



**Politecnico  
di Torino**

# Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in  
Ingegneria Energetica e Nucleare  
A.a. 2021/2022  
Sessione di Laurea: marzo 2022

## **Ciclo di Rankine organico su piccola scala guidato da un concentratore solare (CSP)**

Relatore:

Prof. Davide Papurello

Candidato:

Giordano Cecconi



# Indice

Abstract .....	1
Lista delle figure .....	3
Lista delle tabelle .....	9
Nomenclatura .....	11
1. Introduzione.....	17
2. Energia solare .....	22
2.1 Sistemi a concentrazione solare.....	29
2.2 Solar tracker .....	39
2.3 Perdite termiche ed errori ottici-geometrici .....	39
3. Ciclo Rankine organico.....	43
3.1 Storia ed evoluzione.....	44
3.2 Tipologia di fluido di lavoro .....	46
3.3 Configurazioni ORC .....	53
3.3.1 Struttura impianti ORC.....	53
3.3.2 Analisi dei componenti.....	60
4. Simulazioni FEM .....	68
4.1 Concentratore solare a disco (CSP) .....	68
4.2 Modello evaporatore .....	86
4.2.1 Geometria <i>Solidworks</i> .....	86
4.2.2 Analisi termica e scelta dei materiali .....	89
4.2.3 Flusso in ebollizione all'interno di condotti .....	96
5. Simulazioni ORC .....	111
5.1 Equazione di Peng-Robinson .....	111

---

5.2 Parametri input e creazione dei modelli .....	115
5.3 Discussione dei risultati ORC.....	120
<b>6. Energia elettrica ed efficienze ORC.....</b>	<b>148</b>
<b>7. Valutazione economica .....</b>	<b>151</b>
<b>8. Conclusioni.....</b>	<b>156</b>
<b>Bibliografia .....</b>	<b>160</b>
<b>Appendice.....</b>	<b>164</b>
Appendice N° 1.....	164

## **Abstract**

*La tesi si prefigge l'obiettivo di analizzare la variazione della generazione di potenza elettrica e le prestazioni di un impianto ORC accoppiato ad un concentratore solare parabolico a disco con ricevitore piatto in funzione della distanza focale. Sono presi in esame due configurazioni d'impianto ORC che utilizzano come fluido di lavoro il benzene e l'ottametiltrisilossano (MDM). Inoltre, si vuole valutare la temperatura massima raggiungibile sul piano focale del paraboloide per ciascun caso studio.*

---

## Lista delle figure

Figura 1	Capacità globale installata di impianti ad energia rinnovabile in MW.....	18
Figura 2	Metodi di generazione di energia dal sole.....	19
Figura 3	Distanza della Terra -Sole e l'inclinazione assiale della Terra.....	22
Figura 4	Interazione della radiazione solare con l'atmosfera e la superficie terrestre...23	
Figura 5	Superficie inclinata.....	25
Figura 6	Irraggiamento solare mensile (DNI) a Torino.....	28
Figura 7	Concentratore a torre.....	30
Figura 8	Concentratore parabolico lineare.....	31
Figura 9	Concentratore tipo Fresnel.....	32
Figura 10	Concentratore solare parabolico a disco.....	33
Figura 11	Efficienze per diverse tipologie di CSP .....	33
Figura 12	Identificazione dell'angolo di rim del concentratore solare a disco.....	34
Figura 13	Lunghezza focale e angolo di rim.....	35
Figura 14	Un concentratore che prende la radiazione con inclinazione $\theta$ e la concentra verso un ricevitore con $\theta$ finale di mezzo angolo di 90 gradi.....	36
Figura 15	Rappresentazione dei parametri geometrici di un paraboloide con ricevitore piatto.....	37
Figura 16	Solar tracker ad asse polare.....	39
Figura 17	Solar tracker biassiale.....	40
Figura 18	Errori ottici e geometrici.....	43
Figura 19	Prima unità ORC commerciale in Italia.....	45
Figura 20	Diagrammi T-s di un fluido umido (a), fluido isentropico (b) e fluido secco (c).....	47
Figura 21	Intervalli operativi di temperatura per alcuni fluidi organici.....	51
Figura 22	Ciclo Rankine subcritico.....	54
Figura 23	Ciclo Rankine supercritico.....	55
Figura 24	Ciclo Rankine organico semplice.....	56
Figura 25	Ciclo Rankine organico recuperativo.....	56
Figura 26	Configurazione impianto ORC a più livelli di pressione.....	57

---

Figura 27 Configurazione impianto ORC tipo triangolare flash.....	59
Figura 28 Configurazione impianto ORC tipo flash completo.....	59
Figura 29 Schema di uno scambiatore di calore a tubi e mantello.....	61
Figura 30 Scambiatore kettle reboiler.....	61
Figura 31 Unità di condensazione forzata ad aria.....	62
Figura 32 Espansore Scroll.....	64
Figura 33 Valori di efficienza degli espansori Scroll in funzione del rapporto delle pressioni.....	64
Figura 34 Struttura interna di un Double-Screw.....	65
Figura 35 Valori di efficienza degli espansori Single-Screw in funzione del rapporto delle pressioni.....	66
Figura 36 Rappresentazione riflettore parabolico sottile 2D.....	69
Figura 37 Fenomeno di “Limb darkening” .....	72
Figura 38 Rappresentazione grafica dell’errore di pendenza della superficie del riflettore.....	73
Figura 39 Geometria collettore- ricevitore senza mesh applicata.....	74
Figura 40 Geometria collettore- ricevitore con mesh applicata.....	75
Figura 41 Riflessione dei raggi solari su superficie ideale $f=0.92m$ .....	76
Figura 42 Riflessione dei raggi solari su superficie reale $f=0.92m$ .....	76
Figura 43 Potenza di raggio depositata per lunghezze focali di 0.92m, 1.5m, 2m nel caso ideale a sinistra e reale a destra.....	77
Figura 44 Potenza di raggio depositata per lunghezze focali di 2.5m, 3m, 4m nel caso ideale a sinistra e reale a destra.....	78
Figura 45 Fattore di concentrazione geometrico per un ricevitore piatto circolare in funzione del rapporto $f/a$ .....	79
Figura 46 Rapporto di concentrazione ottico locale.....	80
Figura 47 Distribuzione della temperatura sul ricevitore per $f=0.92m$ e $f=1.5m$ .....	82
Figura 48 Distribuzione della temperatura sul ricevitore per $f=2m$ e $f=2.5m$ .....	83
Figura 49 Distribuzione della temperatura sul ricevitore per $f=3m$ e $f=4m$ .....	84

Figura 50 Sezione frontale dello scambiatore.....	86
Figura 51 Geometria esterna dello scambiatore.....	87
Figura 52 Geometria interna dello scambiatore.....	87
Figura 53 Rappresentazione su tavola dello scambiatore di calore.....	88
Figura 54 Distribuzione della temperatura lungo lo scambiatore per distanza focale 0.92m.....	92
Figura 55 Distribuzione della temperatura lungo lo scambiatore per distanza focale 1.5m, 2m e 2.5m.....	93
Figura 56 Distribuzione della temperatura lungo lo scambiatore per distanza focale 3m e 4m.....	94
Figura 57 Ebollizione in condotto circolare.....	96
Figura 58 Risultati per una lunghezza d'entrata in regime laminale in un tubo circolare (Numero di Nusselt locale).....	102
Figura 59 Diagramma comparativo delle curve di saturazione del benzene e MDM.....	113
Figura 60 a) Struttura molecolare 3D del benzene b) Struttura molecolare 3D del MDM.....	114
Figura 61 Disegno della pompa su Aspen Plus V10.....	116
Figura 62 Disegno del riscaldatore su Aspen Plus V10.....	116
Figura 63 Disegno dell'espansore su Aspen Plus V10.....	116
Figura 64 Disegno dello scambiatore recuperativo su Aspen Plus V10.....	116
Figura 65 Disegno del condensatore su Aspen Plus V10.....	117
Figura 66 Schema impianto ORC con Benzene caso $f=0.92m$ a) semplice b) recuperativo.....	118
Figura 67 Schema impianto ORC con MDM caso $f=0.92m$ a) semplice b) recuperativo...	119
Figura 68 Flusso termico entrante nell'evaporatore.....	120
Figura 69 Portata in massa del fluido di lavoro nell'impianto.....	121
Figura 70 Temperatura all'ingresso dell'evaporatore.....	121
Figura 71 Curva di efficienza isentropica dell'espansore Scroll in funzione del rapporto di pressione.....	122
Figura 72 Diagramma di Balje sulle turbomacchine.....	124

---

Figura 73 Diagramma $Ns - \eta_{iso}$ riassuntivo dei principali espansori per i sistemi ORC...	126
Figura 74 Diagramma $Ds - Ns$ per espansore Scroll e fluido di lavoro propilene.....	127
Figura 75 Portata in massa di aria al condensatore.....	128
Figura 76 Flusso termico richiesto dal condensatore.....	128
Figura 77 Grafico Temperatura-Potenza per ORC semplice con benzene e $f=0.92m$ .....	129
Figura 78 Grafico Temperatura-Potenza per ORC recuperativo con benzene e $f=0.92m$ .....	130
Figura 79 Grafico Temperatura-Potenza per ORC semplice con MDM e $f=0.92m$ .....	130
Figura 80 Grafico Temperatura-Potenza per ORC recuperativo con MDM e $f=0.92m$ .....	130
Figura 81 Differenza di temperatura media logaritmica al condensatore.....	131
Figura 82 Coefficiente di scambio termico moltiplicato per l'area di scambio termico....	132
Figura 83 Consumo di potenza elettrica della pompa.....	134
Figura 84 Diagramma di Balje per le pompe.....	136
Figura 85 Differenti regimi di flusso con i relativi profili di temperatura in uno scambiatore di calore a doppio tubo.....	137
Figura 86 Variazioni di temperatura dei fluidi in uno scambiatore di calore a doppio tubo in controcorrente.....	138
Figura 87 Differenza media logaritmica del recuperatore al variare della distanza focale.....	139
Figura 88 Parametro UA del recuperatore al variare della distanza focale.....	139
Figura 89 Andamento delle curve temperatura-potenza per ORC semplice con benzene e $f=0.92m$ a singolo passaggio in deflusso controcorrente.....	140
Figura 90 Andamento delle curve temperatura-potenza per ORC semplice con MDM e $f=0.92m$ a singolo passaggio in deflusso controcorrente.....	140
Figura 91 Fattore di correzione per scambiatore con 2 passaggi nel mantello e 4,8,12 ecc (multipli di quattro) nei tubi.....	141
Figura 92 Schema di uno scambiatore a fascio tubiero tipo 2-4 (2 passaggi nel mantello e 4 nei tubi. Per semplicità non sono disegnati i diaframmi trasversali.....	142
Figura 93 Configurazione quadratica allineata di banchi di tubi.....	144
Figura 94 Potenza termica dell'unità di recupero.....	147

Figura 95	Potenza elettrica generata dagli espansori.....	148
Figura 96	Generatori elettrici a magneti permanenti senza spazzole DC.....	149
Figura 97	Generatore elettrico sincrono a magneti permanenti trifase in AC (SGPM)...	149
Figura 98	Efficienza del ciclo termodinamico per diverse distanze focali.....	149
Figura 99	Costo d'investimento per impianti ORC in funzione della distanza focale.....	153
Figura 100	LEC in funzione degli anni di vita dell'impianto.....	154
Figura 101	NPV in funzione degli anni di vita dell'impianto.....	155

---

## Lista delle tabelle

Tabella 1 Valori di albedo per alcune superfici.....	24
Tabella 2 Valori dei parametri costruttivi .....	70
Tabella 3 Dimensione del ricevitore per diversi valori di lunghezza focale.....	70
Tabella 4 Valore del rapporto medio di concentrazione ottico.....	81
Tabella 5 Valori di potenza di raggio depositata media ideale e reale sul punto focale.....	85
Tabella 6 Proprietà meccaniche e termiche dell'allumina con concentrazione al 99.5%...91	
Tabella 7 Dati geometrici dello scambiatore di calore.....	103
Tabella 8 Proprietà fisiche del benzene prese da Aspen Plus V10 a pressione 3 bar e temperatura 313K.....	104
Tabella 9 Proprietà fisiche del MDM prese da Aspen Plus V10 a pressione 3 bar e temperatura 379K.....	104
Tabella 10 Coefficiente fluido-superficie $F_{FI}$ .....	107
Tabella 11 Alcuni dati tecnici sui vari tipi di espansori.....	123
Tabella 12 Parametri geometrici dello scambiatore a fascio tubiero 2-4.....	143
Tabella 13 Proprietà fisiche del benzene calcolate come media aritmetica tra la temperatura in ingresso e uscita dallo scambiatore Aspen Plus V10.....	143
Tabella 14 Proprietà fisiche del MDM calcolate come media aritmetica tra la temperatura in ingresso e uscita dallo scambiatore prese da Aspen Plus V10.....	144
Tabella 15 Parametri per la correlazione in $h_e$ per il trasferimento di calore in banchi di tubi di 10 file o più.....	145
Tabella 16 Parametro correttivo $\alpha$ per il trasferimento di calore in banchi di tubi minore di 10 file.....	146
Tabella 17 Parametri tecnici dell'impianto ORC della città di Liegi in Belgio.....	152
Tabella 18 Dati sui costi dell'impianto ORC della città di Liegi in Belgio.....	152

---

# Nomenclatura

## Acronimi

CSP	Sistema a concentrazione solare
ORC	Ciclo Rankine organico
MDM	Ottametiltrisilossano
SPM	Motore sincrono a magneti permanenti
DNI	Irradianza diretta normale
ODP	Potenziale di riduzione dell'ozono
GWP	Potenziale di riscaldamento globale
ALT	Durata di vita nell'atmosfera
FEM	Metodo degli elementi finiti
DNB	Partenza dell'ebollizione nucleata
CBD	Convective boiling domination
NBD	Nucleate boiling domination
HVAC	Heating, ventilation and air conditioning
TIC	Costo d'investimento iniziale
NPV	Valore attuale netto
DPP	Periodo di ritorno
IRR	Tasso interno di rendimento
SIR	Rapporto risparmio-investimento
LEC	Costo elettrico livellato

## Simboli

### 2. Energia solare

$\theta_s$	Angolo di accettazione solare [ <i>mr</i> ad]
$d_{\text{sun}}$	Distanza Sole-Terra [ <i>km</i> ]
$R_{\text{sun}}$	Raggio Sole-Terra [ <i>km</i> ]
$\Sigma$	Inclinazione superficie [°]
$I$	Radiazione totale $W/m^2$
$I_b$	Radiazione diretta $W/m^2$
$I_d$	Radiazione diffusa $W/m^2$
$I_r$	Radiazione riflessa $W/m^2$
$I_{sc}$	Costante solare $W/m^2$
$I_{on}$	Irradianza extratmosferica normale $W/m^2$
$g$	Giorno dell'anno [—]
$I_{bn}$	Irradianza solare diretta normale $W/m^2$
$\tau_b$	Pseudo profondità ottica diretta [—]
$m$	Massa d'aria [—]
$ab$	Esponente della massa d'aria per l'irradianza diretta [—]

---

$\theta$	Angolo d'incidenza superficie [°]
$I_{dh}$	Irradianza normale orizzontale $W/m^2$
$\tau_d$	Pseudo profondità ottica diffusa [—]
$ad$	Esponente della massa d'aria per l'irradianza diffusa [—]
$\rho$	Albedo del terreno [—]
$\bar{I}$	Irradianza media $W/m^2$
$I(t)$	Irradianza globale giornaliera [ $W/m^2$ ]
$a$	Ora del sorgere del Sole [ $h$ ]
$b$	Ora del tramonto del sole [ $h$ ]

### 2.1 Sistemi a concentrazione solare

$\phi_R$	Angolo di bordo (rim angle) [ $mrad$ ]
$A_c$	Area d'apertura del concentratore [ $m^2$ ]
$A_R$	Area del ricevitore [ $m^2$ ]
$C_g$	Rapporto di concentrazione geometrico [—]
$\theta$	Angolo di diffusione della radiazione solare entrante [°]
$T_R$	Temperatura del ricevitore [ $K$ ]
$T_s$	Temperatura della superficie del sole
$\sigma$	Costante di Stefan Boltzmann [ $W/(m^2 \cdot K^4)$ ]
$f$	Distanza focale [ $m$ ]
$W$	Diametro d'apertura del concentratore [ $m$ ]
$d$	Larghezza del piano focale [ $m$ ]

### 2.3 Perdite termiche ed errori ottici-geometrici

$\dot{Q}_{loss}$	Perdite d'energia totale [ $W$ ]
$\dot{Q}_{ref}$	Perdite d'energia per riflessione [ $W$ ]
$\dot{Q}_{rad}$	Perdite d'energia per emissione radiativa [ $W$ ]
$\dot{Q}_{conv}$	Perdite d'energia per convezione [ $W$ ]
$\dot{Q}_{cond}$	Perdite d'energia per conduzione [ $W$ ]
$\eta_{rec}$	Efficienza del ricevitore [—]
$\dot{Q}_{input}$	Energia concentrata sul ricevitore [ $W$ ]
$\sigma_{sp}$	Errore di specularità [ $mrad$ ]
$\sigma_{surf}$	Errore di pendenza della superficie [ $mrad$ ]
$\sigma_{sh}$	Errore di forma [ $mrad$ ]
$\sigma_{Sh}$	Errore d'inseguimento [ $mrad$ ]

### 4.1 Concentratore solare a disco (CSP)

$R_1$	Diametro di apertura [ $m$ ]
-------	------------------------------

$R_2$	Diametro del foro centrale [ $m$ ]
$\varphi$	Angolo di bordo (rim angle) [ $^\circ$ ]
$f$	Distanza focale [ $m$ ]
$d$	Diametro di apertura del disco [ $m$ ]
$A$	Area del disco [ $m^2$ ]
$D$	Diametro del ricevitore [ $m$ ]
$I_0$	Irradianza solare [ $W/m^2$ ]
$P$	Potenza della sorgente [ $W$ ]
$\phi$	Angolo aggiuntivo [ $rad$ ]
$P(\phi)$	Probabilità [—]
$C$	Rapporto di concentrazione ottico [—]
$\bar{C}$	Rapporto di concentrazione ottico medio [—]
$I$	Irradianza solare locale [ $W/m^2$ ]
$A_{\text{ricevitore}}$	Area ricevitore [ $m^2$ ]
$T$	Temperatura [ $K$ ]
$q$	Irradianza depositata sulla superficie [ $W/m^2$ ]

#### 4.2.3 Flusso in ebollizione all'interno di condotti

$T_w$	Temperatura di parete [ $K$ ]
$T_{sat}$	Temperatura di saturazione [ $K$ ]
$h_{sfh}$	Coefficiente di scambio termico convettivo locale [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]
$h_{nb}$	Coefficiente di trasferimento di calore di ebollizione nucleare [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]
$h_l$	Coefficiente di scambio termico convettivo liquido [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]
$p_R$	Rapporto tra la pressione di esercizio e quella critica [—]
$n$	Esponente della correlazione [—]
$M$	Peso molecolare [ $kg/kmol$ ]
$\dot{M}_l$	Portata in massa di solo liquido [ $kg/s$ ]
$Re$	Numero di Reynolds [—]
$Pr$	Numero di Prandtl [—]
$Nu$	Numero di Nusselt [—]
$d_i$	Diametro interno [ $m$ ]
$\mu$	Viscosità dinamica [ $Pa \cdot s$ ]
$c_p$	Calore specifico a pressione costante [ $J/(kg \cdot K)$ ]
$k$	Conducibilità termica [ $W/(m \cdot K)$ ]
$L$	Lunghezza condotto [ $m$ ]
$S$	Fattore di soppressione dell'ebollizione [—]
$F$	Fattore di potenziamento convettivo [—]
$x$	Titolo del vapore o lunghezza di ingresso [—] [ $m$ ]
$\rho$	Densità [ $kg/(m^3)$ ]

---

$q''$	Potenza termica per unità di superficie [ $W/m^2$ ]
$S_2$	Coefficiente correttivo [—]
$F_2$	Coefficiente correttivo [—]
$Fr$	Numero di Froude [—]
$Boi$	Numero di bollizione [—]
$Gz$	Numero di Graetz [—]
$F_{Fl}$	Coefficiente fluido-superficie [—]
$\dot{m}$	Portata in massa [ $kg/s$ ]
$g$	Accelerazione di gravità [ $m/s^2$ ]
$H_{lv}$	Calore latente di vaporizzazione [ $J/kg$ ]
$h_{TP,NBD}$	Coefficiente di scambio termico convettivo NBD [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]
$h_{TP,CBD}$	Coefficiente di scambio termico convettivo CBD [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]
$f_2$	Moltiplicatore di Froude [—]
$Co$	Numero di convezione (convection number) [—]
$f$	Coefficiente di frizione [—]
$h_{LO}$	Coefficiente di scambio termico solo liquido [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]

### 5.1 Equazione di Peng-Robinson

$P$	Pressione [ $Pa$ ]
$R$	Costante universale del gas [ $J/(kg \cdot K)$ ]
$v$	Volume [ $m^3$ ]
$b$	Covolume [ $m^3$ ]
$a$	Parametro di attrazione [ $((\frac{J}{(kg \cdot K)})^2 * K^2)/Pa$ ]
$T$	Temperatura [ $K$ ]
$T_c$	Temperatura critica [ $K$ ]
$P_c$	Pressione critica [ $Pa$ ]
$\omega$	Fattore eccentrico [—]

### 5.3 Discussione dei risultati

$Q_{EVA}$	Potenza termica all'evaporatore [ $W$ ]
$\dot{m}_{WF}$	Portata in massa del fluido di lavoro [ $kg/s$ ]
$h$	Entalpia specifica [ $J/(kg \cdot K)$ ]
$r_P$	Rapporto delle pressioni [—]
$N_s$	Numero di giri specifico [—]
$D_S$	Diametro specifico [—]
$\varepsilon_s/\eta_{iso}$	Efficienza isoentropica espansore [—]
$Q/V_1$	Portata volumetrica [ $m^3/s$ ]/[ $ft^3/s$ ]
$\Delta h_{act}/H_{ad}$	Differenza di entalpia specifica [ $kJ/kg$ ]/ [ft lbf/lb]

$\omega$	Velocità angolare [ $rad/s$ ] [ $rpm$ ]
$W$	Potenza meccanica [ $W$ ]
$W_{tot}$	Potenza meccanica totale [ $W$ ]
$\Delta T$	Differenza di temperatura [ $K$ ]
$\Delta T_{ml,cc}$	Temperatura media logaritmica in controcorrente [ $K$ ]
LMTD	Temperatura media logaritmica [ $K$ ]
$U$	Coefficiente di scambio termico globale [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]
$A$	Area di scambio termico dello scambiatore [ $m^2$ ]
$\eta_P$	Efficienza meccanica della pompa a pistone [—]
$\eta_{el}$	Rendimento elettrico del generatore elettrico [—]
$\eta_{ORC,netto}$	Rendimento globale dell'impianto [—]
$W_{ORC\ netta,ac}$	Potenza elettrica generata dall'impianto ORC in AC [ $W$ ]
$Q_{recup}$	Potenza termica al recuperatore [ $W$ ]
$F$	Fattore di correzione [—]
$h_i$	Coefficiente di scambio termico convettivo interno [ $W/m^2K$ ]
$h_e$	Coefficiente di scambio termico convettivo esterno [ $W/m^2K$ ]
$D_e$	Diametro esterno [ $m$ ]
$D_i$	Diametro interno [ $m$ ]
$R_{d,e}$	Fattore di incrostazione esterna
$R_{d,i}$	Fattore di incrostazione interna [ $m^2K/W$ ]
$L$	Lunghezza del condotto [ $m$ ]
$\lambda$	Conducibilità termica [ $W/m K$ ]
$N$	Numero di scambiatori in fila [—]
$n_{tubi}$	Numero di condotti [—]
$S_p$	Distanza orizzontale dei tubi del banco [ $mm$ ]
$V_{max}$	Velocità massima [ $m/s$ ]
$l$	Distanza dei diaframmi [ $mm$ ]
$d_f$	Diametro del fasciame [ $mm$ ]
$\dot{m}$	Portata in massa singolo tubo [ $kg/s$ ]
$\dot{M}$	Portata in massa totale [ $kg/s$ ]
$\alpha$	Coefficiente correttivo [—]

## 7. Valutazione economica

$C_0$	Costo d'investimento iniziale [€]
$C_{0,ref}$	Costo d'investimento di riferimento [€]
$W_{ORC\ netta,ac,ref}$	Potenza elettrica netta di riferimento [ $W$ ]

---

## 1. Introduzione

I cambiamenti climatici causati dall'inquinamento ambientale e dal riscaldamento terrestre rappresentano i pericoli più difficili da affrontare e risolvere oggi e negli anni avvenire per le future generazioni. Limitare il riscaldamento terrestre a 1,5° centigradi rispetto all'epoca precedente alla Rivoluzione industriale e conquistare la carbon neutrality sembra essere un vero obiettivo per l'Unione Europea che ha stanziato miliardi di euro per la realizzazione di progetti su tutto il territorio. Per arginare i danni del cambiamento climatico dobbiamo riuscire nel giro di circa 30 anni ad emettere non più anidride carbonica di quanta l'atmosfera sia in grado di assorbirne. La realizzazione di questo obiettivo passa soprattutto da una parola: "energie rinnovabili". [1]

Il passaggio da un mix energetico incentrato sui combustibili fossili a uno a basse o a zero emissioni di carbonio, basato sulle fonti rinnovabili è il primo passo verso la decarbonizzazione. Le tecnologie sono già presenti sul mercato, sono efficienti e vanno scelte a tutti i livelli. Uno dei più grandi contributi alla decarbonizzazione arriva dall'elettrificazione dei consumi finali. Consiste nel rimpiazzare in tutti i settori, a partire dalle abitazioni, trasporti, fino all'industria pesante, le tecnologie basate sui combustibili fossili con quelle che utilizzano l'elettricità generata da fonti rinnovabili ottenendo non solo l'abbattimento delle emissioni a effetto serra, ma anche dell'inquinamento atmosferico, in particolare nelle città. I cambiamenti climatici e le loro reali conseguenze non possono essere affrontati senza riconoscere il ruolo centrale del sistema alimentare, industriale e globalizzato sia nel contribuire e nel perpetuare la crisi climatica, che nel creare vulnerabilità nei sistemi agroalimentari e industriali globali. Il sistema agricolo industriale è caratterizzato dall'uso di OGM, dalla coltivazione di monoculture che si basa sull'uso di prodotti chimici a base di combustibili fossili, dagli allevamenti intensivi e dal cambiamento di uso dei territori, che provoca, per esempio, il problema della deforestazione su larga scala. Gli alimenti prodotti dal sistema agricolo industriale entrano poi nel mercato globale di trasformazione e trasporto che crea enormi quantità di rifiuti alimentari. I combustibili fossili vengono utilizzati in quasi tutte le fasi della catena alimentare, dai prodotti chimici basati sui combustibili fossili sotto forma di pesticidi o

---

fertilizzanti sintetici, alle attrezzature agricole che consumano carburante, e a un massiccio sistema globale di lavorazione, imballaggio e trasporto basato sui combustibili fossili.[2], [3]

I combustibili fossili che sono stati usati nei decenni precedenti per sopperire al globale fabbisogno crescente di energia elettrica e termica hanno portato ad un insostenibile aumento del riscaldamento globale e che ora è spinto a una necessaria transizione dai metodi di produzione convenzionali verso fonti di generazione più pulite. Secondo il Center for Climate and Energy Solutions, oggi il 79,7% dell'energia consumata è ancora di origine fossile, ovvero quella estratta dalle profondità della Terra sotto forma di carbone, gas naturale e petrolio e che rilascia una quantità insostenibile di gas serra mentre il restante 20,3% è affidato alle fonti rinnovabili. A livello globale, solo il 10,6% dell'energia consumata nel mondo deriva da quelle che normalmente abbiamo in mente quando parliamo di rinnovabili cioè eolico, idrico e solare. [1][4]

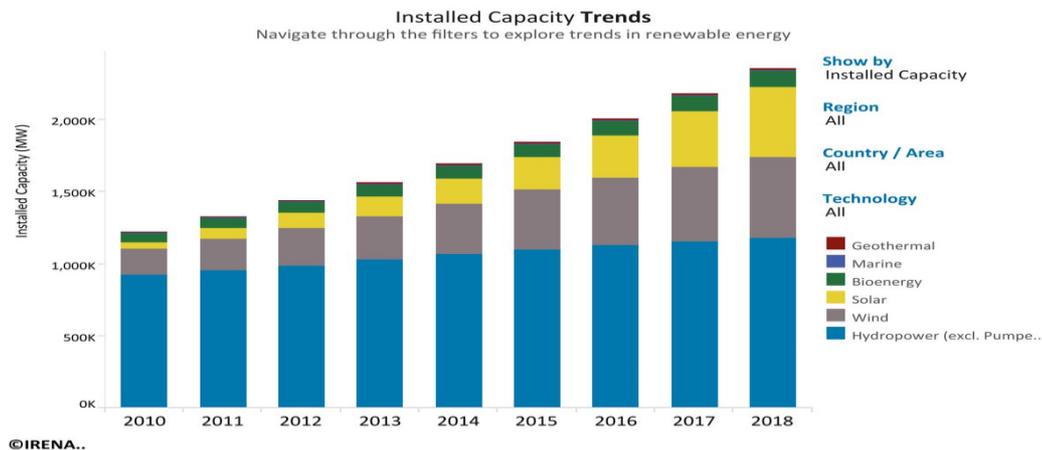


Figura-1 Capacità globale installata di impianti ad energia rinnovabile in MW

Ci sono varie fonti di energia rinnovabile ma per certo quella più importante e con maggiore sviluppo è quella solare. L'energia solare è abbondante, ha la maggiore disponibilità rispetto ad altre fonti energetiche. La quantità di energia fornita alla terra in

un giorno dal sole è sufficiente per alimentare il fabbisogno energetico totale della terra per un anno. L'energia solare è sicuramente tra le fonti energetiche più pulite e priva di emissioni, poiché non produce inquinanti dannosi per l'ambiente. [5]

La conversione dell'energia solare in energia elettrica ha molti campi di applicazione. Le applicazioni residenziali, veicolari, spaziali, aeronautiche e navali sono i principali campi dell'energia solare. Nel tempo il costo di produzione dall'energia solare continua sempre di più a diminuire e allo stesso tempo migliora sempre di più la resa portando più investimenti nel creare impianti termoelettrici che usano l'energia solare come fonte primaria di calore per riscaldare il fluido di lavoro.

