=	Conduttività termica della piastra ($W/m - K$)

Lato fluido caldo Nel caso del Th66 il fluido è monofase liquido, pertanto è possibile ricavare il coefficiente di scambio termico convettivo tramite le correlazioni proposte da Kumar [16]:

$$A_{ch} = bL_w = \frac{D_H\phi}{2}L_w \quad (3.14)$$

A_{ch}	=	Area del singolo canale (m^2)
b	=	Spessore medio del canale (m)
L_w	=	Larghezza della piastra (m)
D_H	=	Diametro idraulico (m)
ϕ	=	Fattore di allargamento

$$G_{ch} = \frac{\dot{m}_{ch}}{A_{ch}} = \frac{\dot{m}}{N_{ch}} \frac{1}{A_{ch}} \quad (3.15)$$

G_{ch}	=	Portata areica del singolo canale ($kg/m^2 - s$)
\dot{m}_{ch}	=	Portata del singolo canale (kg/s)
N_{ch}	=	Numero di canali

$$Re = \frac{G_{ch}D_H}{\bar{\mu}} \quad (3.16)$$

$$Nu = \frac{hD_H}{k} = C_h \left(\frac{D_H G_{ch}}{\mu} \right)^n \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \quad (3.17)$$

Con C_h ed n parametri adimensionali forniti in funzione del numero di Reynolds.

- $\bar{\mu}$ = Viscosità media tra ingresso e uscita ($Pa - s$)
- Nu = Numero di Nusselt
- C_h = Parametro adimensionale
- n = Parametro adimensionale
- c_p = Calore specifico ($J/kg - K$)
- k = Conduttività termica ($W/m - K$)

Lato fluido freddo Nel caso del R245fa invece, è presente transizione di fase, quindi si adottano le correlazioni modificate da Lin et al. [14]

$$G_{eq} = G_{ch} \left((1 - x_{ave}) + x_{ave} \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \right)^{0.5} \right) \quad (3.18)$$

$$Re = \frac{G_{eq} D_H}{\mu} \quad (3.19)$$

- G_{eq} = Portata areica equivalente ($kg/m^2 - s$)
- x_{ave} = Frazione di vapore media (kg_{vap}/kg_{liq})
- ρ_{liq} = Densità del liquido saturo (kg/m^3)
- ρ_{vap} = Densità del vapor saturo (kg/m^3)

Il numero di Nusselt è definito come:

$$Nu = \frac{h D_H}{k} = 1.926 Pr_l^{0.333} Bo_{eq}^{0.3} Re_{eq}^{0.5} \left((1 - x_{ave}) + x_{ave} \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \right)^{0.5} \right) \quad (3.20)$$

Il calore di nucleazione si definisce tramite la correlazione di Rohsenow [9]

$$Q_{nuc} = \mu \cdot h_{lv} \left(\left(g \frac{\rho_{liq} - \rho_{vap}}{\sigma} \right)^{0.5} \right) \left(c_{p,vap} \frac{T_{app}}{C_{sf} \cdot h_{lv} \cdot Pr_l^{1.7}} \right)^3 \quad (3.21)$$

- h_{lv} = Entalpia di evaporazione (J/kg)
- g = Accelerazione gravitazionale (m/s^2)
- σ = Tensione superficiale (N/m)
- C_{sf} = Parametro di combinazione solido-fluido
- T_{app} = Temperatura di approccio (K)

Infine il numero di Bond equivalente è definito come:

$$Bo_{eq} = \frac{Q_{nucl}}{G_{eq} h_{lv}} \quad (3.22)$$

Lunghezza piastre Noti quindi i coefficienti convettivi h_{hot} e h_{cold} e ricavato il coefficiente di scambio termico globale U , si trova anche l'area totale di scambio termico. Da quest'ultima è possibile ricavare la lunghezza verticale delle piastre, da cui dipendono le perdite di carico.

$$L_v = D_P + \frac{A}{N_e \phi L_w} \quad (3.23)$$

- L_v = Lunghezza delle piastre (m)
- D_P = Diametro delle condotte di ingresso fluidi (m)
- N_e = Numero effettivo delle piastre
- L_w = Larghezza delle piastre (m)

I coefficienti di attrito si trovano anch'essi con le correlazioni di Kumar [16]:

$$f = \frac{K_p}{Re^m} \quad (3.24)$$

K_p e m sono parametri adimensionali dipendenti dall'angolo di chevron e dal numero di Reynolds.

$$\Delta P_{ch} = 4f \frac{L_v N_{pass}}{D_H} \frac{G_{ch}^2}{2\rho} \quad (3.25)$$

Non vengono calcolate le perdite di carico all'ingresso dei condotti, in quanto trascurabili se confrontate con quelle che avvengono all'interno dei canali [16].

Economizzatore

Nota la portata di Therminol66, è possibile ricavare la sua temperatura all'uscita dell'economizzatore, dato fondamentale per dimensionare il campo di specchi solari.

Utilizzando un bilancio termico analogo a quello già svolto per l'evaporatore:

$$\dot{m}_{R245fa}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{Th66}\bar{c}_{Th66}(T_B - T_C) \quad (3.26)$$

- h_2 = Entalpia all'ingresso dell'economizzatore (kJ/kg)
- h_3 = Entalpia di liquido saturo (kJ/kg)
- \bar{c}_{Th66} = Calore specifico del Th66 a temperatura media tra ingresso e uscita ($kJ/kg - K$)
- T_B = Temperatura del Th66 all'uscita dall'evaporatore (K)
- T_C = Temperatura del Th66 all'uscita dall'economizzatore (K)

L'unica incognita risulta essere T_C .

Perdite di carico all'economizzatore

Le perdite di carico si calcolano analogamente a quanto già fatto per l'evaporatore, in questo caso i procedimenti sono più semplici perchè entrambi i fluidi sono monofase.

Cogeneratore

Considerata la temperatura relativamente elevata del vapore di refrigerante in uscita dall'espansore, può essere conveniente recuperare parte del suo calore effettuando una cogenerazione di acqua calda per usi sanitari. Anche in questo caso si è scelto di adottare uno scambiatore a piastre.

Si calcola la quantità di acqua calda che il sistema è in grado di produrre:

$$\dot{m}_{H_2O}c_{H_2O}(T_{H_2O,out} - T_{H_2O,in}) = \dot{m}_{R245fa}(h_6 - h_7) \quad (3.27)$$

- $T_{H_2O,in}$ = Temperatura di sorgente dell'acqua (K)
- $T_{H_2O,out}$ = Temperatura dell'acqua per uso sanitario (K)
- h_6 = Entalpia a fine espansione (kJ/kg)
- h_7 = Entalpia di vapor saturo a fine espansione (kJ/kg)

Perdite di carico al cogeneratore

Le perdite di carico si calcolano analogamente a quanto già fatto per l'evaporatore, in questo caso i procedimenti sono più semplici perchè entrambi i fluidi sono monofase.

3.3.3 Condensatore ad aria

Nel caso base si è scelto di utilizzare un condensatore ad aria per non precludere l'installazione dell'impianto a zone con scarsa disponibilità di acqua. Verrà in seguito analizzato anche un condensatore ad acqua per valutare le differenze in termini economici e di consumo delle risorse idriche.

I condensatori raffreddati ad aria sono solitamente realizzati con tubi alettati: il lato esterno a contatto con l'aria è alettato, mentre il vapore o il liquido scorre all'interno dei tubi.

I tubi sono realizzati in rame, alluminio o acciaio, con un diametro interno compreso tra i 6 e i 20 millimetri. Il rame è il materiale più costoso, ma al contempo è il più facile da lavorare e non necessita protezione contro la corrosione. L'alluminio richiede metodi di lavorazione più complessi ed occorre proteggerlo contro la corrosione nel caso sia saldato assieme al rame, mentre l'acciaio necessita protezione contro gli agenti atmosferici.

Gli scambiatori di calore compatti del tipo a piastre o a tubi alettati sono generalmente utilizzati nei casi in cui almeno uno dei due fluidi sia allo stato gassoso. Ogni scambiatore di calore dotato di una densità di superficie superiore a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ è arbitrariamente definito *scambiatore di calore compatto*. La superficie di scambio termico è incrementata, a parità di volume occupato, adottando l'utilizzo di alette di vario tipo. Uno scambiatore di calore è definito "micro" se la densità di superficie di scambio è superiore a $10\,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ [16].

Gli scambiatori di calore compatti sono largamente utilizzate nelle industrie, soprattutto nel caso di scambio gas-gas e liquido-gas, alcuni esempi sono: scambiatori di calore nel settore dell'autotrazione, condensatori ed evaporatori nell'industria della climatizzazione e refrigerazione, refrigerazione dell'olio in campo aeronautico, radiatori per automobili, interrefrigerazione dei compressori e applicazioni spaziali.

Miglioramento dello scambio termico Il principale obiettivo degli scambiatori di calore compatti consiste nel realizzare un miglior scambio termico al fine di ridurre i costi, ovvero ridurre le dimensioni fisiche di uno scambiatore a pari calore scambiato.

Negli scambiatori di calore, a seconda delle applicazioni, si adottano superfici di scambio termico piane o estese, così da aumentare la superficie di scambio termico o il suo coefficiente, con lo scopo di ottenere elevati scambi termici alle condizioni specificate.

Lo scambio termico tra una parete e un fluido è definito da:

$$Q = (hA)_a(T_w - T_f) \quad (3.28)$$

o

$$Q = (hA)_p(T_w - T_f) \quad (3.29)$$

- A = Area di scambio termico (m^2)
- a = Riferito a superficie estesa
- p = Riferito a superficie piana
- T_w = Temperatura di parete (K)
- T_f = Temperatura del fluido (K)

Il rapporto tra hA della superficie estesa sull'equivalente di una superficie piana è definito come rapporto di incremento:

$$E = \frac{(hA)_a}{(hA)_p} \quad (3.30)$$

Ci sono diversi metodi per incrementare il valore di hA :

- Aumentare il coefficiente di scambio termico senza incrementare significativamente l'area di scambio
- Aumentare l'area di scambio senza aumentare il coefficiente di scambio termico
- Aumentare sia il coefficiente di scambio termico che l'area di scambio

Lo scambio termico da una superficie estesa (in questo caso alettata) è definito come:

$$Q = \eta hA(T_w - T_f) = UA\Delta T_{ML} \quad (3.31)$$

con

$$\eta = \left[1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f) \right] \quad (3.32)$$

Il termine $1/UA$ è la resistenza termica globale, espressa dall'equazione:

$$R_t = \frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_i h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{\eta_i A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_o A_o} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \quad (3.33)$$

Dove:

- A = Superficie totale di scambio m^2
- A_f = Superficie alettata m^2
- η = Rendimento globale
- η_f = Rendimento alette
- f = Riferito allo sporcamento
- i = Riferito alla superficie interna
- o = Riferito alla superficie esterna

Come si nota dalle equazioni (3.31) e (3.33), il rendimento dello scambiatore di calore, ovvero l'efficienza con cui lo scambiatore è in grado di trasferire calore tra i fluidi, aumenta all'aumentare del termine UA o al diminuire della resistenza termica globale R_t . L'aumento del termine UA provoca:

- Riduzione della taglia dello scambiatore di calore: se il calore scambiato è costante, a pari condizioni di temperatura, la lunghezza dello scambiatore può essere ridotta. Se invece la lunghezza e la temperatura in ingresso sono mantenute costanti, allora aumenta lo scambio termico
- Se il calore scambiato e la lunghezza totale sono mantenuti costanti, allora ΔT_{ML} può essere ridotto. Questo contribuisce ad aumentare il rendimento termodinamico (secondo principio della termodinamica) e a ridurre i costi operativi del sistema
- A calore scambiato costante, è possibile ridurre il consumo della pompa. Tuttavia questo comporta che i fluidi negli scambiatori a superfici estese si muovano ad una velocità inferiore rispetto al caso a superficie piana, così da richiedere un'area frontale maggiore

Scambiatori di calore a tubi alettati Negli scambiatori a tubi alettati si utilizzano tubi a sezione circolare, rettangolare od ellittica. Le alette sono posizionate all'interno, all'esterno o su entrambe le superfici dei tubi a seconda delle applicazioni. Negli scambiatori gas-liquido, il coefficiente di scambio termico dal lato gas è molto basso se confrontato con quello del lato liquido, pertanto non è necessario apporre alette dal lato dove scorre il fluido liquido, ovvero l'interno dei tubi.

Consumo del condensatore

Si calcola la portata di aria necessaria per raffreddare il fluido in uscita dallo scambiatore di cogenerazione.

Per calcolare il consumo elettrico del condensatore si utilizza una correlazione che lega consumo e calore dissipato [3]:

$$W_{cond} = 54.5 + 0.0185 \cdot Q_{cond} \cdot \frac{8.333}{pinch_{cd}} \quad (3.34)$$

$$\begin{aligned} W_{cond} &= \text{Consumo del condensatore (W)} \\ Q_{cond} &= \text{Calore di condensazione (W)} \\ pinch_{cd} &= \Delta T \text{ tra ambiente e condensazione (K)} \end{aligned}$$

Per verificare il consumo stimato si può confrontare il risultato con una seconda correlazione [14]:

$$A_{cond} = 0.0837 \cdot Q_{cond} + 0.07903 \quad (3.35)$$

$$W_{cond} = 225.37 \cdot \frac{A_{cond}}{1000} \quad (3.36)$$

$$\begin{aligned} W_{cond} &= \text{Consumo del condensatore (kW)} \\ Q_{cond} &= \text{Calore di condensazione (kW)} \\ A_{cond} &= \text{Area del condensatore (m}^2\text{)} \end{aligned}$$

Perdite di carico al condensatore

Il condensatore ad aria consiste sostanzialmente in un pacco di canali alettati a sezione circolare sottoposti a convezione forzata tramite delle ventole.

Per calcolare le perdite di carico del refrigerante è necessario valutare la potenza scambiata dalle alette, ipotizzare un numero di canali ed ottenere così la lunghezza di ciascun canale.

Il calore complessivamente scambiato dal condensatore si può definire come:

$$Q_{cond} = Q_{alette} + Q_{base} = N\eta h A_F \Theta_B + h A_B \Theta_B \quad (3.37)$$

N	=	Numero di alette per canale
A_F	=	Area di ogni aletta (m^2)
A_B	=	Area della superficie priva di alette (m^2)
η	=	Rendimento delle alette
Θ_B	=	ΔT tra aria e alette (K)
h	=	Coefficiente di scambio termico ($W/m^2 - K$)

Il coefficiente di scambio termico convettivo viene inizialmente ipotizzato, poiché funzione della geometria dello scambiatore, non ancora nota. Al termine del dimensionamento si provvede a calcolare il coefficiente ed a modificare la geometria per rispettare l'ipotesi.

Per le geometrie ed i rendimenti delle alette è stato fatto riferimento a dei testi specialistici, rispettivamente [16] [9].

Esprimendo il numero delle alette in funzione della lunghezza totale, è possibile ricavare quest'ultima dall'equazione (3.37)

$$N = \frac{L_{tot}}{W_F + W_B} \quad (3.38)$$

$$L_{tot} = \frac{Q_{cond}}{\frac{\eta h A_F \Theta_B + A_B h \Theta_B}{W_F + W_B}} \quad (3.39)$$

W_F	=	Spessore di ogni aletta (m)
W_B	=	Distanza tra le alette (m)

Ipotizzando un numero di condotte, si ricava la lunghezza di ciascuna.

Verifica coefficiente di scambio termico convettivo Il coefficiente di scambio termico convettivo si ricava per via grafica da [9].

Si procede al calcolo delle perdite di carico, adottando le correlazioni sviluppate da Grönnerud appositamente per i refrigeranti [28].

$$\Delta P = \Phi_{gd} \Delta p_L \quad (3.40)$$

Φ_{gd}	=	Moltiplicatore per il bifase
Δp_L	=	Perdite di carico fase liquida (Pa)

Δp_L rappresenta le classiche perdite di carico della fase liquida in una condotta a sezione circolare, ma vengono calcolate considerando la portata areica totale, comprensiva anche della fase vapore.

$$\Delta P_L = \frac{4f_L L G_{total}^2}{2D\rho_L} \quad (3.41)$$

$$f_L = \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad Re = \frac{G_{total}D}{\mu} \quad (3.42)$$

f_L = Coefficiente d'attrito per la fase liquida
 G_{total} = Portata areica totale (kg/m^2s)

Il moltiplicatore per il bifase, invece, dipende dal gradiente di pressione d'attrito, il quale è a sua volta correlato al numero di Froude.

Il numero di Froude è un rapporto adimensionale che mette in relazione la forza d'inerzia e la forza peso:

$$Fr_L = \frac{G_{total}^2}{gD\rho_L^2} \quad (3.43)$$

Se il numero di Froude $Fr_L \geq 1$, allora il coefficiente d'attrito $f_{Fr} = 1$, se invece $Fr_L < 1$, il f_{Fr} è definito come:

$$f_{Fr} = Fr_L^{0.3} + 0.0055 \left(\ln \frac{1}{Fr_L} \right)^2 \quad (3.44)$$

Il gradiente di pressione è funzione della frazione di vapore. Nel caso del condensatore, in cui tra ingresso e uscita si passa da condizioni di vapore saturo a liquido saturo, si assume un valore mediato.

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} = f_{Fr} [x + 4(x^{1.8} - x^{10} f_{Fr}^{0.5})] \quad (3.45)$$

Ed infine il moltiplicatore bifase:

$$\Phi_{gd} = 1 + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} \left[\frac{\left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)}{\left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.25}} - 1 \right] \quad (3.46)$$

3.3.4 Condensatore ad acqua

Nel caso la località di installazione non abbia problemi di scarsità d'acqua, può risultare conveniente realizzare un condensatore ad acqua del tipo a fascio tubiero e mantello.

Condensatori a fascio e mantello

Gli scambiatori di calore a fascio tubiero e mantello, con i loro vari modelli, sono probabilmente gli scambiatori di calore più diffusi ed utilizzati in ambito industriale. I motivi del loro grande successo sono diversi: innanzitutto gli scambiatori a fascio e mantello garantiscono un elevato rapporto tra area di scambio termico e volume occupato, così come tra area e peso. Le geometrie sono tali da consentire una facile realizzazione in un'ampia gamma di taglie, inoltre gli scambiatori sono sufficientemente resistenti da sopportare gli sforzi legati alla fabbricazione, al trasporto, al montaggio e, ovviamente, alle normali condizioni operative. Sono possibili molte modifiche alla configurazione di base, utili nel caso di dover provvedere ad esigenze particolari. Gli scambiatori a fascio e mantello si puliscono facilmente, inoltre si possono sostituire senza difficoltà i componenti maggiormente soggetti ad usura, come le guarnizioni e i tubi. Infine, sono disponibili buoni metodi di dimensionamento, e la loro ampia diffusione consente di trovare produttori ed installatori in ogni regione del mondo.

Allocazione dei flussi nello scambiatore Teoricamente, ogni flusso in ingresso in uno scambiatore a fascio tubiero e mantello può essere collocato sia nel lato mantello, sia nel lato tubi. In realtà, al momento di decidere, è meglio tener conto delle seguenti considerazioni, in virtù delle quali è possibile prevedere quale risulterà la scelta economicamente più conveniente [8].

- **Pressione massima:** se uno dei flussi si trova ad alta pressione, è preferibile collocare quel flusso all'interno dei tubi. In questo modo, soltanto i tubi devono essere progettati per sopportare pressioni elevate, mentre il mantello può essere realizzato in metallo più leggero. Ovviamente, se entrambi i flussi sono a pressioni elevate, risulterà necessario anche un mantello resistente e la scelta dell'allocazione dei fluidi verrà presa in base ad ulteriori considerazioni. In ogni caso, pressioni elevate dal lato mantello prediligono la scelta di scambiatori lunghi e con un piccolo diametro.
- **Corrosione:** generalmente i fenomeni di corrosione influenzano la scelta del materiale di costruzione, piuttosto che il design dello scambiatore. In ogni caso, poiché le leghe resistenti alla corrosione sono più costose dei materiali normali, il fluido corrosivo verrà collocato nei tubi, così che almeno il mantello non debba essere realizzato con un materiale costoso. Se la corrosione in sé non può essere prevenuta, ma

soltanto rallentata dalla scelta del materiale, il design può essere studiato in funzione della facilità di sostituzione dei componenti corrosi (ad eccezione dei casi in cui risulta più economico sostituire l'intera unità)

- **Sporcamento:** lo sporcamento influisce in maniera importante sul design di tutti gli scambiatori di calore, ma, per alcuni flussi, lo sporcamento è talmente rilevante da dominare le scelte di design, rivolgendole allo scopo di:
 1. *Minimizzare lo sporcamento:* alte velocità, assenza di regioni di ricircolo o turbolenza
 2. *Facilitare la pulizia:* fluido sporco dal lato tubi, ampi spazi tra i tubi
 3. *Estendere la vita operativa degli scambiatori*
- **Basso coefficiente di scambio termico:** se uno dei due flussi ha un coefficiente di scambio termico molto basso (come nel caso di gas a bassa pressione o liquidi viscosi), questo flusso è preferibilmente collocato dal lato mantello, così da poter utilizzare superfici alettate per ridurre il costo dello scambiatore

Nel caso considerato, di scambio termico tra acqua e R245fa, la motivazione preponderante per la scelta dell'allocazione dei fluidi consiste nel basso coefficiente di scambio termico del refrigerante allo stato di vapor saturo, pertanto quest'ultimo si colloca dal lato mantello, mentre l'acqua dal lato tubi.

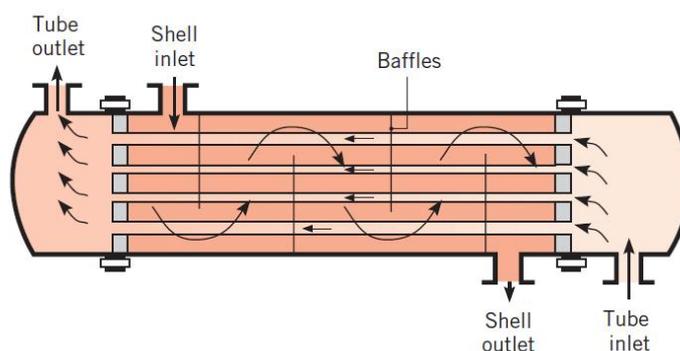


Figura 3.5: Schema di uno scambiatore di calore a fascio tubiero e mantello

Dimensionamento del condensatore

Noto il calore necessario per condensare il fluido refrigerante e fissate le temperature dell'acqua in ingresso e uscita del condensatore, si ricava la portata d'acqua necessaria:

$$\dot{m}_c = \frac{Q_{cond}}{c_c(T_{out} - T_{in})} \quad (3.47)$$

Il numero di tubi necessario per tale portata d'acqua si ricava utilizzando delle geometrie note [16]:

$$\dot{m}_c = u_c \cdot \rho_c \left(\frac{\pi d_i^2}{4} \right) N_T \quad N_T = \frac{4\dot{m}_c}{u_c \rho_c \pi d_i^2} \quad (3.48)$$

Per valutare il coefficiente di scambio termico all'interno dei tubi occorre conoscere il regime di moto dell'acqua, quindi si calcola il numero di Reynolds:

$$Re = \frac{u_c \rho_c d_i}{\mu_c} \quad (3.49)$$

Nel caso il moto sia turbolento si possono adottare le correlazioni di Petukhov-Kirillov:

$$Nu = \frac{((f/2)RePr)}{1.07 + 12.7(f/2)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.50)$$

con

$$f = (1.58 \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad (3.51)$$

Quindi:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_c}{d_i} \quad (3.52)$$

- \dot{m}_c = Portata di fluido freddo (kg/s)
- d_i = Diametro interno dei tubi (m)
- u_c = Velocità del fluido freddo (m/s)
- k_c = Conduttività termica del fluido freddo ($W/m - K$)
- μ_c = Viscosità dinamica del fluido freddo ($Pa - s$)

Si procede quindi a calcolare il coefficiente di scambio termico dal lato mantello per ricavare il coefficiente di scambio termico globale:

$$\frac{1}{U} = R_t + \frac{1}{h_o} \quad (3.53)$$

La somma delle resistenze termiche si può scomporre come:

$$R_t = R_{fo} + \left[\frac{1}{h_i} + R_{fi} \right] \frac{d_o}{d_i} + \frac{t_w}{k_w} \frac{d_o}{D_m} \quad (3.54)$$

R_{fo}	=	Resistenza di sporcamento lato esterno (m^2K/W)
R_{fi}	=	Resistenza di sporcamento lato interno (m^2K/W)
t_w	=	Spessore del tubo (m)
k_w	=	Conduttività termica del tubo ($W/m - K$)

Il diametro medio D_m si può approssimare come media dei diametri interno ed esterno:

$$D_m = \frac{d_o - d_i}{\ln(d_o/d_i)} \approx \frac{1}{2}(d_o + d_i) \quad (3.55)$$

Il coefficiente di scambio termico dal lato condensazione, h_o , si può calcolare tramite il metodo di Nusselt con la correzione di Kern per l'inondazione di condensato.

$$h_o = 0.728 \left[\frac{\rho_l^2 g \Delta h_{lv} k_l^3}{\mu_l \Delta T_w d_o} \right]^{1/4} \frac{1}{N^{1/6}} \quad (3.56)$$

ΔT_w è la differenza tra la temperatura di saturazione e la temperatura alla superficie dello sporcamento, esprimibile come:

$$\Delta T_w = \Delta T - R_t q'' \quad q'' = U \Delta T \quad (3.57)$$

Dove ΔT è la differenza di temperatura locale tra i due flussi, R_t è la somma di tutte le resistenze e q'' è il flusso termico locale.