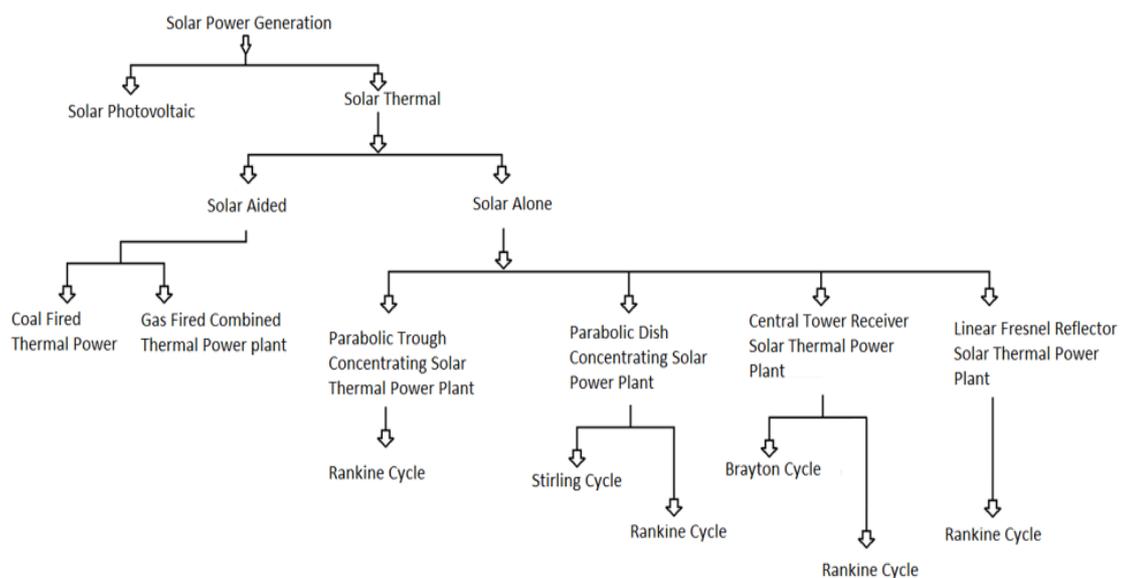


Figura-2 Metodi di generazione di energia dal sole

Con il presente studio di tesi si analizza un sistema a concentrazione solare (CSP) accoppiato a un ciclo Rankine organico (ORC), che utilizza come fluido termovettore il benzene nel primo caso, e il MDM (Ottametiltrisilossano) nel secondo caso. Si stabiliranno i parametri termodinamici dei componenti e si calcolerà l'efficienza complessiva dell'impianto facendo un paragone su quale dei due fluidi di lavoro è consigliabile

---

utilizzare per il caso studio reale in cui la distanza focale del concentratore è di  $f=0.92\text{m}$ . Come prima analisi si parte dal collettore a disco e ricevitore presenti all'Energy center di Torino i quali hanno una dimensione scalata rispetto a quelli presenti in commercio e successivamente si sceglie la configurazione del ciclo ORC che più si adatta ad usare come sorgente di calore i sistemi CSP. L'obiettivo della tesi è di valutare la temperatura massima raggiungibile sul ricevitore facendo variare la distanza del punto focale del concentratore solare disco e mettere in evidenza gli effetti che tale variazione ha sulla potenza elettrica generata e sul rendimento globale dell'impianto.

La prima analisi viene fatta tramite l'ausilio del software *COMSOL Multiphysics 5.6* in cui si caricano le geometrie del disco e del ricevitore già presenti nella libreria del software e si esaminano le traiettorie dei raggi solari riflessi sulla superficie del collettore realmente riflettente per indirizzarli verso quella del ricevitore. Viene creato con il software *SolidWorks* un modello semplificato di evaporatore per calcolare successivamente il flusso termico che è trasmesso al fluido di lavoro. Le simulazioni termodinamiche sono eseguite sempre con il software *Comsol* al fine di ottenere la distribuzione della temperatura su tutte le superfici del modello in esame.

Per la seconda si passa a usare *Aspen Plus V10* per creare e modellare la parte inerente al ciclo Rankine organico nella quale sono prese in considerazione due configurazioni: quella classica e quella in cui è installato un recuperatore termico, entrambi con ciclo a singolo livello di pressione con fluido subcritico. In entrambe le configurazioni saranno riportati i dati geometrici e termici per la scelta migliore degli scambiatori a fluido e i condensatori ad aria più adatti in base alle pressioni e temperature massime e minime del ciclo termodinamico e alla portata in massa del fluido che circola nell'impianto. Dopo aver ottenuto la potenza meccanica generata dall'espansore, si installa un generatore elettrico sincrono a magneti permanenti (SPM) per convertire l'energia meccanica in energia elettrica. Una trattazione più specifica sui componenti che vengono impiegati nell'impianto sarà fatta nella descrizione centrale della tesi precisamente nel capitolo inerente alle configurazioni ORC.

Come ultima trattazione si calcoleranno i valori esatti della potenza termica fornita all'evaporatore, di quella dissipata dal condensatore e di quella meccanica generata dall'espansore riportando sia le formule adottate che i valori numerici. I risultati ottenuti potrebbero forse essere di notevole interesse per la generazione di potenza su piccola scala nel futuro prossimo per agevolare la transizione verso le fonti energetiche rinnovabili.

## 2. Energia solare

La radiazione solare è la risorsa energetica naturale più importante perché guida tutti i processi ambientali che agiscono sulla superficie della Terra. Il Sole fornisce alla Terra un'enorme quantità di energia. L'energia immagazzinata dagli oceani aiuta a mantenere la temperatura della Terra ad un livello di equilibrio che permette la stabilità per una grande diversità di specie. La quantità e l'intensità della radiazione solare che raggiunge la superficie terrestre dipende dalla relazione geometrica tra Terra e Sole. La figura seguente mostra questa relazione e i suoi effetti per diverse stagioni in entrambi gli emisferi, quello boreale e quello australe: [5][6]

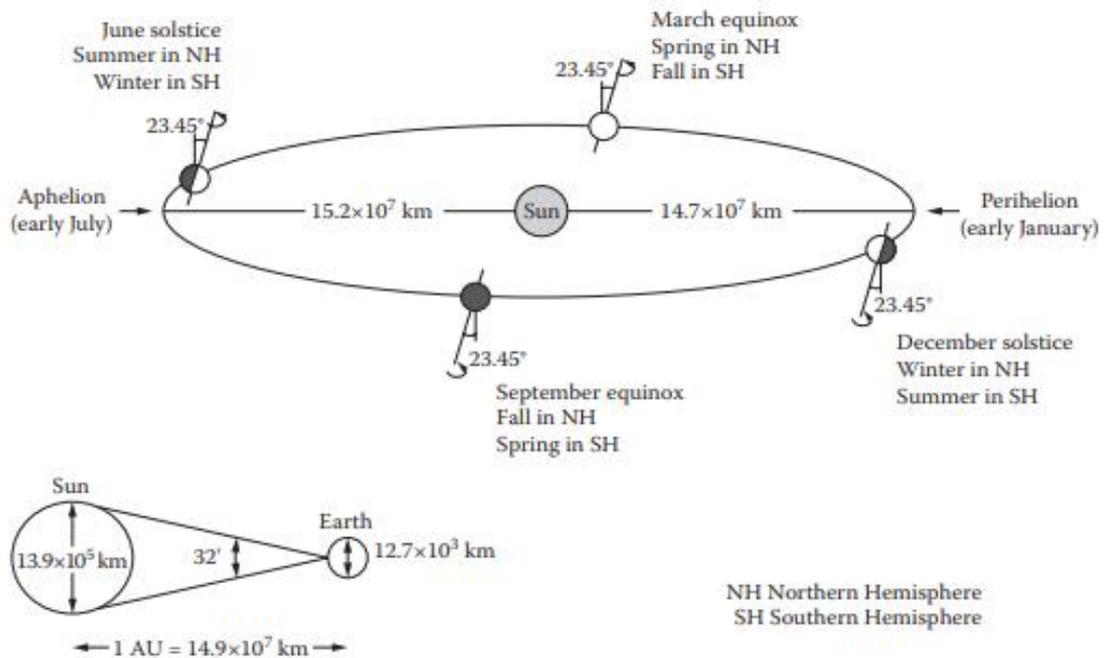


Figura-3 Distanza della Terra -Sole e l'inclinazione assiale della Terra

$$\theta_s = \arctan \left( \frac{R_{\text{sun}}}{d_{\text{sun}}} \right) = 4.65 \text{ mrad} = 0.267^\circ \quad (2.1)$$

$\theta_s$ : angolo di accettazione solare;

$d_{\text{sun}}$ : distanza Sole-Terra;

$R_{\text{sun}}$ : raggio del Sole;

Il movimento orbitale della Terra intorno al Sole influenza l'intensità della radiazione solare e il clima (l'evolvere delle stagioni durante l'anno). L'intensità della radiazione solare che raggiunge la superficie terrestre è maggiore nel solstizio d'estate e minore nel solstizio d'inverno per l'emisfero boreale poiché varia sia la distanza tra i due corpi celesti che l'angolo d'incidenza dei raggi solari sulla superficie terrestre dovuta a l'inclinazione assiale terrestre. La radiazione solare dal sole dopo aver viaggiato nello spazio entra nell'atmosfera all'interfaccia spazio-atmosfera, dove finisce lo strato di ionizzazione dell'atmosfera. In seguito, una certa quantità di radiazione solare viene assorbita dall'atmosfera, dalle nuvole e dalle particelle nell'atmosfera, una certa quantità viene riflessa nello spazio e una viene assorbita dalla superficie terrestre. Circa il 50% della radiazione solare totale rimane nell'atmosfera e sulla superficie terrestre. Dopo che la radiazione solare entra nell'atmosfera terrestre viene parzialmente diffusa e parzialmente assorbita (25% della radiazione solare incidente); la radiazione dispersa è denominata radiazione diffusa. In questo caso una parte di questa radiazione diffusa torna nello spazio e una parte riesce a raggiungere la terra. La radiazione solare raggiunge la superficie terrestre in tre modi diversi analizzati di seguito: diretta, diffusa e radiazioni riflesse. La quantità di radiazione solare che raggiunge qualsiasi parte della superficie terrestre è determinata dalla posizione che si sta considerando, periodo dell'anno, diffusione atmosferica, copertura nuvolosa, forma e riflettività della superficie. [6][7]

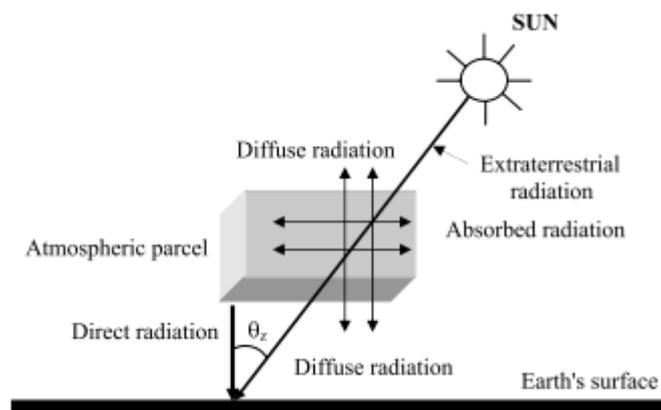


Figura-4 Interazione della radiazione solare con l'atmosfera e la superficie terrestre

- La componente diretta della radiazione solare è quella che si sposta in linea retta dal Sole alla superficie della Terra. Per modellare questo richiederebbe la conoscenza

---

delle intensità e della direzione in diversi momenti del giorno. La radiazione diretta, come implica il nome, è la quantità di radiazione solare ricevuta in qualsiasi punto della terra direttamente dal sole senza alcun impedimento. Non c'è interferenza di polvere, gas e nuvole o qualsiasi altro materiale intermedio sulla radiazione solare diretta.

- La componente diffusa della radiazione solare è quella che costituisce l'insieme dei raggi solari deviati che raggiungono il suolo. L'atmosfera è composta di numerose sostanze, quali vapore acqueo, aerosol, nubi, ossigeno, anidride carbonica, azoto e queste sostanze presenti in atmosfera deviano i raggi del sole. Ciò comporta che alcuni raggi vengano riflessi oltre che verso il suolo anche verso lo spazio.
- La radiazione solare riflessa è la componente che considera la riflessione dei raggi solari sulla superficie della terra e dalle particelle presenti in atmosfera. Prende il nome di albedo il rapporto tra la radiazione solare globale e quella riflessa. La tabella sottostante indica alcuni valori di albedo con valore minimo pari a 2% per una superficie marina calma e valore massimo pari a 85% per una superficie nevosa. In generale, le foreste e le superfici umide hanno bassi valori rispetto alle superfici innevate. [6]

**Tabella- 1** Valori di albedo per alcune superfici

Surface	Albedo (%)
New snow	85
Old snow	75
Clayey desert	29-31
Green grass	8-27
Pine forest	6-19
Calm sea surface	2-4
Granite	12-18
Water (depending on angle of incidence)	2-78
High-level cloud	21
Middle-level cloud (between 3 and 6 km)	48
Low-level cloud sheets	69
Cumulus clouds	70

La trattazione della radiazione solare che arriva su una superficie generica inclinata di  $\Sigma$  rispetto all'orizzontale è descritta dal modello ASHRAE versione 2009 valido solo per angoli zenitali fino a  $75^\circ$ . Dalla somma della radiazione diretta, diffusa e riflessa si ottiene la radiazione che giunge sulla superficie inclinata  $I = I_b + I_d + I_r$ . Le formule sono descritte di seguito: [8][9][10]

$\gamma$  è l'azimut della superficie;  
 $\Sigma$  è l'inclinazione della superficie.

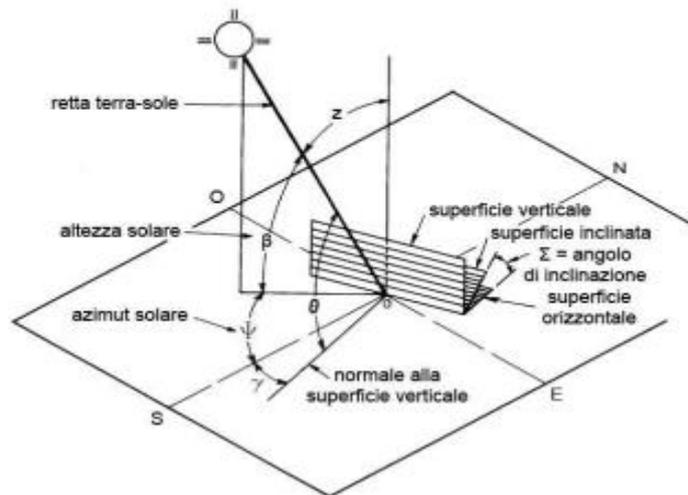


Figura-5 Superficie inclinata

Il valore della costante solare ( $I_{sc}$ ) risulta essere  $1367 \text{ W/m}^2$ , la formulazione dell'irradianza extratmosferica è la seguente:

$$I_{on} = I_{sc} \left[ 1 + 0,033 \cos \frac{360 \cdot (g - 3)}{365} \right] \quad (2.2)$$

Nella formula "g" rappresenta il giorno dell'anno.

L'irradianza solare diretta normale è data dalla seguente formula:

$$I_{bn} = I_{on} \cdot e^{-\tau_b m^{ab}} \quad (2.3)$$

---

I coefficienti sono:  $I_{bn}$  è l'irradianza diretta normale;  $I_{on}$  è l'irradianza extratmosferica normale;  $\tau_b$  è la "pseudo" profondità ottica diretta, specifica di ogni località e varia durante l'anno;  $m$  è la massa d'aria;  $ab$  è l'esponente della massa d'aria per l'irradianza diretta.

$$ab = 1,219 - 0,043\tau_b - 0,151\tau_d - 0,204\tau_b\tau_d \quad (2.4)$$

L'irradianza diretta su una superficie comunque inclinata è:

$$I_b = I_{bn} \cdot \cos \theta \quad (2.5)$$

$\theta$  rappresenta l'angolo di incidenza tra il raggio solare e la normale della superficie presa in considerazione.

Per quanto riguarda l'irradianza solare diffusa la formulazione è molto simile a quella dell'irradianza diffusa:

$$I_{dh} = I_{on} \cdot e^{-\tau_d m^{ad}} \quad (2.6)$$

$I_{dh}$  è l'irradianza normale sull'orizzontale;  $I_{on}$  è l'irradianza extratmosferica normale;  $\tau_d$  è la "pseudo" profondità ottica diffusa, specifica di ogni località e varia durante l'anno;  $m$  è la massa d'aria;  $ad$  è l'esponente della massa d'aria per l'irradianza diffusa.

$$ad = 0,202 + 0,852\tau_b - 0,007\tau_d - 0,357\tau_b\tau_d \quad (2.7)$$

Per superfici non verticali si possono utilizzare le seguenti relazioni semplificate:

$$Y = \max(0,45; 0,55 + 0,437\cos \theta + 0,313\cos^2 \theta) \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} I_d &= I_{dh}(Y \sin \Sigma + \cos \Sigma) & \text{se } \Sigma \leq 90^\circ \\ I_d &= I_{dh} Y \sin \Sigma & \text{se } \Sigma > 90^\circ \end{aligned}$$

Le equazioni riportate sopra valgono solo in condizioni di cielo sereno. Altrimenti si dovrà adottare un altro modello più complesso. L'ultima componente dell'irradianza totale su una superficie è quella riflessa:

$$I_r = (I_{bn} \sin \beta + I_{dn}) \cdot \rho \frac{1 - \cos \Sigma}{2} \quad (2.9)$$

$\rho$  è l'albedo del terreno.[9][10]

Addentrando più nello specifico della tesi, verrà considerata costante l'irradianza solare sulla superficie riflettente del concentratore locato all'Energy Center di Torino. I dati ottenuti dal pireliometro, strumento per la misurazione dell'irradianza solare normale diretta, sono distribuiti con un intervallo di 15 minuti nell'intero arco di una giornata. A ciascun intervallo si hanno misurazioni dell'irradianza diverse da zero dall'alba al tramonto le quali sono pressoché alla stessa ora per tutto il mese di marzo 2021. Si hanno a disposizione solo 9 misurazioni riguardanti i giorni 01, 09, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16. Al fine di calcolare l'irradianza solare media di ciascun giorno si parte da utilizzare l'estensione di Matlab chiamata Curve Fitting. Con tale estensione si cerca di adattare una funzione interpolatrice ai dati forniti in input e la bontà dell'approssimazione (Adj-R-sq) è un parametro per stabilire quanto tale funzione si adatta efficacemente ai dati interpolati; più alto è il valore e migliore è l'approssimazione. In Appendice N° 1 saranno riportati tutte le funzioni ottenute, per alcuni giorni è risultata più adatta una funzione polinomiale del settimo ordine  $f(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + \dots + a_n t^n$  con  $a_n \neq 0$  e grado  $n$  fino a sette invece per altri si è adottato la funzione di Fourier  $f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^N [a_n \cos(nt) + b_n \sin(nt)]$  dove i coefficienti  $a_n$  e  $b_n$  sono numeri reali. Per ottenere l'irradianza globale media di ciascun giorno si è adottato la formula seguente:

$$\bar{I} = \frac{1}{b-a} \int_a^b I(t) dt \quad (2.10)$$

$I(t)$ : distribuzione dell'irradianza globale giornaliera in  $[W/m^2]$ ;

---

*a*: ora del sorgere del sole;

*b*: ora del tramonto del sole;

Dopo aver ottenuto l'irradianza globale media per ogni giorno, si passa al calcolo di quella del mese di marzo 2021; si applica una semplice media aritmetica ottenendo alla fine il valore di  $350 \text{ W/m}^2$  che sarà dato come input al modello in Comsol.

Per fare un confronto tra i risultati ottenuti con Matlab e quelli dal sito Global Solar Atlas, si calcola l'irradianza solare diretta normale nel mese di marzo 2021 come il rapporto tra l'irraggiamento diretto normale medio di circa  $150 \text{ kWh/m}^2$  e le ore totali di luce dello stesso mese pari a  $369 \text{ h}$ ; si ottiene il valore di  $400 \text{ W/m}^2$  che non è molto distante da quello calcolato con Matlab ma sicuramente più accurato. [11]

### Monthly averages

Direct normal irradiation

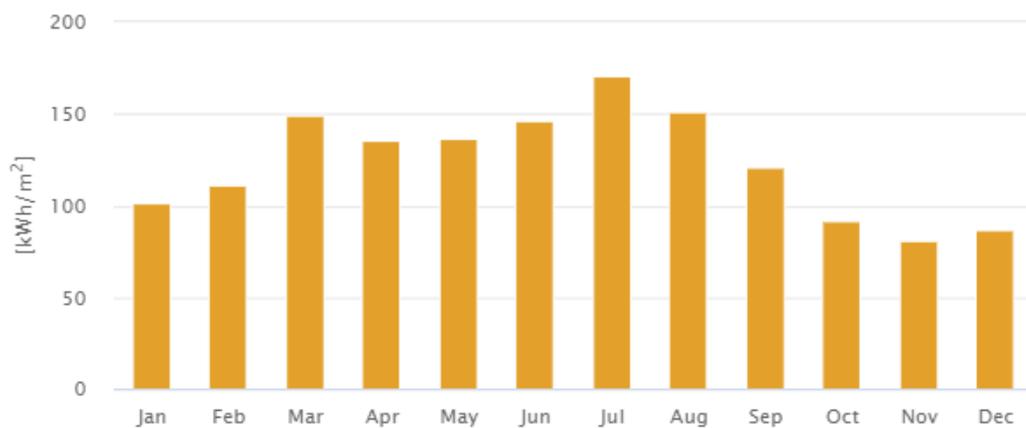


Figura-6 Irraggiamento solare mensile (DNI) a Torino

## 2.1 Sistemi a concentrazione solare

Il concentratore solare nei sistemi a CSP è uno dei componenti più importanti perché permette di concentrare i raggi solari incidenti con una determinata intensità su una piccola superficie di un altro componente chiamato ricevitore; solo la parte della radiazione diretta è interessata dal concentratore. Quest'ultimo fa scaldare la superficie del ricevitore che portato ad alta temperatura (maggiore di quella del fluido) trasmetterà il flusso termico al fluido termovettore che circolerà nell'impianto. In commercio ci sono quattro tipi di sistemi a concentrazione che hanno diverse tipologie di concentratori e sono: impianto parabolico lineare, impianto a torre, impianto lineare Fresnel e preso in esame per questa tesi l'impianto parabolico circolare. Tutti gli impianti citati convertono l'energia solare in energia elettrica con l'ausilio del fluido termovettore che convogliato in una macchina ad espansione si espande mettendo in moto il generatore elettrico che è allacciato alla rete elettrica oppure a una smart grid.

Impianto a torre: è costituito da un campo di eliostati che riflettono e concentrano la radiazione solare su un ricevitore posto alla sommità di una torre. Nel ricevitore fluisce un fluido che riscaldandosi ad alta temperatura è in grado di produrre o di conservare sotto forma di calore infatti le temperature operative sono di circa 500-1000°C. Gli eliostati sono grandi specchi, piani o leggermente concavi, in grado di concentrare fino a mille volte la radiazione solare. Vengono disposti radialmente attorno alla torre secondo una configurazione a scacchiera in modo da permettere la riflessione della radiazione solare sul ricevitore della torre durante il movimento del Sole. Ogni eliostato si muove in modo diverso dagli altri per effetto della sua posizione relativa rispetto alla torre. All'aumento delle dimensioni cambia la distribuzione degli specchi, da ventaglio a campo circolare; l'efficienza è correlata alla disposizione degli specchi sul campo. Questa efficienza può essere ridotta a causa di alcuni fattori errati di progettazione; questi sono: Shadowing (proiezione dell'ombra di un eliostato su quello posteriore); Blocking (intercettazione della radiazione riflessa da un eliostato posto anteriormente); Spillage (parte di radiazione riflessa da un eliostato che esce dal bersaglio del ricevitore).

[12]

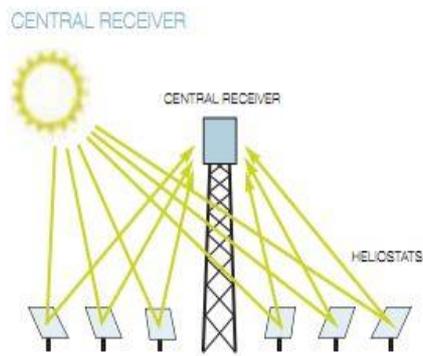


Figura-7 Concentratore a torre

L'impianto parabolico lineare è costituito da un concentratore che è uno specchio che riflette solo la radiazione solare diretta concentrandola su un tubo ricevitore che si trova nel punto focale parabolico. Per la sua forma parabolica, il fattore di concentrazione focale è nell'intervallo 60-80 del valore di irraggiamento diretto normale. Quando l'energia solare si concentra sul tubo assorbitore, il fluido che circola all'interno del tubo si riscalda, trasformando la radiazione solare in energia termica sotto forma di calore del fluido la cui temperatura media tra l'uscita e l'ingresso è nell'intervallo di circa 150-550 °C. Questa tipologia di impianto può sfruttare solo la radiazione solare diretta, questo richiede che il collettore sia equipaggiato con un meccanismo di inseguimento solare che lo orienti durante il giorno, seguendo l'andamento del sole nel cielo. Lo specchio è montato sopra la struttura che è nella maggior parte metallica facendo in modo tale che l'irradianza solare diretta sia perfettamente concentrata sulla linea focale della parabola. La superficie del tubo assorbitore è molto più piccola dell'area di apertura del collettore a causa della concentrazione ottica della radiazione solare; questo riduce significativamente le perdite termiche del collettore perché queste sono il risultato non solo della temperatura ma anche della superficie dell'assorbitore stesso. Nelle normali tipologie il ricevitore è isolato dall'ambiente esterno semplicemente creando una zona di

vuoto tra il vetro e il tubo in cui fluisce il fluido; questa struttura adottata permette di ridurre il flusso termico disperdente verso l'esterno. [12][13]

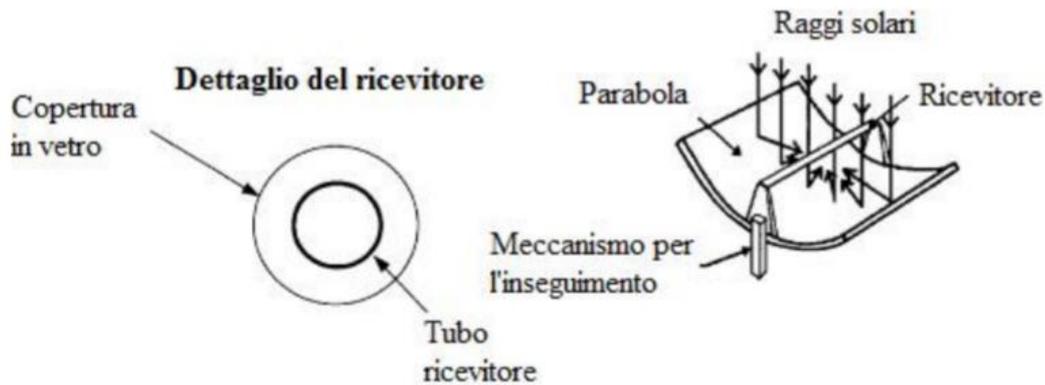


Figura-8 Concentratore parabolico lineare

L'impianto tipo Fresnel è un particolare tipo di impianto abbastanza recente. Solo da poco tempo si stanno iniziando a realizzare impianti per la produzione di calore ad alta temperatura di questo tipo. Caratterizzato da un campo di eliostati lineari che riflettono e concentrano la radiazione solare su un tubo ricevitore posto in posizione orizzontale fissa. Gli eliostati sono in grado di ruotare lungo l'asse longitudinale in modo da inseguire il moto del Sole e mantenere costantemente la radiazione solare riflessa sul tubo ricevitore. Quest'ultimo è in genere costituito da un tubo in acciaio protetto da vetro; non è mantenuta una zona di vuoto come nei concentratori parabolici lineari. L'impianto è capace di generare vapore a temperature di 250°C anche se si possono raggiungere valori fino a circa 550°C. [12][13]

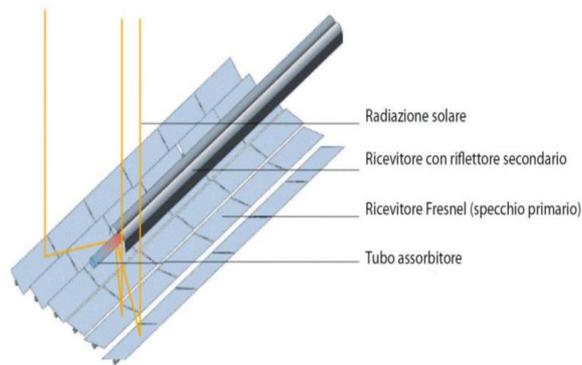


Figura-9 Concentratore tipo Fresnel

L'impianto parabolico a disco è un sistema costituito da un concentratore a forma di parabola che riflette la luce solare in un ricevitore posto nel punto focale della parabola. Il ricevitore può essere allacciato a un ciclo ORC oppure a un motore "Stirling". Questo tipo di sistema richiede l'inseguimento solare a due assi, fattori di concentrazione e temperature operative molto alte. Il sistema parabolico a disco solare ha dei vantaggi tra cui: l'alta efficienza (fino al 30%) e la modularità (5-50 kW) che si adatta perfettamente alla generazione distribuita di energia elettrica. A differenza di altre scelte di CSP, questo tipo di impianto non ha bisogno di sistemi di raffreddamento per il calore di scarico. Questo rende adatto la tipologia di sistema in esame all'uso in regioni con scarsità d'acqua anche se a costi relativamente alti per la produzione di elettricità rispetto ad altre soluzioni a concentrazione solare. [12][13]

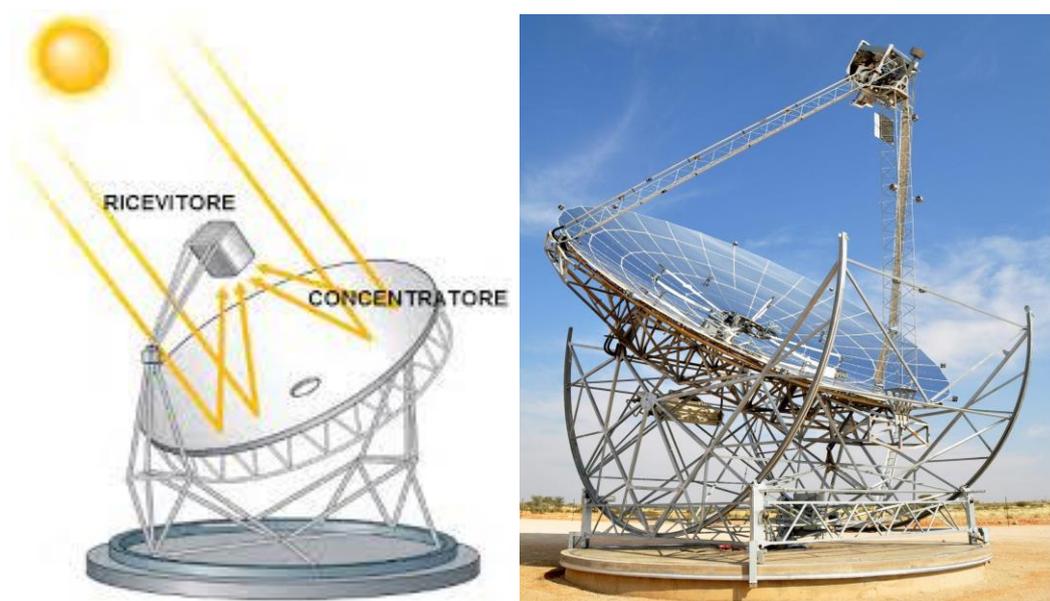


Figura-10 Concentratore solare parabolico a disco

Nella Figura-11 sono riassunti i principali risultati di ciascuna tipologia di concentratore solare a partire da quello parabolico lineare fino a quello a disco. Si può notare come la capacità installata compresa tra 10kW e 400kW della tipologia a concentratore solare a disco sia adatto proprio per sistemi di generazione di energia elettrica su piccola scala rispetto alle altre tipologie esistenti.[13]

Performance data for various concentrating solar power (CSP) technologies

	Capacity unit MW	Concentration	Peak solar efficiency	Annual solar efficiency	Thermal cycle efficiency	Capacity factor (solar)	Land use m <sup>2</sup> MWh <sup>-1</sup> y <sup>-1</sup>
Trough	10–200	70–80	21% (d)	10–15% (d) 17–18% (p)	30–40% ST	24% (d) 25–70% (p)	6–8
Fresnel	10–200	25–100	20% (p)	9–11% (d)	30–40% ST	25–70% (p)	4–6
Power tower	10–150	300–1000	20% (d) 35% (p)	8–10% (d) 15–25% (p)	30–40% ST 45–55% CC	25–70% (p)	8–12
Dish-Stirling	0.01–0.4	1000–3000	29% (d)	16–18% (d) 18–23% (p)	30–40% Stirl. 20–30% GT	25% (p)	8–12

(d) = demonstrated; (p) = projected; ST steam turbine; GT gas turbine; CC combined cycle.

$$\text{Solar efficiency} = \frac{\text{net power generation}}{\text{incident beam radiation}}$$

$$\text{Capacity factor} = \frac{\text{solar operating hours per year}}{8760 \text{ hours per year}}$$

Figura-11 Efficienze per diverse tipologie di CSP

Da un'analisi più descrittiva di come funziona e quale sia la geometria del concentratore solare a disco è importante prendere in esame alcuni parametri costruttivi del concentratore-ricevitore. Infatti, la radiazione solare diretta viene trasformata in energia termica sul ricevitore, posizionato sul punto focale della parabola, grazie a una superficie con alto coefficiente di assorbimento su cui vengono convogliati i raggi solari. Il fluido termovettore che riceve questa energia mette in collegamento il sistema di concentrazione della radiazione solare con la parte di generazione dell'energia elettrica.

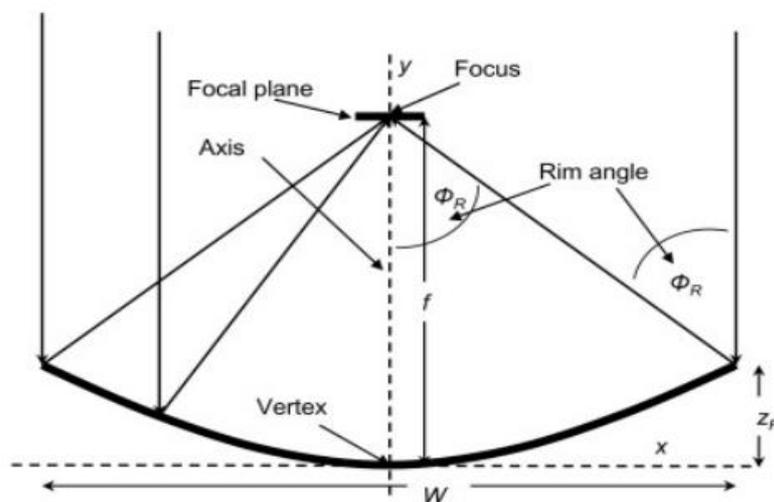


Figura-12 Identificazione dell'angolo di rim del concentratore solare a disco

Di fatto uno dei parametri che influenza maggiormente la geometria del sistema è l'angolo chiamato "rim angle" o angolo di rim  $\phi_R$ ; Questo parametro riportato in Figura-12, rappresenta l'angolo tra l'asse e una linea dal fuoco al bordo fisico del concentratore. Per questa parte della tesi che è svolta con il software *COMSOL Multiphysics 5.6* viene scelto un angolo di rim del concentratore costante pari a  $52^\circ$  il quale però non corrisponde a un valore che è ottimale per un concentratore ideale che è di  $45^\circ$ . La variazione dell'angolo di rim rispetto alla distanza focale è rappresentata dalla Figura-13 i cui si vede che diminuendo l'angolo si ha un incremento della distanza focale e ovviamente anche rispettivamente le dimensioni del concentratore e del ricevitore. Pertanto, in questa tesi si analizza quali sono gli effetti della variazione della distanza focale sull'efficienza del

concentratore stesso tenendo invariato l'angolo di rim per ogni singolo studio all'interno del software Comsol.[14]

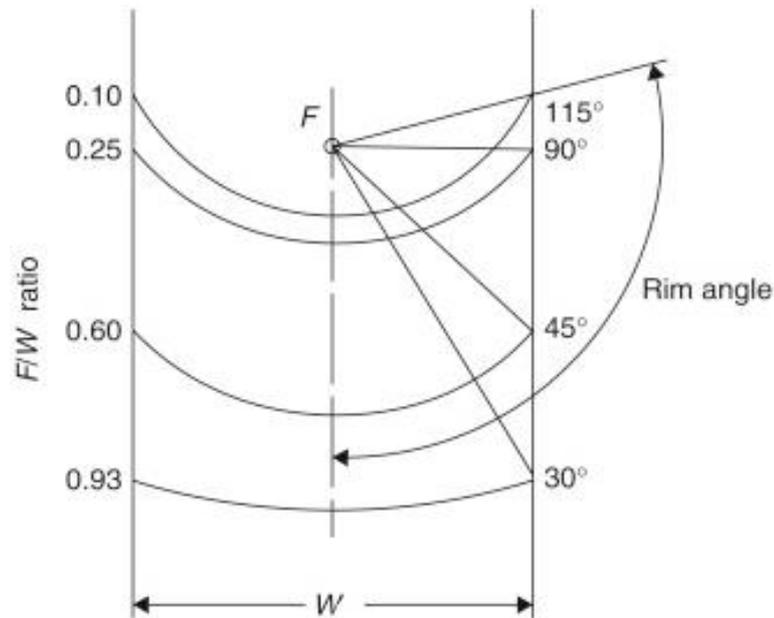


Figura-13 Lunghezza focale e angolo di rim

Un altro parametro importante per la descrizione geometrica del sistema concentratore-ricevitore è il fattore di concentrazione geometrico il quale rappresenta il rapporto tra l'area di apertura del concentratore  $A_c$  all'area del ricevitore  $A_R$ . Per un concentratore solare a disco il fattore geometrico è compreso tra 1000 e 3000 e soprattutto dipende dalle dimensioni dei due componenti e dalla tecnologia scelta. [13][15]

$$C_g = \frac{A_c}{A_R} \quad (2.1.1)$$

In un sistema a concentrazione si vuole avere un alto fattore di concentrazione perché si otterrebbe una maggiore quantità di energia concentrata sul ricevitore. L'apertura di quest'ultimo può essere scelta da progetto per catturare la maggior parte possibile della radiazione solare nella regione focale oppure limitare solo la cattura della parte più intensa. Tanto più alto risulterà essere questo fattore è tanto più alta sarebbe la temperatura raggiungibile sulla superficie del ricevitore. Dal secondo principio della

termodinamica il sistema risulterebbe avere un limite teorico raggiungibile la cui derivazione è riportata di seguito.

In esame viene analizzato un concentratore solare che accetta tutta la radiazione solare con un certo angolo  $\theta$  sull'intera superficie del concentratore  $A_C$  e la concentra sulla superficie del ricevitore  $A_R$ , considerata come un corpo nero, in maniera tale che al punto di incidenza l'angolo  $\theta$  risulti essere la metà di  $90^\circ$ . Quindi il corpo nero si riscalderà e conseguentemente a tutta la sua radiazione emessa in modo diffuso seguirà un percorso inverso fuori dal concentratore e verso il Sole. In assenza di altre perdite di calore, il corpo nero assorbitoro si riscalderà fino a raggiungere la stessa temperatura della sorgente e quindi risulterà essere in equilibrio termodinamico con la sorgente stessa.[15]

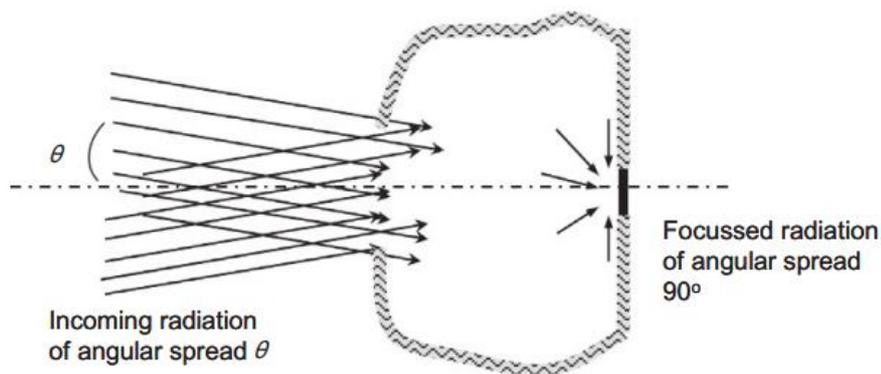


Figura-14 Un concentratore che prende la radiazione con inclinazione  $\vartheta$  e la concentra verso un ricevitore con  $\vartheta$  finale di mezzo angolo di  $90$  gradi

$$\sigma T_S^4 A_C \sin^2 \theta = \sigma T_R^4 A_R \quad (2.1.2)$$

I termini nell'equazione sovrastante sono:  $T_R$  la temperatura del ricevitore,  $T_S$  la temperatura della superficie del sole. Dal momento che all'equilibrio  $T_R$  è uguale a  $T_S$ , risulta che qualunque concentratore solare non può avere un fattore di concentrazione geometrico maggiore di  $\frac{1}{\sin^2 \theta}$ . Considerando l'angolo  $\vartheta$  di circa  $4.65$  mrad si ottiene un  $C_g$  massimo di  $46248$ .

$$C_g = \frac{A_c}{A_R} = \frac{1}{\sin^2 \theta} \quad (2.1.3)$$

Per un concentratore solare a disco con ricevitore piatto il fattore di concentrazione geometrico è massimo per un angolo di rim di  $45^\circ$  e inferiore a quello definito termodinamicamente; la trattazione è quella riportata di seguito.[15] Il ruolo centrale della parabola nei concentratori solari deriva dalla sua capacità di concentrare la radiazione parallela in un punto a distanza  $f$  dal suo vertice. La relazione funzionale che definisce una parabola con il suo asse allineato all'asse  $y$  è come segue:

$$y = \frac{x^2}{4f} \quad (2.1.4)$$

Considerando un paraboloide il cui asse coincide con l'asse  $z$  si ottiene:

$$z = \frac{r^2}{4f} = \frac{x^2 + y^2}{4f} \quad (2.1.5)$$

La lunghezza focale e l'angolo di rim di un concentratore parabolico definiscono completamente la geometria trasversale. L'angolo di rim di un paraboloide è dato da:

$$\tan \phi_R = \frac{W/2}{f - z_R} = \frac{4fW/2}{4f^2 - (W/2)^2} \quad (2.1.6)$$

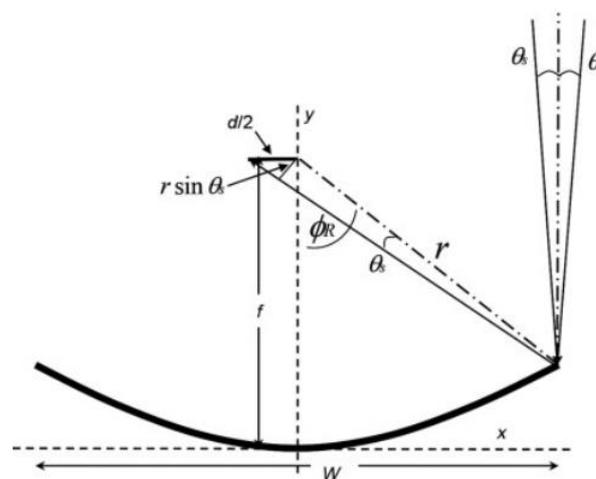


Figura-15 Rappresentazione dei parametri geometrici di un paraboloide con ricevitore piatto

---

La distanza  $x$  del punto di riflessione dall'asse verticale è:

$$x = r \sin \phi_R \quad (2.1.7)$$

Quindi per calcolare il diametro del ricevitore è necessario dividere per due la larghezza del punto focale  $d$ .

$$d = \frac{2r \sin \theta_s}{\cos \phi_R} \quad (2.1.8)$$

Si pone la derivata prima del fattore di concentrazione geometrico rispetto a l'angolo di rim uguale a zero. Si ricava l'angolo di rim che rende vera l'equazione e risulterà essere di  $45^\circ$ . Dopodiché si sostituisce il risultato nell'equazione del fattore di concentrazione geometrico per un concentratore solare con ricevitore piatto e si otterrà quello massimo ottenibile che è di circa 11600; angolo di accettazione è considerato essere  $\theta_s = 4,65$  mrad.[15]

$$C_g = \frac{A_c}{A_R} = \frac{\frac{\pi}{4} W^2}{\frac{\pi}{4} d^2} = \left(\frac{W}{d}\right)^2 = \left(\frac{\sin 2\phi_R}{2\sin \theta_s}\right)^2 \quad (2.1.9)$$

$$\frac{dC_g}{d\phi} = \frac{d}{d\phi} \left(\frac{\sin^2 2\phi_R}{4\sin^2 \theta_s}\right) = \frac{\sin 2\phi_R \cos 2\phi_R}{\sin^2 \theta_s} = 0 \quad (2.1.10)$$

$$C_{g, \text{dish, flat, max}} = \frac{1}{4\sin^2 \theta_s} \approx 11,600 \quad (2.1.11)$$

## 2.2 Solar tracker

Ai giorni d'oggi l'inseguimento solare è considerato un modo efficiente per estrarre più energia solare rendendo la superficie dei pannelli perpendicolari ai raggi solari incidenti. È possibile distinguere due tipi di inseguitori solari in base ai loro gradi di libertà. Il primo è il solar tracker ad asse polare caratterizzato da una struttura che si muove su un unico asse inclinato rispetto al suolo ed è circa parallelo all'asse di rotazione terrestre. Tale asse è simile a quello attorno al quale il sole disegna la propria traiettoria nel cielo. L'asse non risulterà essere uguale a causa delle variazioni dell'altezza della traiettoria del sole rispetto al suolo nelle varie stagioni. Questo sistema di rotazione del pannello attorno ad un solo asse ci permette quindi di tenere il pannello circa perpendicolare ai raggi del sole durante tutto l'arco della giornata [16]

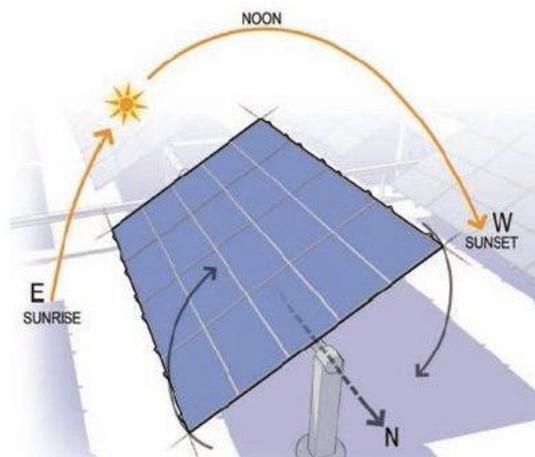


Figura-16 Solar tracker ad asse polare

Il solar tracker biassiale è una tipologia di sistema più sofisticato rispetto a quello precedentemente descritto perché dispone di due gradi di libertà con cui si prefiggono di allineare perfettamente i pannelli con i raggi solari. Con questa tipologia di inseguitore si raggiunge una concentrazione maggiore di energia ma a fronte però di una maggior complessità costruttiva.

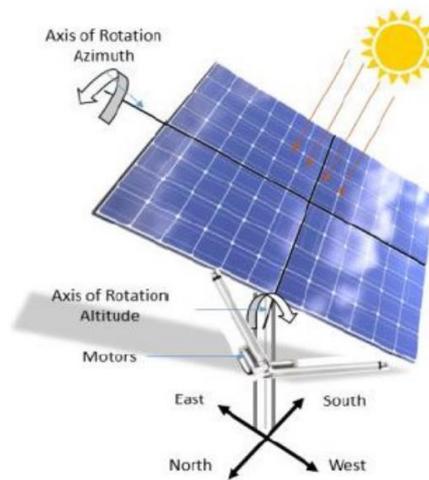


Figura-17 Solar tracker biassiale

### 2.3 Perdite termiche ed errori ottici-geometrici

Per quanto concerne le perdite termiche sul ricevitore sono da considerare come quella quantità di energia che viene persa dovuta all'emissione radiativa, alla riflessione indesiderata, ai processi conduttivi e convettivi dettagliati brevemente nelle sezioni sottostanti. La quantità totale d'energia persa è la somma di ciascun contributo:

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = \dot{Q}_{\text{ref}} + \dot{Q}_{\text{rad}} + \dot{Q}_{\text{conv}} + \dot{Q}_{\text{cond}} \quad (2.3.1)$$

- I processi dovuti all'emissione radiativa e alla riflessione considerano sia la radiazione netta emessa dal ricevitore come conseguenza della sua temperatura e la riflessione di una parte della radiazione solare concentrata;
- Le perdite per convezione nascono nei concentratori solari dal movimento dell'aria sulle superfici molto calde del ricevitore. Si possono minimizzare tali perdite mettendo per esempio un coperchio di vetro sulla superficie del ricevitore.

- Le perdite termiche dovute alla conduzione si manifestano attraverso le coperture isolanti sul retro dei ricevitori e qualsiasi percorso termico tra le superfici calde del ricevitore e l'ambiente circostante.

L'efficienza energetica di un ricevitore è il rapporto tra l'energia che è convertita cioè quella utile e l'energia in ingresso nel ricevitore. La formula matematica è riportata come segue:

$$\eta_{\text{rec}} = \frac{\dot{Q}_{\text{converted}}}{\dot{Q}_{\text{input}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{input}} - \dot{Q}_{\text{loss}}}{\dot{Q}_{\text{input}}} \quad (2.3.2)$$

In questa tesi si fa l'ipotesi di considerare nulle queste perdite di energia per una più semplice trattazione del ricevitore. In una trattazione più accurata è indispensabile tenere conto di queste perdite soprattutto quella radiativa che è molto considerevole dovuta all'alta temperatura della superficie del ricevitore. [15]

Oltre alle perdite di energia termica nel ricevitore, discusse precedentemente, sono presenti nel sistema concentratore-ricevitore dei difetti che non ci permettono mai di raggiungere la condizione ideale cioè di massimo rendimento che si traduce nell'ottenere la massima temperatura sul ricevitore. Questi errori sono classificati in base alla dimensione dell'imprecisione cioè partendo dalla scala dei micron fino a quella dei centimetri. Questi errori si classificano in *errori ottici* ed *errori geometrici*.