Quindi:

$$\Delta T_w = \Delta T (1 - R_t U) \quad (3.58)$$

Si presentano quindi due problemi:

- ΔT_w non è noto
- Il fluido freddo si riscalda lungo il percorso nei tubi, pertanto il coefficiente globale di scambio termico è differente nell'intorno della zone di ingresso e uscita

È possibile risolvere entrambi i problemi assieme: tramite un processo iterativo si ipotizzano due differenti ΔT_w all'ingresso e all'uscita dei tubi, quindi si mediano i relativi coefficienti di scambio termico globale.

Per le condizioni di ingresso e uscita dunque:

1. Si ipotizza ΔT_w
2. Si calcola h_o dall'equazione (3.56)
3. Si calcola U dall'equazione (3.53)

4. Si ricalcola ΔT_w dall'equazione (3.58)
5. Si ripetono i calcoli dal passo 2 finchè U converge

Si trova quindi il valore mediato del coefficiente globale di scambio termico:

$$U_m = \frac{U_{inlet} + U_{outlet}}{2} \quad (3.59)$$

Noto il quale, si ricava l'area di scambio termico e, di conseguenza, la lunghezza dei singoli tubi.

$$Q = U_m A_o \Delta T_{ML} \quad \implies \quad A_o = \frac{Q}{U_m \Delta T_{ML}} \quad (3.60)$$

$$A_o = N_T \pi d_o L \quad \implies \quad L = \frac{A_o}{N_T \pi d_o} \quad (3.61)$$

A_o = Area superficie esterna tubi (m^2)
 N_T = Numero tubi

Prima di procedere a calcolare le perdite di carico, rimane da valutare soltanto la dimensione del mantello, che può essere stimata con la seguente formula:

$$D_s = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CPT}} \left[\frac{A(PR)^2 d_o}{L} \right]^{0.5} \quad PR = \frac{P_T}{d_o} \quad (3.62)$$

D_s = Diametro mantello (m)
 CL = Tube layout constant
 CPT = Tube count calculation constant
 PR = Tube pitch ratio
 P_T = Tube pitch (m)

Perdite di carico al condensatore

Lato tubi Dal lato tubi si hanno due perdite di carico, una dovuta all'attrito con le pareti e una ai cambi di direzione dei tubi.

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_t + \Delta p_r \quad (3.63)$$

Per la prima si adotta l'espressione:

$$\Delta p_t = 4f \frac{LN_p}{d_i} \frac{(u_c \rho)^2}{2\rho} \quad f = 0.046 \cdot Re^{-0.2} \quad (3.64)$$

Mentre per la seconda:

$$\Delta p_r = 4N_p \frac{\rho u_c^2}{2} \quad (3.65)$$

- Δp_t = Perdite di carico per attrito (Pa)
 Δp_r = Perdite di carico per angoli (Pa)
 N_p = Numero di passaggi

Lato mantello Le perdite di carico dal lato mantello dipendono dal numero di tubi che il fluido incontra attraversando il fascio tubiero e dalla loro lunghezza, così come dallo spazio tra i vari tubi.

Si utilizza una correlazione che considera il prodotto della distanza percorsa nel fascio, intesa come diametro del mantello, e il numero di volte che viene attraversato.

$$\Delta p_s = \frac{f G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2\rho D_e \phi_s} \quad (3.66)$$

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad N_b = \frac{L}{B} - 1 \quad (3.67)$$

Con

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \ln(Re_s)) \quad 400 < Re_s = \frac{G_s d_i}{\mu} \leq 1 \times 10^6 \quad (3.68)$$

- N_b = Numero di deviazioni
 B = Distanza verticale tra i tubi (m)
 μ_b = Viscosità a $0.5(T_{cond} + T_{c,outlet})$ ($Pa \cdot s$)
 μ_w = Viscosità a T_{wall} ($Pa \cdot s$)

3.3.5 Pompe

Le pompe hanno la funzione di vincere le perdite di carico presenti nel ciclo e, nel caso del refrigerante, di portare il fluido alla pressione a cui verrà poi espanso.

$$W_{el,pompa} = \frac{\dot{m} \nu \Delta P}{\eta_{pompa}} \quad (3.69)$$

$W_{el,pompa}$	=	Consumo della pompa (W)
ν	=	Volume specifico del fluido (m^3/kg)
η_{pompa}	=	Rendimento della pompa

3.3.6 Serbatoio di accumulo

A causa della natura transitoria dell'irraggiamento solare, per garantire un funzionamento costante dell'impianto ed evitare carichi parziali, è necessario realizzare un serbatoio di accumulo del fluido termovettore in grado di fornire il calore necessario quando la fonte solare scarseggia.

Considerata la tipologia d'impianto e la sua finalità, non è ragionevole pensare ad un accumulo molto grande e, di conseguenza, molto costoso. Si è scelto pertanto di seguire la linea progettuale adottata da STG per il suo impianto realizzato in Lesotho, progettando un serbatoio in grado di contenere una quantità di fluido termovettore tale da garantire circa 30 minuti di autonomia; si precisa che lo scopo di un serbatoio così piccolo non è di assicurare la produzione elettrica in totale assenza di irraggiamento, bensì di migliorare il rendimento annullando gli effetti negativi dei brevi transitori causati dal passaggio di nuvole [14].

Negli impianti solari solitamente si adottano serbatoi a letto fisso, per via della loro semplicità strutturale e delle buone prestazioni di scambio termico. Sostanzialmente il serbatoio consiste in un contenitore metallico, spesso di forma cilindrica, ricoperto di materiale isolante e riempito di ciottoli di varia natura e fluido termovettore.

Il sistema in esame è costituito da un contenitore cilindrico, contenente ciottoli di quarzo per il 70% del suo volume, mentre il restante 30% è occupato da Therminol66 che fluisce uniformemente al suo interno durante le operazioni di accumulo e ripristino. Quando l'irraggiamento è superiore alla richiesta, il fluido caldo viene introdotto dall'alto, cede calore al ciottolato ed esce ad una temperatura inferiore dalla parte bassa del serbatoio; quando, al contrario, il calore fornito dal sole non è più sufficiente, il fluido termovettore effettua il percorso opposto, entra freddo dal basso, si scalda acquisendo calore dal ciottolato ed esce dalla parte superiore del serbatoio [23].

La modellazione di un serbatoio d'accumulo in transitorio è estremamente complessa ed esula gli obiettivi prefissati per questa tesi, ci si limita pertanto ad effettuare un dimensionamento di massima per ottenere dei costi di riferimento.

La massa di Therminol66 necessaria per garantire una determinata auto-

nomia si trova come:

$$m_{Th66} = \dot{m}_{Th66} \cdot \Delta t_{aut} \quad (3.70)$$

Di conseguenza, si ricava il suo volume e, nota la porosità, il volume del serbatoio:

$$V_{Th66} = m_{Th66} \cdot \nu_{Th66} \quad (3.71)$$

$$V_{serb} = \frac{V_{Th66}}{\delta_{serb}} \quad (3.72)$$

Infine, si ipotizza un diametro e, ricavata l'altezza del serbatoio si valuta la geometria:

$$H = \frac{4V_{serb}}{\pi D^2} \quad (3.73)$$

Δt_{aut}	=	Autonomia del serbatoio (s)
ν_{Th66}	=	Volume specifico del Therminol66 (m^3/kg)
δ_{serb}	=	Porosità del serbatoio (m_{HTF}^3/m_{serb}^3)

3.4 Modello termico del collettore di calore

Il modello termico del collettore solare si basa su un bilancio tra lo specchio e il collettore di calore. Come riferimento è stato preso il report "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver", sviluppato dal National Renewable Energy Laboratory [7] e si è scelto di utilizzare collettori "Soponova", prodotti dall'azienda Sopogy, il cui schema è riportato in figura 3.6.

Il bilancio energetico include l'irraggiamento solare diretto sugli specchi, le perdite ottiche degli specchi e del collettore di calore, le perdite termiche del collettore di calore e il calore trasferito al fluido termovettore.

Per collettori di lunghezza inferiore ai 100m, il solo bilancio energetico monodimensionale è in grado di fornire risultati ragionevoli, tuttavia per collettori più lunghi diventa necessario utilizzare un bilancio energetico bidimensionale. Non conoscendo a priori la lunghezza del collettore, è infatti l'ultimo dato che si ottiene in uscita dal modello, per evitare di incorrere in errori, si sceglie di adottare il bilancio bidimensionale.

Bilancio energetico monodimensionale

Si inizia effettuando un bilancio energetico monodimensionale: l'obiettivo è ricavare le temperature dei vari componenti dell'impianto (involucro di

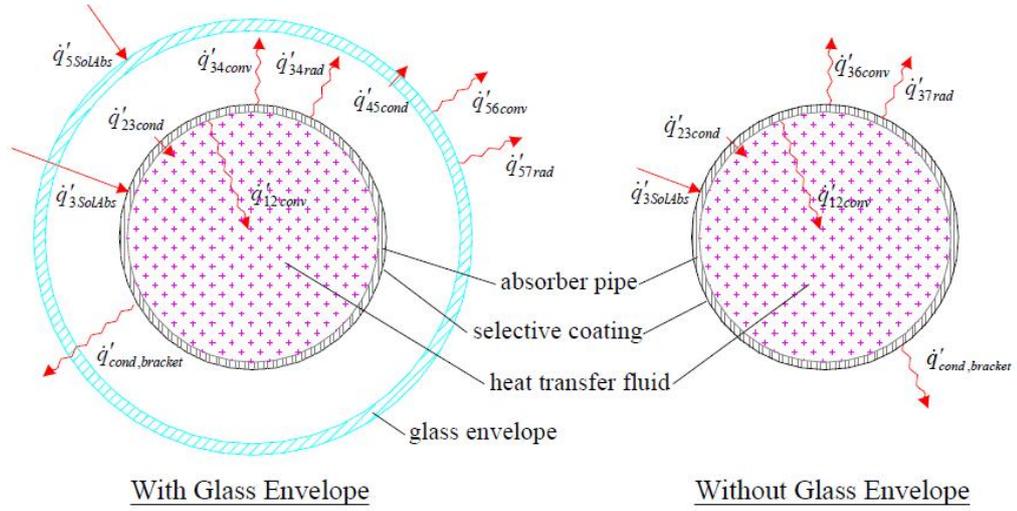


Figura 3.6: Bilancio energetico in stato stazionario su una sezione del collettore di calore, tratto da NREL

vetro, collettore), noti l'irraggiamento e la temperatura iniziale del fluido termovettore, che coincide con la temperatura in uscita dallo scambiatore di calore determinata nella sezione precedente.

Il modello termico del collettore di calore utilizza un bilancio energetico tra il fluido termovettore e l'atmosfera, al suo interno contiene tutte le equazioni e le correlazioni necessarie per predire i termini del bilancio, i quali dipendono dal tipo di collettore, dalle sue condizioni, dalle proprietà ottiche e dalle condizioni ambiente.

$$\dot{q}'_{12conv} = \dot{q}'_{23cond} \quad (3.74)$$

$$\dot{q}'_{3SolAbs} = \dot{q}'_{34conv} + \dot{q}'_{34rad} + \dot{q}'_{23cond} + \dot{q}'_{cond,bracket} \quad (3.75)$$

$$\dot{q}'_{34conv} + \dot{q}'_{34rad} = \dot{q}'_{45cond} \quad (3.76)$$

$$\dot{q}'_{45cond} + \dot{q}'_{5SolAbs} = \dot{q}'_{56conv} + \dot{q}'_{57rad} \quad (3.77)$$

$$\dot{q}'_{HeatLoss} = \dot{q}'_{56conv} + \dot{q}'_{57rad} + \dot{q}'_{cond,bracket} \quad (3.78)$$

3.4.1 Scambio termico convettivo tra assorbitore e fluido termovettore

Tramite la legge di Newton dello scambio termico, si ricava lo scambio termico convettivo tra la superficie interna dell'assorbitore e il fluido termovettore:

$$\dot{q}'_{12conv} = h_1 D_2 \pi (T_2 - T_1) \quad (3.79)$$

con

$$h_1 = Nu_{D_2} \frac{k_1}{D_2} \quad (3.80)$$

dove

- h_1 = Coeff. di scambio termico convettivo del Th66 a T_1 ($W/m^2 - K$)
- D_2 = Diametro interno dell'assorbitore (m)
- T_1 = Temperatura media del Th66 (K)
- T_2 = Temperatura della superficie interna dell'assorbitore (K)
- Nu_{D_2} = Numero di Nusselt riferito a D_2
- k_1 = Conduttività termica del Th66 a T_1 ($W/m - K$)

In queste equazioni sia T_1 che T_2 sono indipendenti dall'inclinazione e dalla direzione del collettore di calore, così come tutte le temperature e le proprietà nel bilancio energetico monodimensionale. Il numero di Nusselt dipende dalle condizioni di moto del fluido termovettore, tuttavia nelle condizioni operative il fluido si trova in condizioni di moto turbolento e in questa trattazione ci si limita a considerare questo caso.

Regime di moto turbolento o in transizione

Nel caso in cui il numero di Reynolds sia superiore a 2300, si adotta la correlazione proposta da Gnielinski:

$$Nu_{D_2} = \frac{f_2/8(Re_{D_2} - 1000)Pr_1}{1 + 12.7\sqrt{f_2/8}(Pr_1^{2/3} - 1)} \left(\frac{Pr_1}{Pr_2}\right)^{0.11} \quad (3.81)$$

con

$$f_2 = (1.82 \log_{10}(Re_{D_2}) - 1.64)^{-2} \quad (3.82)$$

dove

- f_2 = Coefficiente di attrito sulla superficie dell'assorbitore
- Pr_1 = Numero di Prandtl valutato alla temperatura del fluido termovettore
- Pr_2 = Numero di Prandtl valutato alla temperatura della superficie interna dell'assorbitore T_2

3.4.2 Scambio termico conduttivo attraverso l'assorbitore

Si descrive lo scambio termico conduttivo attraverso l'assorbitore tramite la legge di Fourier della conduzione attraverso un cilindro cavo.

$$\dot{q}'_{23cond} = \frac{2\pi k_{23}(T_2 - T_3)}{\ln(D_3/D_2)} \quad (3.83)$$

dove

- k_{23} = Conduttività termica del Th66 a \bar{T}_{2-3} ($W/m - K$)
- T_2 = Temperatura della superficie interna dell'assorbitore (K)
- T_3 = Temperatura della superficie esterna dell'assorbitore (K)
- D_2 = Diametro interno dell'assorbitore (m)
- D_3 = Diametro esterno dell'assorbitore (m)

3.4.3 Scambio termico tra assorbitore e involucro di vetro

Tra l'assorbitore e l'involucro di vetro avviene scambio termico convettivo e radiativo. Il meccanismo di scambio termico convettivo dipende dalla pressione nell'annulus, in questa trattazione si considera il caso di bassa pressione (< 1 torr) per cui avviene conduzione molecolare. Nel caso in cui la pressione fosse stata più elevata (> 1 torr), si avrebbe avuto scambio termico per convezione naturale.

Scambio termico convettivo

Quando l'annulus è sotto vuoto (< 1 torr), lo scambio termico convettivo tra assorbitore e involucro di vetro avviene per conduzione molecolare.

$$\dot{q}'_{34conv} = \pi D_3 h_{34}(T_3 - T_4) \quad (3.84)$$

Con

$$h_{34} = \frac{k_{std}}{\frac{D_3}{2} \ln(D_4/D_3) + b\lambda(\frac{D_3}{D_4} + 1)} \quad (3.85)$$

dove

- h_{34} = Coefficiente di scambio termico convettivo del gas all'interno dell'involucro di vetro a \bar{T}_{3-4} ($W/m^2 - K$)
 T_3 = Temperatura della superficie esterna dell'assorbitore (K)
 T_4 = Temperatura della superficie interna dell'involucro di vetro (K)
 D_3 = Diametro esterno dell'assorbitore (m)
 k_{std} = Conduttività termica del gas nell'annulus a temperatura e pressione standard ($W/m - K$)
 b = Coefficiente di interazione
 λ = Percorso libero medio tra le collisioni di una molecola (m)

Scambio termico radiativo

Lo scambio termico radiativo avviene a causa della differenza di temperatura tra la superficie esterna dell'assorbitore e la superficie interna dell'involucro di vetro. Si semplifica il calcolo assumendo che l'involucro di vetro sia opaco alla radiazione infrarossa e sia assimilato ad una superficie grigia, ovvero tale che $\rho = \alpha$.

$$\dot{q}'_{34rad} = \frac{\sigma\pi D_3(T_3^4 - T_4^4)}{(1/\varepsilon_3 + (1 - \varepsilon_4)D_3/(\varepsilon_4 D_4))} \quad (3.86)$$

dove

- σ = Costante di Stefan-Boltzmann ($W/m^2 - K^4$)
 T_3 = Temperatura della superficie esterna dell'assorbitore (K)
 T_4 = Temperatura della superficie interna dell'involucro di vetro (K)
 D_3 = Diametro esterno dell'assorbitore (m)
 D_4 = Diametro interno dell'involucro di vetro (m)

Nella scrittura di questa equazione si è tenuto conto di diverse ipotesi: né l'involucro di vetro, né il rivestimento selettivo sono realmente corpi grigi, così come l'involucro di vetro non è completamente opaco per l'intero spettro radiativo alle temperature a cui si trova, tuttavia gli errori derivanti sono talmente piccoli da risultare trascurabili.

3.4.4 Scambio termico conduttivo attraverso l'involucro di vetro

Per descrivere lo scambio termico conduttivo attraverso l'involucro di vetro si adotta la stessa equazione già utilizzata per la conduzione attraverso l'assorbitore. Si ipotizza inoltre che il trattamento anti-riflesso presente sulle superfici interne ed esterne dell'involucro di vetro non introduca resistenza termica e che non abbia alcun effetto sull'emissività del vetro. Questa ipotesi

dovrebbe essere piuttosto accurata, poiché il trattamento è di tipo chimico e non costituisce un elemento aggiuntivo sulla superficie del vetro. Come nel caso dell'assorbitore, si assume che la distribuzione di temperatura sia lineare e che la conduttività termica sia costante e pari a 1.04 ($W/m - K$) (vetro in Pyrex)

$$\dot{q}'_{45cond} = \frac{2\pi k_{45}(T_4 - T_5)}{\ln(D_5/D_4)} \quad (3.87)$$

dove

- k_{45} = Conduttività termica del Pyrex ($W/m - K$)
- T_4 = Temperatura della superficie interna dell'involucro di vetro (K)
- T_5 = Temperatura della superficie esterna dell'involucro di vetro (K)
- D_4 = Diametro interno dell'involucro di vetro (m)
- D_5 = Diametro esterno dell'involucro di vetro (m)

3.4.5 Scambio termico tra l'involucro di vetro e l'atmosfera

Lo scambio termico tra l'involucro di vetro e l'atmosfera avviene per convezione e radiazione. In caso di assenza di vento si ha convezione naturale, in caso contrario, si ha convezione forzata. Lo scambio termico radiativo invece avviene a causa della differenza di temperatura tra l'involucro di vetro e il cielo.

Scambio termico convettivo

Lo scambio termico convettivo \dot{q}'_{56conv} è il maggior contributo alle perdite di calore, soprattutto in caso di vento.

$$\dot{q}'_{56conv} = \pi D_5 h_{56} (T_5 - T_6) \quad (3.88)$$

$$h_{56} = \frac{k_{56}}{D_5} Nu_{D_5} \quad (3.89)$$

T_5	=	Temperatura della superficie esterna dell'involucro di vetro (K)
T_6	=	Temperatura ambiente (K)
h_{56}	=	Coeff. scambio termico convettivo per l'aria a (T_5/T_6)/2 ($W/m - K$)
D_5	=	Diametro esterno dell'involucro di vetro (m)
Nu_{D_5}	=	Numero di Nusselt medio calcolato su D_5

Caso senza vento Nel caso di assenza di vento, lo scambio termico tra l'involucro di vetro e l'ambiente avviene tramite convezione naturale. Per stimare il numero di Nusselt si utilizza quindi la correlazione di Churchill-Chu [7]:

$$\overline{Nu}_{D_5} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_{D_5}^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr_{56})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.90)$$

$$Ra_{D_5} = \frac{g\beta(T_5 - T_6)D_5^3}{\alpha_{56}\nu_{56}} \quad (3.91)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{56}} \quad (3.92)$$

$$Pr_{56} = \frac{\nu_{56}}{\alpha_{56}} \quad (3.93)$$

dove

T_{56}	=	Temperatura di film ($(T_5 + T_6)/2$) (K)
Ra_{D_5}	=	Numero di Rayleigh per l'aria calcolato su D_5
g	=	Accelerazione gravitazionale (m/s^2)
α_{56}	=	Diffusività termica dell'aria a T_{56} (m^2/s)
β	=	Coefficiente volumetrico di espansione termica ($1/K$)
Pr_{56}	=	Numero di Prandtl per l'aria a T_{56}
ν_{56}	=	Viscosità cinematica per l'aria a T_{56} (m^2/s)

Caso con vento In presenza di vento, lo scambio termico convettivo tra il rivestimento in vetro e l'ambiente sarà in condizioni di convezione forzata. Il numero di Nusselt in questo caso viene stimato con la correlazione di Zhukauskas per la convezione forzata con flusso in direzione normale ad un cilindro [9].

$$Nu_{D_5} = C Re_{D_5}^m Pr_6^n \frac{Pr_6^{0.25}}{Pr_5} \quad (3.94)$$

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

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

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

Scambio termico radiativo

Lo scambio termico radiativo è dovuto alla differenza di temperatura tra l'involucro di vetro e il cielo. Per approssimare, si assume che l'involucro sia un corpo grigio di piccole dimensioni inserito in una grande cavità assimilabile ad un corpo nero, il cielo.

$$\dot{q}'_{57rad} = \pi \sigma D_5 \varepsilon_5 (T_5^4 - T_7^4) \quad (3.95)$$

dove

- σ = Costante di Stefan-Boltzmann (5.67 E-08) ($W/m^2 - K^4$)
- D_5 = Diametro esterno dell'involucro di vetro (m)
- ε_5 = Emissività della superficie esterna dell'involucro di vetro
- T_5 = Temperatura della superficie esterna dell'involucro di vetro (K)
- T_7 = Temperatura effettiva del cielo (K)

Per una maggior correttezza si dovrebbe correlare l'effettiva temperatura del cielo sereno ai dati meteorologici misurati, tuttavia, per semplificare il modello, si assume che la temperatura del cielo sia 8°C inferiore alla temperatura ambiente [7].

3.4.6 Assorbimento dell'irraggiamento solare

Assorbimento dell'irraggiamento solare nell'involucro di vetro

L'assorbimento dell'irraggiamento solare nell'involucro di vetro viene trattato come un flusso di calore per semplificare il modello, anche se fisicamente non è corretto. L'assorbimento dell'irraggiamento solare, infatti, è un fenomeno di generazione di calore ed è funzione dello spessore del vetro; tuttavia, questa assunzione introduce un errore minimo, poiché l'assorbanza è molto piccola per il vetro (0.02) ed il vetro è relativamente sottile (6mm).