Della parte che riguarda gli errori ottici, cioè nella scala dei micron, fanno parte:

- *Specularity error*: con il termine specularità ci si riferisce alla qualità speculare di un riflettore, cioè al grado con cui i raggi riflessi obbediscono alla legge della riflessione. L'errore di specularità chiamato con il termine " $\sigma_{sp}$ " viene definito localmente su una superficie come la deviazione standard della distribuzione degli angoli dei raggi riflessi ad un determinato angolo di incidenza; ovviamente le superfici perfette non esistono nella realtà e pertanto, tutte le superfici reali

---

hanno un certo grado di errore di specularità il quale deriva dalle proprietà microscopiche.

- *Surface slope error*: I concentratori che sono degli specchi hanno delle increspature e distorsioni locali nelle loro superfici e il grado di aberrazione cromatica è chiamato errore di pendenza della superficie " $\sigma_{surf}$ ". Questo parametro è definito come la deviazione standard delle deviazioni angolari dei vettori normali alla superficie da quelle che sono le loro direzioni ideali campionati su tutta la superficie dello specchio. Più grande risulterà essere l'errore di pendenza della superficie e tanto più scarse saranno le prestazioni ottiche del concentratore.

Passando alla parte inerente agli errori geometrici, fanno parte:

- *Shape error*: prendendo in esame una scala più grande, un concentratore è comunemente costruito con sfaccettature; quest'ultime possono essere orientate in modo errato oppure si può presentare una distorsione della struttura complessiva a causa dell'espansione termica, dei carichi del vento o del rilascio di tensioni residue. Mettendo in pratica delle tecniche di misurazione sufficientemente accurate come la fotogrammetria, questi errori possono essere misurati e convertiti in un errore " $\sigma_{sh}$ " il quale rappresenta la deviazione standard degli angoli normali alla superficie derivanti da queste forme di disallineamento.
- *Tracking error*: prendendo in esame un sistema di inseguimento del sole, esso dovrebbe idealmente far puntare il concentratore nella direzione del sole senza errore. Tuttavia, nella realtà questi sistemi non sono perfetti e non mirano sempre il collettore esattamente nella direzione del sole. Questo disallineamento angolare spesso varia con il tempo, in particolare con un sistema di controllo del tipo "on-off". Se considerato su un periodo di tempo maggiore della fonte dell'errore,

l'errore angolare può essere caratterizzato dall'errore di inseguimento " $\sigma_{Sh}$ ", indicato come la deviazione standard della distribuzione dell'errore. Minimizzare questo errore significa massimizzare la concentrazione della radiazione solare sul punto focale. [15]

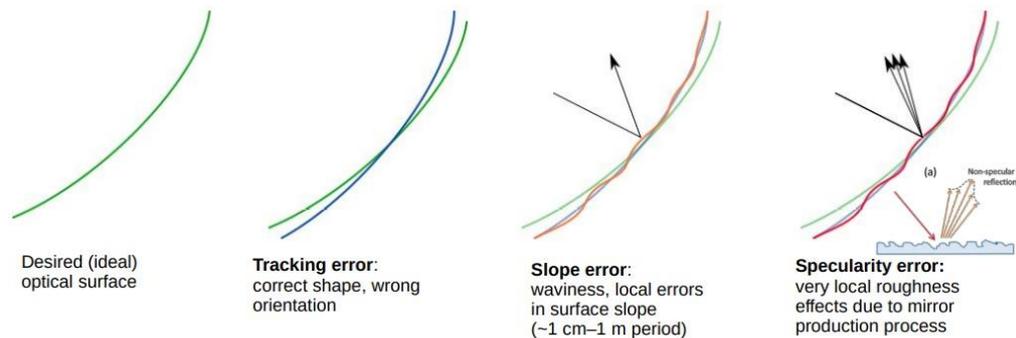


Figura-18 Errori ottici e geometrici

### 3. Ciclo Rankine organico

I cicli a gas e a vapore attualmente hanno un ruolo dominante nella generazione di energia elettrica su larga scala infatti le turbine a gas a ciclo aperto sono ampiamente utilizzate in modo particolare dove è fruibile il gas naturale a basso costo, mentre i cicli a vapore sono la soluzione più adatta quando le caratteristiche della fonte di energia richiedono una struttura dell'impianto a ciclo chiuso.

È presente una grande varietà di fonti di energia per le quali né il gas né i cicli a vapore offrono una soluzione tecnicamente o economicamente valida per generare energia elettrica. Infatti, quando la temperatura o la potenza termica messa a disposizione dalla fonte di energia è limitata, diventa singolare adottare una diversa tipologia di struttura impiantistica nota come ORC (Organic Rankine Cycle).

---

### 3.1 Storia ed evoluzione

La storia della nascita del ciclo Rankine organico (ORC) si estende dall'inizio del XIX° secolo fino a quando sono diventati una piccola parte di mercato molto rilevante nell'industria energetica del XXI secolo. L'inizio del XIX secolo fu un intenso periodo per lo sviluppo dei motori alternativi a vapore infatti i primi sistemi ORC si basavano sui motori alternativi a vapore esistenti. L'impiego di fluidi alternativi può essere ricollegato alle limitazioni di pressione delle caldaie di quel tempo le quali confinavano le temperature della parte superiore del ciclo in modo che i criteri per la scelta dei fluidi non acquosi erano principalmente basati su considerazioni sulla pressione del vapore. La difficoltà di ottenere un vuoto accettabile nel condensatore a causa delle tecniche di tenuta inadeguate di quel tempo ha portato a temperature del dissipatore di calore piuttosto alte. L'utilizzo del calore nel processo di condensazione ha dato origine all'impiego di fluidi organici. Il primo fu Davy che suggerì di impiegare liquidi capaci di vaporizzarsi a bassa temperatura in una caldaia e utilizzare il vapore prodotto in un altro motore. La prima applicazione che fu introdotta nel mercato riguardava l'applicazione commerciale inventata da Du Trembley nel 1853, di un fluido organico di vapori combinati applicato alla propulsione delle navi e impiegando l'etere dietilico come fluido secondario che veniva vaporizzato dalla condensazione del vapore. Mentre c'era un miglioramento nell'efficienza termica si riscontrava la perdita continua di etere dietilico e quindi l'interesse per il sistema è sfumato dopo numerosi incidenti causati dall'infiammabilità del fluido. Un'ulteriore applicazione pratica alla propulsione marina verso la fine del XIX secolo fu il sistema "Zephyr" per piccoli lanci sviluppato da Yarrow nel 1888 circa in concomitanza con lanci simili di Escher Wyss e in particolare un ingegnoso sistema brevettato da Ofeldt. Il sistema dimostrava un avviamento rapido, meno requisiti di manodopera e un peso inferiore del macchinario rispetto a motori a vapore comparabili. Il fatto che non usasse il vapore permetteva ai lanci di eludere i regolamenti che richiedevano un ingegnere qualificato come operatore. Questo può essere ritenuto uno dei motivi per il loro successo commerciale.

Nell'arco di mezzo secolo ci furono poche applicazioni di ORC e tutte utilizzavano l'energia della radiazione solare piuttosto che quella dei combustibili fossili. Nei primi anni del 1900 Willis costruì due motori ORC solari utilizzando l'anidride solforosa come fluido di lavoro. Uno era un'installazione da 6 cavalli equivalente a 4,5 kW a St. Louis, Missouri, e l'altra un sistema da 15 cavalli o 11 kW a Needles, California. Un'altra invenzione fu di F. Shuman che costruì un motore solare ORC utilizzando un collettore solare piatto di  $110\text{ m}^2$  per far bollire l'etere dietilico a temperature circa di  $80^\circ\text{C}$  per poi mettere in funzione un motore da 2,6 kW. Più avanti nel secolo venne costruito un sistema solare ORC da 0,75 kW che azionava una pompa per l'acqua; venne messo in commercio dalla società italiana Somor. Basato su un ingegnoso progetto di Daniel Gasperini e Ferruccio Grassi, il sistema usava un compressore a pistone. Il fluido di lavoro era anidride solforosa e comprendeva anche un ingegnoso eliostato azionato direttamente da una trasmissione dal motore che assicurava una velocità angolare di poco superiore ai 15 gradi/ora. Quando il collettore non mirava più la zona del punto focale, la velocità del motore diminuiva portando di nuovo il collettore a fuoco. Decine di unità furono prodotte a Lecco e vendute in tutta Italia. Questo sistema fu considerato la prima unità ORC commerciale moderna. [17]

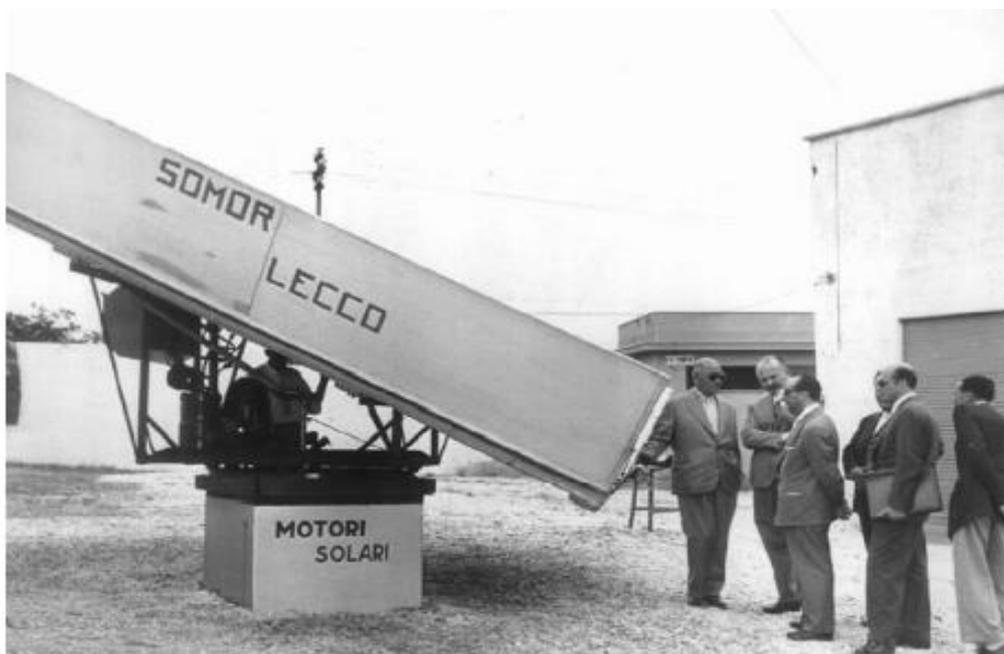


Figura-19 Prima unità ORC commerciale in Italia

---

## 3.2 Tipologia di fluido di lavoro

Nella selezione della tipologia di fluido che deve essere impiegato come fluido di lavoro nell'impianto è importante prendere in considerazione quali sono gli effetti positivi o negativi che tale scelta ha: sull'efficienza del sistema, il design della macchina di espansione, le dimensioni dei componenti del sistema e per ultimi la stabilità chimica, la sicurezza e l'impatto ambientale. Diversamente da altri cicli termodinamici come quelli a vapore, lavorare con un ciclo ORC è più complicato principalmente per i seguenti motivi: [18]

- 1) Le condizioni di lavoro e le tipologie di fonti di calore degli impianti ORC variano ampiamente: dalla fonte di calore a bassa temperatura di 80 °C come per esempio geotermico, collettore solare a piastra fino a quella ad alta temperatura di 500 °C ad esempio biomassa e CSP.
- 2) Alcune sostanze presentano temperature critiche che sono troppo basse o troppo alte. Centinaia di sostanze possono essere usate come candidati per il fluido nei sistemi ORC tra cui idrocarburi, aromatici e non, eteri, CFC, alcoli e molti altri.

In base alla struttura molecolare e al tipo di atomi nella molecola, i fluidi di lavoro possono essere classificati secondo la curva di saturazione del vapore, che è una delle caratteristiche più importante dei fluidi di lavoro in un impianto ORC. La curva di saturazione influenza l'applicabilità del fluido, l'efficienza del ciclo e la disposizione delle attrezzature associate in un sistema di generazione di energia. Come mostrato nelle figure seguenti ci sono generalmente tre tipi di curve di saturazione del vapore nel diagramma temperatura-entropia (T-s): [18]

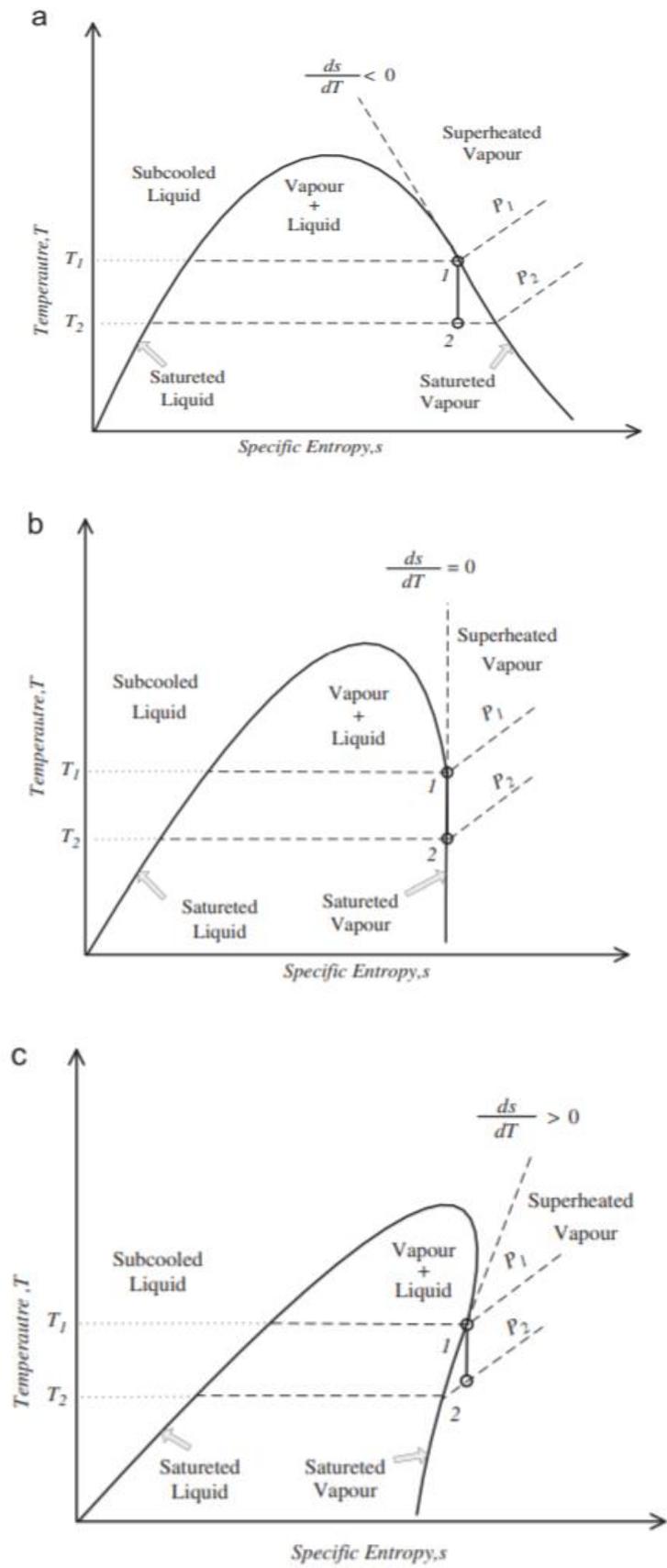


Figura-20 Diagrammi  $T-s$  di un fluido umido (a), fluido isentropico (b) e fluido secco (c)

---

Il diagramma di stato associato ad un fluido umido con pendenza negativa è quello in figura "a", un fluido isentropico con pendenza nulla è quello in figura "b" e un fluido secco con pendenza positiva è quello in figura "c". Un esempio di fluido umido è l'acqua e si può osservare dal diagramma T-s che un surriscaldamento è impiegato per surriscaldare il vapore al fine di evitare l'evoluzione dell'espansione nella zona bifase. Invece per il vapore saturo di un fluido secco, come per esempio il benzene, si può constatare dai diagrammi di stato che il fluido diventa surriscaldato dopo l'espansione isentropica. Per quanto riguarda un fluido isentropico, questa tipologia presenta una curva di saturazione del vapore quasi verticale come per esempio R11. Poiché il vapore si espande lungo una linea verticale sul il diagramma T-s, il vapore saturo all'ingresso della turbina rimarrà saturo per tutta la fase di espansione senza fenomeno di condensazione al suo interno. Il fatto di aver una saturazione persistente durante l'espansione e che non ci sia bisogno di installare un rigeneratore rende i fluidi isentropici ideali fluidi di lavoro per gli impianti ORC.[17]

Della pendenza negativa della curva di saturazione del vapore per un fluido umido, il flusso in uscita dalla turbina contiene tipicamente molto liquido saturo. La presenza di liquido all'interno della turbina può danneggiare sia le pale della turbina stessa e ridurre anche l'efficienza isentropica. Precisamente, la frazione minima di secchezza all'uscita di una turbina è mantenuta sopra l'85%. Al fine di soddisfare la frazione minima di secchezza all'uscita della turbina si impone un surriscaldamento del fluido all'ingresso del componente. La diminuzione del coefficiente di scambio di calore nella fase di vapore causa un aumento significativo dell'area di scambio termico richiesta dallo scambiatore e una ingente spesa economica. Sono presenti altri problemi operativi legati al surriscaldatore. Mentre i fluidi isentropici e secchi non richiedono il surriscaldamento fa sì che vengano eliminate le preoccupazioni di formazione delle goccioline di liquido sulle pale dell'espansore e quindi nessun apparato surriscaldato diventa necessario. Pertanto, i fluidi di lavoro di tipo secco o isentropico sono più adeguati per i sistemi ORC. Un fluido che è troppo secco genera un vapore che espanso lascerà la turbina con un sostanziale surriscaldamento, il che risulta essere uno spreco in quanto si incrementa il carico di raffreddamento nel condensatore. Negli impianti si usa un rigeneratore per recuperare

questo vapore di scarico per aumentare l'efficienza del ciclo però ciò comporta un aumento dell'investimento iniziale del sistema e la complessità. La tipologia di curva di saturazione del vapore influenza l'efficienza del sistema e l'irreversibilità nei componenti. I fluidi umidi con curve di vapore saturo molto ripide nel diagramma T-s presentano un rendimento complessivo dell'impianto migliore rispetto ai fluidi secchi e ai fluidi isentropici. I fluidi umido non sono sempre adatti ai sistemi ORC quando vengono considerate nelle analisi altre proprietà termofisiche. Per quanto riguarda l'analisi di surriscaldamento tra due curve isobariche si può constatare che l'efficienza del sistema aumenta e diminuisce per i fluidi umidi e secchi mentre per il fluido isentropico si raggiunge un valore approssimativamente costante per alte temperature di ingresso del fluido in turbina. Considerando di lavorare alle alte pressioni con un fluido secco, il surriscaldamento può aumentare di poco l'efficienza del sistema. L'efficienza di secondo principio diminuisce con l'aumentare della temperatura di ingresso del vapore alla turbina a causa dell'incremento dell'irreversibilità. L'efficienza globale del ciclo non varia molto in funzione della temperatura d'ingresso della turbina e da ciò non è necessario che i fluidi organici secchi vengano surriscaldati. Di conseguenza, l'efficienza ottimale dell'ORC che lavora con un fluido secco è quando il fluido opera lungo la curva di saturazione senza la necessità di essere surriscaldato.[17], [18]

La selezione del fluido di lavoro per un sistema ORC è così importante da un punto di vista prestazionale ed economico, che molti ricercatori hanno inventato lo screening del fluido di lavoro. Il metodo di screening è di gran lunga il più diffuso per la selezione del fluido nella letteratura scientifica e consiste nella creazione di un modello stazionario del ciclo organico e metterlo in funzione con diversi tipo di fluido di lavoro. Da un punto di vista della struttura della molecola e dal tipo di atomi che la costituiscono, i fluidi di lavoro ORC sono classificabili in sette classi:

1. La prima classe è costituita dagli idrocarburi lineari (n-butano, n-pentano), ramificati (Isobutano, Isopentano) ed aromatici (Toluene, Benzene). Questa classe

---

è costituita da fluidi che hanno proprietà termodinamiche molto buone ma problemi di infiammabilità.

2. La seconda classe è costituita dai perfluorocarburi e presentano delle proprietà peculiari come: estremamente inerti e stabili, estrema complessità molecolare ma termodinamicamente indesiderabili.
3. La terza classe è rappresentata dai silossani; questi composti hanno un mix di proprietà fisico-termiche molto buone tra cui alto peso molecolare e bassa infiammabilità. Sono trovati in commercio come miscele piuttosto che come fluidi puri. L'evaporazione e la condensazione isobara sono fenomeni che non avvengono a temperatura costante.
4. La quarta classe è costituita da idrocarburi a catena dritta. Alcuni di questi fluidi sono di notevole interesse poiché hanno un valore di ODP pari a zero.
5. La quinta classe è composta da eteri ed eteri fluorurati; manifestano problemi di infiammabilità e tossicità. Inoltre, non posseggono buone proprietà termodinamiche.
6. La sesta classe è rappresentata dagli alcoli i quali hanno problemi di infiammabilità, solubilità in acqua e proprietà termiche non buone.
7. La settima e ultima classe è composta dagli inorganici. Essi hanno basso costo, facile approvvigionamento e basso impatto ambientale.

Analizzando ciò che è detto precedentemente si può dire che non c'è un fluido di lavoro che sia adatto a qualsiasi sistema di ciclo Rankine organico. Allo stesso tempo, durante la selezione del fluido di lavoro non si dovrebbe considerare solo il rendimento del ciclo termodinamico, l'economia del sistema ma anche considerare altri fattori come ad esempio la temperatura massima e minima raggiungibile nei componenti, la pressione massima di sistema, il design degli espansori o delle turbine e le opportune considerazioni ambientali e di sicurezza. In questa tesi si adotterà come fluido di lavoro il benzene e MDM (famiglia degli silossani) che come citato in precedenza ha ottime proprietà termodinamiche. Nella Figura-21 sono riportati gli intervalli di temperatura a cui sono impiegati alcuni fluidi organici.[18]

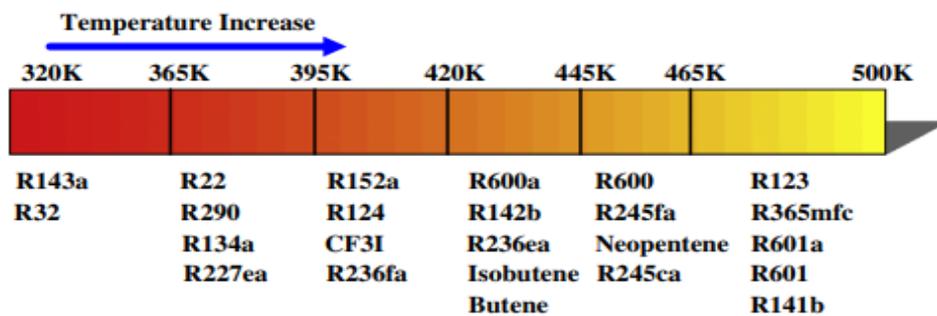


Figura-21 Intervalli operativi di temperatura per alcuni fluidi organici

La scelta dei fluidi di lavoro ha un forte legame con le tipologie di macchine ad espansione utilizzati nei sistemi ORC. Quando viene selezionato un fluido di lavoro non tutte le macchine ad espansione sono adatte alle condizioni di lavoro imposte quindi sarà necessario progettare correttamente questo componente. Tuttavia, a causa della limitazione intrinseca dei diversi tipi di espansori, la selezione del fluido di lavoro dovrebbe essere determinata combinando le varie limitazioni delle macchine. Partendo dalle macchine che sono impiegate in impianti ORC di medie e grandi dimensioni come le turbine ad afflusso radiale, esse hanno diversi parametri limitanti: la velocità di punta, la velocità di rotazione, la velocità specifica e il massimo numero di Mach nell'ugello della turbina e nel rotore ecc. Come regola generale, un'alta velocità di punta è sempre

---

preferita poiché aumenta il lavoro specifico ma è limitata dalla resistenza dei materiali alla periferia della ruota. Per via dell'influenza dei cuscinetti, esiste una velocità di rotazione ottimale corrispondente alla massima efficienza. Il numero massimo di Mach nel rotore serve ad evitare qualsiasi strozzatura del flusso e quindi limita il rapporto tra pressione e volume ammissibile sulla turbina. Passando a macchine ad espansioni per impianti ORC di piccola e micro-taglia, troviamo quelle a spostamento positivo. Il rapporto di volume interno incorporato e il volume spaziato sono i principali parametri limitanti per questi tipi di espansori. La lunghezza del rotore nel caso di un espansore Screw e il numero di giri della spirale nel caso di un espandere Scroll limitano il volume interno incorporato. La seconda limitazione principale degli espansori volumetrici è il volume spazzato. Questo parametro è legato al diametro massimo del rotore nel caso di espansori Screw oppure all'altezza e al diametro massimo della spirale nel caso di un espansore Scroll.

Per quanto concerne gli aspetti ambientali e di sicurezza, le principali preoccupazioni includono il potenziale di riduzione dell'ozono (ODP), il potenziale di riscaldamento globale (GWP) e la durata di vita nell'atmosfera (ALT). L'ODP e il GWP rappresentano il potenziale della sostanza di contribuire alla degradazione dell'ozono e al riscaldamento dell'atmosfera. Per motivi di pericolosità ambientale alcuni fluidi di lavoro sono stati gradualmente eliminati dal mercato, ne sono un esempio: R-11, R-12, R-113, R-114 e R-115. La classificazione di sicurezza del fluido secondo il modello ASHRAE rappresenta un ottimo indicatore del livello di pericolosità e come regola generale si dovrebbero scegliere fluidi che non siano corrosivi, infiammabili e tossici. Tuttavia, queste caratteristiche dette precedentemente non sono sempre soddisfacenti o criticamente necessarie infatti alcune sostanze, come il benzene, sono considerate infiammabili ma questo non è un problema se non c'è una fonte di accensione nelle vicinanze. [18], [19]

## 3.3 Configurazioni ORC

### 3.3.1 Struttura impianti ORC

Nell'ambito degli impianti a ciclo Rankine organico sono presenti alcune configurazioni di impianto che sono comunemente usate sul mercato come il ciclo a singolo livello di pressione recuperativo ed invece altre sono proposte nella letteratura scientifica per applicazioni specifiche come il ciclo a singolo livello di pressione semplice. In generale i cicli Rankine organici possono essere divisi in due categorie principali: i cicli a singolo livello di pressione e i cicli a più livelli di pressione; solo i primi cicli, cioè quelli a singolo livello di pressione, possono essere ulteriormente divisi in cicli subcritici e supercritici invece i cicli a più livelli di pressione possono adottare solo cicli subcritici. Vengono trattate altre configurazioni di impianti ORC che sono adatte principalmente per applicazioni in campo solare termico e sono i cicli triangolari ed i cicli flash completo. Come prima distinzione è meglio partire dalla descrizione dei fluidi subcritici e supercritici.[17]

Il principio di funzionamento dei cicli Rankine organici è lo stesso di quello del ciclo Rankine ad acqua e vapore che comprende i seguenti componenti: pompa, evaporatore, turbina e condensatore ma il fluido di lavoro è un composto organico che opera in condizioni inferiori alla temperatura critica. In questa tipologia di ciclo, il fluido di lavoro allo stato liquido saturo viene pompato verso lo scambiatore di calore in cui viene riscaldato, vaporizzato o anche surriscaldato da una fonte di calore. Successivamente il vapore allo stato saturo o surriscaldato viene introdotto nell'espansore collegata a un generatore elettrico per produrre l'elettricità. All'uscita dell'espansore, il fluido di lavoro viene raffreddato e condensato da un dissipatore di calore che può essere ad aria o a liquido prima di essere introdotto nella pompa per completare e ricominciare il ciclo. Il ciclo termodinamico subcritico è rappresentato nel diagramma Temperatura-Entropia (Figura-22). In generale, parte del processo di surriscaldamento non viene realizzato a causa del basso coefficiente di scambio termico del vapore. Questa tipologia di ciclo tipicamente viene scelta quando la temperatura critica del fluido di lavoro è superiore alla temperatura della fonte di calore.

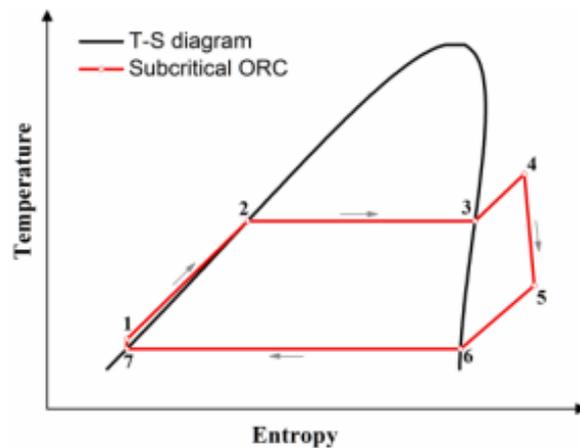


Figura-22 *Ciclo Rankine organico subcritico*

La parte inerente ai fluidi supercritici è di grande importanza nei cicli ORC poiché può portare a un maggiore rendimento termodinamico. In questa tipologia di ciclo il fluido di lavoro all'uscita del condensatore è direttamente pompato dallo stato liquido saturo alla pressione supercritica. Successivamente si realizza il processo di riscaldamento nello scambiatore di calore a temperatura superiore mediante l'immissione di un flusso di calore da una sorgente a temperatura maggiore della temperatura critica del fluido. Il processo di riscaldamento non passa per la regione bifase come nel ciclo Rankine subcritico e ciò porta ad avere uno scambiatore di calore con meno irreversibilità. Quando la temperatura critica del fluido di lavoro è molto più bassa della temperatura della fonte di calore si sceglie preferibilmente questa tipologia d'impianto. Spesso in alcuni casi si ha la temperatura critica del fluido che è leggermente inferiore della temperatura della fonte di calore e quindi sia l'ORC subcritico che supercritico sono fattibili. Alcuni svantaggi del ciclo Rankine supercritico devono essere considerati come ad esempio le difficoltà nel funzionamento ad alta pressione, la preoccupazione per la sicurezza e l'aumento dei costi di investimento a causa dei materiali speciali del sistema. Un esempio da analizzare è il

ciclo supercritico che utilizza come il fluido di lavoro l'anidride carbonica il quale ha prestato molta attenzione grazie alle sue proprietà desiderabili come il punto critico moderato, la stabilità, il poco impatto ambientale e basso costo. Tuttavia, la bassa temperatura critica dell'anidride carbonica è considerata come uno svantaggio per il processo di condensazione. Pertanto, sono stati studiati anche altri fluidi di lavoro per il ciclo Rankine supercritico, cioè refrigeranti come R134a, R227ea, R152a, R245fa, R236fa.[17]

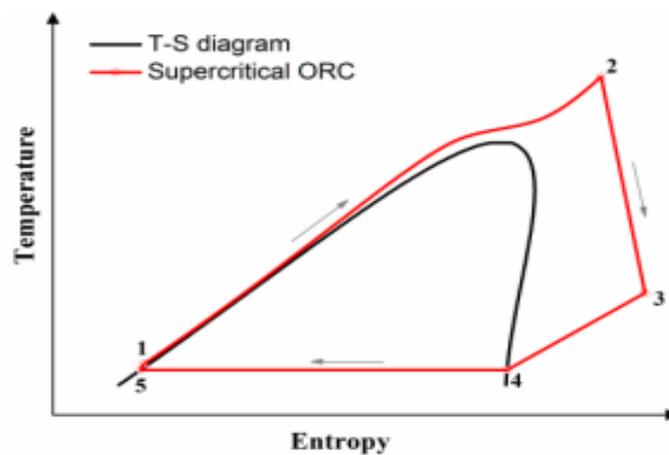


Figura-23 Ciclo Rankine supercritico

Il ciclo a singolo livello di pressione è il modello d'impianto più semplice e richiede un basso numero di componenti: un evaporatore, espansore, un condensatore e una pompa; ciascun dei componenti sarà descritto nella sezione successiva. Si può pensare di installare un recuperatore che viene impiegato come un preriscaldatore di liquido tra l'uscita della pompa e l'uscita dell'espansore; questa tipologia di impianto prende il nome di ciclo a singolo livello di pressione recuperativo. È presentato lo schema di base dell'impianto per un ciclo a singolo livello di pressione in Figura-24 e quello recuperativo in Figura-25. Il fluido in condizione di liquido saturo viene estratto del condensatore e la sua pressione viene aumentata da una pompa fino alla pressione massima del ciclo. Se è presente un recuperatore, come nella seconda tipologia d'impianto, il fluido viene riscaldato

---

raffreddando il fluido caldo scaricato dall'espansore. Successivamente, il fluido entra nell'evaporatore dove assorbe calore dalla sorgente termica; nel caso preso in esame in questa tesi la sorgente è rappresentata dalla quantità di potenza termica trasmessa dal ricevitore.

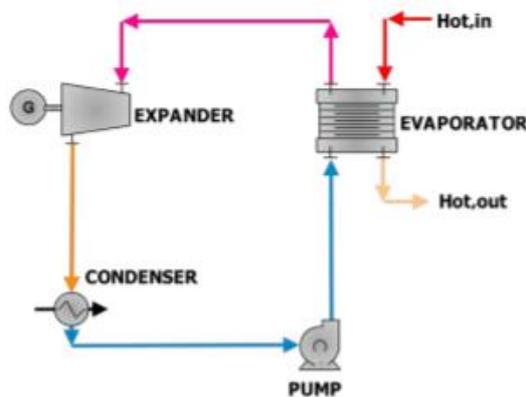


Figura -24 Ciclo Rankine organico semplice

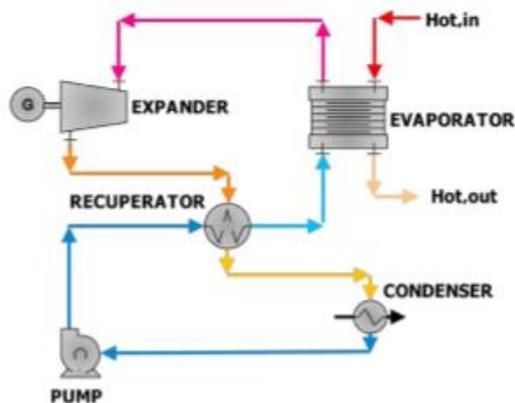


Figura-25 Ciclo Rankine organico recuperativo

In base alle dimensioni dell'impianto, alla configurazione ed al fluido di lavoro, l'evaporatore può essere formato da un unico scambiatore di calore o da diverse unità. In particolare, l'evaporatore è a passaggio unico se viene utilizzata una miscela di fluidi

oppure se l'impianto è di piccola taglia quando il ciclo è un supercritico. Invece si adotta una divisione fisica in economizzatore, evaporatore, ed eventualmente surriscaldatore per grandi impianti con ciclo subcritico. La semplicità impiantistica e le significative efficienze raggiungibili rendono questo tipo di ciclo la prima opzione per molte applicazioni, diverse tra molte quella dell'energia solare. I cicli a più livelli di pressione vengono raramente utilizzati negli impianti ORC anche se possono raggiungere una maggiore efficienza rispetto ai cicli subcritici a singolo livello di pressione oppure simile a quelli dei cicli supercritici. Impiegare due o più livelli di pressione per l'evaporazione del fluido permette una migliore corrispondenza tra i profili di temperatura nell'evaporatore ma comporta ad una configurazione impiantistica più complicata e un'attrezzatura più costosa come per esempio più espansori e più superfici di scambio termico. Pertanto, questa tipologia di cicli è proposta solo in applicazioni particolari dove l'efficienza della conversione di potenza è estremamente significativa. Un esempio di applicazioni in cui due o più cicli a livello di pressione potrebbero dare un'impronta significativa sono i serbatoi geotermici profondi con alti costi di esplorazione e perforazione. Una configurazione impiantistica di un ciclo a due livelli di pressione può essere come segue in Figura-26.[17]

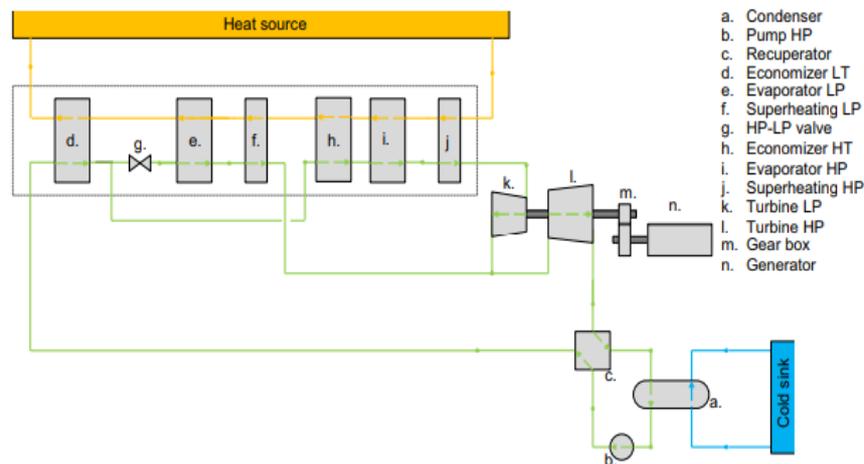


Figura-26 Configurazione impianto ORC a più livelli di pressione

Nella configurazione dell'impianto riportata in Figura-26, il fluido viene pompato alla pressione massima del ciclo, successivamente viene mandato al recuperatore per essere preriscaldato prima di fluire in un economizzatore a bassa temperatura dove viene

---

riscaldato fino a una temperatura vicino al livello di evaporazione a bassa temperatura. Appetto molto importante riguarda la portata in massa totale la quale viene divisa in due flussi: una scorre nell'economizzatore ad alta temperatura e vaporizzato ad alta pressione, mentre l'altra fluisce in una valvola isoterma dove la sua pressione è ridotta fino al livello di bassa pressione del ciclo. Come in questa configurazione, il surriscaldatore può essere installato su entrambi i livelli di evaporazione. Le turbine sono disposte in serie e la tipologia a deflusso radiale presenta dei vantaggi nel caso di due o più livelli di pressione rispetto alle turbine assiali. Infatti, quelle a deflusso radiale hanno la capacità di gestire con meno difficoltà una crescente portata in massa di fluido grazie ad un crescente raggio delle pale.

Gli ultimi cicli in esame sono quelli triangolari e flash completi: quest'ultimi cicli sono scelti perché tendono ad aumentare ulteriormente l'efficienza complessiva dell'impianto rispetto alle configurazioni discusse precedentemente. Il ciclo più vicino al ciclo ideale, ovvero senza irreversibilità, è un ciclo triangolare con un flusso bifase in espansione a partire dalla condizione di saturazione del liquido; l'idea è interessante ma ovviamente comporta una serie di difficoltà che sono principalmente legate alla progettazione e al funzionamento dell'espansore. Il primo problema è legato all'espansione del flusso bifase la cui presenza di goccioline di liquido causa con molta probabilità il danneggiamento delle superfici metalliche. Gli espansori di tipo Screw sono la tipologia consigliata per questo tipo di applicazioni. È presente un altro limite che è legato al piccolo rapporto volumetrico nei comuni espansori volumetrici e quindi le temperature massime che si possono raggiungere sono notevolmente basse. Pertanto, il fluido di lavoro deve essere selezionato tenendo conto di questo aspetto. Inoltre, è fondamentale utilizzare fluidi con una temperatura critica vicina alla temperatura massima del ciclo per aumentare la densità del vapore saturo. Questi limiti implicano che i cicli triangolari e flash completi sono adatti all'utilizzo di sorgenti di calore a temperatura media e bassa utilizzando un fluido con complessità molecolare semplice. Un esempio di configurazione tipo triangolare flash è riportato nel layout in figura-27.[17]

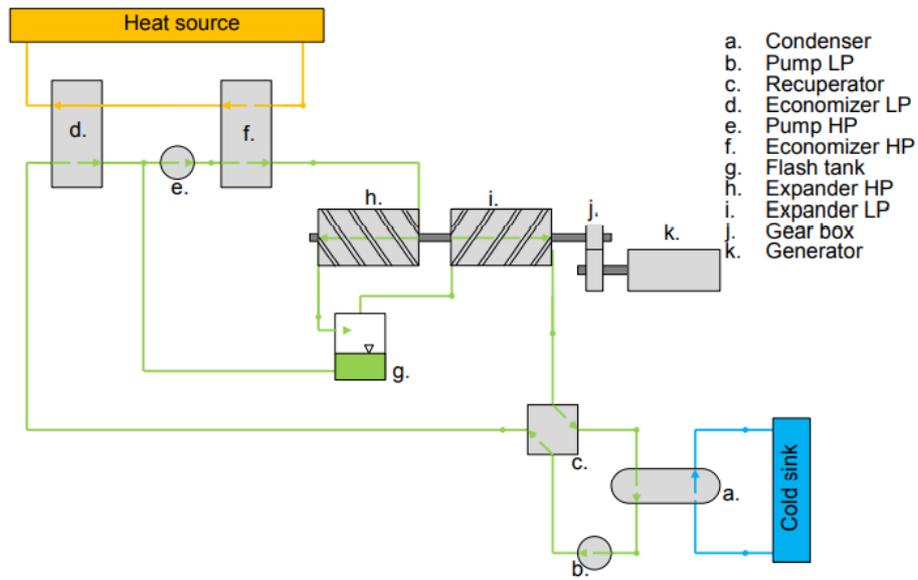


Figura-27 Configurazione impianto ORC tipo triangolare flash

Invece una configurazione di tipo flash completo per impianti la cui fonte di calore sono i sistemi CSP è inserita di seguito in Figura-28; l'impianto è a singolo livello di pressione. In questa tesi per la trattazione dell'impianto ORC con il software *Aspen Plus V10* si prenderà come esempio una simile struttura.

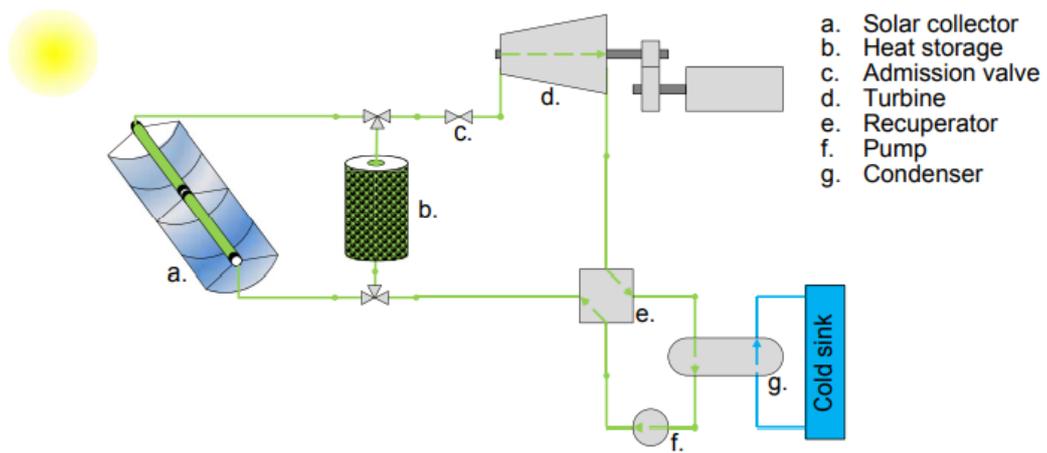


Figura-28 Configurazione impianto ORC tipo flash completo

---

### 3.3.2 Analisi dei componenti

Come detto nel precedente paragrafo 3.3.1, i componenti presenti in un impianto sono: l'evaporatore, l'espansore, il condensatore e il recuperatore. In questo paragrafo si fa un'analisi generale su quali tipologie di componenti vengono impiegati nei sistemi ORC.

La bassa efficienza degli impianti ORC porta a fare molta attenzione alla scelta dei materiali e alla geometria degli scambiatori di calore che rappresentano il punto più limitante per la taglia dell'impianto. Infatti, nella progettazione degli scambiatori di calore bisogna raggiungere un compromesso tra quello che è l'aumento della superficie di scambio termico che è positivo da un punto di vista termodinamico perché minimizza la generazione di entropia portando ad avere una maggiore efficienza e quello che è l'aspetto sul costo di tale componente che ricade in seguito sul Levelized cost of electricity (LCOE). Per questa tipologia di componenti è generalmente usato l'acciaio al carbonio ma in altre circostanze si usano altri materiali quando l'ambiente è più corrosivo. Vengono impieganti due tipologie di evaporatori, quello a fascio tubiero molto più diffuso e meno costoso e quello kettle reboiler più costoso e utilizzato principalmente negli impianti di media e grande taglia. Gli scambiatori a fascio tubiero sono impiegati per l'economizzatore e i componenti del surriscaldatore quando il flusso caldo è un liquido. La struttura è composta da un fascio di tubi racchiusi in un guscio chiamato Shell. Il fluido flusso scorre nei tubi una o più volte mentre l'altro scorre nel mantello quasi perpendicolare al fascio di tubi seguendo un percorso definito dalla disposizione verticale dei deflettori chiamati Baffles. Si può vedere la struttura dello scambiatore nella Figura-29. La posizione in cui fluisce il fluido caldo oppure quello freddo dipende dalla loro natura e dalle condizioni di funzionamento. Il fluido ad alta pressione scorre nei tubi per limitare il peso e il costo dello scambiatore di calore mentre quello di bassa pressione circola nel mantello. Nel caso in cui il flusso caldo presenta problemi di incrostazione e deposizione è consigliabile lasciarlo scorrere nei tubi in quanto risulta essere più facile ed economica la manutenzione degli scambiatori di calore.[17]

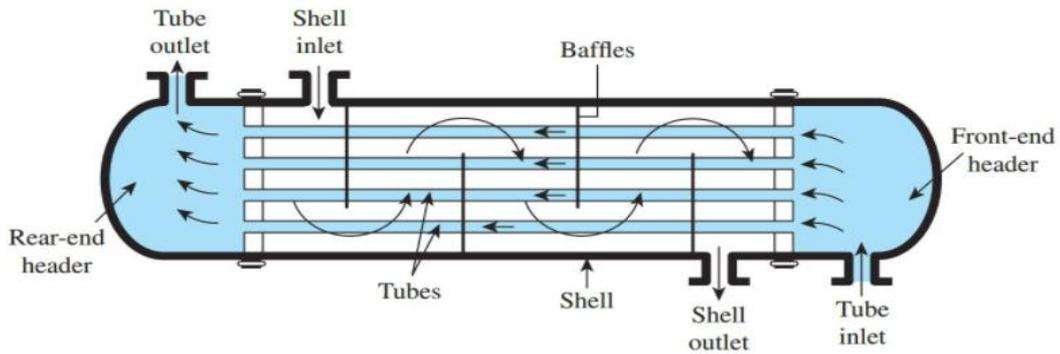


Figura-29 Schema di uno scambiatore di calore a tubi e mantello

Gli scambiatori di tipo kettle reboiler sono costituiti da un fascio di tubi a due passaggi dove scorre il fluido caldo il quale è circondato dal fluido di lavoro in condizione di liquido saturo. Il fluido di lavoro entra in una sezione separata in condizioni sottoraffreddate e viene riscaldato fino a raggiungere la condizione di vapore saturo. Un'unità chiamata demister, locata sopra lo scambiatore, permette la separazione delle goccioline di liquido trascinate dal flusso di vapore le quali possono danneggiare le pale dell'espansore. Questi componenti risultano essere più costosi rispetto a quelli a fascio tubero perché hanno un guscio più spesso dovuto alla grande quantità di fluido contenuto. Infatti, sono la soluzione più comune nelle grandi centrali elettriche grazie alla possibilità di facile regolazione della quantità di vapore prodotta.

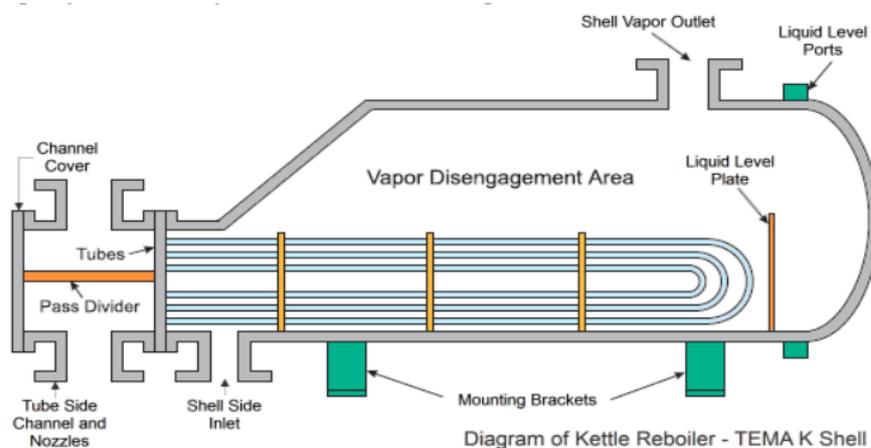


Figura-30 Scambiatore kettle reboiler

---

Sono presenti in commercio principalmente due tipologie di condensatori, quelli ad acqua e quelli ad aria. I primi hanno una configurazione più semplice infatti l'acqua fredda può essere disponibile dall'ambiente come per esempio fiumi, laghi e pozzi oppure può essere un fluido di trasferimento del calore per il teleriscaldamento. Nel primo caso può non esserci alcuna restrizione sulla portata di massa per il fluido di raffreddamento, però la temperatura dell'acqua è limitata per legge per la protezione dell'ambiente. Un'altra soluzione è quella di utilizzare la tecnologia delle torri evaporative che permettono di ridurre considerevolmente la temperatura di condensazione rispetto ai sistemi ad aria con un consumo non troppo eccessivo di acqua.