L'equazione che esprime l'assorbimento dell'irraggiamento solare nell'involucro di vetro diventa quindi:

$$\dot{q}'_{5SolAbs} = \dot{q}'_{si}\eta_{env}\alpha_{env}\eta_{env} = \varepsilon'_1\varepsilon'_2\varepsilon'_3\varepsilon'_4\varepsilon'_5\varepsilon'_6\rho_{cl}K \quad (3.96)$$

Assorbimento dell'irraggiamento solare nell'assorbitore

L'energia solare viene assorbita dall'assorbitore molto vicino alla superficie, ed è per questo motivo che viene trattata come un flusso di calore.

$$\dot{q}'_{3SolAbs} = \dot{q}'_{si}\eta_{abs}\alpha_{abs} \quad (3.97)$$

$$\eta_{abs} = \eta_{env}\tau_{env} \quad (3.98)$$

dove

- η_{abs} = Rendimento ottico effettivo dell'assorbitore
- α_{abs} = Assorbanza dell'assorbitore
- τ_{env} = Trasmittanza dell'involucro di vetro

3.4.7 Perdite di calore attraverso le staffe di supporto dell'HCE

Le staffe di supporto sono le strutture che consentono di mantenere distanziati gli specchi e i collettori. Per valutare le perdite di calore, si possono approssimare le staffe a delle alette di lunghezza infinita, assegnando una temperatura alla base di 10 gradi inferiore alla temperatura della superficie esterna dell'assorbitore nel punto in cui la staffa è collegata.

$$\dot{q}'_{cond,bracket} = \sqrt{\bar{h}_b P_b k_b A_{cs,b}}(T_{base} - T_6)/L_{HCE} \quad (3.99)$$

- \bar{h}_b = Coefficiente convettivo medio della staffa ($W/m^2 - K$)
- P_b = Perimetro della staffa (m)
- k_b = Coefficiente conduttivo ($W/m - K$)
- $A_{cs,b}$ = Area minima della sezione della staffa (m^2)
- T_{base} = Temperatura alla base della staffa (K)
- T_6 = Temperatura ambiente (K)
- L_{HCE} = Lunghezza HCE (m)

Il coefficiente di scambio termico convettivo h_b dipende dalla velocità del vento. In assenza di vento si procede con la correlazione di Churchill-Chu per la

convezione naturale già descritta nel paragrafo 3.4.5; nel caso di presenza di vento si adotta invece la correlazione di Zhukauskas descritta nel medesimo paragrafo. In entrambi i casi il diametro delle staffe di supporto è assunto essere pari a 2 pollici mentre, su base sperimentale, la temperatura media delle staffe è definita come $(T_{base} + T_6)/3$.

Bilancio energetico bidimensionale

Si procede infine a calcolare la lunghezza e, conseguentemente, il numero di specchi necessari per scaldare il fluido termovettore fino alla temperatura desiderata, effettuando un bilancio bidimensionale considerando noti la temperatura del fluido in ingresso e l'irraggiamento solare.

Questo modello è stato costruito dividendo il ricevitore in N segmenti di ugual lunghezza, rispettando la condizione di continuità della temperatura alle superfici di interfaccia. I flussi di calore radiali sono assunti uniformi e normali alle superfici per ogni segmento e sono valutati alla temperatura media tra l'interfaccia sinistra e l'interfaccia destra del segmento $((T_{destra,i} + T_{sinistra,i})/2)$, si riporta lo schema in figura 3.7.

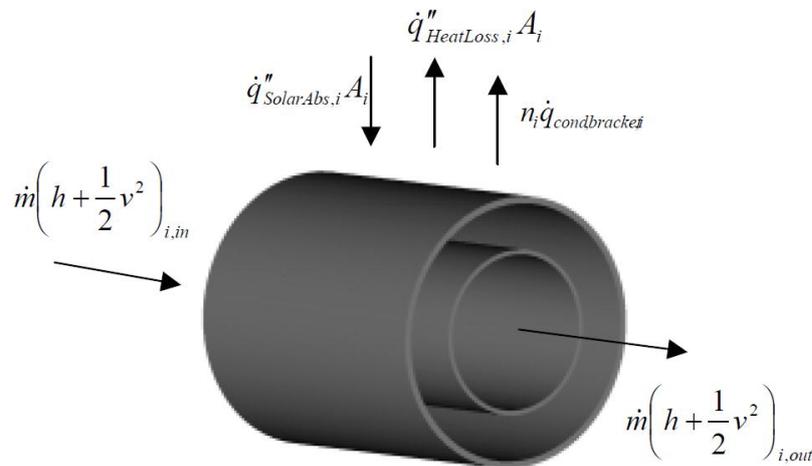


Figura 3.7: Modello di scambio termico su un segmento del collettore di calore, tratto da NREL

Si assume che la temperatura longitudinale sia circa lineare e il coefficiente conduttivo costante, quindi i termini conduttivi destro e sinistro si elidono e soltanto l'HTF trasmetterà energia in direzione longitudinale.

Con queste assunzioni, il termine di scambio termico radiale può essere modellato con il bilancio energetico monodimensionale, mentre il bilancio energetico per il ricevitore nel caso di stato stazionario si può stimare con la seguente equazione:

$$0 \approx \sum_1^N \dot{q}_i'' A_i + \dot{m} \left[\left(h + \frac{1}{2} v^2 \right)_{1,in} - \left(h + \frac{1}{2} v^2 \right)_{N,out} \right] \quad (3.100)$$

dove

$$\begin{aligned} \dot{q}_i'' &= \text{Flusso di calore netto areico (W/m}^2\text{)} \\ A_i &= \text{Area della sezione del segmento } i \text{ (m}^2\text{)} \\ \dot{m} &= \text{Portata massica (kg/s)} \\ h &= \text{Entalpia (J/kg)} \\ v &= \text{Velocità del flusso (m/s)} \end{aligned}$$

In questa equazione il flusso massico è costante, l'energia potenziale si elide e l'energia cinetica si conserva, poiché il fluido termovettore espande termicamente.

Per un segmento di ricevitore i di lunghezza ΔL , il bilancio energetico diventa:

$$0 = \dot{q}_i'' A_i + \dot{m} \left[\left(h + \frac{1}{2} v^2 \right)_{i,in} - \left(h + \frac{1}{2} v^2 \right)_{i,out} \right] \quad (3.101)$$

Il flusso termico netto \dot{q}_i'' nelle equazioni (3.100) e (3.101) include i termini di assorbimento solare e perdite di calore.

$$\dot{q}_i'' A_i = \dot{q}_{SolarAbs,i}'' A_i - \dot{q}_{HeatLoss,i}'' A_i \quad (3.102)$$

Il termine di assorbimento solare include sia l'assorbitore $\dot{q}'_{3SolAbs,i}$ che l'involucro di vetro $\dot{q}'_{5SolAbs,i}$.

$$\dot{q}_{SolarAbs,i}'' A_i = \dot{q}'_{3SolAbs,i} \Delta L_{aperture} + \dot{q}'_{5SolAbs,i} \Delta L_{aperture} \quad (3.103)$$

Il termine delle perdite di calore include le perdite radiative e convettive dall'involucro di vetro e le perdite conduttive attraverso le staffe di supporto.

$$\dot{q}_{HeatLoss,i}'' A_i = \dot{q}'_{57rad,i} \Delta L_{aperture} + \dot{q}'_{56conv,i} \Delta L_{aperture} + \dot{q}_{cond,bracket,total,i} \quad (3.104)$$

con

$$\dot{q}_{cond,bracket,total,i} = n_i \dot{q}_{cond,bracket,i} \quad (3.105)$$

I termini convettivi e radiativi sono calcolati alla temperatura media longitudinale per ogni segmento del ricevitore, così come le perdite di calore conduttive attraverso le staffe di supporto. Il parametro n_i indica il numero di staffe collegate ad ogni segmento i di collettore ed è una funzione della lunghezza del segmento $\Delta L_{aperture}$.

Si assume che la densità del fluido termovettore sia funzione soltanto della temperatura (ipotesi di fluido incomprimibile), la variazione di entalpia si può quindi approssimare con la seguente equazione:

$$\Delta h_i \approx \bar{c}_i \Delta T_i \quad (3.106)$$

con

$$\Delta T_i = (T_{ingresso,i} - T_{uscita,i}) \quad (3.107)$$

Il calore specifico e la densità sono valutati alla temperatura media longitudinale del fluido termovettore lungo il segmento di ricevitore.

Sostituendo tutto nell'equazione del bilancio energetico, si ottiene:

$$0 = (\dot{q}'_{3SolAbs,i} - \dot{q}'_{5SolAbs,i} - \dot{q}'_{34rad,i} - \dot{q}'_{34conv,i}) \Delta L_{aperture} + \dot{m} \left[\bar{c}_i (T_{in,i} - T_{out,i}) + \frac{1}{2} (v_{in,i}^2 - v_{out,i}^2) \right] - \dot{q}_{cond,bracket,total,i} \quad (3.108)$$

Risolvendo in funzione della temperatura in uscita si ottiene:

$$T_{out,i} = \frac{((\dot{q}'_{3SolAbs,i} - \dot{q}'_{5SolAbs,i} - \dot{q}'_{34rad,i} - \dot{q}'_{34conv,i}) \Delta L_{aperture})}{\dot{m} \bar{c}_i} - \frac{\dot{q}_{cond,bracket,total,i}}{\dot{m} \bar{c}_i} + \frac{\frac{1}{2} (v_{in,i}^2 - v_{out,i}^2)}{\bar{c}_i} + T_{in,i} \quad (3.109)$$

In quest'ultima equazione, la velocità in ingresso nel primo segmento ($v_{in,i}$) è determinata a partire dall'area della sezione dell'assorbitore e dalla portata massica di fluido termovettore, entrambe note. Le velocità in uscita ($v_{out,i}$) e le velocità in ingresso nei segmenti successivi sono calcolate tramite la conservazione della massa e la continuità alle interfacce.

$$v_{in,1} = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi D_2^2} \quad v_{out,i} = \frac{\dot{m}}{\rho_{out,i} A_{cs}} \quad (3.110)$$

$$v_{in,(i+1)} = v_{out,i} \quad (3.111)$$

Tramite il risolutore di excel, si impone quindi la contemporanea risoluzione del bilancio energetico monodimensionale e bidimensionale, se necessario iterando fino a giungere a convergenza.

3.4.8 Perdite di carico nell'assorbitore

Le perdite di carico nell'assorbitore si stimano tramite il coefficiente di attrito di Moody, scelto in funzione del regime di moto del fluido [9]:

$$f = 0.316 \cdot Re_{D_2}^{-0.25} \quad Re_{D_2} < 2 \times 10^4 \quad (3.112)$$

$$\Delta P = f \bar{\rho} \frac{\bar{v}^2}{2} \frac{\Delta L_{aperture}}{D_2} \quad (3.113)$$

3.5 Dimensionamento impianto solare

Si è giunti infine al dimensionamento dell'impianto solare. Essendo già note la portata di fluido termovettore necessaria a portare in condizione di vapor saturo il fluido organico e la portata massima di fluido nel collettore, è immediato ricavare il numero di stringhe da collocare in parallelo sul campo solare.

$$N_{stringhe} = \frac{\dot{m}_{Th66}}{\dot{m}_{max,coll}} \quad (3.114)$$

Il numero di specchi totale e lo spazio complessivamente occupato si ricavano in modo altrettanto semplice

$$N_{specchi} = \frac{L_{stringa} N_{stringhe}}{\Delta L_{aperture}} \quad (3.115)$$

$$A_{occupata} = N_{specchi} \cdot \Delta L_{aperture} \cdot f \quad (3.116)$$

dove

f = Coefficiente di occupazione terreno, pari a 4

Capitolo 4

Analisi di impianto

In questo capitolo si presentano i principali metodi di valutazione di interesse per il caso studio, così da rendere possibile confrontare i risultati del caso base con le soluzioni impiantistiche alternative. Si inizia introducendo l'analisi energetica ed exergetica di un impianto, proseguendo con una dettagliata analisi economica, esponendo le funzioni di costo che sono state assegnate ai singoli componenti e terminando con l'analisi termoeconomica.

Per confrontare impianti cogenerativi, uno dei principali indicatori a cui si fa di solito affidamento è l'indice di risparmio energetico. L'IRE tuttavia, valuta il risparmio di energia primaria nel caso di produzione in regime cogenerativo confrontato con la produzione tramite impianti separati, ma in questo caso l'energia primaria per tutti gli impianti che utilizzano l'energia solare (solare a concentrazione, termico e fotovoltaico) è gratuita, ed il suo eventuale risparmio non costituisce un vantaggio diretto, essendo slegato dall'effettivo costo di produzione dell'energia, rendendo inutile la valutazione dell'IRE che per questo motivo non verrà effettuata.

4.1 Analisi Energetica

Il bilancio energetico per un generico ciclo termodinamico si scrive nella forma:

$$\Delta E_{ciclo} = Q_{ciclo} - W_{ciclo} \quad (4.1)$$

Dove Q_{ciclo} e W_{ciclo} rappresentano gli scambi netti di calore e lavoro che avvengono nel ciclo.

Nel caso si stia considerando un ciclo di potenza, il sistema trasferisce una quantità di energia, sotto forma di lavoro, attraverso i suoi confini nel corso di ogni ciclo, quindi:

$$W_{ciclo} = Q_{in} - Q_{out} \quad (4.2)$$

Dove Q_{in} rappresenta lo scambio di calore che entra nel sistema dalla sorgente calda, mentre Q_{out} rappresenta lo scambio di calore che esce dal sistema verso la sorgente fredda. Per un ciclo di potenza Q_{in} deve sempre essere maggiore di Q_{out} , in caso contrario non si avrebbe alcuna generazione di lavoro utile. L'energia fornita per scambio termico al sistema sottoposto al ciclo di potenza proviene generalmente dalla combustione di una fonte energetica, da una reazione nucleare o da una sorgente esterna, come in questo caso la radiazione solare. Il calore Q_{out} viene ceduto alla sorgente fredda, che può essere l'atmosfera o una vicina massa d'acqua.

L'efficienza del sistema sottoposto al ciclo di potenza si può descrivere in termini della quantità di calore in ingresso Q_{in} che viene convertita in lavoro netto W_{ciclo} , ne segue la definizione di rendimento di primo principio:

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_{in}} \quad (4.3)$$

Per tutti i componenti dell'impianto, il rendimento di primo principio è già noto o è stato ipotizzato, con la sola eccezione dei collettori solari, per i quali:

$$\eta_{coll} = \frac{Q_{sol,abs}}{Q_{sun}} \quad (4.4)$$

con

$$Q_{sun} = N_{specchi} \cdot A_{specchio} \cdot q''_{sun} \quad (4.5)$$

È inoltre interessante confrontare il rendimento globale di primo principio dell'impianto, con e senza la cogenerazione di acqua calda.

$$\eta_{I,el} = \frac{P_{el,netta}}{Q_{sun}} \quad (4.6)$$

$$\eta_{I,cog} = \frac{P_{el,netta} + Q_{cog}}{Q_{sun}} \quad (4.7)$$

4.2 Analisi Exergetica

4.2.1 Introduzione all'exergia

L'exergia è definita come il massimo lavoro ottenibile teoricamente dall'insieme sistema-ambiente, quando il sistema passa da uno stato dato allo stato morto interagendo soltanto con l'ambiente. In alternativa, l'exergia può essere definita come il minimo lavoro teoricamente richiesto per portare il sistema dallo stato morto allo stato dato.

Ambiente di riferimento

Ogni sistema, che sia un componente di un impianto più grande o l'impianto stesso, opera all'interno di ben determinati confini. È importante distinguere tra l'ambiente usato per calcolare l'exergia e i confini del sistema. In ogni caso, quando si considera il concetto di exergia, si distingue tra i confini immediati, al cui interno le proprietà intensive possono variare durante le interazioni col sistema, ed una porzione più larga di confini, ad una distanza tale che le proprietà intensive non sono correlate con alcun processo riguardante il sistema e i suoi confini immediati. Il termine ambiente identifica questa porzione più larga dei confini.

Il mondo reale è molto complicato, ed includere ogni dettaglio in un'analisi non è pratico, pertanto, nel descrivere l'ambiente, si effettuano diverse semplificazioni. La validità e l'utilità di un'analisi con ogni modello sono, ovviamente, limitate dalle idealizzazioni fatte nella realizzazione del modello. In questa tesi, l'ambiente è considerato essere un semplice sistema comprimibile, infinito in termini di estensione, uniforme in termini di temperatura $T_0 = 25^\circ C$ e pressione $p_0 = 1 atm$. Le proprietà intensive di ogni fase dell'ambiente sono uniformi e non variano significativamente come risultato di ogni processo in considerazione. Si assume inoltre che l'ambiente sia privo di irreversibilità: tutte le irreversibilità sono collocate all'interno del sistema e nei suoi confini immediati.

Benché le proprietà intensive non varino, l'ambiente può sperimentare variazioni delle sue proprietà estensive come risultato di interazioni con altri sistemi. Le variazioni delle proprietà estensive quali energia interna U_a , entropia S_a e volume V_a dell'ambiente sono legate tramite l'equazione:

$$\Delta U_a = T_0 \Delta S_a - p_0 \Delta V_a \quad (4.8)$$

Stato morto

Qualora, in un sistema chiuso, una determinata quantità di materia si trovi ad uno stato diverso dall'ambiente, c'è opportunità di sviluppare lavoro. Quando invece il sistema è in equilibrio termodinamico e chimico con l'ambiente, si trova in condizione di stato morto. Allo stato morto, si immagina che la quantità fissa di materia in considerazione sia sigillata in un involucro inaccessibile al flusso di massa ed internamente all'equilibrio con l'ambiente alla temperatura T_0 e pressione p_0 . Allo stato morto, sia il sistema che l'ambiente possiedono energia, ma il valore dell'exergia è nullo poiché non c'è possibilità di scambi spontanei tra l'ambiente e il sistema, nè c'è possibilità di interazioni tra loro.

Valutazione dell'exergia

L'exergia EX di un generico sistema, ad uno stato specificato, è data dall'espressione:

$$EX = (E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (4.9)$$

E , V e S denotano, rispettivamente, l'energia, il volume e l'entropia del sistema, mentre U_0 , V_0 e S_0 sono i valori delle stesse proprietà nel caso in cui il sistema si trovi allo stato morto.

Alcune considerazioni sull'exergia:

- L'exergia è una misura della differenza dello stato di un sistema rispetto all'ambiente, è quindi una caratteristica dipendente sia dal sistema che dall'ambiente. In ogni caso, dopo aver specificato le condizioni ambiente, si può assegnare all'exergia un valore in funzione soltanto di quest'ultimo, così che l'exergia possa essere considerata proprietà del sistema.
- Il valore dell'exergia non può essere negativo. Se il sistema si trovasse in una qualunque condizione differente dallo stato morto, il sistema sarebbe in grado di cambiare la sua condizione spontaneamente verso lo stato morto, fino al suo raggiungimento. Per un processo spontaneo come questo, non è necessario introdurre lavoro, pertanto, ogni variazione dello stato del sistema verso lo stato morto può essere effettuata senza che sia introdotto lavoro, quindi il massimo lavoro (exergia), non può essere negativo.
- L'exergia non si conserva, ma si distrugge tramite la produzione di irreversibilità. Il caso limite consiste nel raggiungimento dello stato morto senza produzione di lavoro: il potenziale a sviluppare lavoro che esisteva originariamente verrebbe completamente distrutto in un processo spontaneo.

Benchè l'exergia sia una proprietà estensiva, è spesso conveniente lavorare in base massica o molare. L'exergia specifica su base massica ex è data da:

$$ex = (e - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.10)$$

Espandendo il termine relativo all'energia:

$$e = u + V^2/2 + gz \quad (4.11)$$

Si ottiene:

$$ex = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + V^2/2 + gz \quad (4.12)$$

Tramite l'equazione (4.9) è possibile determinare la variazione di exergia tra due stati di un sistema chiuso:

$$EX_2 - EX_1 = (E_2 - E_1) + p_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) \quad (4.13)$$

Quando un sistema si trova allo stato morto, è in equilibrio termico e meccanico con l'ambiente, e la sua exergia è nulla. Si può dire più precisamente che il contributo termomeccanico all'exergia è nullo.

Bilancio exergetico

Il bilancio exergetico per un sistema si sviluppa combinando i bilanci energetici ed entropici, definiti come:

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 dQ - W \quad (4.14)$$

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{dQ}{T} \right)_b + \sigma \quad (4.15)$$

W e Q rappresentano, rispettivamente, gli scambi di lavoro e calore tra il sistema e i suoi confini, queste interazioni non necessariamente riguardano l'ambiente. Nel bilancio entropico T_b indica le condizioni del confine del sistema, dQ è il calore ricevuto e σ rappresenta l'entropia prodotta dalle irreversibilità interne.

Combinando le due equazioni si ottiene:

$$(E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) = \int_1^2 dQ - T_0 \int_1^2 \left(\frac{dQ}{T} \right)_b - W - T_0\sigma \quad (4.16)$$

Raccogliendo i termini che contengono dQ e introducendo l'equazione (4.13) al primo membro, si può riscrivere l'espressione come:

$$(EX_2 - EX_1) - p_0(V_2 - V_1) = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) dQ - W - T_0\sigma \quad (4.17)$$

Pertanto, il bilancio exergetico per un sistema chiuso risulta:

$$EX_2 - EX_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) dQ - [W - p_0(V_2 - V_1)] - T_0\sigma \quad (4.18)$$

Poiché l'equazione (4.18) è stata ottenuta dai bilanci di energia ed entropia, non è un risultato indipendente, ma può essere usato in luogo del bilancio entropico come espressione della seconda legge della termodinamica.

I vari termini del bilancio exergetico appena scritto si possono caratterizzare come:

$$\begin{aligned}
 EX_2 - EX_1 &= \text{Variazione dell'exergia} \\
 \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) dQ &= \text{Scambio di exergia dovuto al calore} \\
 W - p_0(V_2 - V_1) &= \text{Scambio di exergia dovuto al lavoro} \\
 T_0\sigma &= \text{Exergia distrutta}
 \end{aligned}$$

In conclusione, l'equazione (4.18) stabilisce che la variazione di exergia in un sistema chiuso può essere valutata in termini di scambi di exergia e di distruzione di exergia dovuta alle irreversibilità presenti all'interno del sistema. Quando si applica il bilancio exergetico, è essenziale osservare i requisiti imposti dalla seconda legge sull'exergia distrutta: essa è positiva in caso di presenza di irreversibilità, nulla in caso contrario, ma non può mai essere negativa.

L'exergia, invece, è una proprietà, pertanto la variazione di exergia in un sistema può essere positiva, nulla o negativa.

Flusso di exergia

Quando un flusso di massa attraversa i confini del volume di controllo, viene accompagnato da uno scambio di exergia; inoltre c'è anche uno scambio di exergia che accompagna i flussi di lavoro.

Il flusso di exergia specifico è dato da:

$$ex_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (4.19)$$

Nell'equazione (4.19) h e s rappresentano l'entalpia e l'entropia specifica, mentre h_0 e s_0 rappresentano i medesimi valori nelle condizioni di stato morto. Quando si considera un flusso monodimensionale, il relativo flusso di lavoro all'ingresso o all'uscita del volume di controllo è dato in base temporale da $\dot{m}(pv)$, dove \dot{m} è la portata massica, p è la pressione e v è il volume specifico all'ingresso o all'uscita. Quindi:

$$\Delta EX_{workflow} = \dot{m}(pv - p_0v) \quad (4.20)$$

Quando il flusso di massa attraversa i confini del volume di controllo, c'è anche una variazione di energia associata:

$$E_{massflow} = \dot{m} \left(u + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (4.21)$$

Analogamente, quando della massa entra o esce da un volume di controllo, si ha uno scambio di exergia definito da:

$$\Delta EX_{massflow} = \dot{m}[(e - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0)] \quad (4.22)$$

Definite tutte le equazioni, è possibile riunire in una sola espressione la somma degli effetti dei flussi di massa e lavoro:

$$\Delta EX_{mass,workflow} = \dot{m}[(e - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + (pv - p_0v)] \quad (4.23)$$

Il termine compreso tra le parentesi quadre costituisce il flusso di exergia specifico ex_f , il quale può essere riscritto in una forma più conveniente introducendo $e = u + V^2/2 + gz$, ottenendo così:

$$\begin{aligned} ex_f &= \left(u + \frac{V^2}{2} + gz - u_0 \right) + (pv - p_0v_0) - T_0(s - s_0) = \\ &= (u + pv) - (u_0 + p_0v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (4.24) \end{aligned}$$

Sostituendo infine $h = u + pv$ e $h_0 = u_0 + p_0v_0$ si torna correttamente all'espressione (4.19).