Nell'eventualità che l'acqua non sia disponibile come mezzo di raffreddamento allora l'aria ambiente rappresenta l'unica soluzione. Tenendo in mente che l'aria ha un coefficiente di scambio termico convettivo molto basso e che il condensatore deve trasferire all'aria una grande frazione della potenza assorbita, è evidente che il design del condensatore può influenzare notevolmente la parte economia dell'impianto. Una grande superficie fornisce una riduzione della pressione di condensazione e un aumento del flusso termico trasmesso all'aria ma comporta un aumento dei costi dell'apparecchiatura ed un ingombro maggiore. La Figura-31 rappresenta un condensatore ad aria che è formato da banchi di tubi in rame con passaggi multipli ed alettati. L'aria ambiente è imbrigliata da una serie di ventilatori posti sulla parte superiore dell'unità. Piccoli diametri di tubo e disegni avanzati delle alette possono portare grandi vantaggi in termini di peso e volume.[17]



**Figura-31** *Unità di condensazione forzata ad aria*

La scelta che determina le dimensioni dell'impianto ORC e il fluido di lavoro da utilizzare è la tipologia dell'espansore da impiegare. Infatti, esistono due tipologie di espansori: le turbomacchine e gli espansori volumetrici. I primi sono costituite da statore e rotore, il primo fermo e il secondo in movimento, e costruite per singolo o multistadio. Nello statore, il fluido di lavoro viene accelerato in dei canali statici convergenti e successivamente convogliato nel rotore dove viene espanso ulteriormente. Le turbomacchine a loro volta possono essere classificate in base al deflusso del fluido in radiale, assiale e centrifughe. Le turbomacchine sono principalmente installate in centrali elettriche di media e grande taglia con una potenza elettrica generata compresa tra 100 kW e 15 MW. Solo le turbine assiali per potenze superiori a 500kW sono la scelta più comune per un impianto ORC; Per quanto riguarda gli impianti di piccole dimensioni, le turbomacchine mostrano un forte decremento dell'efficienza dovuta alle pale molto piccole e ad aumentare di conseguenza il numero dei giri dell'albero. È molto costoso e difficile progettare una turbomacchina con alta efficienza per potenze inferiori a 100 kW; per quest'ultimo caso si adottano le macchine a spostamento positivo che per piccole potenze in uscita risultano avere un'efficienza molto più elevata. Ci sono veramente tante tipologie di macchine ad espansione volumetrica ma le configurazioni tipo Scroll e Screw sono le più utilizzate in dispositivi sperimentali e commerciali. Queste tipologie di macchine possono espandere un fluido bifase con meno problemi di danneggiamento e corrosione della struttura rispetto a una turbomacchina. Però il limite principale di questi dispositivi è la difficoltà di generare un'espansione a più stadi e di avere una bassa efficienza quando è presente un alto rapporto volumetrico. Pertanto, entrambi gli effetti pongono dei limiti alla temperatura massima di evaporazione del ciclo soprattutto se viene impiegato un fluido con elevata temperatura critica. Le limitazioni della macchina è un aspetto molto importante per capire fino a che punto il componente ha una buona efficienza e rimane nella regione di sicurezza operativa. Per quanto concerne un espansore di tipo Scroll la principale limitazione è la temperatura massima del fluido consentita all'imbocco dell'espansione.[17], [20]–[22]

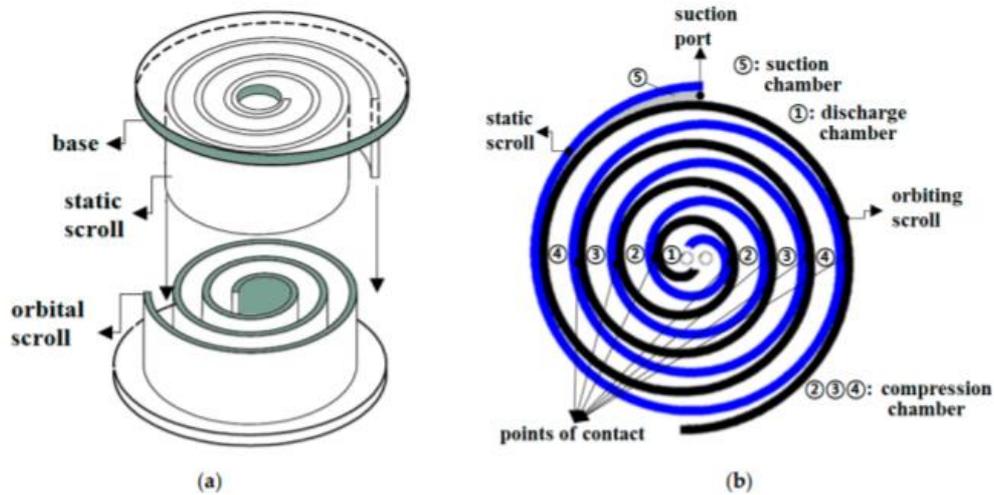


Figura-32 *Espansore Scroll*

Questa tipologia di espansore lavora ad alta temperatura fino a circa 215°C. Il funzionamento ad alta temperatura porta ad un'alta espansione termica, incrementando così le perdite interne della macchina. Il materiale di tenuta deve essere in grado di sopportare tali livelli di temperatura e pertanto è indispensabile una selezione adeguata. La pressione non sembra essere un fattore limitante per questa tipologia di macchina ma l'aumento della pressione porta ad avere carichi più ingenti sui cuscinetti. L'espansore funziona con rapporti di pressione fino a undici poiché aumentando maggiormente tale valore si riducono di molto le prestazioni. [17]

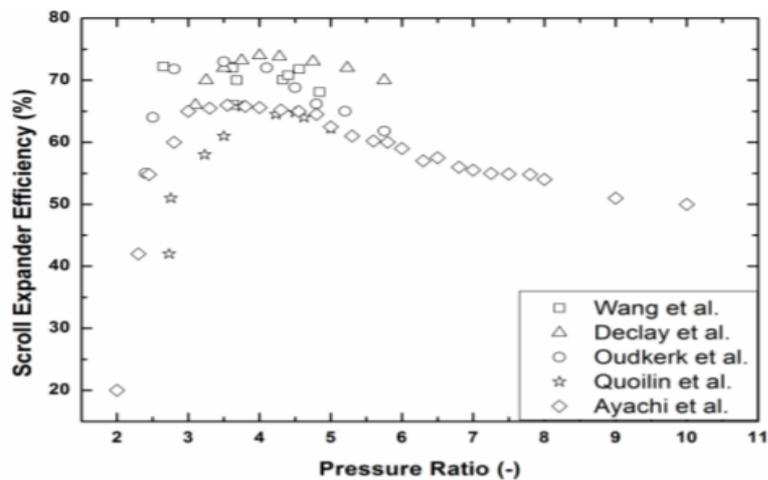


Figura-33 *Valori di efficienza degli espansori Scroll in funzione del rapporto delle pressioni*

Esistono due tipi di espansori Double-Screw: macchine sincronizzate e non sincronizzate. Nella prima tipologia il contatto idrodinamico che esiste tra i rotori maschio e femmina è assicurato dall'olio lubrificante la cui presenza impone un limite alla velocità periferica della macchina che si traduce in perdite idrodinamiche. Al contrario, nelle macchine sincronizzate, gli ingranaggi esterni impediscono qualsiasi contatto tra i rotori quindi questa tipologia di espansore può funzionare senza olio. Senza l'olio lubrificante si hanno perdite interne più grandi, le quali però possono essere ridotte aumentando semplicemente la velocità periferica del rotore. [17]

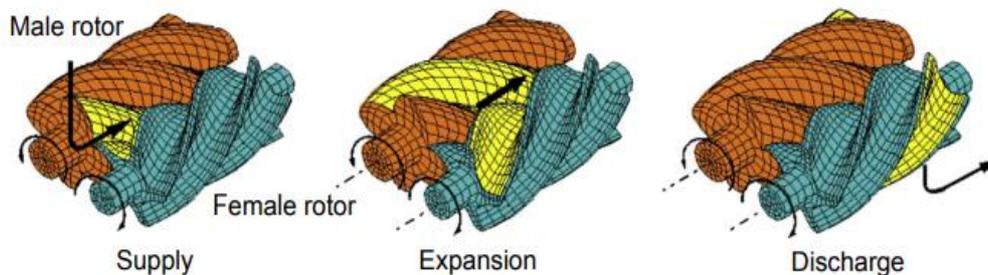


Figura-34 *Struttura interna di un Double-Screw*

Gli espansori Double-Screw sono costituiti da componenti solamente rotanti che permettono di raggiungere un'alta velocità di rotazione come 21000rpm invece per i Single-Screw è di gran lunga minore, circa 6000rpm. L'elevata velocità di rotazione, fino ai 21000rpm, permette per avere più compattezza rispetto agli espansori a bassa velocità. Le informazioni pubblicate su questa tipologia di espansori sono veramente poche tuttavia dalla letteratura si ottengono rapporti volumetrici di 8 ma tipicamente nelle applicazioni reali è di 5. L'efficienza isoentropica è in genere più alta degli Scroll per alti rapporti di compressione ma tuttavia ciò dipende sempre dal fluido di lavoro e dalla temperatura all'imboccatura dell'espansione.

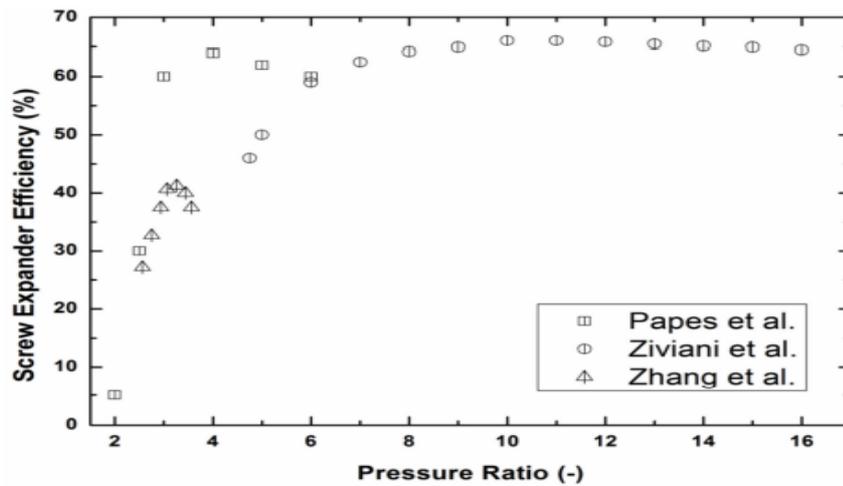


Figura-35 Valori di efficienza degli espansori Single-Screw in funzione del rapporto delle pressioni

Per quanto concerne l'aspetto della scelta della tipologia della pompa è stato riscontrato dalla letteratura che le pompe per gli impianti ORC sono per la maggior parte pompe centrifughe a stadi multipli, a velocità variabile e struttura interna molto comune. In base alla configurazione del ciclo termodinamico, della scelta del fluido di lavoro e soprattutto dei parametri di progettazione del ciclo (pressioni e temperature massime e minime), la pompa richiederebbe un consumo che impatterebbe in modo sostanziale la parte della potenza elettrica generata dall'espansore. Infatti, il consumo è tanto più pronunciato per i fluidi supercritici tanto più alta è la temperatura e pressione critica. Pertanto, è indispensabile che l'efficienza e la tipologia della pompa debbano essere scelti adeguatamente al fine di ottenere un'elevata efficienza del ciclo. Quest'ultimi aspetti sono da tenere più in considerazione per impianti di piccole dimensioni.

Dei sistemi elettrici il componente più importante è il generatore elettrico il quale converte la potenza meccanica in potenza elettrica e nella maggior parte dei casi ruota alla stessa frequenza di rete permettendo così di essere direttamente allacciato all'espansore. Nel campo degli ORC, la diversa scelta dei fluidi di lavoro e dei tipi di espansori porta ad avere macchine che ruotano con velocità molto basse o molto altre rispetto ai generatori elettrici. Nei grandi impianti si hanno macchine lente invece negli impianti di piccola taglia si hanno espansori superveloci. Nel primo caso è possibile

utilizzare un moltiplicatore oppure un generatore che ruota a 1500 o 1000rpm in base al numero di coppie di poli invece si può usare un riduttore nel secondo caso. In alcune applicazioni che richiedono un componente che ruota a velocità elevata, l'uso del riduttore non è conveniente a causa di alte perdite meccaniche e pertanto il generatore elettrico è di solito direttamente collegato all'espansore. Per far combaciare la frequenza del generatore con quella della rete si utilizzano i componenti dell'elettronica di potenza AC/DC (da corrente alternata a continua) e DC/AC (da corrente continua ad alternata).[17]

---

## 4. Simulazioni FEM

Le simulazioni numeriche che vengo trattate in questa tesi sono realizzate utilizzando il software *COMSOL Multiphysics 5.6* che permette di modellare il sistema concentratore solare e scambiatore impiegando il metodo degli elementi finiti o meglio noto come FEM. Il software è capace di modellare più fisiche contemporaneamente creando un ambiente multi-fisico ma in questa tesi saranno utilizzate solo due fisiche in due ambienti separati: *Ray Tracing* per lo studio del concentratore solare e *Heat transfer in solids* per lo studio dell'evoluzione della temperatura lungo lo scambiatore da cui sarà poi possibile calcolare il valore del flusso termico uscente dalle superfici interne; le equazioni necessarie per il calcolo dei valori delle proprietà fisiche del modello sono ricavate dalla sezione "*derived values*". Come funzionano le fisiche adottate e quali sono le condizioni al contorno da impostare affinché si abbia una convergenza della soluzione sarà la trattazione principale dei paragrafi successivi.

### 4.1 Concentratore solare a disco (CSP)

Le simulazioni del modello collettore e ricevitore sono realizzate utilizzando la fisica *Ray tracing* che modella la direzione e l'intensità dei raggi luminosi incidenti su una superficie reale e riflessi in direzione di un'altra. Nella libreria del software Comsol sono già create e implementate le geometrie del collettore e ricevitore; infatti, impostando i parametri geometrici è molto semplice importare la geometria nell'ambiente di lavoro per poi imporre le condizioni al contorno prima di effettuare le simulazioni. Viene scelto dalla libreria il "*Paraboloidal\_reflector\_shell\_3D*", trattazione i cui si trascura lo spessore del collettore; un disegno 2D di quest'ultimo è riportato nella Figura-36. Successivamente sarà descritta la forma del ricevitore e le sue dimensioni in proporzione al diametro d'apertura del collettore.

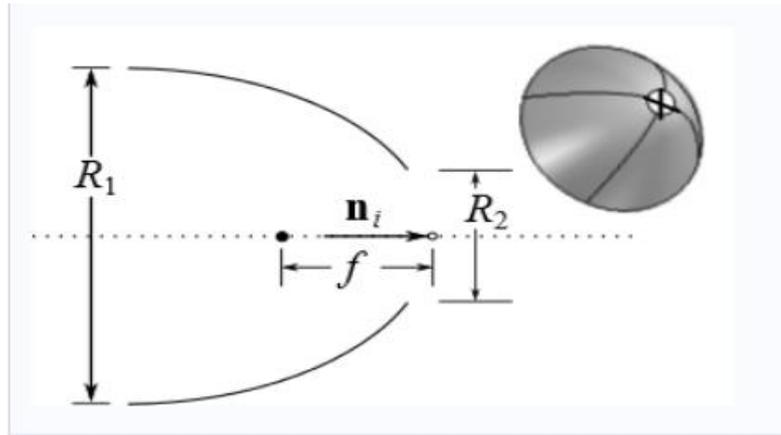


Figura-36 Rappresentazione riflettore parabolico sottile 2D

I parametri geometrici riportati nella Figura-36 rappresentano:

- $f$ : lunghezza focale;
- $R_1$ : diametro di apertura;
- $R_2$ : diametro del foro centrale; è zero in tutti i casi in esame.

Quando si carica la geometria bisogna dare in input l'angolo di rim  $\varphi$  che viene scelto  $52^\circ$  o  $0.9028$  rad e la distanza focale  $f$  che nel primo caso è  $0.92$  m mentre negli altri casi  $1.5$ m,  $2$ m,  $2.5$ m,  $3$ m,  $4$ m. Quindi si otterranno diverse dimensioni del collettore in funzione delle lunghezze focali con l'ipotesi di mantenere invariato l'angolo di rim; ciò è dimostrato dalle due formule riportate di seguito da cui si ricava il diametro del disco e la sua area.

$$d = 4 \cdot f \cdot [\csc(\varphi) - \cot(\varphi)] \quad (4.1.1)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (4.1.2)$$

$d$ : diametro di apertura del disco [m]

$A$ : area del disco [m]

In tabella sono riportati i valori del diametro di apertura del disco  $d$  del collettore in funzione della distanza focale  $f$ .

**Tabella-2** Valori dei parametri costruttivi

Angolo di bordo $\varphi$ [rad]	Distanza focale $f$ [m]	Diametro del disco $d$ [m]
0.9028	0.92	1.78
0.9028	1.50	2.91
0.9028	2.00	3.88
0.9028	2.50	4.85
0.9028	3.00	5.82
0.9028	4.00	7.76

Nei vari casi in esame si hanno variazioni delle dimensioni del collettore e di conseguenza anche una variazione delle dimensioni del ricevitore tenendo in considerazione la presenza del fattore di proporzionalità dal primo caso  $f=0.92$  m fino all'ultimo  $f=4$  m. Al fine di calcolare la dimensione esatta del piano focale si usa la formula qui sotto riportata:

$$D = \frac{d \frac{\sin \theta_s}{\sin \varphi}}{\cos \varphi} \quad (4.1.3)$$

$D$ : diametro del ricevitore [m]

Il ricevitore è descritto come un cilindro di diametro 20 mm e altezza 30 mm e posto ad una distanza focale di 0.92 m. In tabella sono riportate le dimensioni del ricevitore al variare della distanza focale.

**Tabella-3** Dimensione del ricevitore per diversi valori di lunghezza focale

Fattore di proporzionalità [-]	Distanza focale $f$ [m]	Diametro del ricevitore $D$ [mm]	Altezza $H$ [mm]
1.0	0.92	20	30
1.6	1.50	32	49
2.2	2.00	44	65
2.7	2.50	54	82
3.3	3.00	66	98
4.4	4.00	88	130

Dopo avere creato le varie geometrie per tutti i casi studio si passa ad analizzare quali sono i dati generali che è necessario fornire al software. All'inizio si sceglie il valore dell'irradianza solare dei raggi incidenti sulla superficie del collettore che in tutti i casi è di  $350 \text{ W/m}^2$ . Stabilita l'irradianza si deduce che la potenza della sorgente risulta essere una variabile in funzione dell'area del collettore e che è possibile calcolarla dalla formula seguente:

$$P = I_0 \cdot A \quad (4.1.4)$$

$P$ : potenza della sorgente [ $W$ ]

$I_0$ : irradianza solare [ $W/m^2$ ]

$A$ : area del collettore [ $m$ ]

Dopo aver imposto sia la geometria sia la potenza della sorgente dei raggi luminosi, si passa alla scelta e alla modellazione delle condizioni al contorno però come primo aspetto è necessario sottolineare che sono presi in esame nei casi studio sia la condizione ideale che reale del collettore e come tale differenza modifica il valore massimo di temperatura raggiungibile sul ricevitore in relazione alla distribuzione della temperatura. Nella fisica "*geometrical optics*" si stabilisce il piano focale attraverso la funzione "*wall*" nella quale si sceglie la superficie del ricevitore e si impone la condizione di parete "*freeze*". In Comsol la funzione "*freeze*" viene imposta quando si necessita che la posizione del raggio non cambi più dopo il contatto con il muro e che il vettore d'onda del raggio rimane allo stesso valore di quando il raggio ha colpito il muro. Sotto la finestra del piano focale viene caricata la variabile "*deposited ray power*" per immagazzinare i dati e in un secondo momento per calcolare il flusso radiativo incidente indispensabile per la visualizzazione dei risultati in un plot 2D. Si impone la condizione al contorno "*illuminated surface*" sulla superficie del concentratore, nella quale bisogna fare distinzione tra una superficie ideale e reale. Nel primo caso vengono trascurati gli effetti ottici ma si considera solo la correzione per una sorgente con diametro finito con distribuzione conica. Nel caso reale ci si discosta dall'idealità di una superficie ideale tenendo in considerazione i seguenti effetti dissipativi:

- Una parte della radiazione entrante viene assorbita dalla superficie del concentratore stesso con un coefficiente di assorbimento pari a 0.1. Quindi la quantità di radiazione riflessa è del 90%. Nel software questo parametro deve essere inserito nel riquadro *"absorption coefficient"*.
- Un'altra correzione deve essere inclusa a causa della dimensione finita del sole infatti non tutti i raggi incidenti sono paralleli tra di loro. Sono campionati da uno stretto cono con massimo angolo 4,65 mrad, esattamente l'angolo di accettazione solare. Bisogna inserire questo parametro nel riquadro *"maximum dish angle"*.
- Il fenomeno di *"limb darkening"* o *"oscuramento al bordo"* è un effetto ottico visto nelle stelle dove la parte centrale del disco appare più luminosa del bordo. È responsabile della diminuzione dall'intensità della radiazione solare emessa dal centro fino alla prossimità del disco visibile. Il fenomeno è causato principalmente dalla diminuzione della densità del corpo celeste al crescere della distanza dal centro. In Comsol viene tenuto conto di questo effetto con la legge empirica di potenza o *"empirical power law"*.

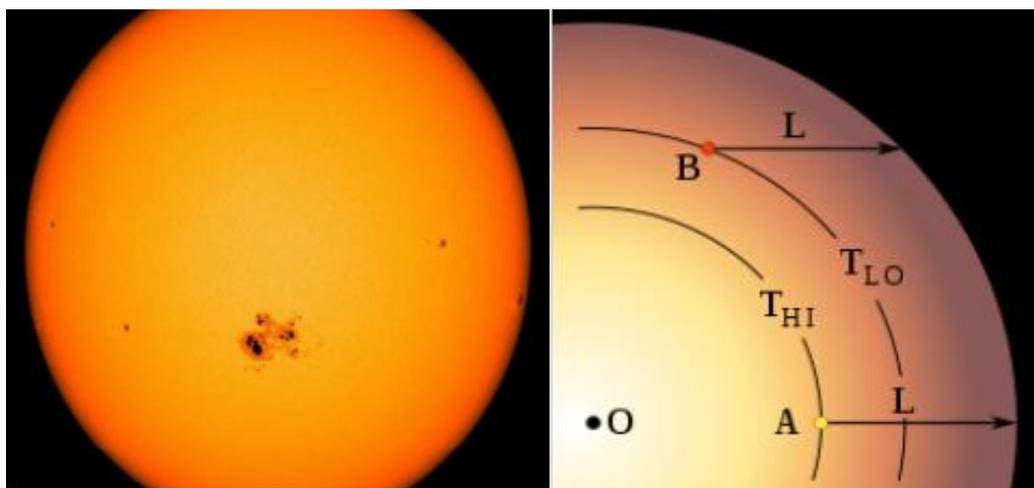


Figura-37 Fenomeno di *"Limb darkening"*

- L'ultimo effetto dissipativo riguarda la rugosità della superficie del collettore. È ben noto che le superfici perfettamente lisce non esistono nella realtà per cui un fattore di rugosità diverso da zero deve essere considerato nelle simulazioni. Una superficie rugosa fa sì che i raggi incidenti non vengono riflessi tutti nella stessa direzione e quindi ne risulta una maggiore distribuzione dei raggi riflessi sulla superficie del ricevitore. Si tiene in conto di questo errore ottico considerando il parametro "surface slope error" pari a 1.75 mrad. La normale alla superficie è perturbata da un angolo aggiuntivo  $\phi$ , rappresentato in Figura-38, che viene campionato secondo la distribuzione di probabilità di Rayleigh riportata nella formula sottostante.

$$P(\phi) = \frac{\phi}{\sigma_\phi^2} \exp\left(-\frac{\phi^2}{2\sigma_\phi^2}\right) \quad (4.1.5)$$

$\sigma_\phi$ : surface slope error [rad]

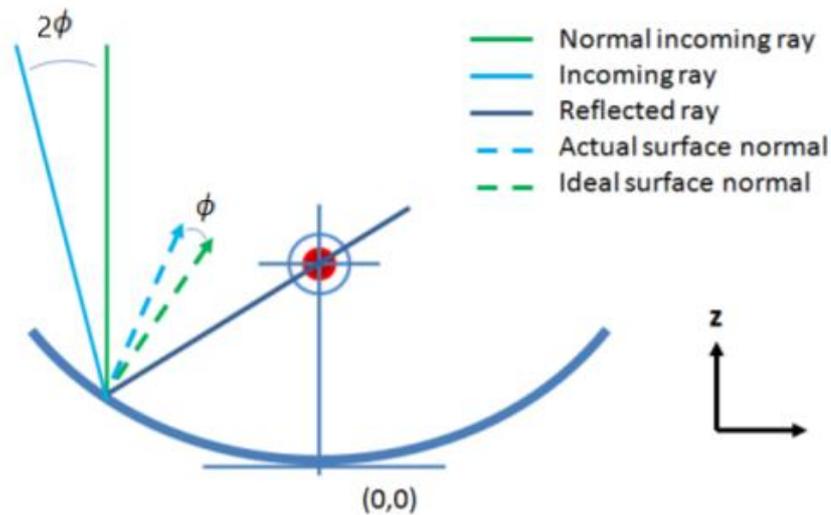


Figura-38 Rappresentazione grafica dell'errore di pendenza della superficie del riflettore

---

Successivamente alla scelta della geometria e della fisica si passa alla creazione della mesh, la quale è realizzata tenendo conto che le superfici del collettore e del ricevitore non sono dimensioni simili. Pertanto, vengono realizzate due diverse tipologie di mesh sulla superficie e non sul dominio degli oggetti geometrici. Le mesh utilizzate sono di tipo triangolare con le seguenti caratteristiche:

- mesh calibrata per “*general physics*” con dimensione degli elementi estremamente fine per la superficie del collettore;
- mesh calibrata per “*general physics*” con dimensione degli elementi massima di  $5 \cdot 10^{-4} \text{ m}$  e minima di  $2 \cdot 10^{-4} \text{ m}$  per la superficie del ricevitore;

Una rappresentazione del sistema prima e dopo la mesh è riportata nella Figura-39 e Figura-40:

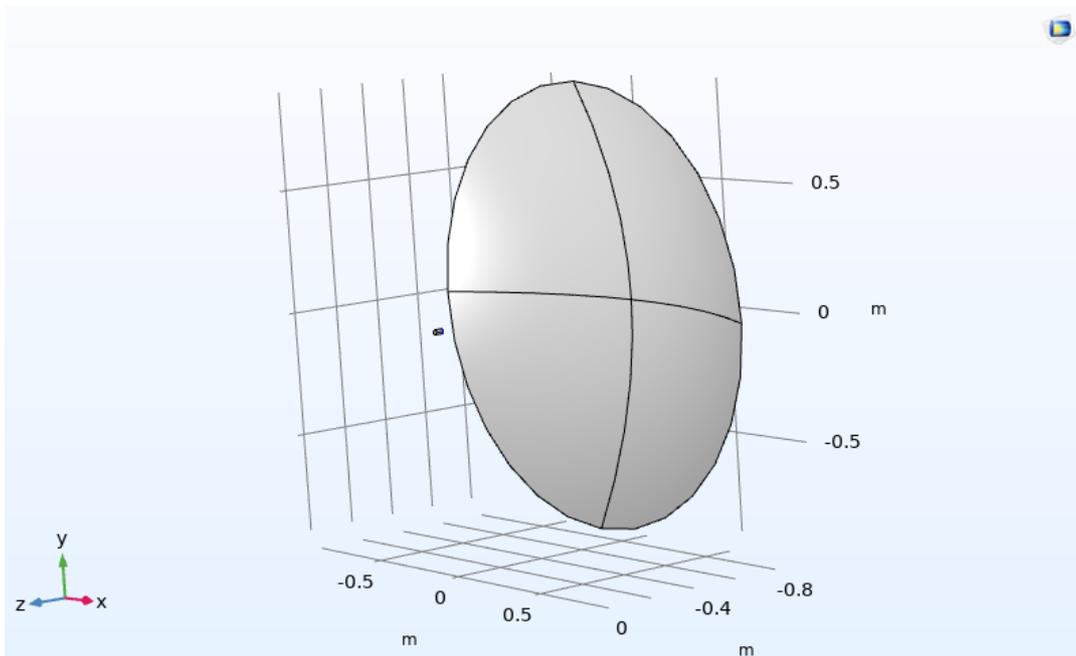


Figura-39 Geometria collettore-ricevitore senza mesh applicata

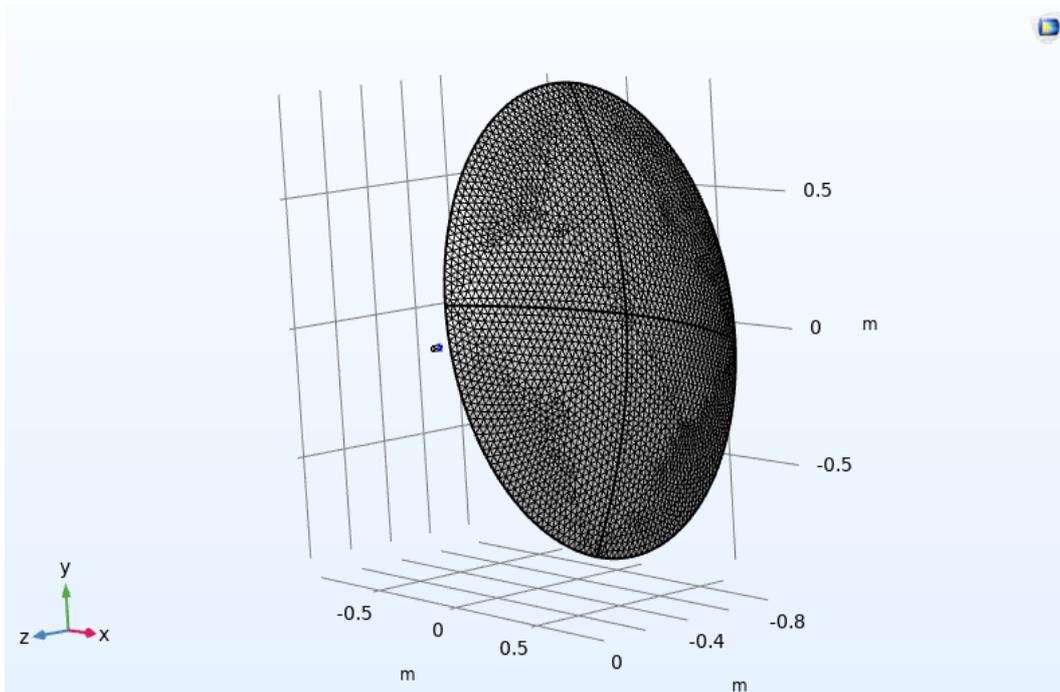


Figura-40 Geometria collettore- ricevitore con mesh applicata

La scelta di adottare questa tipologia di mesh con queste dimensioni degli elementi ci permette di ottenere il risultato del calcolo della distribuzione della potenza deposita sul piano focale molto dettagliata ma a scapito del tempo computazione il quale risulta essere molto lungo. Un'unica tipologia di mesh adottata per entrambi le superfici avrebbe portato a dei warning di sistema ricollegati alla dimensione del ricevitore più piccola rispetto a quella minima degli elementi mesh causando una valutazione errata dei risultati. Nella sezione risultati si possono ottenere molti parametri d'interesse tra cui la traiettoria dei raggi riflessi sulla superficie con la loro intensità espressa in  $W$ . Nella simulazione si è scelto una sorgente di fascio con 350000 raggi al fine di ottenere una nitida rappresentazione del fenomeno della riflessione. Si ottengono due tipologie di distribuzione dell'intensità radiativa sulla superficie riflettente del collettore, la prima ideale e la seconda reale. La Figura-41, riportata nella pagina seguente, fa vedere molto chiaramente come la riflessione dei raggi sia ordinata e non casuale come in quella reale rappresentata in Figura-15. Nel caso ideale la potenza dei raggi risulta avere un andamento lineare crescente dal bordo fino al centro della superficie del collettore perché nell'analisi viene considerata solo una sorgente di diametro finito con distribuzione

conica. I raggi incidenti non sono perturbati dalla struttura microscopica della superficie; come si vedrà nella prossima trattazione, ne consegue sia una diversa distribuzione dell'intensità dei raggi riflessi sul ricevitore che un diverso valore del fattore di concentrazione ottico medio del sistema.