Bilancio exergetico per volumi di controllo

Il bilancio exergetico per volumi di controllo è definito come:

$$\begin{aligned} \frac{dEX_{cv}}{dt} &= \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{cv} - p_0 \frac{dV_{cv}}{dt} \right) + \\ &+ \sum_i \dot{m}_i ex_{fi} - \sum_e \dot{m}_e ex_{fe} - EX_{dis} \quad (4.25) \end{aligned}$$

I pedici i ed e denotano rispettivamente ingresso e uscita. Il termine dE_{cv}/dt rappresenta la variazione nel tempo dell'exergia del volume di controllo; il termine \dot{Q}_j rappresenta la variazione nel tempo del calore scambiato ai confini del volume di controllo, dove la temperatura istantanea è T_j . Il trasferimento di exergia è dato dal membro destro, ad eccezione di EX_{dis} che rappresenta l'exergia distrutta; il termine \dot{W}_{cv} è dato dal trasferimento di exergia tramite flussi di lavoro, mentre dV_{cv}/dt è la variazione di volume nel tempo. Infine il termine $\dot{m}_i ex_{fi}$ rappresenta il trasferimento di exergia associato ai flussi di massa e lavoro in ingresso, $\dot{m}_e ex_{fe}$ è invece associato ai flussi in uscita.

Stato Stazionario Poiché la maggior parte delle analisi che interessano l'ingegneria riguardano volumi di controllo in stato stazionario, i relativi bilanci exergetici sono particolarmente importanti. In stato stazionario $dE_{cv}/dt = dV_{cv}/dt = 0$, pertanto l'equazione (4.25) si riduce al bilancio exergetico in stato stazionario:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i ex_{fi} - \sum_e \dot{m}_e ex_{fe} - \dot{E}X_{dis} \quad (4.26)$$

Questa equazione indica che la quantità di exergia che viene trasferita all'interno del volume di controllo deve superare la quantità che viene trasferita verso l'esterno, infatti la differenza positiva tra le due quantità implica la presenza di irreversibilità interne al volume di controllo e la conseguenze distruzione di exergia.

L'equazione (4.26) si può scrivere in forma più compatta:

$$0 = \sum_j \dot{E}X_{q,j} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{E}X_{f,i} - \sum_e \dot{E}X_{f,e} - \dot{E}X_{dis} \quad (4.27)$$

dove

$$\begin{aligned} \dot{E}X_{q,j} &= \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j \\ \dot{E}X_{f,i} &= \dot{m}_i ex_{fi} \\ \dot{E}X_{f,e} &= \dot{m}_e ex_{fe} \end{aligned}$$

Se è presente un singolo ingresso e una singola uscita, denotate da 1 e 2, l'equazione (4.26) si riduce a:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + \dot{m}(ex_{f,1} - ex_{f,2}) - \dot{E}X_{dis} \quad (4.28)$$

Il termine $(ex_{f,1} - ex_{f,2})$ si valuta usando l'equazione (4.19) come:

$$ex_{f,1} - ex_{f,2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (4.29)$$

Rendimento exergetico

Applicazioni come il riscaldamento di ambienti, riscaldamento tramite forni industriali e processi per la generazione di vapore implicano comunemente la combustione di carbone, olio o gas naturale. Quando i prodotti di combustione sono ad una temperatura significativamente più elevata rispetto a

quella richiesta per un determinato impiego, l'utilizzo finale non è ben associato alla sorgente di calore e, di conseguenza, risulta un impiego inefficiente del combustibile bruciato.

Si consideri un sistema chiuso che riceve calore \dot{Q}_s da una sorgente a temperatura T_s e cede calore \dot{Q}_u alla temperatura di utilizzo T_u . Una parte di energia \dot{Q}_l si perde per scambio termico attraverso i confini, le cui superfici si trovano a temperatura T_l . Assumendo che il sistema operi in stato stazionario e che non ci sia lavoro, il bilancio energetico e il bilancio exergetico si riducono a:

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_u + \dot{Q}_l \quad (4.30)$$

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \dot{Q}_s = \left(1 - \frac{T_0}{T_u}\right) \dot{Q}_u + \left(1 + \frac{T_0}{T_l}\right) \dot{Q}_l + EX_{dis} \quad (4.31)$$

L'equazione (4.30) indica che l'exergia trasportata all'interno per scambio termico, \dot{Q}_s , viene utilizzata, come \dot{Q}_u , oppure viene persa attraverso i confini, come \dot{Q}_l . Da questo si può ricavare la formulazione più classica del rendimento energetico, inteso come rapporto tra effetto utile ed energia spesa per ottenerlo:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_s} \quad (4.32)$$

Per ridurre le perdite, si cerca di incrementare il valore del rendimento. Il caso limite si raggiunge quando non si hanno perdite, $\dot{Q}_l = 0$ e $\eta = 1$.

L'equazione (4.31) invece, mostra che l'exergia trasportata all'interno del sistema dalla sorgente \dot{Q}_s viene in parte trasferita con gli scambi termici \dot{Q}_u e \dot{Q}_l , mentre in parte viene distrutta dalle irreversibilità presenti all'interno del sistema. Il rendimento exergetico si può quindi scrivere come:

$$\eta_{ex} = \frac{(1 - T_0/T_u)\dot{Q}_u}{(1 - T_0/T_s)\dot{Q}_s} \quad (4.33)$$

Ovvero:

$$\eta_{ex} = \eta \left(\frac{1 - T_0/T_u}{1 - T_0/T_s} \right) \quad (4.34)$$

Sia il rendimento energetico che il rendimento exergetico indicano l'efficacia con cui gli ingressi sono convertiti in prodotti, η su base energetica ed η_{ex} su base exergetica.

L'equazione (4.34) indica che un valore del rendimento η il più vicino possibile all'unità è importante per garantire il corretto scambio termico tra i gas combusti e il sistema; da solo, tuttavia, non è sufficiente per assicurare l'effettivo utilizzo. Le temperature T_s e T_u sono anch'esse importanti, infatti il rendimento exergetico migliora tanto più queste due temperature

si avvicinano. Per un utilizzo corretto dell'exergia, quindi, è desiderabile avere al contempo un valore di η elevato ed anche un buon rapporto tra le temperature di sorgente e di utilizzo [22].

4.2.2 Rendimenti exergetici dei principali componenti del ciclo

Il rendimento exergetico si può esprimere tramite diverse espressioni, si analizzano ora i principali componenti d'impianto utilizzando i bilanci exergetici. In ogni caso si considera un volume di controllo in stato stazionario, e si assume che non ci siano scambi termici tra il volume di controllo e i suoi confini.

Turbine/espansori

Per una generica turbina, operante in stato stazionario senza scambi di calore con i suoi confini, il bilancio exergetico si riduce a:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + \dot{m}(ex_{f1} - ex_{f2}) - \dot{E}X_{dis} \quad (4.35)$$

Quindi:

$$ex_{f1} - ex_{f2} = \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}} + \frac{\dot{E}X_{dis}}{\dot{m}} \quad (4.36)$$

Il termine a sinistra dell'equazione (4.36) rappresenta la riduzione del flusso exergetico tra l'ingresso e l'uscita della turbina. L'equazione mostra inoltre che il flusso exergetico decresce perché la turbina sviluppa lavoro \dot{W}_{cv}/\dot{m} e parte dell'exergia viene distrutta, $\dot{E}X_{dis}$. Il parametro che indica l'efficienza con cui il flusso exergetico è stato trasformato nel prodotto desiderato è il rendimento exergetico della turbina:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{cv}/\dot{m}}{ex_{f1} - ex_{f2}} \quad (4.37)$$

Compressori e pompe

Per un compressore o una pompa, operanti in stato stazionario senza scambi di calore con i confini, il bilancio exergetico diventa:

$$\left(-\frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}}\right) = ex_{f2} - ex_{f1} + \frac{\dot{E}X_{dis}}{\dot{m}} \quad (4.38)$$

Pertanto, l'exergia in ingresso al componente $-\dot{W}_{cv}/\dot{m}$, viene accreditata sia come incremento del flusso exergetico tra ingresso e uscita, sia come exergia distrutta. L'efficienza della conversione del lavoro in ingresso in incremento el flusso exergetico è definita dal rendimento exergetico del compressore (o pompa):

$$\eta_{ex} = \frac{ex_{f2} - ex_{f1}}{-\dot{W}_{cv}/\dot{m}} \quad (4.39)$$

Scambiatori di calore senza miscelazione

In caso di scambiatore di calore senza miscelazione dei fluidi, operante in stato stazionario e senza scambi di calore ai confini ed entrambi i flussi a temperature superiore a T_0 , il bilancio exergetico si riduce a:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + (\dot{m}_h ex_{h,in} + \dot{m}_c ex_{c,in}) - (\dot{m}_h ex_{h,out} + \dot{m}_c ex_{c,out}) - \dot{E}X_{dis} \quad (4.40)$$

dove \dot{m}_h si riferisce al flusso massico del fluido caldo, mentre \dot{m}_c il flusso massico del fluido freddo. Si può riscrivere come:

$$\dot{m}_h (ex_{h,in} - ex_{h,out}) = \dot{m}_c (ex_{c,out} - ex_{c,in}) + \dot{E}X_{dis} \quad (4.41)$$

Il termine a sinistra nell'equazione (4.41) rappresenta la riduzione di exergia del flusso caldo, mentre il primo termine del membro di destra rappresenta l'incremento di exergia del fluido freddo. Considerando che il flusso caldo cede exergia sia nei confronti del flusso freddo sia come exergia distrutta, il rendimento exergetico di uno scambiatore di calore si definisce come:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_c (ex_{c,out} - ex_{c,in})}{\dot{m}_h (ex_{h,in} - ex_{h,out})} \quad (4.42)$$

4.3 Analisi Economica

Per effettuare l'analisi economica si utilizzano delle funzioni di costo che correlano il costo dei singoli componenti con i loro parametri operativi più rilevanti, così da poter ottenere i costi globali dell'impianto al variare delle condizioni di funzionamento, noti i quali e la relativa produzione elettrica e termica, è quindi possibile calcolare il costo livellato (LCOE) dell'energia sulla vita utile dell'impianto [14][19].

4.3.1 Costo dei componenti impianto CSP

Specchi solari

Il costo degli specchi solari è funzione della loro area:

$$Cost_{mirror} = 80 \frac{\$}{m^2} \cdot A_{aperture} \quad (4.43)$$

Collettori solari

Il costo dei collettori è definito in funzione della lunghezza, costi tratti da Macsteel per le condotte e Schott per i rivestimenti in vetro:

$$Cost_{HCE} = 69 \frac{\$}{m} \cdot L_{aperture} \quad (4.44)$$

$$\begin{aligned} Cost_{HCE} &= \text{Costo dell'elemento (\$)} \\ L_{aperture} &= \text{Lunghezza del collettore (m)} \end{aligned}$$

Sistemi di tracciamento

I sistemi di tracciamento comprendono inclinometri, sensori per l'irraggiamento solare, motori per la movimentazione degli specchi e materiale per il loro supporto. Il costo complessivo può essere stimato in:

$$Cost_{track,sys} = 30 \frac{\$}{m^2} \cdot Width \cdot L_{aperture} \quad (4.45)$$

Espansori

Il costo degli espansori, ovvero dei compressori a spirale, viene calcolato in funzione della portata volumetrica entrante:

$$Cost_{exp1} = 221.2 \$ + 305\,372 \frac{\$}{m^3/s} \cdot \dot{v}_1 \quad (4.46)$$

$$Cost_{exp2} = 221.2 \$ + 305\,372 \frac{\$}{m^3/s} \cdot \dot{v}_2 \quad (4.47)$$

Scambiatori a piastre

Il costo degli scambiatori di calore a piastre è proporzionale all'area di scambio termico:

$$Cost_{hx} = 388 \$ + 638 \frac{\$}{m^2} \cdot (A_{hx}) \quad (4.48)$$

Condensatore ad aria

Il costo del condensatore ad aria è posto in funzione dell'area di scambio:

$$Cost_{cond} = 190 \$ + 310 \frac{\$}{m^2} \cdot A_{cond} \quad (4.49)$$

Condensatore ad acqua

Il costo del condensatore ad acqua si ricava in funzione dell'area di scambio termico ed adottando dei moltiplicatori per la tipologia di scambiatore, la pressione operativa e il materiale, attualizzando i dollari del 1982 (anno della correlazione) in dollari attuali [6].

$$C_E = C_B F_B F_D F_M \Psi \quad (4.50)$$

$$C_B = \exp(8.202 + 0.01506 \ln A + 0.06811 (\ln A)^2) \quad (4.51)$$

Per la tipologia U-tube:

$$F_D = \exp(-0.7844 + 0.0830 \ln(A)) \quad (4.52)$$

Per il range di pressione operativa:

$$F_P = 0.8955 + 0.04981 \ln(A) \quad (4.53)$$

Per il materiale utilizzato, SS304:

$$F_M = 1.991 + 0.15084 \ln(A) \quad (4.54)$$

- C_E = Costo scambiatore (\$)
- C_B = Costo di base scambiatore (\$)
- F_D = Coefficiente per la tipologia di scambiatore
- F_P = Coefficiente per la pressione operativa
- F_M = Coefficiente per il materiale dello scambiatore
- Ψ = Fattore attualizzazione valuta

Pompa fluido termovettore

Si adotta la pompa modello Gear della Hypro:

$$Cost_{HTF,pump} = 588 \frac{\$}{kW} \cdot P_{el} \quad (4.55)$$

P_{el} = Potenza elettrica generata (kW)

Pompa fluido di lavoro

Si adotta la pompa modello Plunger della Hypro:

$$Cost_{WF,pump} = 510 \frac{\$}{kW} \cdot P_{el} \quad (4.56)$$

Trasmissione delle pompa

Modello prodotto dalla Leeson:

$$Cost_{trasm} = 400 \frac{\$}{kW} \cdot 2 \cdot P_{el} \quad (4.57)$$

Elettronica

Include microcontrollori PIC, componentistica varia, cavi di collegamento, rettificatori:

$$Cost_{elett} = 1000 \frac{\$}{kW} \cdot P_{el} \quad (4.58)$$

Strumenti di bilanciamento del sistema

Componentistica varia, tra cui mezzi isolanti, strutture di supporto, batterie, sistemi di alimentazione, sensori, etc.:

$$Cost_{bos} = 3000 \frac{\$}{kW} \cdot P_{el} \quad (4.59)$$

Sistema di accumulo

Il sistema di accumulo termico è composto da diversi elementi, i cui costi si calcolano separatamente.

$$Cost_{accumulo} = Cost_{serb} + Cost_{isolamento} + Cost_{TH66} + Cost_{ciottolato} \quad (4.60)$$

Il serbatoio è stato precedentemente dimensionato nella sezione 3.3.6 ed il suo costo viene stimato da Orosz come [14]:

$$Cost_{serb} = 4 \cdot 10^{-12} \frac{\$}{m^6} \cdot V_{serb}^2 + 250 \frac{\$}{m^3} \cdot V_{serb} + 5 \cdot 10^{-12} \$ \quad (4.61)$$

Il costo dell'isolamento termico del serbatoio è funzione della sua area, quindi:

$$Cost_{isolamento} = Cost, spec_{isol} \cdot \left(2 \cdot \pi \frac{D_{serb}^2}{4} + 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_{serb}}{2} \cdot H_{serb} \right) \quad (4.62)$$

I costi del Therminol66 e del ciottolato sono entrambi funzione della loro massa:

$$Cost_{TH66} = Cost, spec_{TH66} \cdot m_{TH66} \quad (4.63)$$

$$Cost_{ciottolato} = Cost, spec_{ciot} \cdot m_{ciot} \quad (4.64)$$

Therminol66

Si calcola la massa di fluido termovettore in circolo considerando i volumi delle condotte di collettori e scambiatori di calore, moltiplicando il risultato con un coefficiente che include le condotte di collegamento tra i vari componenti.

$$m_{TH66} = \rho_{TH66} \cdot \Phi_{HTF} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} (L_{coll} + L_{eco} + L_{eva}) \quad (4.65)$$

$$Cost_{TH66} = Cost, spec_{TH66} \cdot m_{TH66} \quad (4.66)$$

Φ_{HTF} = Coefficiente moltiplicatore per i collegamenti

R245fa

Per il fluido refrigerante si procede allo stesso, adottando un diametro idraulico equivalente per tutto il ciclo.

$$m_{R245fa} = \rho_{R245fa} \cdot \Phi_{WF} \cdot \pi \cdot \frac{D_H^2}{4} (L_{eco} + L_{eva} + L_{cog} + L_{cond}) \quad (4.67)$$

$$Cost_{R245fa} = Cost, spec_{R245fa} \cdot m_{R245fa} \quad (4.68)$$

4.3.2 Costo degli impianti di confronto

Si descrivono le funzioni di costo degli impianti che in seguito si confronteranno con l'impianto del caso base. Per la produzione elettrica si considera un generatore a gasolio e dei pannelli solari fotovoltaici, mentre per la produzione termica si considera un boiler a gas e dei pannelli solari termici. Le funzioni di costo in questo caso fanno riferimento a [12].

Generatore a gasolio

Si considera il costo medio dei generatori a gasolio attualmente in commercio, espresso in $\$/kW_{el}$

$$Cost_{Gen,Diesel} = 500 \frac{\$}{kW} \cdot P_{el} \quad (4.69)$$

Pannelli fotovoltaici

Il costo medio dei pannelli fotovoltaici viene espresso in $\$/kW_{el}$, considerando però la correlazione presente con la temperatura ambiente Φ_T e l'irradiazione diffusa Φ_{Irr} :

$$Cost_{PV} = \frac{5000 \frac{\$}{kW} \cdot P_{el}}{\Phi_T \cdot \Phi_{Irr}} \quad (4.70)$$

$$\Phi_T = 2 \cdot 10^{-7} \cdot G_{diff}^2 + 8 \cdot 10^{-4} \cdot G_{diff} + 0.0292 \quad (4.71)$$

$$\Phi_{Irr} = 1 - 0.0044 \cdot (T_{amb} - 25) \quad (4.72)$$

Boiler

Per il boiler, il costo d'investimento si calcola semplicemente in funzione della potenza termica desiderata:

$$Cost_{boiler} = 25.44 \frac{\$}{kW} \cdot P_{th} \quad (4.73)$$

Collettori solari termici

Anche in questo caso, per calcolare il costo dei collettori si adotta una correlazione che lega l'area totale dei pannelli con la temperatura ambiente e l'irraggiamento [30]:

$$Cost_{WSH} = 1475 \frac{\$}{m^2} \cdot A_{sol,coll} \quad (4.74)$$

Con

$$A_{sol,coll} = \frac{Q_{th}}{FR(\alpha \cdot \tau \cdot G_{dir} - U_L(T_{H_2O,in} - T_{amb}))} \quad (4.75)$$

$A_{sol, coll}$	=	Area dei collettori solari (m^2)
Q_{th}	=	Potenza termica richiesta (W)
FR	=	Fattore di rimozione del calore
α	=	Assorbanza dei collettori
τ	=	Trasmittanza dei rivestimenti in vetro
G_{dir}	=	Irradiazione diretta (W/m^2)
U_L	=	Coeff. scambio termico globale ($W/m^2 - K$)

4.3.3 Calcolo LCOE

Per confrontare varie tecnologie di produzione elettrica, il Levelized Cost of Electricity è un indicatore estremamente importante, permette infatti di valutare il costo dell'elettricità prodotta lungo l'intera vita utile dell'impianto in esame.

Si provvede quindi ad introdurre il modello di calcolo semplificato del LCOE, sviluppato dal National Renewable Energy Laboratory [13]:

$$sLCOE = \frac{(CC + O\&M_{fisse} + O\&M_{var} + FC)_{VU}}{(\Phi_W \cdot E_{el} + \Phi_{th} \cdot E_{th})_{anno}} \cdot CRF \quad (4.76)$$

$sLCOE$	=	Simplified Levelized Cost of Electricity ($\$/kWh$)
CC	=	Overnight Capital Cost ($\$$)
CRF	=	Capital Recovery Factor
$O\&M_{fisse}$	=	Costi operativi e di manutenzione fissi ($\$$)
CF	=	Capacity Factor
FC	=	Fuel Cost ($\$$)
$O\&M_{variable}$	=	Costi operativi e di manutenzione variabili ($\$$)
Φ_W	=	Coeff. produzione elettrica
Φ_{th}	=	Coeff. produzione termica

Il Capital Recovery Factor è costituito dal rapporto tra un'annualità costante e il valore attuale di ricevere quell'annualità lungo la vita utile dell'impianto. Considerando un tasso di interesse i , il Capital Recovery Factor è dato da:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (4.77)$$

n	=	Vita utile (<i>anni</i>)
i	=	Tasso di interesse

La vita utile dell'impianto è stimata in n anni, in relazione con la formula delle annualità, che fornisce il valore attuale in termini di annualità, tasso di interesse e numero di annualità. Se $n = 1$, il CRF si riduce a $1 + i$, se $n \rightarrow \infty$, il CRF tende a i .

Fattore di remunerazione del calore

Al denominatore sono presenti due coefficienti moltiplicativi della produzione elettrica e termica: la loro presenza è dovuta alla necessità di dare un peso differente ai due prodotti, non sarebbe infatti corretto valutare allo stesso modo il kWh elettrico e il kWh termico. In assenza di riferimenti in letteratura, partendo dal presupposto che il confronto tra le varie configurazioni impiantistiche mantiene come base il ciclo ORC cogenerativo e considerato che per questo ciclo la produzione termica è soltanto un beneficio secondario rispetto all'elettricità, si è ipotizzato di assegnare sempre un coefficiente unitario alla produzione elettrica, mentre per la produzione termica si adotta un fattore di remunerazione. Il valore reale della produzione termica infatti, varia a seconda del contesto che si sta analizzando, in condizioni molto particolari può persino assumere un valore superiore a quello dell'elettricità; in questo caso sono stati scelti come fattori di remunerazione i valori 0.33 e 1 i cui risultati si possono confrontare.

Il costo livellato dell'energia (LCOE o LEC) rappresenta il costo necessario per produrre energia, spesso elettricità, tramite un determinato impianto. Costituisce una valutazione economica del costo della generazione di energia includendo tutti i costi lungo la sua vita utile: l'investimento iniziale, costi operativi e di manutenzione, costo del combustibile, costo del capitale. Il valore attuale netto si calcola in modo tale che, per l'LCOE scelto, il valore attuale netto del progetto in esame risulta zero.

Questo significa che l'LCOE è il minimo prezzo a cui l'energia dovrebbe essere venduta per raggiungere il pareggio di bilancio. Tipicamente i costi livellati dell'energia sono calcolati su vite utili comprese tra i 20 e i 40 anni, i risultati sono forniti in termini di $\$/kWh$ oppure $\€/kWh$.

Quando si confrontano i costi livellati dell'energia per sistemi alternativi, è importate definire i confini del sistema e i costi che sono inclusi, senza dimenticare quelli che pur non essendo parte integrante dell'impianto, sono imprescindibili dalla sua realizzazione, ad esempio le linee di trasmissione e i sistemi di distribuzione. A seconda dei casi è possibile includere o meno i costi di ricerca e sviluppo, le tasse, l'impatto sull'ambiente e sulla salute pubblica, gli incentivi governativi.

La decisione del valore del tasso di interesse i costituisce un altro punto

chiave. Il valore scelto può infatti influenzare pesantemente la scelta di una tecnologia in favore di un'altra, così che il criterio adottato per la sua scelta deve essere valutato con molta attenzione. Il tasso di interesse i dipende dal costo del capitale, dal bilancio tra capitale sociale e capitale di rischio e la valutazione del rischio finanziario.

4.4 Analisi Termoeconomica

La *termoeconomia* è un settore dell'ingegneria che combina l'analisi exergetica con i principi economici con l'obiettivo di ottenere informazioni non reperibili effettuando le due analisi singolarmente, ma fondamentali per la progettazione e l'operatività di un impianto economicamente efficiente.

La termoeconomia può essere considerata come una minimizzazione dei costi tramite analisi exergetica; per l'appunto, poiché le considerazioni termodinamiche della termoeconomia sono basati sul concetto di exergia, si può anche utilizzare il termine *exergoeconomia* per definire la combinazione di analisi exergetica ed economica [11].

La finalità di un'analisi dei costi consiste sostanzialmente in:

- Determinazione dei costi attuali dei prodotti o dei servizi
- Assegnazione di una base razionale per apprezzare beni o servizi
- Determinazione di un metodo per allocare e controllare le spese
- Acquisizione di informazioni su cui basare e valutare le decisioni operative

Per soddisfare queste necessità si ricorre spesso a dei bilanci di costo, i quali, in un'analisi economica tradizionale, sono solitamente formulati per il sistema complessivo in stato stazionario:

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (4.78)$$

$\dot{C}_{P,tot}$	=	Costo specifico del prodotto (\$/s)
$\dot{C}_{F,tot}$	=	Costo specifico del combustibile (\$/s)
\dot{Z}_{tot}^{CI}	=	Costo specifico associato al capitale investito (\$/s)
\dot{Z}_{tot}^{OM}	=	Costo specifico associato ai costi operativi e di manutenzione (\$/s)

I costi specifici \dot{Z}_{tot}^{CI} e \dot{Z}_{tot}^{OM} sono calcolati dividendo i costi annuali complessivi di investimento, di manutenzione e operativi per il numero di unità temporali (ore o secondi) di operatività annuale dell'impianto. La somma di queste due variabili è definita \dot{Z} :

$$\dot{Z} = \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (4.79)$$

4.4.1 Contabilità exergetica

Ad un sistema operante in condizione di stato stazionario sono associati un certo numero di flussi di materia entranti ed uscenti, così come interazioni di calore e lavoro con l'ambiente esterno. Oltre agli scambi di materia ed energia, sono presenti anche scambi di exergia verso l'interno e l'esterno del sistema, assieme a distruzioni di exergia causate dalle irreversibilità del sistema. Poiché l'exergia è in grado di misurare il reale valore termodinamico di tali scambi, è significativo utilizzarla come base per assegnare i costi dei sistemi termici. Pertanto, la termoeconomia si fonda sulla considerazione che l'exergia è una buona base razionale su cui assegnare i costi associati agli scambi termici e di lavoro di un sistema e alle sue sorgenti di irreversibilità. Questo tipo di approccio viene denominato *contabilità exergetica*.

Nella contabilità exergetica, ad ogni flusso exergetico viene associato un costo, quindi, per i flussi di materia in ingresso e uscita a cui sono legati degli scambi exergetici \dot{E}_i e \dot{E}_e , la potenza \dot{W} e il calore \dot{E}_q , si scrive:

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}X_i = c_i(\dot{m}_i ex_i) \quad (4.80)$$

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}X_e = c_e(\dot{m}_e ex_e) \quad (4.81)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (4.82)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}X_q \quad (4.83)$$

c_x = Costi per unità exergetica (\$/GJ)

La contabilità exergetica comprende bilanci di costo risolti per ogni componente separato: un bilancio al k-esimo componente del sistema mostra che la somma dei costi specifici con tutti i flussi exergetici uscenti è pari alla somma dei costi specifici associati ai flussi exergetici entranti più i carichi dovuti al costo di investimento e alle spese operative e di manutenzione. Pertanto, per un componente che riceve calore in ingresso e produce potenza elettrica, si scrive:

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k \quad (4.84)$$

Questa equazione stabilisce semplicemente che il costo totale dei flussi exergetici uscenti è pari alla spesa totale per ottenerli, ovvero il costo dei flussi exergetici entranti più il capitale e gli altri costi. Si noti che quando un componente riceve potenza (ad esempio un compressore o una pompa), il termine $\dot{C}_{w,k}$ va collocato al membro di destra dell'equazione, insieme alle spese. Analogamente, nel caso in cui fosse presente uno scambio termico positivo verso il componente, il termine $\dot{C}_{q,k}$, andrebbe collocato al membro di sinistra, così da mantenere sempre tutti i termini con segno positivo. Introducendo le equazioni dei costi specifici delle equazioni (4.80)-(4.83) nell'equazione (4.84) si ottiene:

$$\sum_e \left(c_e \dot{E}X_e \right)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{E}X_{q,k} + \sum_i \left(c_i \dot{E}X_i \right)_k + \dot{Z}_k \quad (4.85)$$

Le variabili dell'equazione (4.85) sono i costi livellati per unità di exergia per i flussi exergetici associati al k-esimo componente. Nell'analizzare un componente, si assume che i costi per unità exergetica siano noti per tutti i flussi entranti. Di conseguenza, le variabili incognite da calcolare sono i costi per unità exergetica dei flussi uscenti e, se sono presenti, i costi associati allo scambio di potenza o calore.

4.4.2 Flussi di costo ed equazioni ausiliarie

Si introducono ora i concetti di combustibile e prodotto: il prodotto è definito dallo scopo di possedere e mantenere operativo un determinato componente, mentre il combustibile rappresenta tutte le risorse spese nella generazione del prodotto. Sia il combustibile che il prodotto sono espressi in termini exergetici.

I flussi di costo associati al combustibile (\dot{C}_F) ed al prodotto (\dot{C}_P) di un componente si ottengono sostituendo i flussi exergetici ($\dot{E}X$) con i flussi di costo (\dot{C}) nei bilanci associati.

Per risolvere i bilanci dei flussi di costo, è talvolta necessario utilizzare delle equazioni ausiliarie per pareggiare il numero di equazioni ed incognite. Nella formulazione delle equazioni ausiliarie si adottano generalmente i seguenti principi [11]:

- Quando la definizione di prodotto per un componente riguarda un singolo flusso exergetico, come ad esempio in una turbina, il costo specifico del flusso uscente è calcolato tramite il bilancio dei costi, pertanto non si rende necessaria alcuna equazione ausiliaria
- Quando il prodotto di un componente implica la presenza di n flussi exergetici uscenti, è necessario formulare $n - 1$ equazioni ausiliarie riferite a questi flussi. In assenza di informazioni riguardo i processi di

produzione di ciascuno degli n flussi, si può assumere che ogni unità di exergia sia fornita ad ogni flusso in uscita allo stesso costo medio

- Quando la definizione di combustibile per un componente coinvolge la differenza tra gli stati di ingresso e uscita dello stesso flusso di materia, come ad esempio avviene nelle turbine e negli scambiatori di calore, il costo medio per unità exergetica di questo flusso rimane costante. Questo costo varia soltanto quando viene fornita exergia al flusso, che quindi diviene parte della definizione di prodotto.

È importante notare che nella formulazione delle equazioni ausiliare si rende necessario introdurre delle ipotesi, le quali danno all'analisi un certo grado di soggettività.

4.4.3 Variabili exergoeconomiche

Differenza di costo relativa

La differenza di costo relativa r_k per il k -esimo componente è definita come:

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \quad (4.86)$$

Questa variabile esprime l'incremento relativo del costo medio per unità exergetica tra il combustibile e il prodotto del componente. La differenza di costo relativa è una variabile utile per valutare ed ottimizzare i componenti del sistema. Nel corso di un'ottimizzazione iterativa dei costi del sistema, se il costo del combustibile varia da un'iterazione alla successiva, l'obiettivo della minimizzazione del costo del componente dovrebbe essere minimizzare la differenza di costo relativa piuttosto che minimizzare il costo per unità exergetica del prodotto del componente.

Si può riscrivere r_k come:

$$r_k = \frac{c_{F,k}(\dot{E}X_{D,k} + \dot{E}X_{L,k}) + (\dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM})}{c_{F,k}\dot{E}X_{P,k}} \quad (4.87)$$

L'equazione (4.87) rivela le reali sorgenti di costo associate al k -esimo componente. Queste sorgenti, che causano un incremento del costo exergetico tra combustibile e prodotto, sono i costi associati con:

- Capitale di investimento \dot{Z}_k^{CI}
- Costi operativi e di manutenzione \dot{Z}_k^{OM}
- Exergia distrutta $c_{F,k}\dot{E}X_{D,k}$

- Exergia persa $c_{F,k} \dot{E}X_{L,k}$

Applicando la definizione di rendimento exergetico sul k-esimo componente:

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}X_{P,k}}{\dot{E}X_{F,k}} = 1 - \frac{\dot{E}X_{D,k} + \dot{E}X_{L,k}}{\dot{E}X_{F,k}} \quad (4.88)$$

L'equazione (4.87) si può riscrivere come:

$$r_k = \frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} + \frac{\dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM}}{c_{F,k} \dot{E}X_{P,k}} \quad (4.89)$$

Fattore exergoeconomico

Le equazioni (4.87) e (4.89) indicano che le sorgenti di costo possono essere raggruppati in due categorie. La prima consiste nei costi non correlati all'exergia (capitale di investimento, costi operativi e di manutenzione), mentre la seconda categoria consiste nell'exergia distrutta e persa. Valutando le prestazioni di un componente, è importante conoscere il significato di ciascuna categoria, ed è possibile tramite il fattore exergoeconomico, definito come:

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM}}{\dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} + c_{F,k}(\dot{E}X_{D,k} + \dot{E}X_{L,k})} \quad (4.90)$$

Il tasso di variazione del costo totale che causa l'aumento del costo unitario da combustibile a prodotto è dato dal denominatore dell'equazione (4.90). Di conseguenza, il fattore exergoeconomico esprime il rapporto tra i contributi dati dai costi non correlati all'exergia e l'incremento totale di costo. Un basso valore del fattore exergoeconomico calcolato per un componente importante suggerisce che risparmi significativi possono essere ottenuti migliorando il rendimento del componente (ovvero riducendo l'exergia distrutta), anche se aumenterà il costo d'investimento per questo componente. Al contrario, un elevato valore di questo fattore suggerisce una riduzione dei costi di investimento di questo componente a discapito del suo rendimento exergetico.

I valori del fattore exergoeconomico considerati accettabili variano a seconda del componente in esame: ad esempio, per gli scambiatori di calore tipicamente non supera il 55%, per compressori e turbine è compreso tra 35% e 75% mentre è superiore al 70% per le pompe.

4.4.4 Valutazione del design

Una valutazione termoeconomica dettagliata di un sistema termico si basa su una serie di variabili da calcolare per ogni componente del sistema.

- Efficienza exergetica ε_k
- Exergia distrutta $\dot{E}X_{D,k}$ e persa $\dot{E}X_{L,k}$
- Rapporto dell'exergia distrutta $y_{D,k}$ e rapporto dell'exergia persa $y_{L,k}$
- Costi associati al capitale investito \dot{Z}_k^{CI} , alle spese operative e di investimento \dot{Z}_k^{OM} e la loro somma \dot{Z}_k
- Costo dell'exergia distrutta $\dot{C}_{D,k}$
- Differenza di costo relativa r_k
- Fattore exergoeconomico f_k

Per migliorare l'efficienza economica di un sistema termico composto da molti componenti, gli autori del testo di riferimento raccomandano la seguente metodologia [11]:

1. Classificare i componenti in ordine decrescente secondo l'importanza del costo, valutando la somma $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$
2. Considerare variazioni del design, dando precedenza ai componenti per cui la somma $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$ è più elevata
3. Prestare attenzione ai componenti con un'elevata differenza di costo relativa r_k , soprattutto quando i costi \dot{Z}_k e $\dot{C}_{D,k}$ sono elevati
4. Utilizzare il fattore exergoeconomico f_k per identificare la maggior sorgente di costo (l'investimento di capitale o il costo dell'exergia distrutta)
 - Se il valore di f_k è elevato, comprendere se è economicamente efficiente ridurre l'investimento di capitale per il k-esimo componente a spese del suo rendimento
 - Se il valore di f_k è basso, cercare di migliorare il rendimento del componente aumentando l'investimento di capitale
5. Eliminare ogni sottoprocesso che favorisce la distruzione di exergia o le perdite exergetiche senza contribuire alla riduzione dell'investimento di capitale o del costo del combustibile per gli altri componenti
6. Considerare il miglioramento del rendimento exergetico se è relativamente basso o se ha alti valori di exergia distrutta, del rapporto di exergia distrutta o del rapporto di exergia persa

4.4.5 Analisi del modello

Per il modello in esame si presenta il problema dell'assenza di un combustibile in ingresso, essendo l'irraggiamento solare gratuito. Per risolvere l'impasse si adottano tre possibili metodologie, le cui soluzioni verranno poi confrontate per verificarne la coerenza:

Caso 1 Il costo del combustibile è assunto essere nullo, mentre i costi di investimento continuano ad essere allocati sull'intero impianto. In questo caso, il costo specifico dei prodotti non dipende più dal combustibile, ma soltanto dai costi di investimento, operativi e di manutenzione, dunque:

$$\dot{C}_F + \dot{Z}_{tot} = c_P(\dot{E}X_{cog} + \dot{W}_{el}) \quad \longrightarrow \quad c_P = \frac{\dot{Z}_{tot}}{\dot{E}X_{cog} + \dot{W}_{el}} \quad (4.91)$$

Con

$$\dot{Z}_{tot} = \dot{Z}_{CI} + \dot{Z}_{O\&M,var} + \dot{Z}_{O\&M,fixed} \quad (4.92)$$

Caso 2 Il costo del combustibile viene assegnato al fluido termovettore e al fluido di lavoro, mentre il costo di investimento corrisponde al costo totale dell'impianto, pertanto:

$$c_F = \frac{Cost_{specchi}}{\dot{E}X_F \cdot 3600 \cdot 8760 \cdot CF \cdot VU} \quad (4.93)$$

Con

$$\dot{E}X_F = \dot{E}X_Q = \dot{Q}_{heatexchangers} \left(1 - \frac{T_0}{T_s} \right) \quad (4.94)$$

Dove CF e VU sono rispettivamente il fattore di carico e la vita utile dell'impianto.

Caso 3 Nell'ultimo caso il costo del combustibile viene fatto coincidere con il costo degli specchi mentre, per evitare di allocare due volte il medesimo costo, i costi di investimento vengono limitati a tutto quanto riguarda il ciclo di potenza.

In tutti e 3 i casi come equazione ausiliaria è stata scelta l'uguaglianza del costo specifico dei prodotti:

$$c_{P,el} = c_{P,th} = c_P \quad (4.95)$$

Per semplificare l'analisi termoeconomica l'intero impianto è stato considerato come un unico sistema, dal cui bilancio complessivo sono stati ricavati i costi specifici dei prodotti e i flussi di costo relativi all'exergia distrutta. L'obiettivo è confrontare l'andamento di questi parametri con l'andamento di un parametro economico (LCOE), così da verificare la coerenza tra i risultati dell'analisi economica e termoeconomica.

Capitolo 5

Risultati del modello

In questo capitolo si valutano i risultati numerici del modello d'impianto descritto in precedenza, al variare delle condizioni ambientali e di alcuni parametri di funzionamento.

Inoltre, per verificare la convenienza della soluzione scelta, si confronta l'impianto solare a concentrazione cogenerativo con delle soluzioni alternative in grado di fornire i medesimi output in termini di elettricità e calore. Per la produzione elettrica le alternative più logiche sono il generatore a gasolio, tecnologia ampiamente diffusa nelle zone non raggiunte da rete elettrica, e i pannelli fotovoltaici, la cui adozione può diventare conveniente soprattutto in caso di elevati costi del combustibile o di una sua difficile reperibilità. La produzione termica invece, può essere garantita tramite un boiler alimentato a GPL, oppure per mezzo di pannelli solari termici.

Verranno confrontate tutte le combinazioni tra le varie tecnologie, ponendo particolare attenzione all'associazione solare fotovoltaico-termico, i cui bassi costi operativi e l'indipendenza dalla fornitura di combustibile possono renderla molto conveniente.

5.1 Curve di carico

I primi risultati che si ottengono, dai quali dipendono tutti i calcoli effettuati in seguito, sono quelli relativi alle curve di carico ed alla richiesta di elettricità del villaggio.

Tramite il metodo presentato in sezione 1.2.2, si ricavano le curve di domanda elettrica in figura 5.1, dalle quali è possibile ottenere la potenza di picco richiesta e il carico complessivo giornaliero, mensile ed annuale.

Si è scelto di dimensionare l'impianto in funzione della potenza di picco, intorno ai 30kW, poiché, soprattutto a causa delle limitazioni intrinseche all'impianto ed alle ridotte possibilità di accumulo, risulta più difficile ga-

rantire l'energia richiesta piuttosto che la potenza massima. È interessante notare come il picco di potenza risulti pesantemente influenzato dall'utilizzo dei macchinari da lavoro, più in particolare dalla sola macchina di saldatura che, anche in condizione di stand-by, mantiene una richiesta di 3kW, mentre il picco serale è dato dal massiccio uso di vecchie lampadine ad incandescenza ad elevato consumo.

Per quanto riguarda la cogenerazione, è stata progettata in modalità termico-segue, ovvero si è valutato quanta energia termica fosse possibile recuperare in condensazione, al solo costo aggiuntivo di uno scambiatore di calore a piastre per R245fa-acqua.

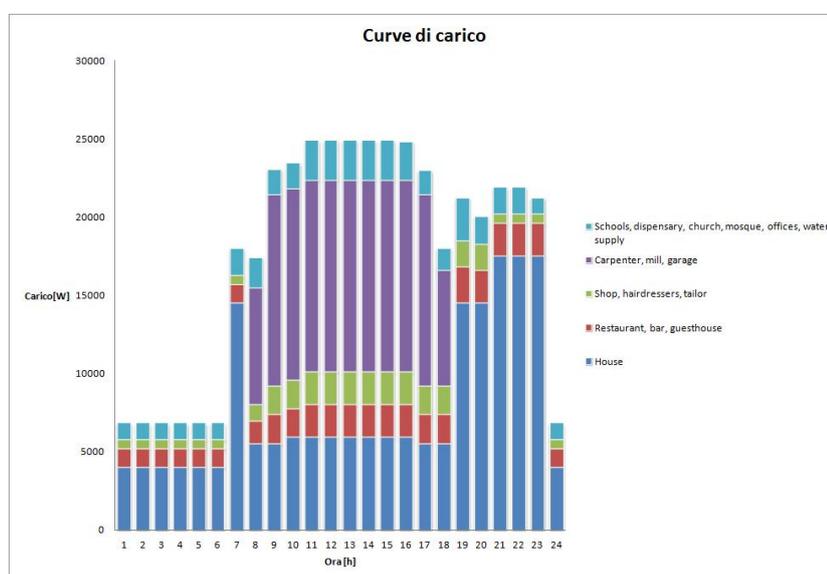


Figura 5.1: Curve di carico per un giorno lavorativo in mezza stagione

5.2 Prestazioni dell'impianto

Per valutare l'impianto sono stati fatti variare i principali parametri che influenzano le sue prestazioni, sia per quanto riguarda le condizioni ambientali che le condizioni di funzionamento. Si riassumono in tabella 5.1 i casi valutati.

Come caso base sono state assunte le condizioni in cui l'impianto si potrebbe trovare a funzionare più spesso, quindi una temperatura ambiente di 30°C, 450W/m² di radiazione solare diretta, temperatura di evaporazione di 140°C e 10°C di pinch al condensatore

Parametri considerati	
<i>Ambiente</i>	Temperatura aria
	Irraggiamento
<i>Ciclo ORC</i>	Temperatura di evaporazione
	Pinch al condensatore

Tabella 5.1: Tabella riassuntiva dei parametri considerati

In figura 5.2 si mostrano le curve relative alle prestazioni dell'impianto al variare della temperatura ambiente, tra 10°C e 60°C. Seppure difficilmente in condizioni reali la temperatura ambiente supera i 50°C, l'analisi è stata estesa di ulteriori 10 gradi per osservare meglio la tendenza dei parametri studiati. Si ricorda che il modello è stato realizzato in regime di termico-segue, imponendo costante la produzione lorda di 30kW. Dal grafico 5.2 si nota come la produzione elettrica netta si mantenga all'incirca costante fino a 30°C, superati i quali la richiesta di potenza da parte degli ausiliari aumenta in maniera decisa, penalizzando l'impianto. In particolare, all'aumentare della temperatura ambiente si riduce il salto entalpico a disposizione degli espansori, pertanto, a pari potenza elettrica lorda è necessario aumentare la portata di fluido di lavoro, aumentando al contempo la potenza richiesta da pompe e condensatore ad aria.

Ad alte temperature la cogenerazione è favorita, poiché aumenta di pari passo la temperatura di condensazione e quindi la temperatura a cui il fluido di lavoro cede calore all'acqua sanitaria, la cui temperatura richiesta rimane invece costante a 45°C.

Complessivamente, i rendimenti di primo e secondo principio, tendono a stabilizzarsi al ridursi della temperatura, mentre all'aumentare della temperatura diminuiscono con derivata crescente. Il fenomeno è motivato dal fatto che al di sotto dei 30°C gli effetti positivi conseguenti al maggior salto entalpico sono contrastati dalle maggiori dispersioni termiche.

Variando irraggiamento, pinch al condensatore e temperatura di evaporazione si hanno effetti meno rilevanti in termini di rendimento dell'impianto e si rimanda pertanto la visione dei grafici all'appendice C.

5.3 Valutazioni economiche

Si prosegue quindi con la parte economica dell'analisi, valutando il costo livellato dell'energia relativo all'impianto in esame e confrontandolo con le soluzioni impiantistiche alternative.

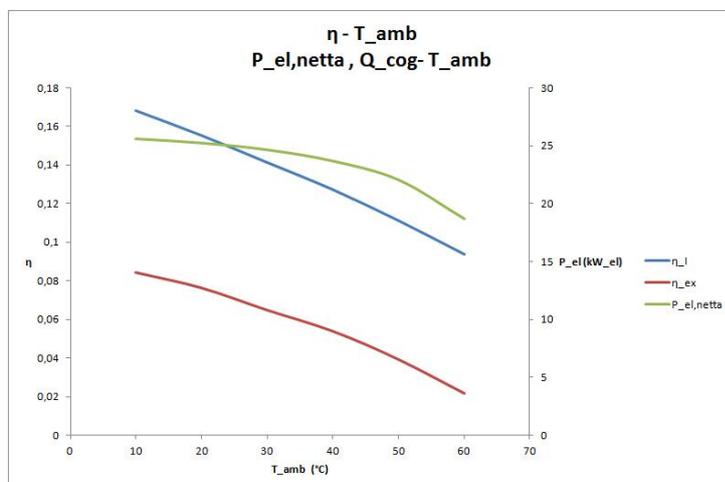


Figura 5.2: Rendimenti di primo e secondo principio, della produzione elettrica netta e del calore ceduto in cogenerazione al variare della temperatura ambiente

Variazione condizioni ambiente

Le condizioni ambientali che influenzano maggiormente il rendimento e la produzione dell'impianto in esame sono sostanzialmente due: la temperatura ambiente e l'irraggiamento.

5.3.1 Variazione temperatura ambiente

Nel caso base è stata considerata una temperatura ambiente media di 30°C, valore piuttosto conservativo anche rispetto ai dati climatici della regione, per garantire cautelativamente un certo margine d'errore. Si analizza ora come varia il LCOE dell'impianto solare a concentrazione a temperature ambiente comprese tra i 10°C e i 60°C, confrontando i risultati con le soluzioni impiantistiche alternative.

In figura 5.3 è presentato il LCOE calcolato assegnando al calore un fattore di remunerazione pari a 0.33, come introdotto al capitolo 4.3.3, mentre per i grafici relativi al LCOE calcolato tramite un rapporto di remunerazione pari a 1 si rimanda all'appendice C.

- **CSP:** la conseguenza principale dell'abbassamento della temperatura ambiente nell'impianto CSP consiste, a pari temperatura di evaporazione, in un aumento netto del salto entalpico a disposizione degli espansori. Per produrre la medesima potenza elettrica diventa quindi possibile

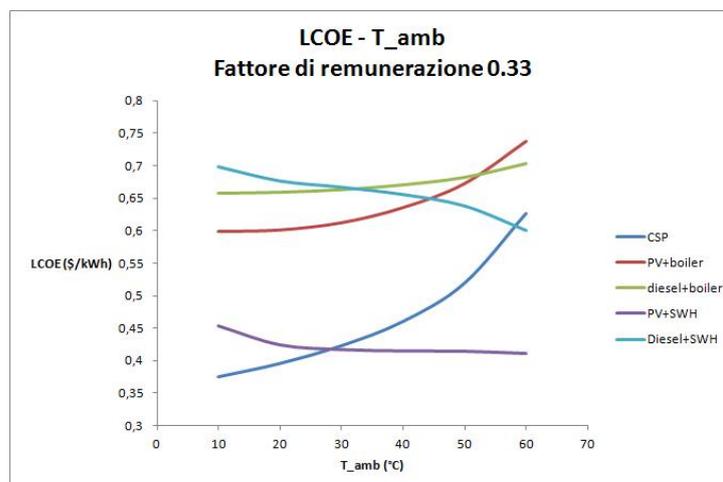


Figura 5.3: Variazione del LCOE in funzione della temperatura ambiente, valutato per le diverse configurazioni impiantistiche

ridurre le portate dei fluidi e le dimensioni complessive dell'impianto, con effetti positivi rilevanti sul costo finale dell'energia elettrica e termica.