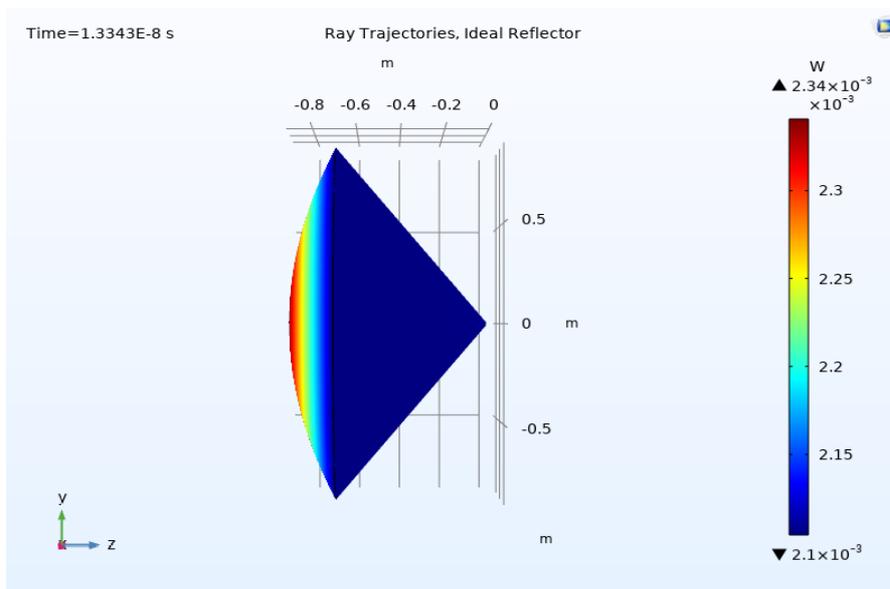


Figura-41 Riflessione dei raggi solari su superficie ideale  $f=0.92m$

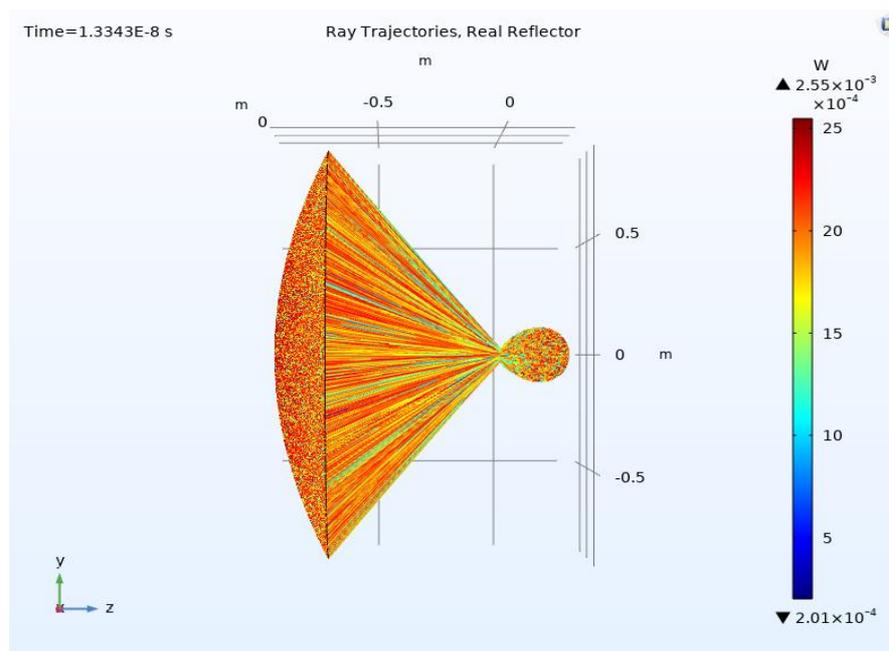
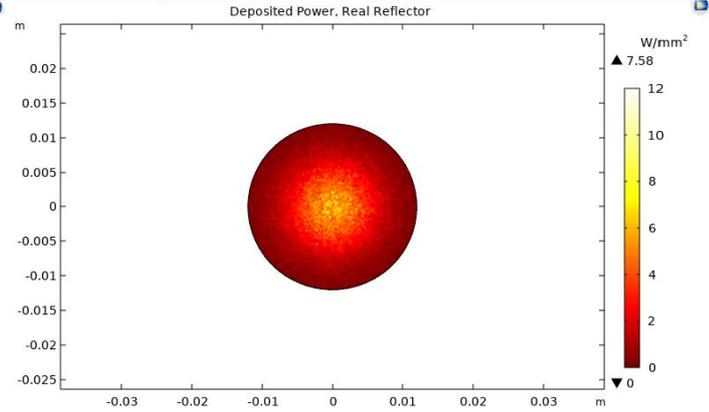
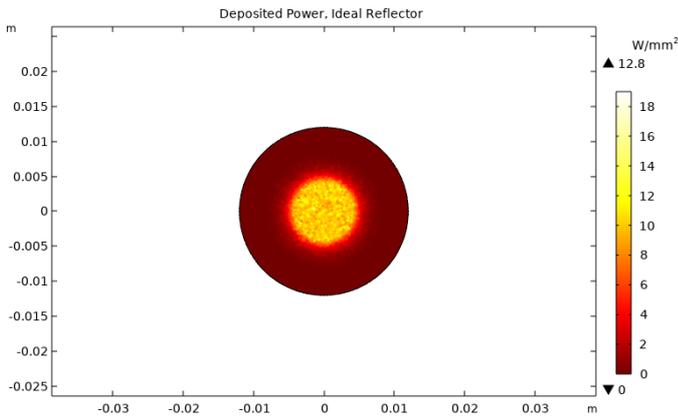
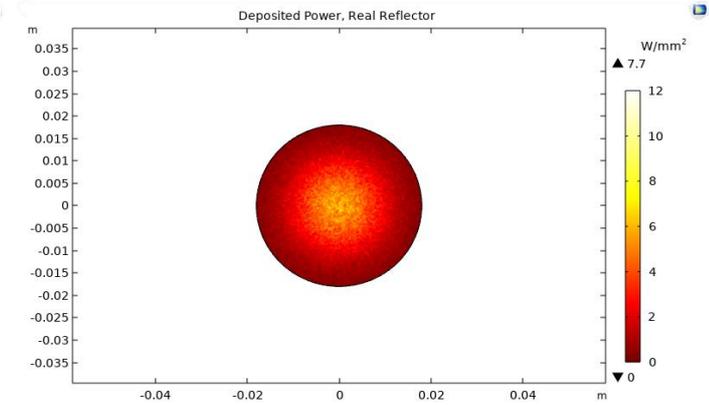
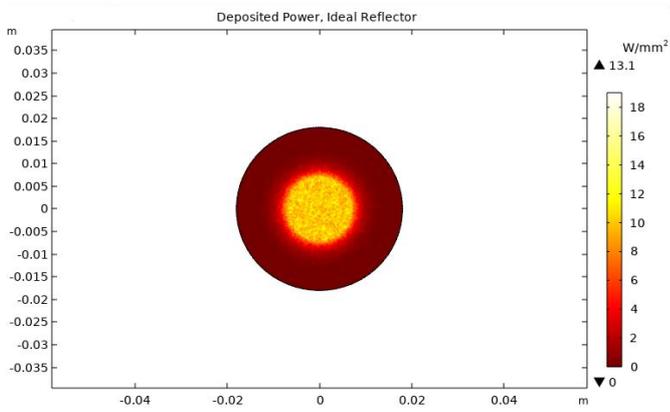


Figura-42 Riflessione dei raggi solari su superficie reale  $f=0.92m$

f=0.92m



f=1.5m



f=2m

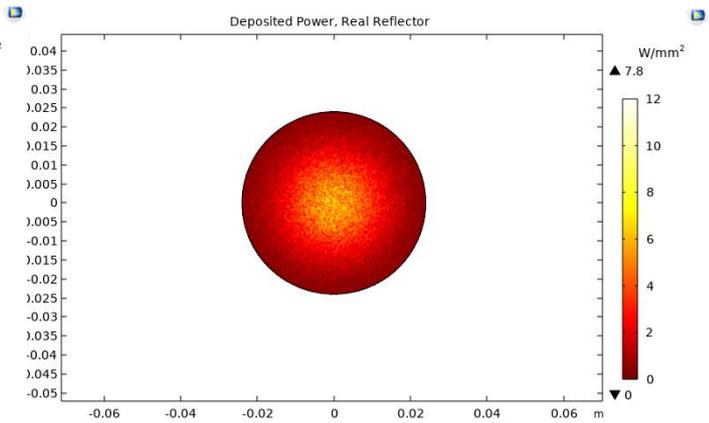
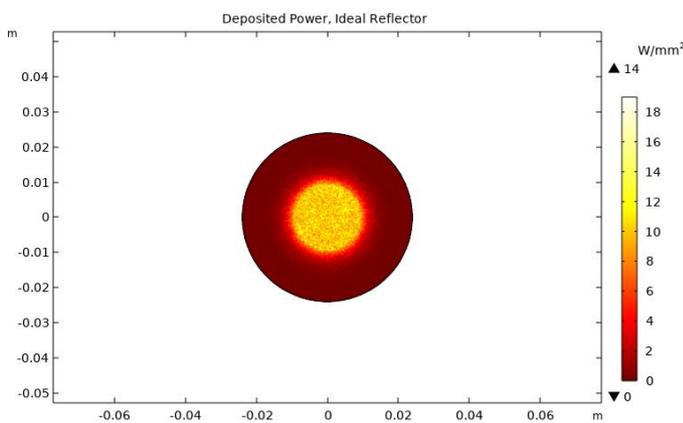
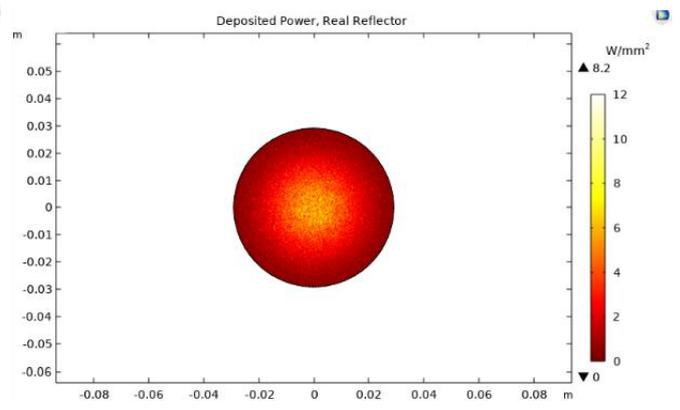
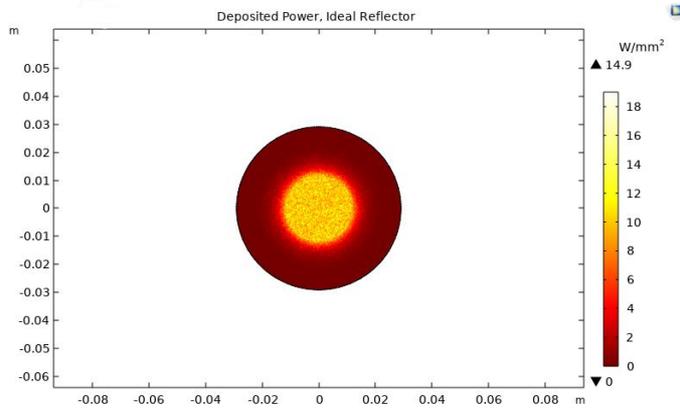
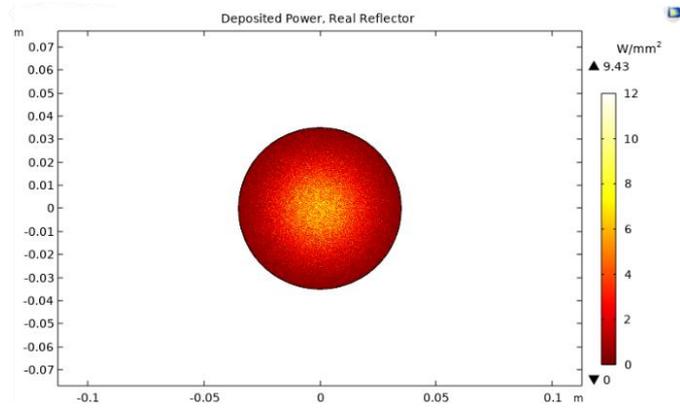
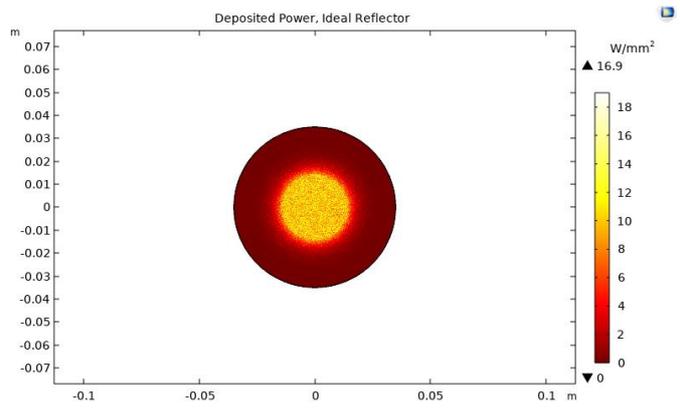


Figura-43 Potenza di raggio depositata per lunghezze focali di 0.92m, 1.5m, 2m nel caso ideale a sinistra e reale a destra

f=2.5m



f=3m



f=4m

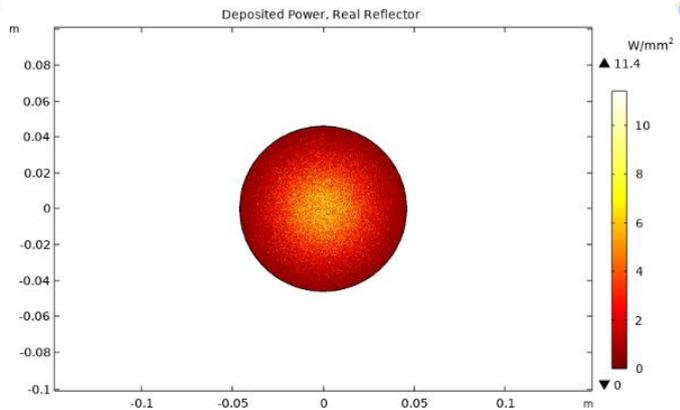
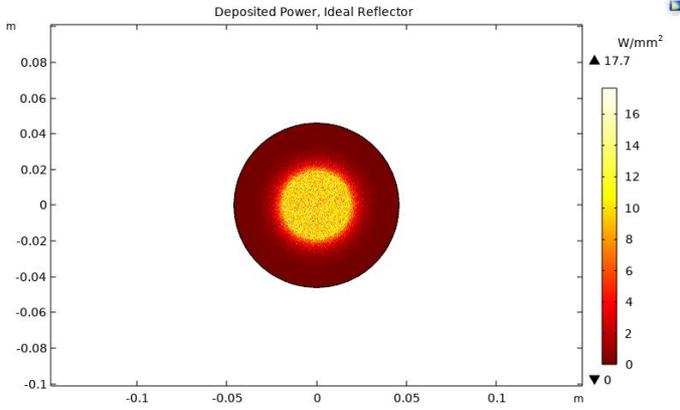


Figura-44 Potenza di raggio depositata per lunghezze focali di 2.5m, 3m, 4m nel caso ideale a sinistra e reale a destra

Le Figure-43 e 44, caricate nelle due pagine precedenti, mostrano come varia l'irradianza concentrata entrante sul ricevitore piatto al variare della lunghezza focale. Sulla sinistra abbiamo una distribuzione di potenza depositata nella quale sono riportati anche i massimi e i minimi per il caso ideale mentre sulla destra quella inerente al caso reale, ovvero con effetti diffidativi. Quest'ultimi possono essere quantificati con grande approssimazione al 20% rispetto alla condizione ideale. La quantità di potenza per unità di area concentrata entrante sulla superficie del piano focale aumenta all'incremento della lunghezza focale dato che l'area della superficie su cui i raggi vengono riflessi diventa sempre più grande con l'aumentare della distanza focale come detto all'inizio del capitolo. Si raggiunge una massima irradianza concentrata sulla superficie del ricevitore in prossimità della distanza focale di 4 m come riportato visivamente in Figura-44. I colori delle figure sono scalati in proporzione al massimo valore di flusso radiativo sulla superficie in modo tale da mostrare visivamente il confronto che c'è tra vari risultati ottenuti. Il rapporto di concentrazione massimo per un concentratore a disco con ricevitore piatto di forma cilindrica è rappresentato dal rapporto geometrico che in tutti i casi studio è una costante pari a 10885 poiché non dipende dalla lunghezza focale ma solo dall'angolo di rim.

$$C_g = \left( \frac{\sin 2\varphi}{2\sin \theta_s} \right)^2 = 10885 \quad (4.1.6)$$

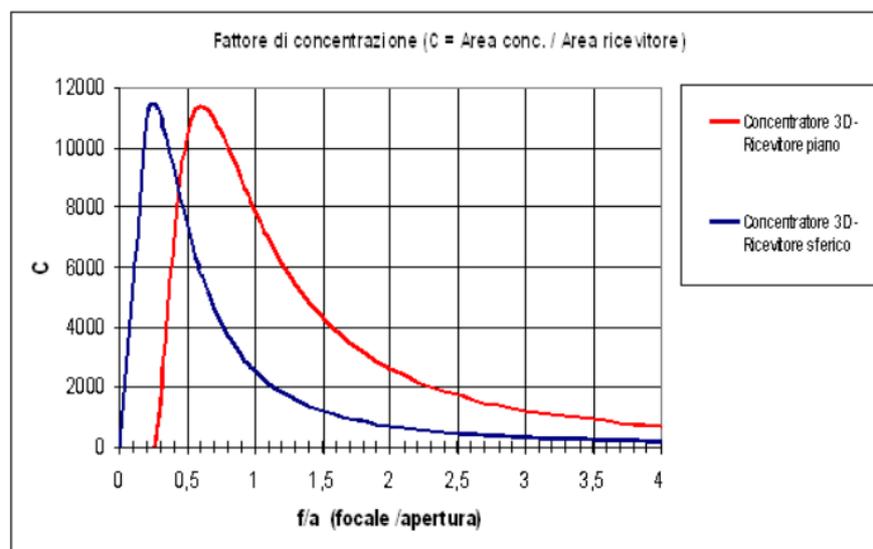


Figura-45 Fattore di concentrazione geometrico per un ricevitore piatto circolare in funzione del rapporto f/a

La figura sovrastante descrive come varia il rapporto di concentrazione al variare del rapporto tra la lunghezza focale “ $f$ ” e il diametro dell’apertura “ $a$ ”. In tutti i casi studio rimane costante anche questo rapporto che risulta essere circa 0.5. Quando si fa variare la distanza focale si può raggiungere più o meno lo stesso rapporto di concentrazione ottico medio in tutti i casi studio che è minore di quello geometrico anche se si incrementa la potenza della sorgente; pertanto, è questo il fattore che limita la grandezza dei concentratori solari a disco. A mano a mano che si aumenta la distanza focale la quantità di irradianza concentrata sulla superficie del ricevitore aumenta mantenendo circa invariato il valore del rapporto di concentrazione ottico medio. Un aspetto molto significativo che si manifesta per superfici molto grandi sono gli effetti dissipativi termici che sono sempre più dominanti causando la riduzione della temperatura (flusso termico uscente dal sistema) sul ricevitore di conseguenza portando ad un calo drastico dell’efficienza del componente. Per capire quale è il valore del rapporto di concentrazione ottico medio del ricevitore nei casi studio è stato creato un grafico grazie ai dati esportati da Comsol e rielaborati su Excel.

$$C = \frac{I}{I_0} \quad \text{Rapporto di concentrazione ottico locale} \quad (4.1.7)$$

$$\bar{C} = \frac{\int I dA_{\text{ricevitore}}}{A_{\text{ricevitore}} I_0} \quad \text{Rapporto di concentrazione ottico medio} \quad (4.1.8)$$

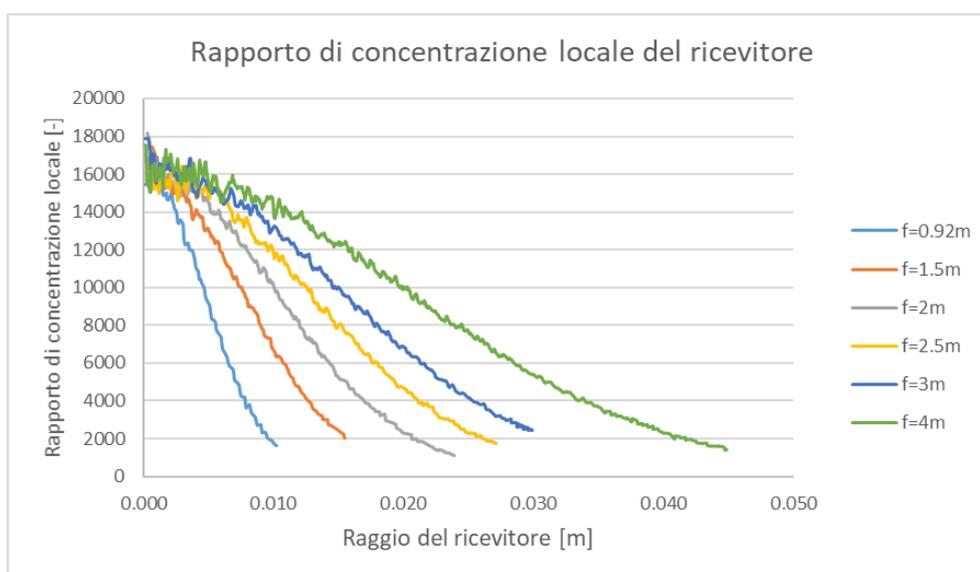


Figura-46 Rapporto di concentrazione ottico locale

Tabella-4 Valore del rapporto medio di concentrazione ottico

	$\bar{C}$
f=0.92 [m]	6337
f=1.5 [m]	6351
f=2 [m]	6381
f=2.5 [m]	6404
f=3 [m]	6427
f=4 [m]	6437

Il rapporto di concentrazione ottico medio sul ricevitore è stato calcolato con l'ausilio della sezione di Comsol "derivated value". Si è utilizzata la funzione integrazione su superficie per integrare il parametro che contiene i dati sulla distribuzione della irradianza concentrata chiamato "gop.wall1.bsrc1.Qp" o "desopted ray power" per poi dividerlo per l'irradianza solare della sorgente non concentrata " $A_{ricevitore} \cdot I_0$ ".