- **Fotovoltaico:** i pannelli fotovoltaici scelti operano in condizioni standard ad una NOCT (Normal Operating Cell Temperature) di 25°C; per ambienti a temperature inferiori, la potenza prodotta aumenta secondo una funzione fornita dal produttore. Dal grafico, questa tendenza è visibile bene nel caso i pannelli fotovoltaici siano accoppiati con un boiler, le cui prestazioni non sono influenzate dalla temperatura ambiente
- **Solare termico:** le prestazioni dei pannelli solari termici sono fortemente correlate con la temperatura ambiente, infatti, tanto minore è la temperatura dell'aria, quanto maggiori sono le dispersioni termiche e, di conseguenza, le dimensioni e il costo dell'impianto. Dal grafico si nota come entrambi gli impianti che prevedono la presenza di pannelli solari termici risultino fortemente penalizzati a basse temperatura ambiente, anche in coppia con i pannelli fotovoltaici, annullano il beneficio che questi ultimi hanno a basse temperature

5.3.2 Variazione irraggiamento

Per quanto riguarda l'irraggiamento, le valutazioni sulla sua variazione sono anche più semplici di quelle relative alla temperatura ambiente: tutte le tecnologie analizzate traggono giovamento da un aumento dell'irraggiamento,

come si vede in figura 5.4.

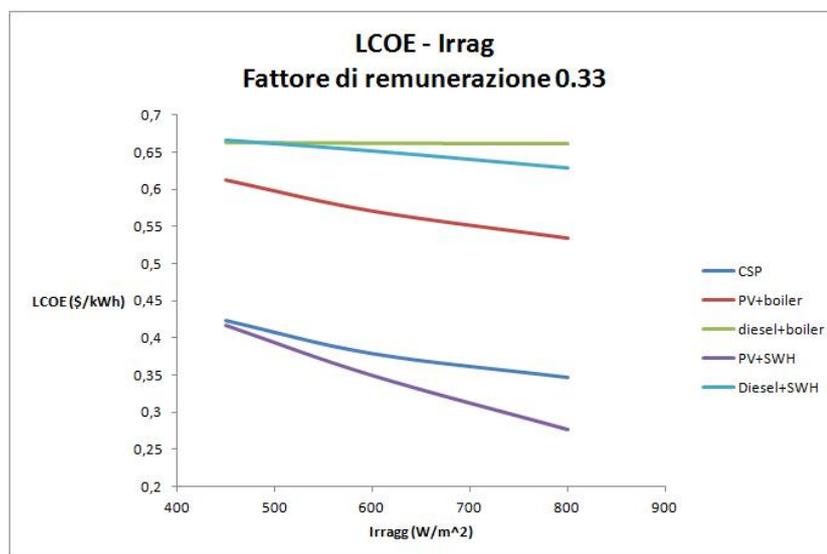


Figura 5.4: Variazione del LCOE in funzione dell'irraggiamento, valutato per le diverse configurazioni impiantistiche

Una valida considerazione si può fare sulle differenze tra il solare fotovoltaico e le tecnologie solari termiche ed a concentrazione: mentre il primo utilizza sia la componente diretta che la componente diffusa della radiazione solare, le altre sono in grado di sfruttare solamente la radiazione diretta. Nonostante questa limitazione, il beneficio che traggono dall'aumento dell'irraggiamento è analogo, infatti come si nota in figura 5.5, la radiazione solare diretta e la radiazione solare globale (diretta più diffusa) hanno uno scarto che al variare dell'ora può essere considerato costante, così che la differenza tra gli effetti utili sulle varie tecnologie solari sia pressoché nulla.

Variazione parametri impianto

I parametri d'impianto che possono variare sono molti, nel corso di questa analisi si fa variare soltanto la temperatura di evaporazione e il pinch point al condensatore, mantenendo costanti tutte le altre condizioni per valutare l'effetto dei singoli parametri.

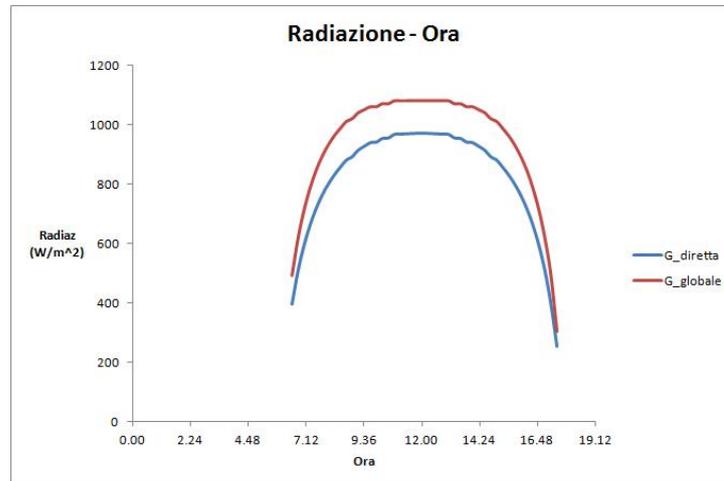


Figura 5.5: Radiazione solare diretta e diffusa al variare dell'ora. Dati validi per Tabora in giugno.

5.3.3 Variazione temperatura di evaporazione

Le possibilità di variazione della temperatura di evaporazione del fluido refrigerante sono tutto sommato piuttosto limitate, infatti posta come temperatura di base 140°C , non è possibile aumentarla di molto, essendo la temperatura critica del R245fa 153°C , così come non è logico nemmeno abbassarla parecchio, poiché ad una temperatura più bassa consegue un salto entalpico ridotto, con tutte le conseguenze negative del caso.

Si fa quindi variare la temperatura di evaporazione tra 130°C e 150°C , presentando i risultati in figura 5.6.

Si notano subito due diversi comportamenti:

- L'impianto CSP ha un LCOE che decresce lievemente fino ad avere derivata nulla a 130°C . Questo comportamento è dovuto alla concomitanza di diversi fattori che influenzano il LCOE in senso opposto: riducendo la temperatura sotto i 140°C il salto entalpico a disposizione si riduce, pertanto diventa necessaria una maggior portata di fluido di lavoro ed occorre dimensionare di conseguenza i vari componenti. Quando la temperatura di evaporazione sale verso i 150°C , si ha a disposizione un maggior salto entalpico, tuttavia l'effetto preponderante è negativo: l'aumento di pressione che deve fornire la pompa di alimentazione del refrigerante infatti contribuisce al consumo degli ausiliari in maniera tutt'altro che irrilevante. Il suo maggior consumo è infatti

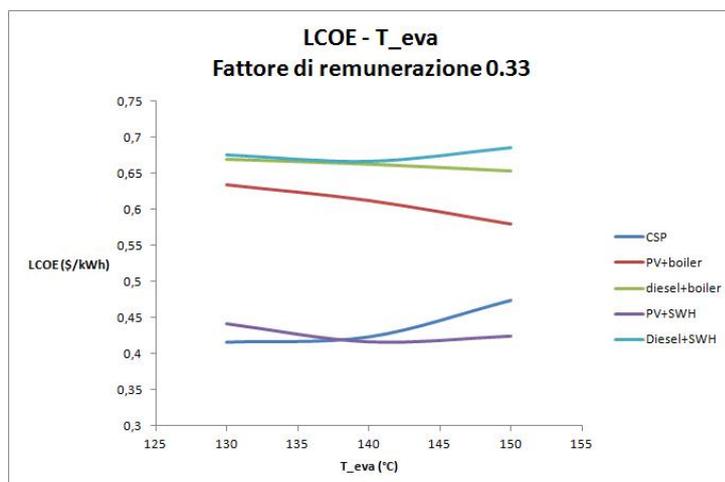


Figura 5.6: Variazione del LCOE in funzione della temperatura di evaporazione

il motivo per cui, nonostante il salto entalpico maggiore, il valore del LCOE aumenta rispetto al caso base.

- Tutte le altre soluzioni impiantistiche che associano un impianto di produzione elettrica ad un impianto di produzione termica vedono variare i rispettivi LCOE, non tanto perché influenzati dalla temperatura di evaporazione, che col loro funzionamento non ha nulla a che vedere, bensì dalla variazione del rapporto di produzione termica ed elettrica. Quando la temperatura di evaporazione aumenta nell'impianto CSP, come già osservato, la portata di fluido operativo diminuisce e, di conseguenza, diminuisce anche la potenza termica ottenuta in regime cogenerativo. Poiché il confronto con gli altri impianti avviene a pari potenza termica, e tutti questi sono penalizzati dalla produzione termica rispetto alla produzione elettrica, un rapporto di produzione più sbilanciato sul fronte elettrico favorisce gli impianti a generazione separata.

5.3.4 Variazione pinch point al condensatore

Nel caso base era stato assunto un pinch point al condensatore di 10°C, un valore standard del caso. Si prova ora a variare questo valore, tra 5°C e 15°C per vedere le conseguenze sul costo livellato dell'energia in figura 5.7.

Come si nota dal grafico, le variazioni sul LCOE sono molto lievi, assumono rilevanza soltanto nel caso dell'impianto CSP. Riducendo il pinch point al condensatore, mantenendo invariati tutti gli altri parametri operativi, anche

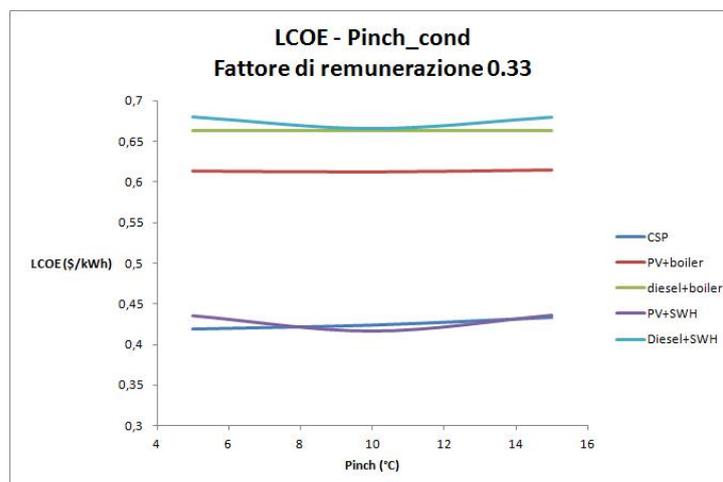


Figura 5.7: Variazione del LCOE al variare del pinch point al condensatore

in questo caso si hanno conseguenze contrastanti: il maggior salto entalpico consente una minor portata di fluido operativo, tuttavia, la riduzione della differenza di temperatura tra condensatore e ambiente porta ad un costo notevolmente più elevato per quest'ultimo componente, così come un maggior consumo di potenza elettrica da parte sua. Il maggior costo del condensatore viene però compensato dal risparmio che si ha su tutti gli altri componenti, pertanto complessivamente una riduzione del pinch point conduce ad un lieve vantaggio in termini di LCOE.

Per quanto riguarda le altre soluzioni impiantistiche, la variazione del pinch point non ha influenza. Come già osservato nell'analisi della temperatura di evaporazione, ad influenzare il LCOE degli altri impianti è soltanto il rapporto tra produzione termica ed elettrica, che in questo caso non varia.

I grafici relativi al LCOE calcolato con fattore di remunerazione del calore pari a 1 non si discostano dai risultati presentati, sono quindi riportati in appendice C.

5.4 LCOE

La prima considerazione che appare evidente dai grafici nei paragrafi precedenti e nell'appendice C, è il maggior LCOE associato agli impianti in cui la produzione termica ed elettrica avviene separatamente, LCOE tanto maggiore quanto più elevato è il peso assegnato alla produzione termica.

Il caso base è stato studiato per garantire una determinata produzione elettrica, mentre la produzione termica avviene quasi gratuitamente, poiché il

capitale investito aumenta soltanto del costo di uno scambiatore di calore a piastre. In tutti gli altri impianti invece, la produzione termica ha un costo più elevato proprio perché non è considerata come un effetto utile secondario, ma le vengono allocati tutti i costi dell'impianto dedicato.

In termini assoluti l'impianto solare a concentrazione associato ad un ciclo Rankine organico risulta quasi sempre il più conveniente, con lievi differenze rispetto all'associazione di solare termico e fotovoltaico. Tale convenienza è dovuta soprattutto al costo elevato dei combustibili fossili necessari per il funzionamento della caldaia a GPL e del generatore a gasolio (utilizzati prezzi al dettaglio per la Tanzania tratti da [20] [27]), mentre tutte le tecnologie solari sono favorite dai buoni valori di irraggiamento e fattori di carico ipotizzati.

5.5 Risultati analisi termoeconomica

Si ricorda che i tre metodi di calcolo adottati per il costo specifico dei prodotti si differenziano per l'allocazione del costo di investimento, riferito all'intero impianto nei primi due casi e soltanto all'impianto ORC nel terzo, e per l'allocazione dei costi del combustibile, rispettivamente nei tre casi definito come costo nullo, dei fluidi operativi e costo dei collettori solari.

Nel sistema in esame è interessante valutare se a condizioni economicamente più favorevoli corrispondono condizioni altrettanto favorevoli dal punto dell'analisi termoeconomica. Si confronta quindi in figura 5.8 l'andamento del LCOE e del costo specifico dei prodotti al variare della temperatura ambiente, calcolati con le allocazioni del caso 1 in tabella 5.2, notando una discreta coerenza tra le due tendenze.

	Costo di investimento	Costo del combustibile
<i>CASO 1</i>	Impianto CSP+ORC	Nulla
<i>CASO 2</i>	Impianto CSP+ORC	R245fa+Therminol66
<i>CASO 3</i>	Impianto ORC	Specchi

Tabella 5.2: Riepilogo delle allocazioni dei costi di investimento e del combustibile per l'analisi termoeconomica

In questo primo caso, il costo specifico dell'exergia distrutta e dell'exergia associata ai prodotti coincidono, come dimostrato al paragrafo 4.4.5, ed è

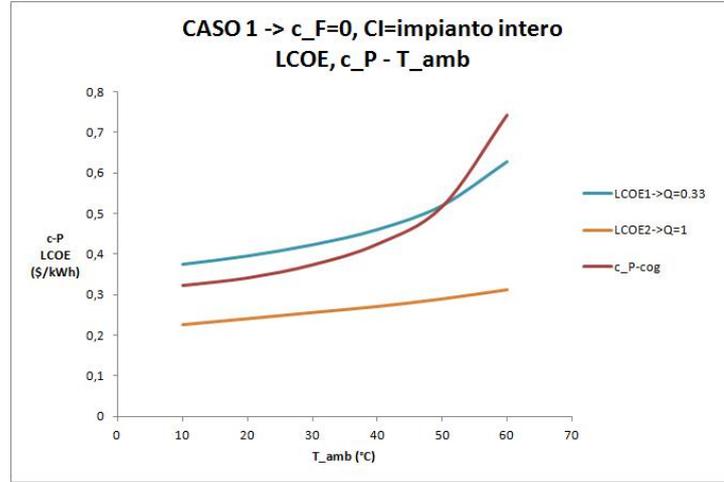


Figura 5.8: Variazione del LCOE e del costo specifico dei prodotti in funzione della temperatura ambiente

interessante osservare come al di sopra dei 40°C il c_P aumenti con una derivata maggiore rispetto al LCOE. La differenza è dovuta al fatto che il LCOE è calcolato su base energetica, assegnando al calore un fattore di remunerazione costante; il c_P , al contrario, è calcolato su base exergetica, ovvero considera il reale valore dell'exergia posseduta dai prodotti, assegnando un valore inferiore, e pertanto un costo maggiore, al calore ceduto in cogenerazione al ridursi della differenza tra la temperatura dell'acqua scaldata in cogenerazione e la temperatura di sorgente dell'acqua.

È stato infatti assunto un valore costante di temperatura per l'acqua ottenuta in cogenerazione, pari a 45°C, mentre la temperatura di sorgente dell'acqua aumenta avvicinandosi sempre più alla temperatura del prodotto, riducendo di fatto in suo contenuto exergetico, poiché:

$$EX_Q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_{H_2O,sorgente}}{T_Q} \right) = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_{H_2O,in}}{T_{H_2O,out}} \right) \quad (5.1)$$

Per lo stesso motivo, la derivata della curva del c_P si differenzia in misura maggiore rispetto alla curva del LCOE2 calcolato assegnando pari peso a calore ed elettricità, mentre per il calcolo di LCOE1 è stato assegnato un peso inferiore al calore, generando curve più simili a quella del c_P .

Si osserva inoltre in figura 5.9 come, in concordanza a quanto ci si aspetta, al minimo costo livellato dell'energia prodotta corrisponda il minimo costo specifico dell'exergia associata ai prodotti ed il massimo rendimento dell'impianto nelle condizioni ambientali considerate.

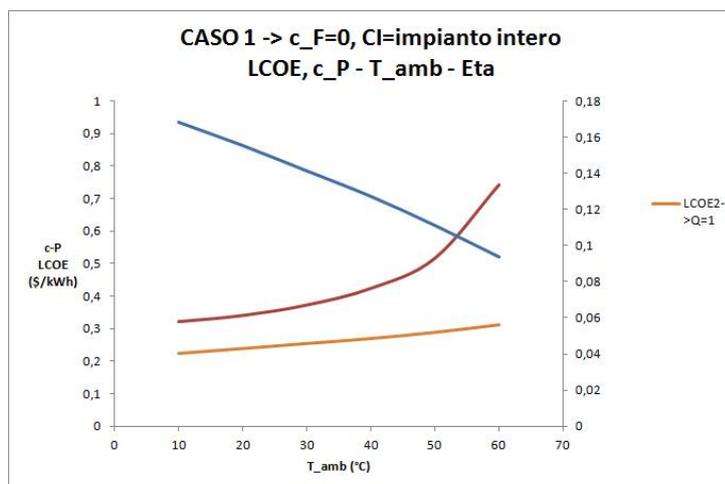


Figura 5.9: Costo specifico dell'exergia associata ai prodotti, LCOE e rendimento di primo principio in funzione della temperatura ambiente

Si rimanda all'appendice C per i grafici relativi all'allocazione dei costi del secondo e terzo caso, i cui risultati non si differenziano significativamente da quanto esposto sopra.

5.6 Considerazioni aggiuntive

5.6.1 Confronto a pari produzione

Tutti i confronti effettuati finora sono stati realizzati con impianti a pari potenza elettrica e termica, scelta motivata dal fatto che lo stesso modello base è stato inizialmente dimensionato per garantire la soddisfazione della massima richiesta di potenza, e non il fabbisogno energetico giornaliero.

Come si può notare in figura 5.10, valutando a pari produzione elettrica e termica, al variare della temperatura ambiente si ha una riduzione del LCOE di tutte le configurazioni impiantistiche comprendenti il solare termico ed il solare fotovoltaico. Questa riduzione è dovuta al minor fattore di carico delle due suddette tecnologie solari, in particolare il loro fattore di carico è stato ipotizzato 0.2, contro lo 0.3 degli altri impianti. Il risultato è che, a pari potenza, il solare termico e fotovoltaico, di per sé più economici, hanno un'influenza inferiore, mentre se viene confrontata la produzione globale, pur aumentando la potenza degli impianti a parità delle altre condizioni, il prezzo al kWh si abbassa.

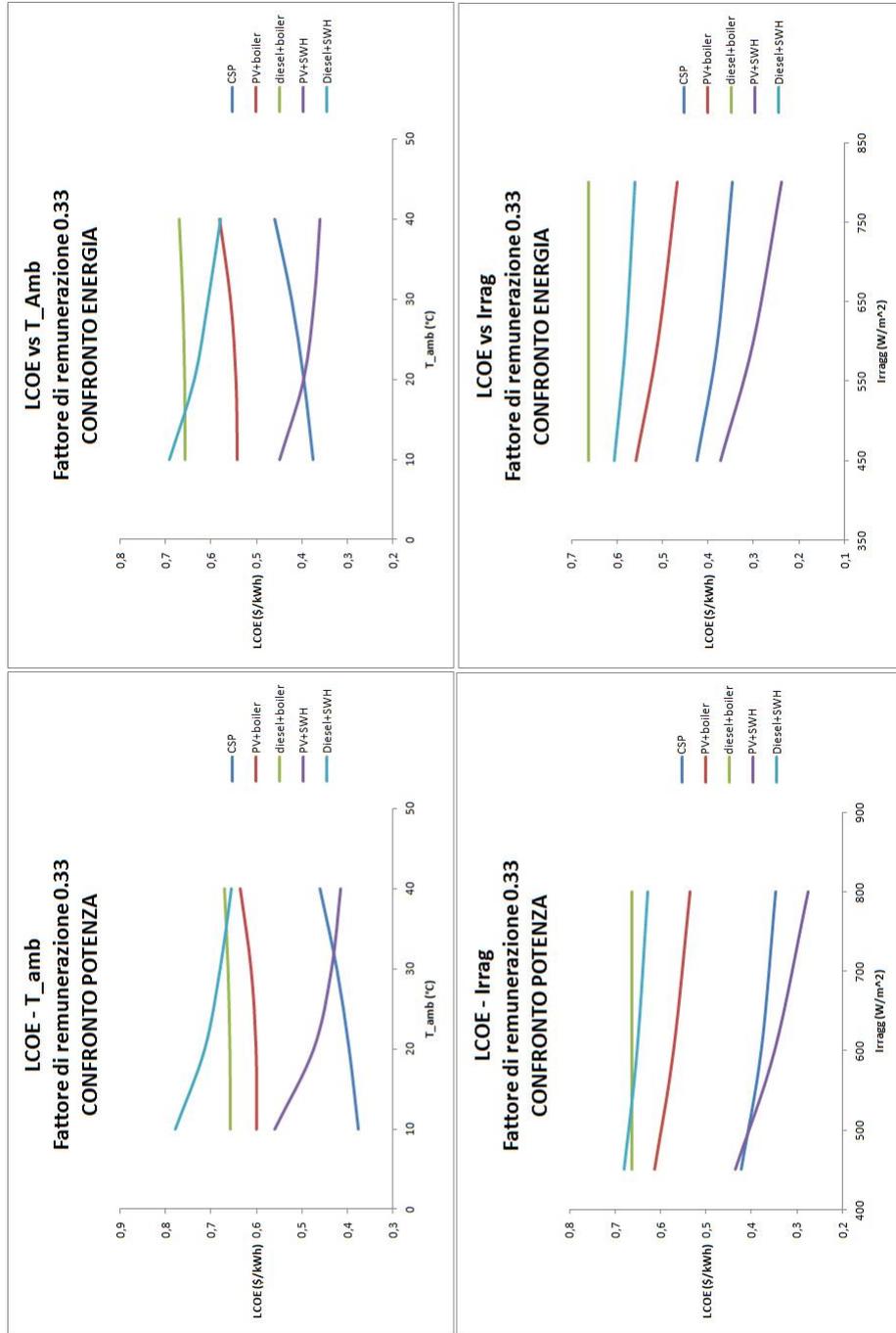


Figura 5.10: Variazione del LCOE in funzione della temperatura ambiente e dell'irraggiamento, confronto a pari potenza ed a pari energia

5.6.2 Occupazione terreno

Nel valutare i costi di realizzazione di un impianto, può talvolta risultare rilevante il costo di acquisizione del terreno su cui verrà costruito, si rivela quindi interessante osservare come l'occupazione di terreno vari significativamente in funzione delle condizioni ambiente, in figura 5.11.

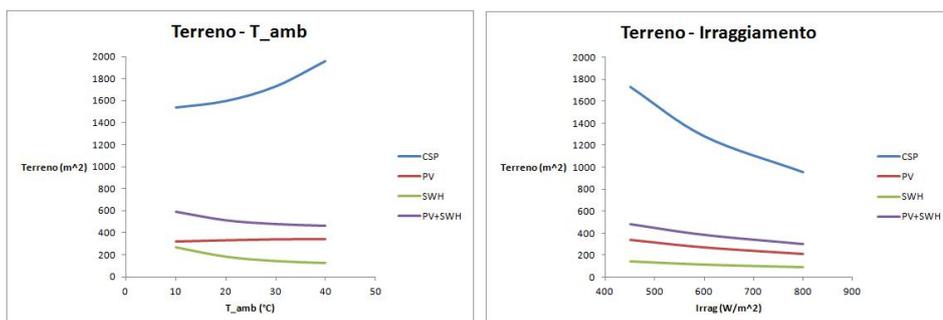


Figura 5.11: Variazione dell'occupazione di terreno in funzione di temperatura ambiente ed irraggiamento

Mentre per quanto riguarda l'irraggiamento, il suo aumento risulta favorevole a tutti e tre i collettori, solare a concentrazione, solare termico e solare fotovoltaico, la temperatura ambiente più bassa rende necessaria una maggior occupazione di terreno da parte del solare termico, in misura maggiore rispetto al terreno risparmiato dall'effetto positivo che si ha sul fotovoltaico. Complessivamente quindi, l'impianto solare termico associato al solare fotovoltaico aumenta l'occupazione di terreno al diminuire della temperatura ambiente.

5.6.3 Impatto ambientale

L'impatto ambientale è un aspetto che spesso viene trascurato quando si tratta di installazioni in paesi in via di sviluppo, sia perché spesso le normative locali sono meno restrittive, sia perché i vantaggi conseguiti dalla disponibilità di elettricità superano gli svantaggi relativi all'impatto locale.

Qualora si intendesse valutare tale aspetto, si renderebbe necessario effettuare un'analisi del ciclo di vita (LCA) di tutte le tecnologie di produzione energetica applicabili. LCA è una tecnica che consente di valutare l'impatto ambientale associato alla produzione di un determinato bene o servizio, considerando il suo intero ciclo di vita, includendo le fasi di preproduzione, la produzione, la distribuzione, l'utilizzo, la manutenzione l'eventuale riciclaggio e la dismissione finale.

Nell'attuale caso studio, andrebbe riposta particolare attenzione alla scarsa disponibilità di risorse in loco, e quindi al conseguente impatto relativo al rifornimento della componentistica, delle materie prime e dei carburanti, che potrebbe risultare rilevante anche confrontato con l'impatto relativo all'effettivo funzionamento degli impianti.

Capitolo 6

Conclusioni

La questione che si intendeva risolvere con questa tesi richiedeva quale fosse la soluzione migliore per garantire la cogenerazione di energia elettrica e termica in una zona rurale, con applicazione del caso studio in Tanzania. Prima di fornire una risposta definitiva, si riassumono i principali risultati ottenuti.

La variabile che influenza maggiormente gli aspetti economici delle soluzioni impiantistiche analizzate è il clima: come descritto nel capitolo 5, temperatura e irraggiamento incidono pesantemente sul costo finale dell'energia. Mentre un maggior irraggiamento è favorevole a tutte le tecnologie, temperature elevate avvantaggiano il solare termico, ma al contempo danneggiano il solare fotovoltaico. Il primo parametro da valutare con estrema attenzione quando si deve scegliere che tipo di impianto adottare è pertanto il clima, poiché le differenze in termini di resa economica sono tutt'altro che trascurabili.

In secondo luogo, quando si valutano impianti che contemplano l'utilizzo di combustibili fossili, quali il boiler e il generatore a gasolio, è di fondamentale importanza accertarsi dell'effettiva disponibilità del combustibile necessario in loco, delle eventuali difficoltà di reperimento qualora non sia disponibile, e del suo prezzo sul mercato. Nel lungo termine infatti, anche impianti estremamente economici all'acquisto perdono convenienza se i costi operativi non sono sostenibili.

È necessario comprendere l'importanza che assume la disponibilità di energia in un determinato momento: l'aleatorietà delle fonti rinnovabili infatti può essere risolta solo parzialmente tramite batterie di accumulo, e qualora sia davvero fondamentale disporre di energia ventiquattro ore al giorno, allora il LCOE perde rilevanza in favore di altre considerazioni.

Inoltre è fondamentale avere ben presente il valore che si vuole assegnare alla produzione termica ed elettrica: a seconda che il valore di una delle due produzioni sia nettamente superiore, alcune soluzioni perdono consistenza a vantaggio di altre. L'importanza della cogenerazione è un aspetto che non deve essere sottovalutato, l'impianto CSP in esame infatti deve buona parte della sua convenienza proprio alla produzione di calore, che avviene al solo costo aggiuntivo di uno scambiatore di calore tra fluido di lavoro ed acqua.

Nella valutazione dei costi dell'impianto, occorre ricordare che la tecnologia ORC di piccola taglia, per quanto si stia sviluppando velocemente negli ultimi anni, non ha ancora raggiunto la maturità commerciale: al di sotto delle centinaia di kW non sono disponibili turbine di taglia adatta e si devono utilizzare compressori realizzati per applicazioni HVAC. La tecnologia solare a concentrazione è senz'altro più matura, ma a livello commerciale non è ancora sufficientemente diffusa da consentire un'adeguata economia di scala. Tra i vantaggi di un sistema del genere è rilevante la possibilità, già dimostrata dal lavoro di STG, di realizzare un impianto "low-cost", ovvero rinunciare alle prestazioni tipiche dello stato dell'arte pur di ottenere ingenti risparmi economici, prerogativa fondamentale nell'applicazione in zone con scarse risorse economiche. L'impianto realizzato in Lesotho è stato infatti costruito utilizzando componentistica presa dal settore HVAC, dall'autotrazione oppure realizzata in loco, favorendo la manodopera locale.

Quando si confrontano diversi risultati, ottenuti effettuando molte ipotesi e sotto pesanti condizioni, spesso non si giunge ad una conclusione univoca, bensì si è costretti ad accettare la coesistenza di soluzioni tanto diverse quanto ampi sono stati i margini adottati nella fase progettuale. Questa tesi non si discosta dalla regola, ovvero, al termine delle analisi delle varie alternative impiantistiche studiate per garantire la cogenerazione di elettricità e calore in una zona rurale della Tanzania, le associazioni di solare a concentrazione con ciclo ORC e di solare termico e fotovoltaico dovrebbero garantire a pari prestazioni un costo inferiore, tuttavia non è possibile stabilire con certezza l'esistenza di una soluzione nettamente migliore delle altre. Il lavoro svolto costituisce quindi un'ulteriore conferma di quanto siano influenti le condizioni al contorno sul risultato finale.

Infine si può concludere senza dubbio che l'associazione solare a concentrazione e ciclo Rankine organico sia una buona soluzione impiantistica da tenere sempre in considerazione, soprattutto qualora le condizioni di progetto siano ad essa favorevoli, sia dal punto di vista climatico che contestuale. La presenza di irraggiamento elevato, temperature ambientali moderate, necessità

di cogenerazione, applicazione off-grid e un prezzo elevato dei combustibili fossili sono tutte caratteristiche che si trovano in svariate zone rurali del mondo, in Africa, in America e nelle zone centrali dell'Asia, contribuendo a rendere interessante la realizzazione di un impianto di questo tipo.

Appendice A

Carichi presenti nel villaggio

Elenco degli apparecchi presenti nei singoli edifici del villaggio, divisi per tipologia di carico

CARICHI DETERMINISTICI

Apparecchio	Consumo [W]	N° apparecchi	DP	FU
<i>ABITAZIONE RESIDENZIALE</i>				
Lampadina uso interno	30	3	1	1
Lampadina sicurezza	30	1	1	1
Radio piccola	30	1	1	1
Frigorifero	100	1	0.1	1
<i>RISTORANTE</i>				
Lampadina uso interno	30	2	1	1
Radio grande	150	1	1	1
Frigorifero	200	1	0.75	1
<i>BAR</i>				
Lampadina uso interno	30	1	1	1
Radio grande	150	1	1	1
Frigorifero	200	1	0.75	1
<i>ALBERGO</i>				
Lampadina uso interno	30	5	1	1
Frigorifero	200	1	1	1

Appendice A

Apparecchio	Consumo [W]	N° apparecchi	DP	FU
<i>ATTIVITÀ COMMERCIALE</i>				
Lampadina uso interno	30	1	0.5	1
Lampadina di sicurezza	30	1	0.5	1
Frigorifero	200	1	0.5	1
Radio piccola	30	1	1	1
<i>PARRUCCHIERE UOMO</i>				
Lampadina uso interno	30	1	1	1
Radio piccola	30	1	1	1
<i>PARRUCCHIERE DONNA</i>				
Lampadina uso interno	30	2	1	1
Radio piccola	30	1	1	1
<i>SARTO</i>				
Lampadina uso interno	30	1	1	1
Radio piccola	30	1	1	1
<i>SCUOLA PRIMARIA</i>				
Lampadina uso interno	30	4	1	1
Lampadina di sicurezza	30	3	1	1
<i>SCUOLA SECONDARIA</i>				
Lampadina uso interno	30	25	1	1
Lampadina uso esterno	40	7	1	1
Lampadina di sicurezza	30	7	1	1
Frigorifero	200	1	1	1
Computer	100	1	1	1
<i>AMBULATORIO</i>				
Lampadina uso interno	30	2	1	1
Lampadina di sicurezza	30	2	1	1
Frigorifero	100	1	1	1
<i>UFFICIO</i>				
Lampadina uso lavorativo	50	1	1	1
Lampadina di sicurezza	30	1	1	1

Carichi presenti nel villaggio

Apparecchio	Consumo [W]	N° apparecchi	DP	FU
<i>CHIESA</i>				
Lampadina di sicurezza	30	6	1	1
<i>MOSCHEA</i>				
Lampadina uso lavorativo	50	2	1	1
Lampadina di sicurezza	30	2	1	1

Tabella A.1: Elenco dei carichi deterministici

CARICHI STOCASTICI

Apparecchio	Consumo [W]	N° apparecchi	DP	FU
<i>ABITAZIONE RESIDENZIALE</i>				
TV	100	1	0.1	0.5
Ferro da stiro	1000	1	0.1	0.1
Ventilatore	50	1	0.1	0.8
<i>RISTORANTE</i>				
Ventilatore da soffitto	75	1	1	0.8
<i>BAR</i>				
Ventilatore da soffitto	75	3	1	0.8
<i>ALBERGO</i>				
TV	100	1	1	0.8
Lampadina uso interno	30	10	1	0.5
Ventilatore da soffitto	75	1	1	0.8
<i>ATTIVITÀ COMMERCIALE</i>				
Fotocopiatrice	1300	1	0.1	0.05
Ventilatore da soffitto	75	1	0.5	0.8
<i>PARRUCCHIERE UOMO</i>				
Rasoio elettrico	10	1	1	0.5
Ventilatore da soffitto	75	1	1	0.8
<i>PARRUCCHIERE DONNA</i>				
Casco parrucchiere	1000	1	1	0.4
Bollitore	650	1	0.5	1
Phon	500	1	1	0.4
Ventilatore da soffitto	75	1	1	0.8
<i>CARPENTIERE</i>				
Apparecchi elettrici 1	1000	1	1	0.5
<i>SARTO</i>				
Ferro da stiro	1000	1	1	0.4
Ventilatore da soffitto	75	1	0.75	0.8

Carichi presenti nel villaggio

Apparecchio	Consumo [W]	N° apparecchi	DP	FU
<i>SCUOLA SECONDARIA</i>				
Stampante	100	1	1	0.01
Radio grande	150	1	1	0.1
Ventilatore da soffitto	75	15	1	0.8
<i>AMBULATORIO</i>				
Bollitore piccolo	500	1	1	0.3
Microscopio	20	1	1	0.1
<i>MOSCHEA</i>				
Radio grande	150	1	1	0.2
<i>POZZO</i>				
Pompa acqua	150	1	1	0.2

Tabella A.2: Elenco dei carichi stocastici

Appendice A

CARICHI CRITICI

Apparecchio	Consumo [W]	N° apparecchi	DP	FU
<i>POZZO</i>				
Pompa acqua	150	1	1	0.2
<i>CARPENTIERE</i>				
Apparecchi elettrici 2	3500	1	1	0.2
<i>OFFICINA</i>				
Saldatore (stand-by)	3000	1	1	1
Saldatore	6000	1	1	0.3
<i>MUGNAIO</i>				
Macina senza carico	5000	1	1	0.5
Macina con carico	7500	1	1	0.5

Tabella A.3: Elenco dei carichi critici

Appendice B

Analisi exergetica

Si descrivono in questa appendice i bilanci svolti per calcolare i rendimenti exergetici dei singoli componenti dell'impianto

Pompa R245fa

In ingresso alla pompa si ha l'exergia associata al fluido e l'exergia associata all'elettricità con cui viene alimentata.

$$EX_{in} = EX_{in,R245fa} + EX_{in,elettr} \quad (B.1)$$

$$EX_{in,R245fa} = \dot{m}_{R245fa}(h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0)) \quad (B.2)$$

$$EX_{out,R245fa} = \dot{m}_{R245fa}(h_2 - h_0 - T_0(s_2 - s_0)) \quad (B.3)$$

Il bilancio exergetico si scrive come:

$$EX_{dis} = P_{el,pompa} - (EX_{out} - EX_{in}) \quad (B.4)$$

Il rendimento exergetico si definisce come:

$$\eta_{ex,pompa} = \frac{EX_{out,R245fa} - EX_{in,R245fa}}{P_{el,pompa}} \quad (B.5)$$

Condensatore

$$EX_{in} = EX_{in,air} + EX_{in,R245fa} \quad (B.6)$$

L'exergia in ingresso al condensatore associata al flusso d'aria è nulla, infatti si trova in condizione ambiente.

$$EX_{in,R245fa} = \dot{m}_{R245fa}(h_7 - h_0 - T_0(s_7 - s_0)) \quad (B.7)$$

Appendice B

$$EX_{out,air} = \dot{m}_{air}(h_{air,out} - h_{air,amb} - T_0(s_{air,out} - s_{air,amb})) \quad (B.8)$$

$$EX_{out,R245fa} = \dot{m}_{R245fa}(h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0)) \quad (B.9)$$

Il bilancio exergetico in questo caso è dato da:

$$EX_{dis} = EX_{in,R245fa} - (EX_{out,R245fa} + EX_{out,air}) \quad (B.10)$$

Mentre il rendimento exergetico è dato da:

$$\eta_{ex,cond} = \frac{EX_{out,air}}{EX_{in,R245fa} - EX_{out,R245fa}} \quad (B.11)$$

Espansore 1

In ingresso si ha:

$$EX_{in} = \dot{m}_{R245fa}(h_4 - h_0 - T_0(s_4 - s_0)) \quad (B.12)$$

Mentre in uscita:

$$EX_{out} = EX_{out,R245fa} + EX_{out,elettr} \quad (B.13)$$

$$EX_{out,R245fa} = \dot{m}_{R245fa}(h_5 - h_0 - T_0(s_5 - s_0)) \quad (B.14)$$

In questo caso si considera la potenza lorda generata dalla turbina perché si sta analizzando il singolo componente, e non l'insieme turbina-alternatore.

L'equazione di bilancio è simile a quella già utilizzata per il compressore:

$$EX_{dis} = (EX_{in} - EX_{out,R245fa}) - P_{elettr} \quad (B.15)$$

Ed analogamente:

$$\eta_{ex,turb} = \frac{P_{el,turb}}{EX_{in,R245fa} - EX_{out,R245fa}} \quad (B.16)$$

Espansore 2

Per il secondo espansore si procede allo stesso modo.

In ingresso si ha:

$$EX_{in} = \dot{m}_{R245fa} (h_5 - h_0 - T_0(s_5 - s_0)) \quad (B.17)$$

Mentre in uscita:

$$EX_{out} = EX_{out,R245fa} + EX_{out,elcttr} \quad (B.18)$$

$$EX_{out,R245fa} = \dot{m}_{R245fa} (h_6 - h_0 - T_0(s_6 - s_0)) \quad (B.19)$$

L'equazione di bilancio è quindi:

$$EX_{dis} = (EX_{in} - EX_{out,R245fa}) - P_{elcttr} \quad (B.20)$$

Ed analogamente:

$$\eta_{ex,turb} = \frac{P_{el,turb}}{EX_{in,R245fa} - EX_{out,R245fa}} \quad (B.21)$$

Cogeneratore

L'exergia in ingresso è data da:

$$EX_{in} = EX_{in,R245fa} + EX_{in,H_2O} \quad (B.22)$$

$$EX_{in,R245fa} = \dot{m}_{R245fa} (h_6 - h_0 - T_0(s_6 - s_0)) \quad (B.23)$$

L'exergia in ingresso dell'acqua è nulla, poichè viene considerata a temperatura di sorgente.

$$EX_{out,H_2O} = \dot{m}_{H_2O} (h_{H_2O,out} - h_{H_2O,sorg} - T_{sorg}(s_{H_2O,out} - s_{H_2O,sorg})) \quad (B.24)$$

$$EX_{out,R245fa} = \dot{m}_{R245fa} (h_7 - h_0 - T_0(s_7 - s_0)) \quad (B.25)$$

$$EX_{dis} = EX_{out} - EX_{in} \quad (B.26)$$

Ed infine:

$$\eta_{ex,cog} = \frac{EX_{H_2O,out}}{EX_{in,R245fa} - EX_{out,R245fa}} \quad (B.27)$$

Appendice B

Economizzatore

Per l'economizzatore le equazioni sono analoghe a quanto scritto per il cogeneratore:

$$EX_{in} = EX_{in,Th66} + EX_{in,R245fa} \quad (B.28)$$

$$EX_{in,R245fa} = \dot{m}_{R245fa} (h_2 - h_0 - T_0(s_2 - s_0)) \quad (B.29)$$

$$EX_{in,Th66} = \dot{m}_{Th66} \left(c\Delta T + \nu\Delta P - T_0 \left(c \ln \frac{T_B}{T_0} + \frac{P_B}{T_B} \Delta\nu \right) \right) \quad (B.30)$$

$$EX_{out,R245fa} = \dot{m}_{R245fa} (h_3 - h_0 - T_0(s_3 - s_0)) \quad (B.31)$$

$$EX_{out,Th66} = \dot{m}_{Th66} \left(c\Delta T + \nu\Delta P - T_0 \left(c \ln \frac{T_C}{T_0} + \frac{P_C}{T_C} \Delta\nu \right) \right) \quad (B.32)$$

$$EX_{dis} = EX_{out} - EX_{in} \quad (B.33)$$

Ed infine:

$$\eta_{ex,econ} = \frac{EX_{out,R245fa} - EX_{in,R245fa}}{EX_{in,Th66} - EX_{out,Th66}} \quad (B.34)$$

Evaporatore

Per l'evaporatore quindi:

$$EX_{in} = EX_{in,Th66} + EX_{in,R245fa} \quad (B.35)$$

$$EX_{in,R245fa} = \dot{m}_{R245fa} (h_3 - h_0 - T_0(s_3 - s_0)) \quad (B.36)$$

$$EX_{in,Th66} = \dot{m}_{Th66} \left(c\Delta T + \nu\Delta P - T_0 \left(c \ln \frac{T_A}{T_0} + \frac{P_A}{T_A} \Delta\nu \right) \right) \quad (B.37)$$

$$EX_{out,R245fa} = \dot{m}_{R245fa} (h_4 - h_0 - T_0(s_4 - s_0)) \quad (B.38)$$

$$EX_{out,Th66} = \dot{m}_{Th66} \left(c\Delta T + \nu\Delta P - T_0 \left(c \ln \frac{T_B}{T_0} + \frac{P_B}{T_B} \Delta\nu \right) \right) \quad (B.39)$$

$$EX_{dis} = EX_{out} - EX_{in} \quad (B.40)$$

Ed infine:

$$\eta_{ex,evap} = \frac{EX_{out,R245fa} - EX_{in,R245fa}}{EX_{in,Th66} - EX_{out,Th66}} \quad (B.41)$$

Collettore solare

Per l'analisi exergetica del collettore solare si fa riferimento al testo in [1]:

$$EX_{in} = EX_{in,Th66} + EX_{in,irrag} \quad (B.42)$$

$$EX_{in,Th66} = \dot{m}_{Th66} \left(c\Delta T + \nu\Delta P - T_0 \left(c \ln \frac{T_D}{T_0} + \frac{P_D}{T_D} \Delta\nu \right) \right) \quad (B.43)$$

$$EX_{in,irrag} = q_{irr} A_{coll} \left(1 - \frac{T_0}{T_{sun}} \right) \quad (B.44)$$

Assumendo $T_{sun} = 0.75 \cdot T_{bb}$

$$EX_{out,Th66} = \dot{m}_{Th66} \left(c\Delta T + \nu\Delta P - T_0 \left(c \ln \frac{T_A}{T_0} + \frac{P_A}{T_A} \Delta\nu \right) \right) \quad (B.45)$$

$$EX_{dis} = EX_{in,irrag} - (EX_{out,Th66} - EX_{in,Th66}) \quad (B.46)$$

$$\eta_{ex,coll} = \frac{(EX_{out,Th66} - EX_{in,Th66})}{EX_{in,irrag}} \quad (B.47)$$

Pompa Therminol66

Infine per al pompa del fluido termovettore:

$$EX_{in} = EX_{in,Th66} + EX_{in,elettr} \quad (B.48)$$

$$EX_{in,Th66} = \dot{m}_{Th66} \left(c\Delta T + \nu\Delta P - T_0 \left(c \ln \frac{T_C}{T_0} + \frac{P_C}{T_C} \Delta\nu \right) \right) \quad (B.49)$$

$$EX_{out,Th66} = \dot{m}_{Th66} \left(c\Delta T + \nu\Delta P - T_0 \left(c \ln \frac{T_D}{T_0} + \frac{P_D}{T_D} \Delta\nu \right) \right) \quad (B.50)$$

Il bilancio exergetico si scrive come:

$$EX_{dis} = P_{el,pompa} - (EX_{out} - EX_{in}) \quad (B.51)$$

Il rendimento exergetico si definisce come:

$$\eta_{ex,pompa} = \frac{EX_{out} - EX_{in}}{P_{el,pompa}} \quad (B.52)$$

Appendice C

Analisi dei risultati

Si riportano le curve relative all'analisi dell'impianto al variare di irraggiamento, temperatura di evaporazione e pinch al condensatore.

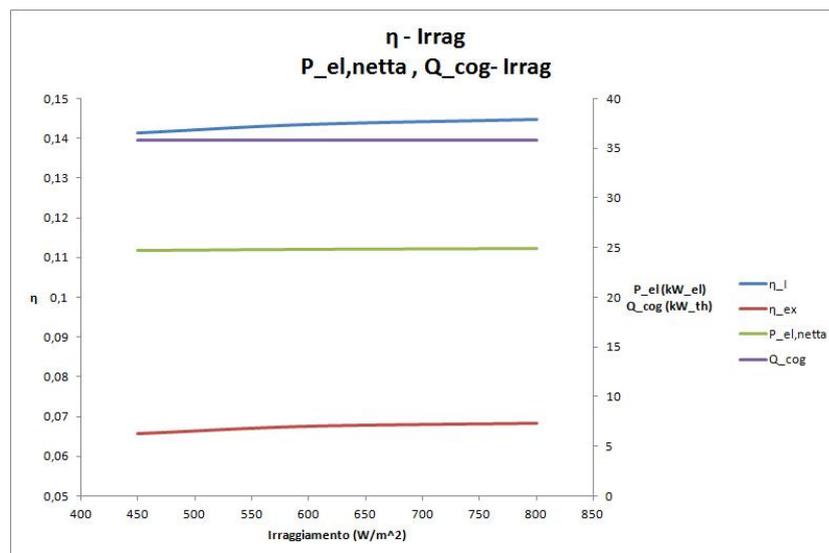


Figura C.1: Rendimenti di primo e secondo principio, della produzione elettrica netta e del calore ceduto in cogenerazione al variare dell'irraggiamento diretto

Appendice C

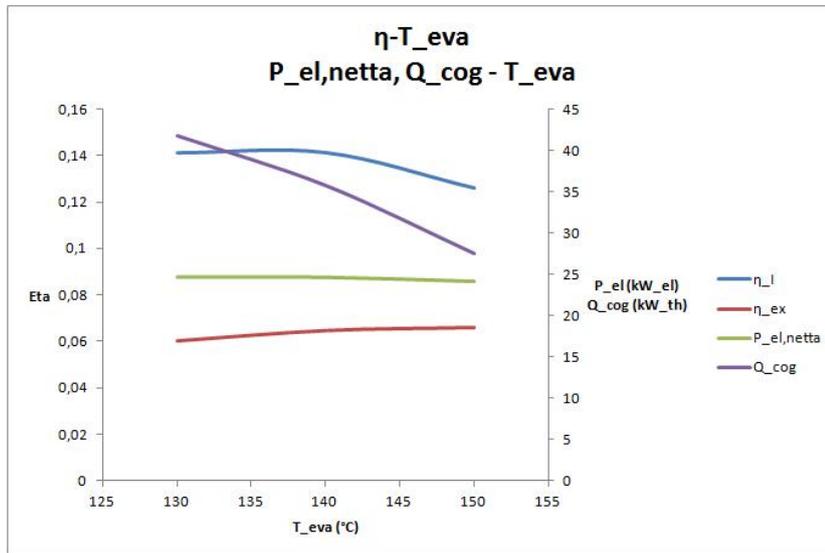


Figura C.2: Rendimenti di primo e secondo principio, della produzione elettrica netta e del calore ceduto in cogenerazione al variare della temperatura di evaporazione

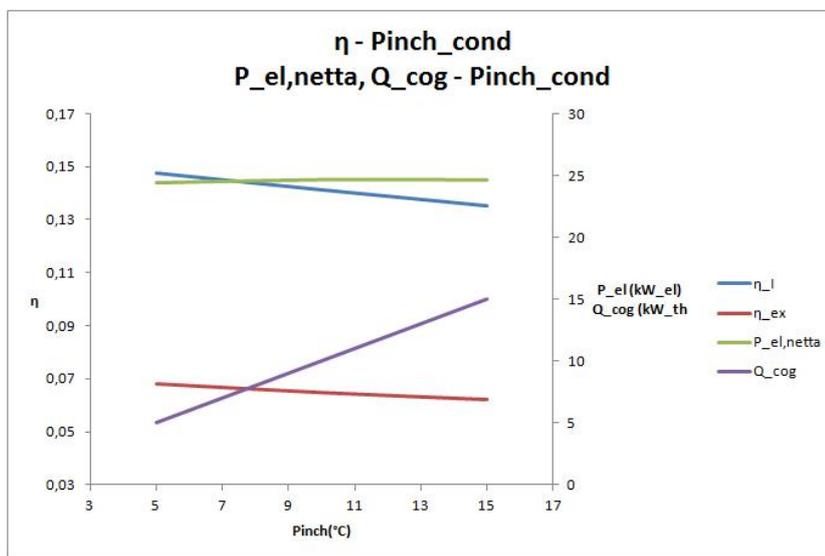


Figura C.3: Rendimenti di primo e secondo principio, della produzione elettrica netta e del calore ceduto in cogenerazione al variare del pinch al condensatore

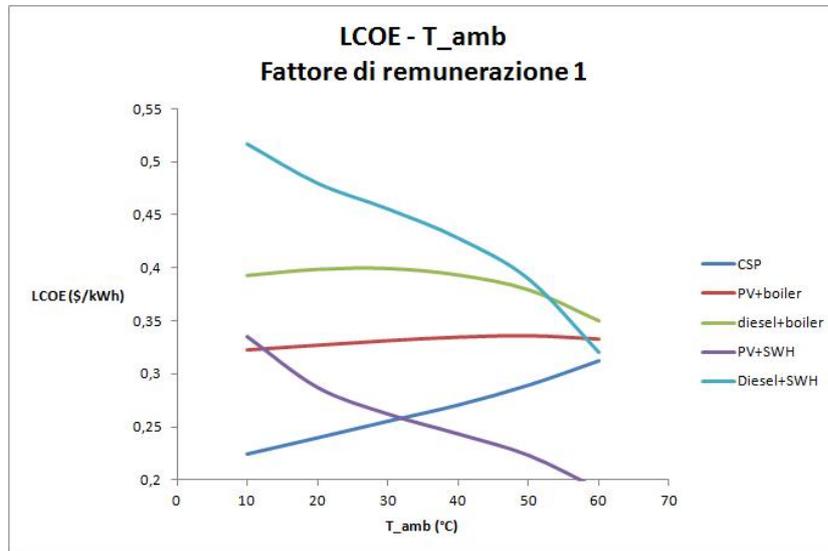


Figura C.4: Variazione del LCOE in funzione della temperatura ambiente, fattore di remunerazione produzione termica 1

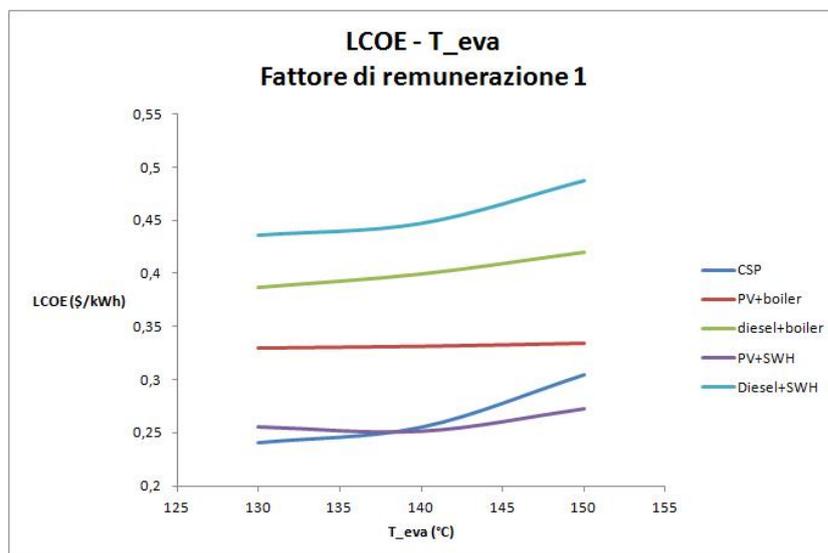


Figura C.5: Variazione del LCOE in funzione della temperatura di evaporazione, fattore di remunerazione produzione termica pari a 1

Appendice C

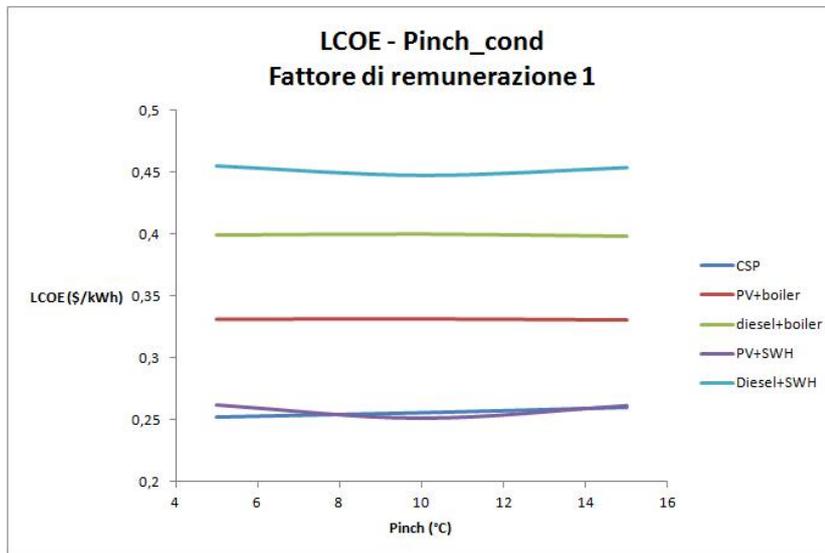


Figura C.6: Variazione del LCOE in funzione del pinch al condensatore, fattore di remunerazione produzione termica pari a 1

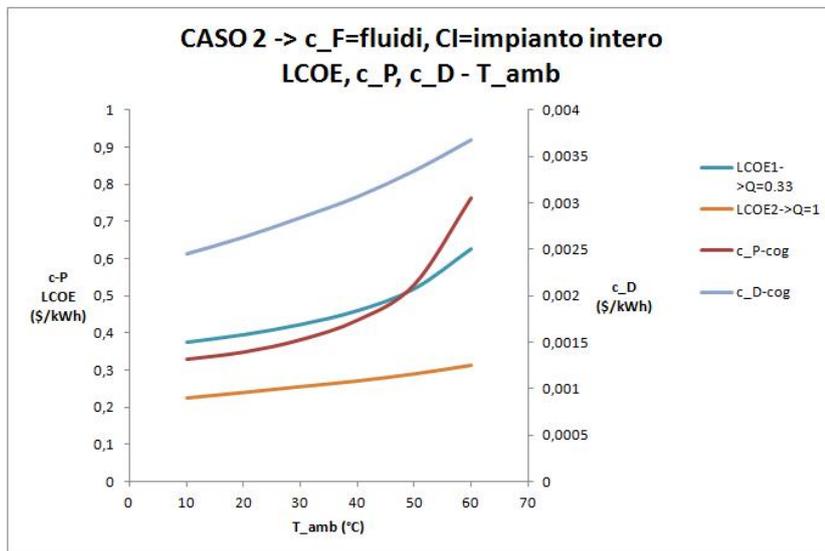


Figura C.7: Costo specifico dell'exergia associata ai prodotti, dell'exergia distrutta, LCOE e rendimento di primo principio in funzione della temperatura ambiente. Caso2

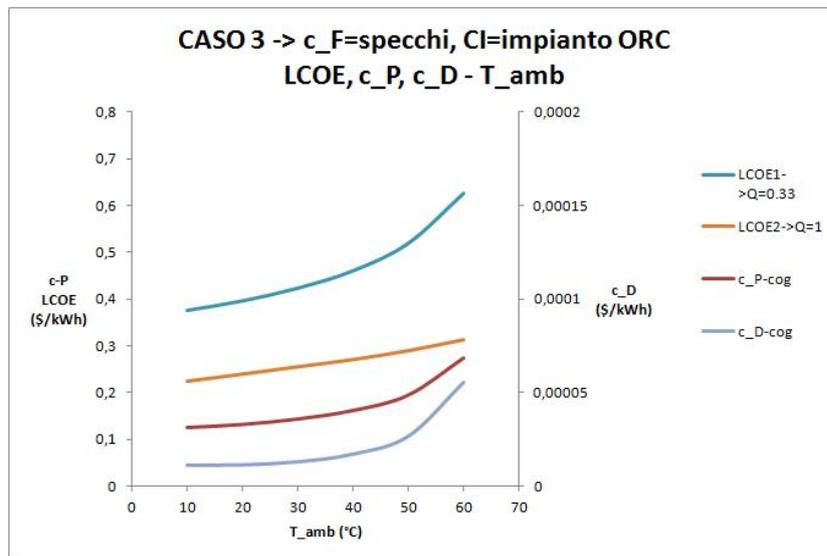


Figura C.8: Costo specifico dell'exergia associata ai prodotti, dell'exergia distrutta, LCOE e rendimento di primo principio in funzione della temperatura ambiente. Caso3

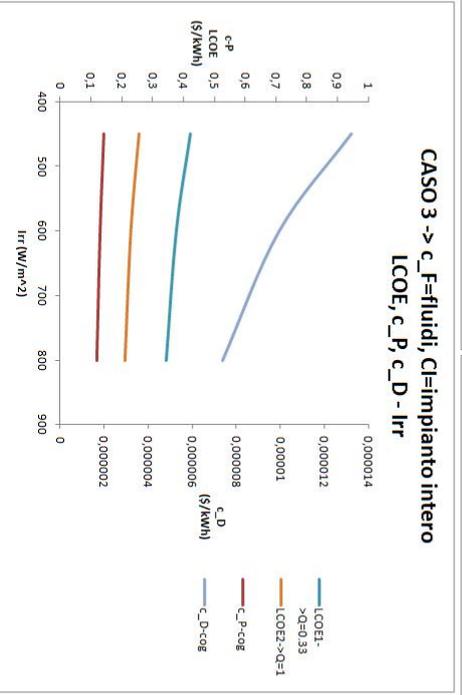
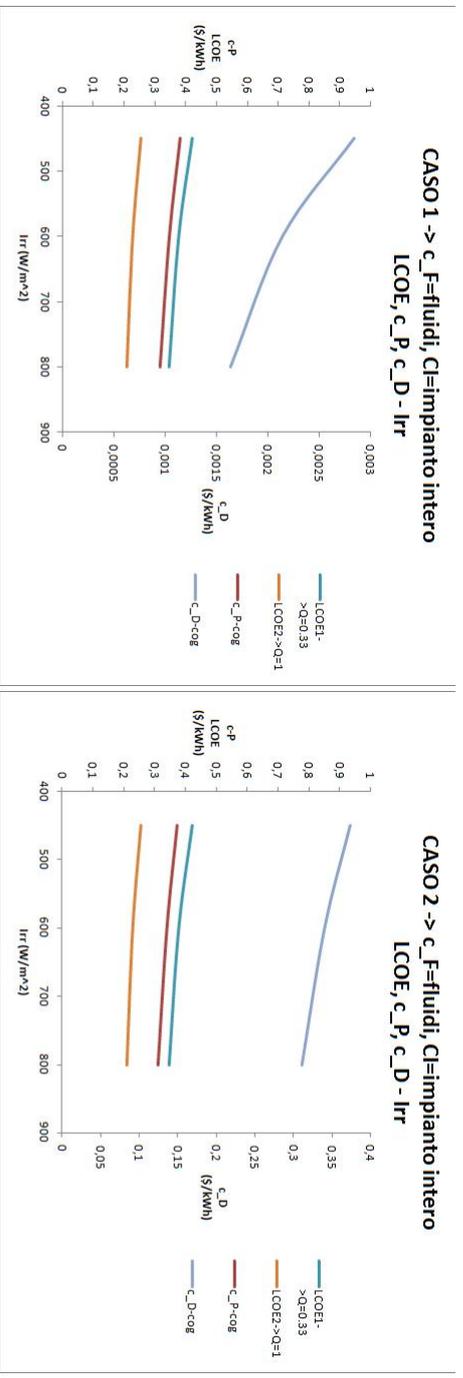


Figura C.9: Costo specifico dell'exergia associata ai prodotti, dell'exergia distrutta, LCOE e rendimento di primo principio in funzione dell'irraggiamento.

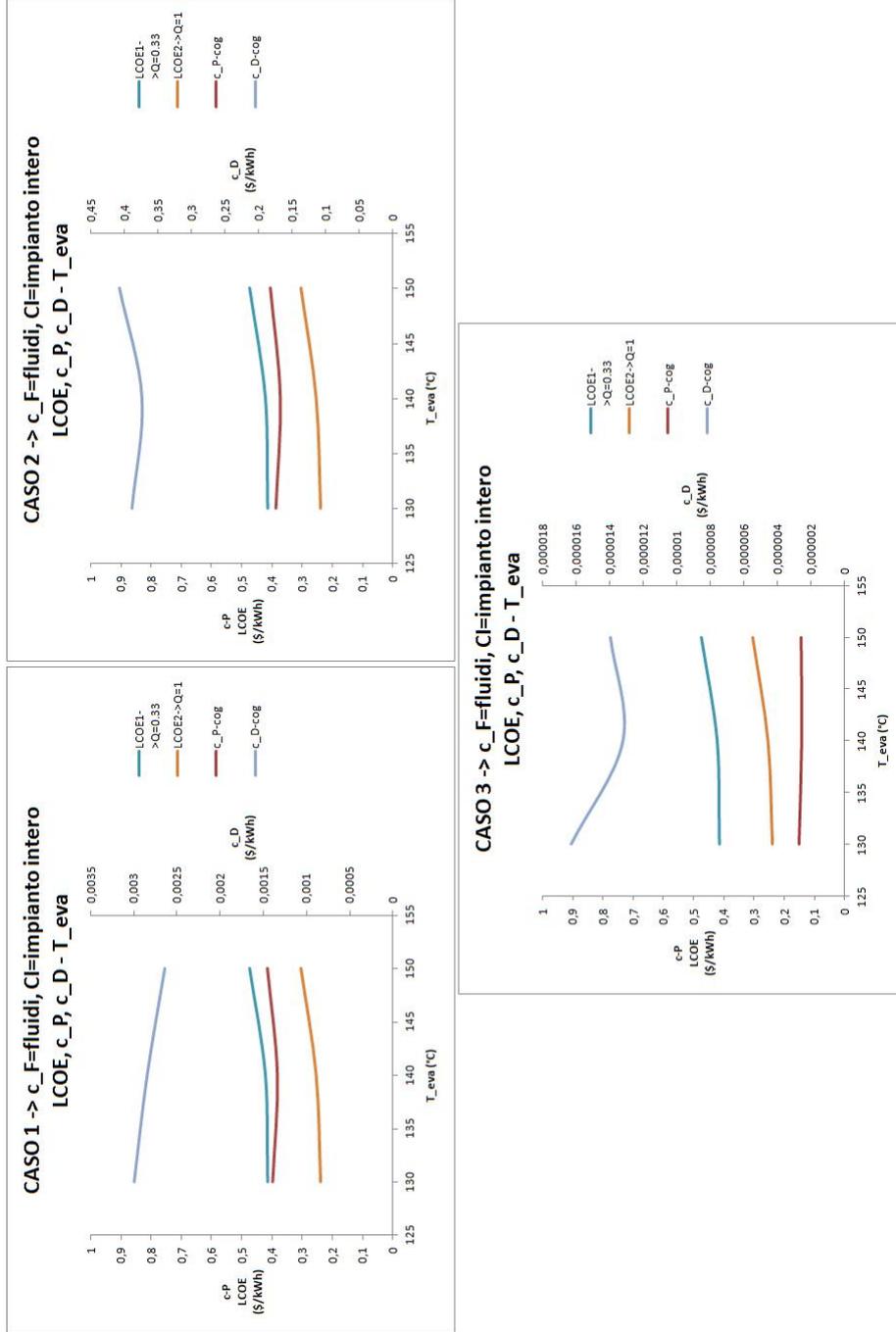


Figura C.10: Costo specifico dell'exergia associata ai prodotti, dell'exergia distrutta, LCOE e rendimento di primo principio in funzione della temperatura di evaporazione.

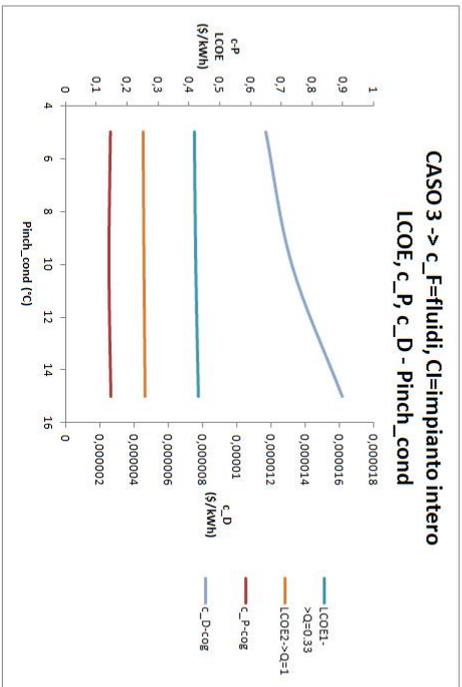
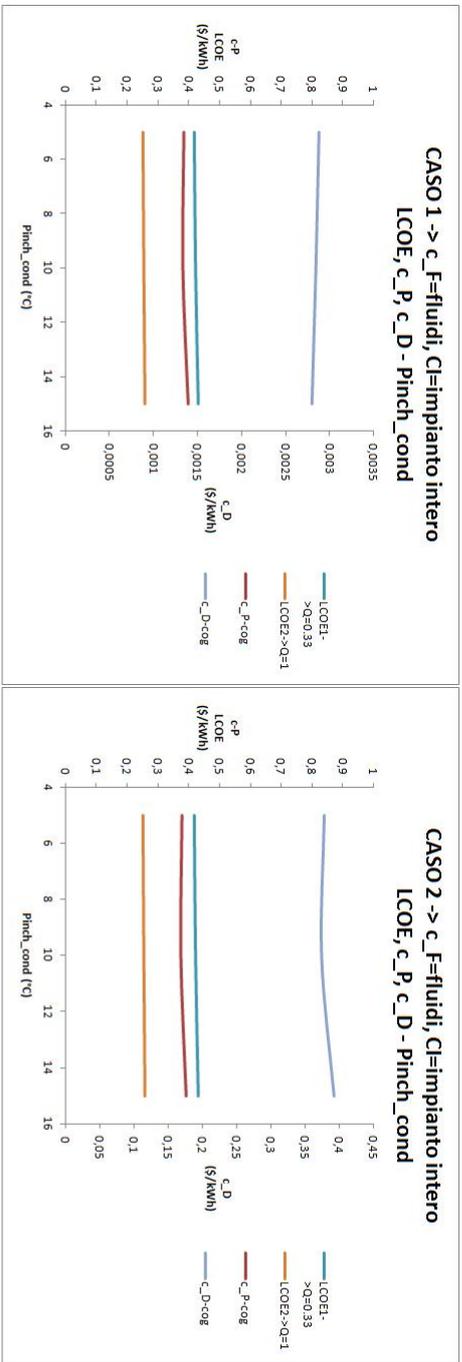


Figura C.11: Costo specifico dell'exergia associata ai prodotti, dell'exergia distrutta, LCOE e rendimento di primo principio in funzione del pinch al condensatore.

Bibliografia

- [1] Farahat; Sarhaddi; Ajam. «Exergetic optimization of flat plate solar collector». In: *Renewable Energy* (2008).
- [2] Endo et al. «Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines». In: *society of Automotive Engineers* (2007).
- [3] Quoilin S. et al. «Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation». In: *Sol. Energy* (2011).
- [4] Henrik Blennow. «Method for Rural Load Estimations». Lund Institute of Technology, 2004.
- [5] El Chammas; Clodic. «Combined Cycles for Hybrid Veicles». In: *Society of Automotive Engineers* (2005).
- [6] Armando B. Corripio; Katherine S. Chrien; Lawrence B. Evans. «Estimate Costs of Heat Exchangers and Storage Tanks via Correlations». In: *Chemical Engineering magazine* (1982).
- [7] R. Forristal. *Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver*. Rapp. tecn. National Renewable Energy Laboratory, 2003.
- [8] Wolverine Tube Inc. *Wolverine Engineering Data Book II*. 2001.
- [9] Incropera; DeWitt; Bergman; Lavine. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Wiley, 2007.
- [10] Quoilin; Lemort. *Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems*. Survey. University of Liege, 2009.
- [11] Bejan; Tsatsaronis; Moran. *Thermal Design and Optimization*. Wiley-Interscience, 1996.
- [12] NREL. *Distributed Generation Renewable Energy Estimate of Costs*. 28 Mar. 2013. URL: http://www.nrel.gov/analysis/pdfs/2012_dg_icoe_data.pdf.

- [13] NREL. *Simple Levelized Cost of Energy (LCOE) Calculator Documentation*. 5 Mar. 2013. URL: http://www.nrel.gov/analysis/tech_lcoe_documentation.html.
- [14] Orosz. «ThermoSolar and Photovoltaic Hybridization for Small Scale Distributed Generation: Applications for Powering Rural Health». PhD Thesis. Massachusetts Institute of Technology, 2012.
- [15] Doyle; Patel. «Compounding the track Diesel engine with an organic Rankine cycle system». In: *Society of Automotive Engineers* (1976).
- [16] Kakac; Liu; Pramuanjaroenkij. *Heat Exchangers*. 2012.
- [17] Velez; Segovia; Martin; Antolin; Chejne; Quijano. «A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation». In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2012).
- [18] Lemort; Declaye; Quoilin. «Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle». In: *Journal of Power and Energy* (2011).
- [19] Sylvain Quoilin. «Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery an Solar Applications». PhD Thesis. University of Liege, 2011.
- [20] Reuters. *Tanzania hikes petrol, diesel prices*. 10 Mar. 2013. URL: <http://www.iol.co.za/business/business-news/tanzania-hikes-petrol-diesel-prices-1.1435433#.UV5736JUF0h>.
- [21] Maraver; Sin; Royo; Sebastian. «Assessment of CCHC systems based on biomass combustion for small-case applications through a review of the technology and analysis of energy efficiency parameters». In: *Applied Energy* (2012).
- [22] M. Moran; H. Shapiro. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 2006.
- [23] Bindra; Bueno; Morris; Shinnar. «Thermal analysis and exergy evaluation of packed bed thermal storage systems». In: *Applied Thermal Engineering* (2012).
- [24] Mwakapugi; Samji; Smith. *The Tanzanian Energy Sector: The Potential for Job Creation and Productivity Gains Through Expanded Electrification*. Survey. REPOA, 2010.
- [25] STG. *Solar Turbine Group International*. 26 Mar. 2013. URL: <http://www.stginternational.org>.

- [26] TANESCO. *Historical background of TANESCO*. 8 Feb. 2013. URL: http://www.tanESCO.co.tz/index.php?option=com_content&view=article&id=38&Itemid=126.
- [27] TATEDO, cur. *Evaluation of the economic impacts of efficient stoves and cooking fuel substitution for urban households in Dar es Salaam, Tanzania*. 2005.
- [28] John Thome. *Engineering Data Book III*. 2007.
- [29] Turboden. *Cogenerazione da biomassa*. 15 Gen. 2013. URL: <http://www.turboden.eu/it/applications/applications-biomass.php>.
- [30] Cairo University, cur. *Optimal Sizing of Solar Water Heating System Based on Genetic Algorithm for Aquaculture System*. 19 Dic. 2010.
- [31] AA VV. *Tanzania Country Situation*. 8 Feb. 2013. URL: https://energypedia.info/wiki/Tanzania_Country_Situation.