Nella trattazione inerente al procedimento per il calcolo della temperatura sulla superficie del ricevitore bisogna fare delle ipotesi:

- I. il ricevitore è considerato essere un corpo nero quindi obbedisce alla legge di Stefan-Boltzmann;
- II. non è preso in considerazione nella fisica il materiale di cui è fatto il ricevitore;

Il ricevitore è considerato essere un corpo nero e come tale assorbe tutta la radiazione elettromagnetica senza rifletterne alcuna parte. La legge che ci permette di calcolare la temperatura è appunto legge di Stefan-Boltzmann riportata di seguito:

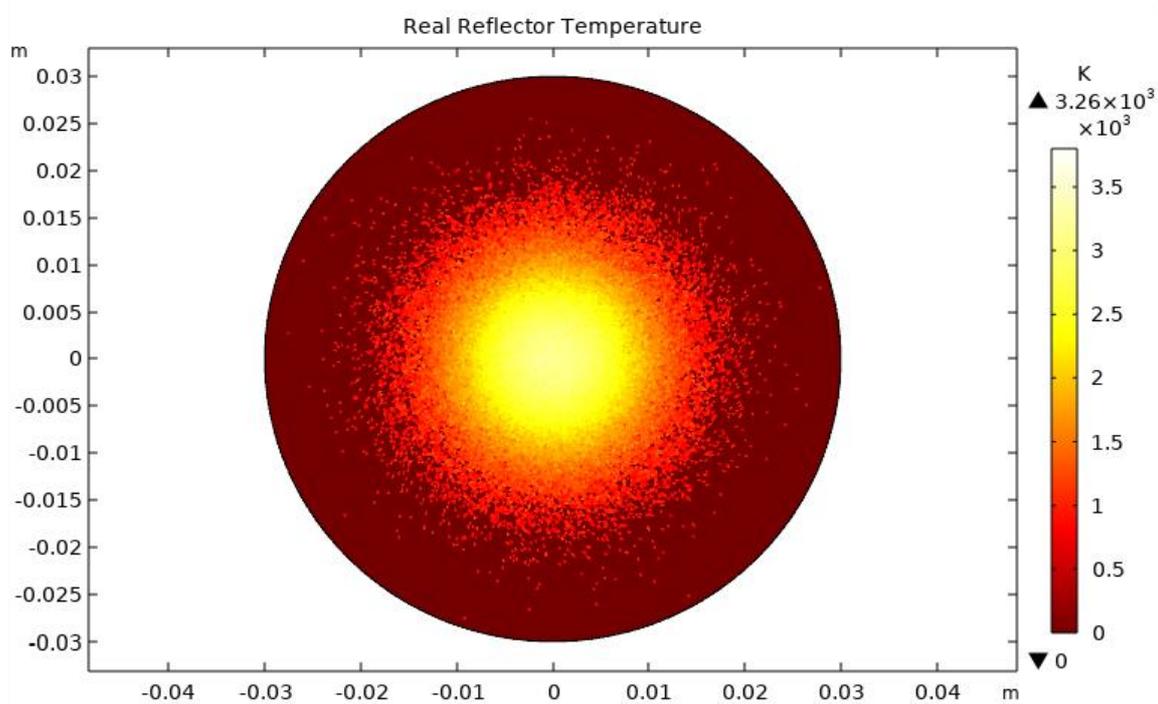
$$T = \sqrt[4]{\frac{q}{\sigma}} \quad (4.1.9)$$

T: temperatura [K]

q: Irradianza depositata sulla superficie [ $W/m^2$ ]

$\sigma$ : costante di Stefan-Boltzmann pari a  $5,67 \cdot 10^{-8}$  [ $W/(m^2 \cdot K^4)$ ]

f=0.92m



f=1.5m

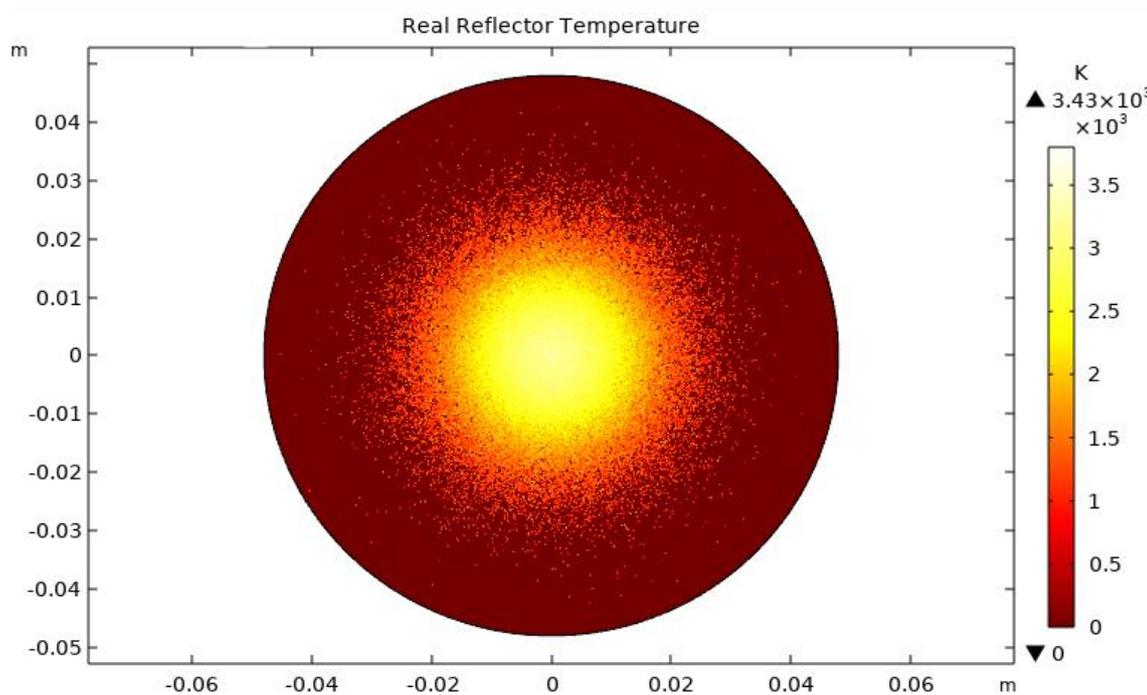
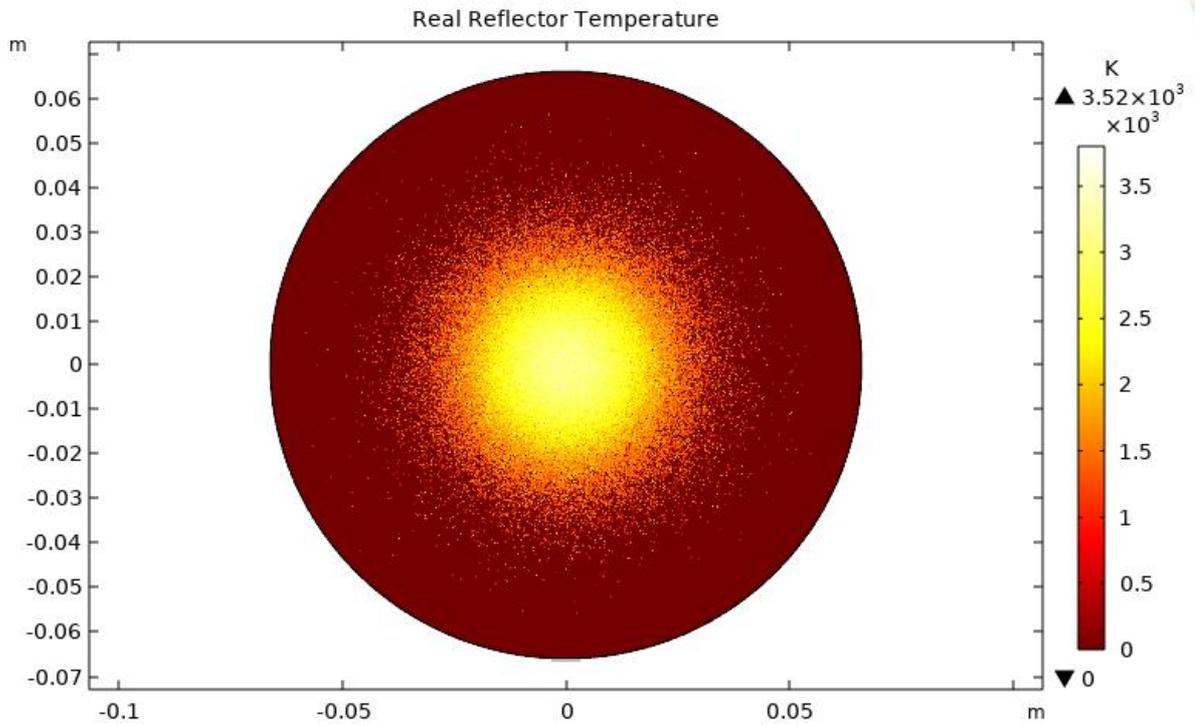


Figura-47 Distribuzione della temperatura sul ricevitore per f=0.92m e f=1.5m

f=2m



f=2.5m

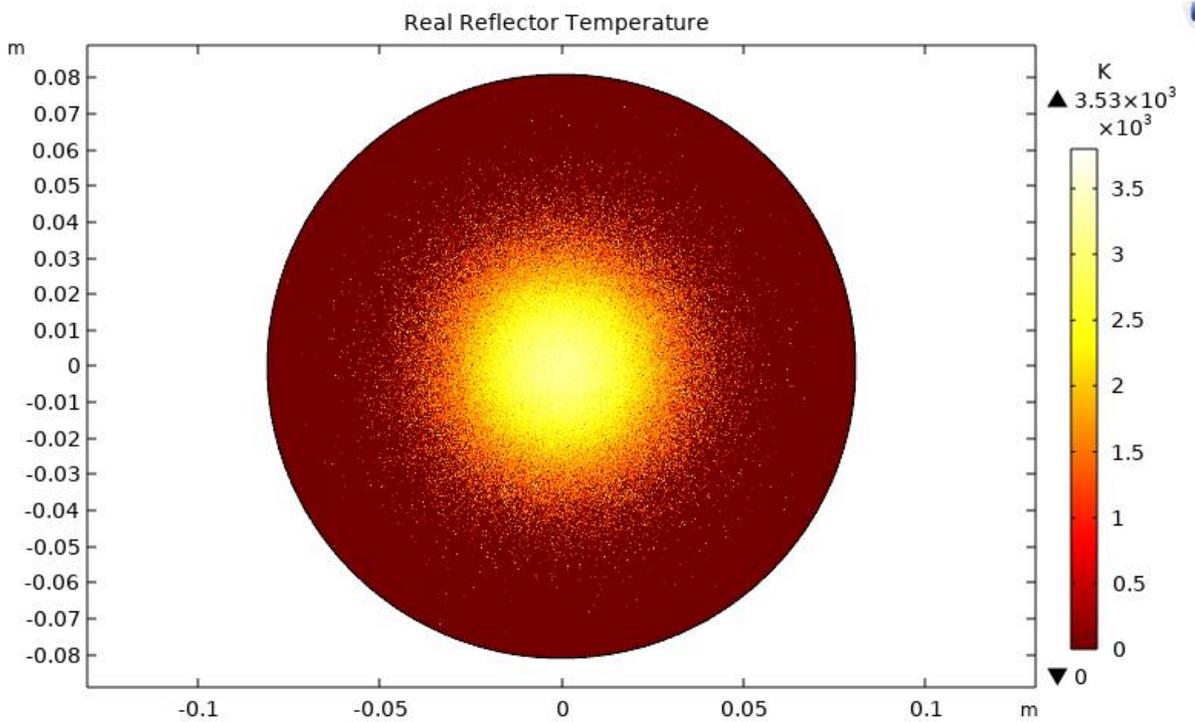
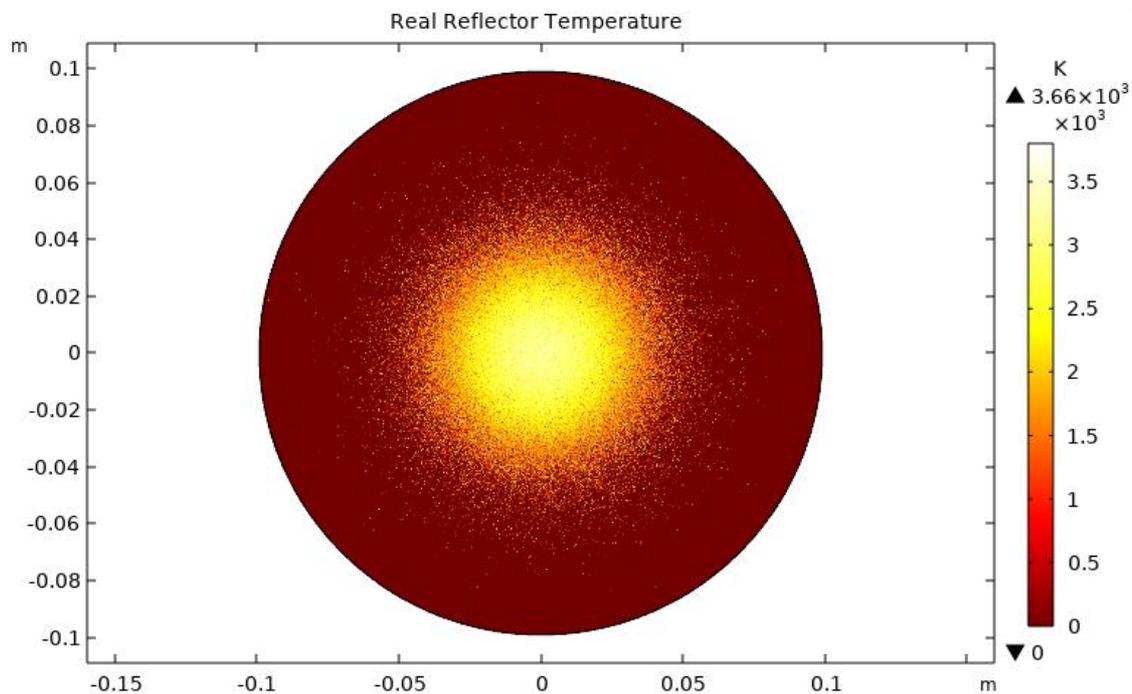


Figura-48 Distribuzione della temperatura sul ricevitore per f=2m e f=2.5m

f=3m



f=4m

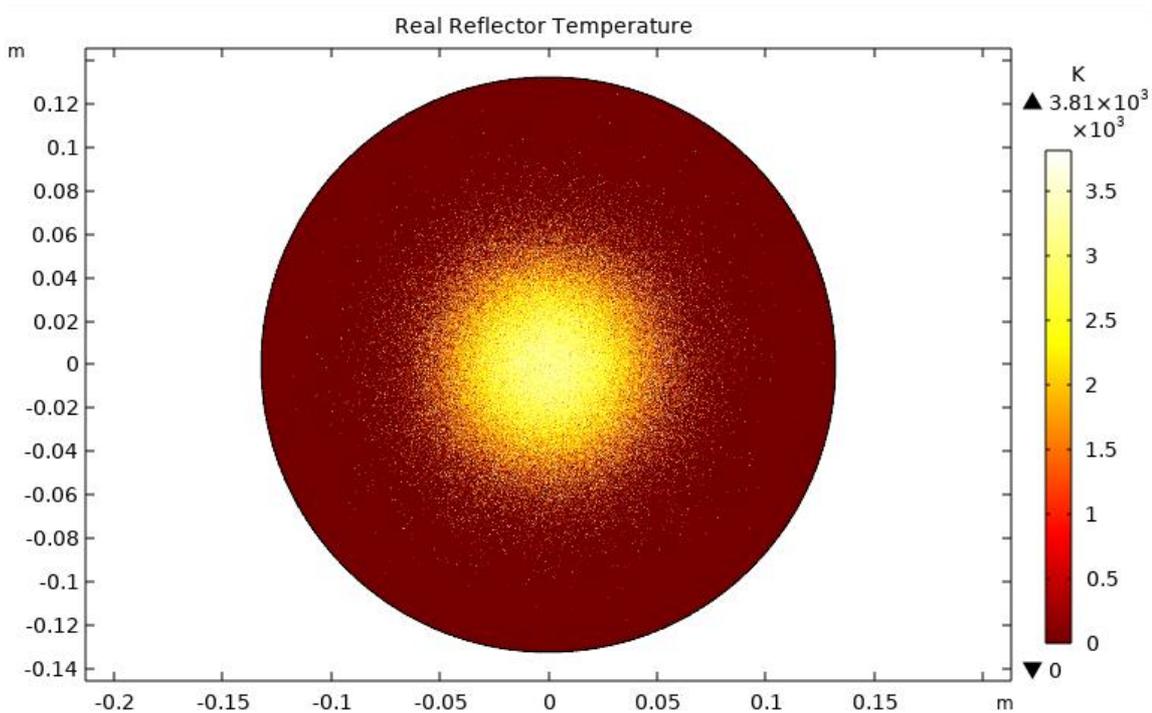


Figura-49 Distribuzione della temperatura sul ricevitore per f=3m e f=4m

I dati racchiusi in Comsol ci permettono di conoscere la distribuzione dell'irradianza concentrata sulla superficie del ricevitore che aumenta all'aumentare della potenza della sorgente. Maggiore è la dimensione del concentratore e maggiore è la sua temperatura lungo il piano focale. Nell'analisi delle temperature si è scelto di aumentare la superficie del ricevitore e imporre una qualità della risoluzione estremamente alta al fine di avere una maggiore chiarezza nella visualizzazione grafica dei risultati. Si raggiunge una temperatura massima di 3260K con una distanza focale di 0.92m e 3810K con  $f=4m$  per i casi reali invece non sono stati analizzati i casi ideali in quanto i risultati sarebbero stati poco rilevanti. È molto chiaro che tali valori di temperature lungo il piano focale sono estremamente elevate, a tal proposito una geometria così disegnata rappresenta una condizione ottimale di concentrazione dei raggi. Nella realtà non si raggiungono mai questi valori perché il ricevitore non è un corpo nero e quindi solo una parte della radiazione concentrata viene effettivamente assorbita. Nelle ipotesi fatte non vi è una fonte di calore a cui il ricevitore possa cedere la potenza assorbita permettendo così un abbassamento della temperatura. Non sono inclusi alcuni tipi di perdite di potenza dovuta ai fenomeni di scambio termico per conduzione, convezione e radiazione con l'ambiente circostante. Come passo successivo sarà proprio la realizzazione di uno scambiatore di calore che ci permetterà di abbassare la temperatura sul piano focale; le caratteristiche e la geometria saranno discusse nel capitolo successivo. Viene calcolata la quantità di irradianza concentrata sul piano focale come media sulla superficie per mezzo della funzione presente in Comsol "mean surface". Si calcola il parametro sia per lo studio del caso ideale che per quello reale, inoltre lo studio sulla temperatura massima raggiungibile permette di comprendere grossolanamente quale siano i materiali più adottati per lo scambiatore. Dopodiché saranno proprio questi valori calcolati ad essere una condizione al contorno da dare alla fisica della trasmissione del calore nei solidi nel modello dello scambiatore.

**Tabella-5** Valori di potenza di raggio depositata media ideale e reale sul punto focale

	q media ideale [W/m <sup>2</sup> ]	q media reale [W/m <sup>2</sup> ]
f=0.92[m]	$1.96 \cdot 10^{06}$	$1.66 \cdot 10^{06}$
f=1.5 [m]	$2.31 \cdot 10^{06}$	$1.90 \cdot 10^{06}$
f=2 [m]	$2.31 \cdot 10^{06}$	$1.91 \cdot 10^{06}$
f=2.5 [m]	$2.48 \cdot 10^{06}$	$2.01 \cdot 10^{06}$
f=3 [m]	$2.50 \cdot 10^{06}$	$2.01 \cdot 10^{06}$
f=4 [m]	$2.52 \cdot 10^{06}$	$2.04 \cdot 10^{06}$

---

## 4.2 Modello evaporatore

### 4.2.1 Geometria Solidworks

Il modello dello scambiatore preso in esame è stato realizzato con il software di modellazione *Solidworks*. Si è scelto di adottare la funzione “*Livelink*” che collega *Solidworks* con il software computazionale *Comsol\_5.6* per ottenere già la parte della geometria caricata direttamente nella simulazione. I passi per la progettazione dello sketch frontale non sono molti, innanzitutto si è creato il tubo pieno con diametro esterno di 25mm e si sono stabiliti successivamente sia il numero di condotti cavi che il diametro in modo tale da far entrare tutto nella geometria principale. La geometria dei sette condotti è a raggiera in quanto rappresenta la disposizione con maggiore volume occupato in relazione al loro diametro. Al fine di mantenere la distanza tra i vari tubi interni si sono fissate le quote superiori e inferiori con riferimento al tubo centrale passante per gli assi centrali e fissato il centro sull’origine. Una rappresentazione dello sketch frontale dello scambiatore è riportata di seguito in Figura-50.

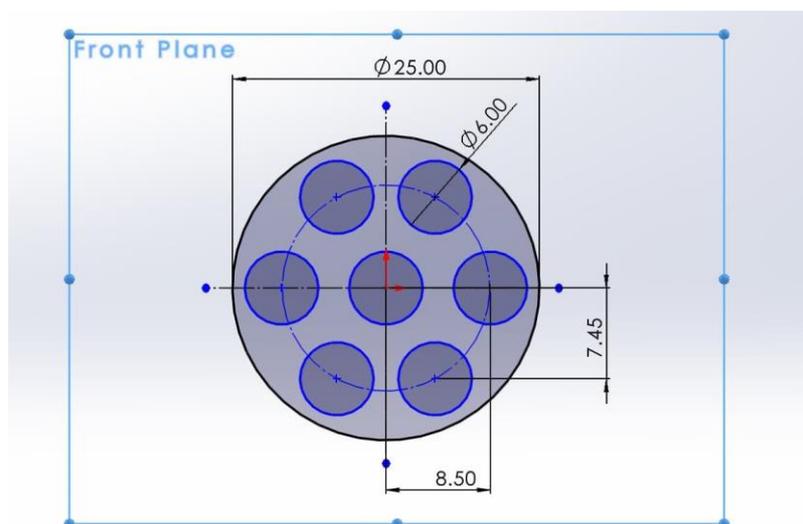
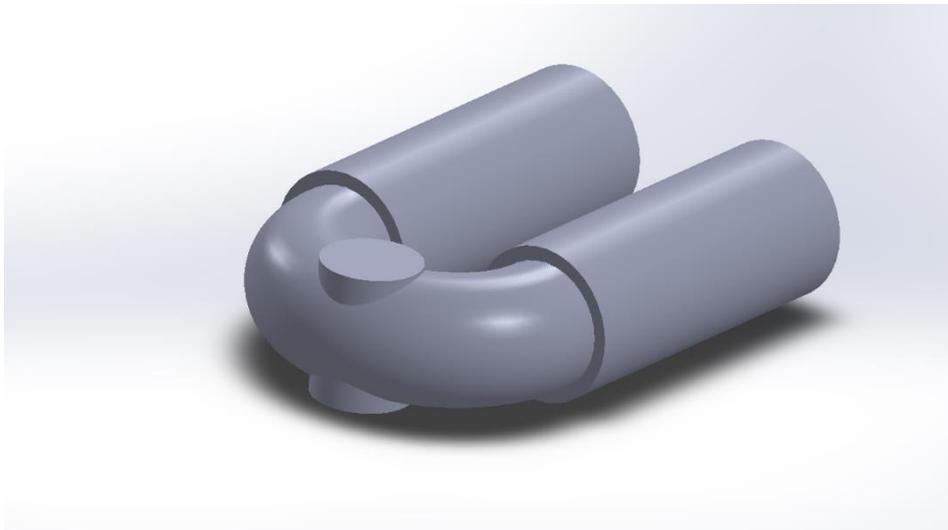


Figura-50 Sezione frontale dello scambiatore

Nel modello 3D si utilizza la funzione “*extrusion*” per creare la geometria tridimensionale dello scambiatore e avente come modello di riferimento lo sketch sul piano frontale. Si

effettua l'estrusione e con una funzione molto interessante chiamata "bend" si crea la curvatura del tubo con parametro angolare stabilito 180°. Un'ulteriore estrusione ci permette la realizzazione delle due tubazioni di mandata e di ritorno. Per ottenere la geometria finale dello scambiatore è stato aggiunto il ricevitore piatto circolare estruso verticalmente rispetto alla posizione orizzontale delle tubazioni per creare un cilindro con diametro 20mm e posto nella mezzeria del raccordo. Il cilindro è stato precedentemente traforato per ottenere i passaggi del fluido all'interno della struttura. La versione 3D dello scambiatore definitivo viene riportata nella Figura-51 e Figura-52 di seguito riportate.



**Figura-51** Geometria esterna dello scambiatore



**Figura-52** Geometria interna dello scambiatore

Si è realizzata anche la tavola dello scambiatore su *Solidworks* con le tre viste già predefinite dal software e una aggiuntiva in 3D. Le quote sono state aggiunte alla tavola con la funzione “*smart quote*” e sono espresse in millimetri. La tavola definitiva è riportata nella Figura-53.

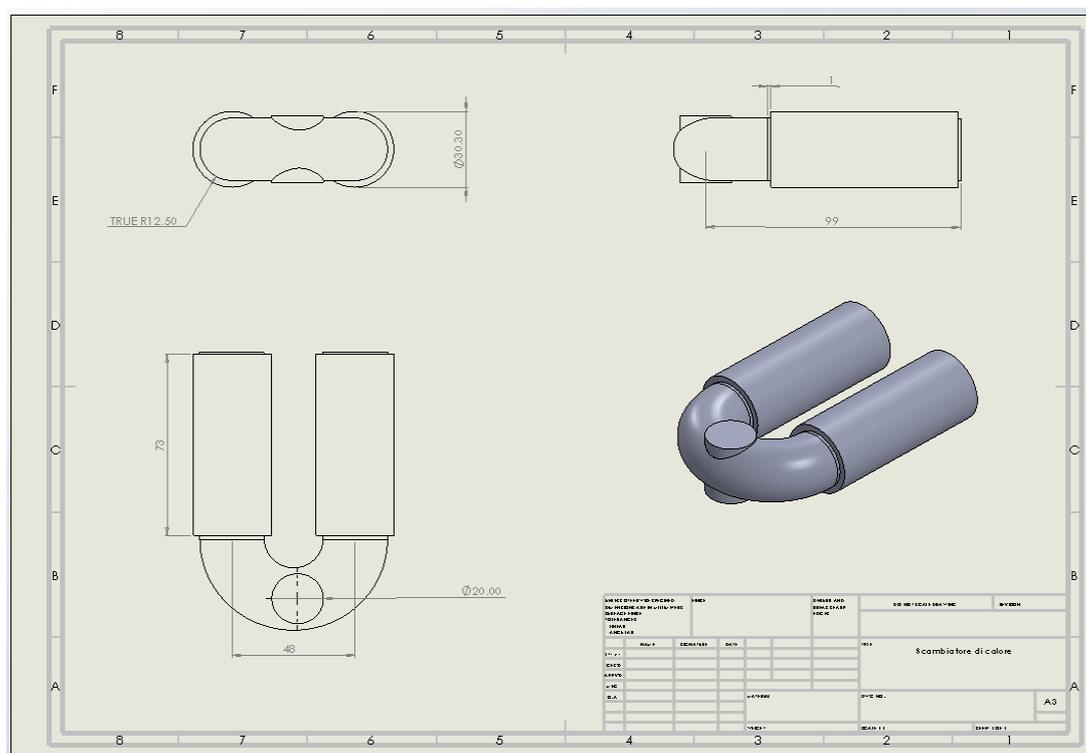


Figura-53 Rappresentazione su tavola dello scambiatore di calore

Nelle considerazioni fatte in precedenza per lo scambiatore, ci sarebbe da aggiungere che tale componente si riferisce alla scala 1:1 per il caso in cui la lunghezza focale di 0.92m. Per i successivi studi in cui la distanza focale aumenta bisogna fare in modo che tale componente mantenga la stessa geometria quindi si usa in *Solidworks* la funzione “*scale*” in cui si stabilisce il fattore di proporzionalità. Tutti i valori del fattore di proporzionalità associati a ciascuna lunghezza focale sono riportati nella Tabella-3. Dopo la realizzazione dello scambiatore su *Solidworks* ci si addentra nel prossimo capitolo all’analisi termica e alla scelta dei materiali più adatti per questo tipo di geometria mettendo in evidenza quali sono i benefici e le criticità che si presentano nei diversi casi studio. Inoltre, verranno descritte in generale quelle sono le equazioni in gioco nella fisica della trasmissione del calore.

## 4.2.2 Analisi termica e scelta dei materiali

L'analisi termica dello scambiatore è affidata alla fisica "*Heat transfer in solids*" che viene usata per la modellazione dei fenomeni con cui il calore viene trasmesso ovvero per conduzione, convezione ed irraggiamento. Come prima ipotesi è necessario sottolineare che nel modello si assume una irradianza uniforme sul ricevitore piatto di forma circolare e pertanto non si avrà una distribuzione della potenza depositata uguale a quella descritta nei capitoli precedenti. Questa semplificazione permette di ridurre i tempi computazionali compromettendo però l'accuratezza della temperatura massima raggiungibile sul ricevitore. Con questa analisi si ottiene l'evoluzione della temperatura lungo lo scambiatore mettendo in evidenza, come si vedrà nei risultati, che la geometria non si adatta molto bene a tutti i casi studio. La temperatura interna della parete è di particolare interesse per l'argomentazione successiva poiché è la parete d'interfaccia tra il solido e il fluido. Si mira infatti a massimizzare questa temperatura per consentire al fluido di lavoro contenuto all'interno dello scambiatore di permettere sia l'evaporazione del liquido saturo che il surriscaldamento del vapore saturo. La valutazione dell'andamento della temperatura lungo lo scambiatore è effettuata in regime transitorio dato che si vuole vedere quale sia la temperatura massima raggiungibile dal sistema e che i materiali scelti siano capaci di resistere a tali temperature. Inoltre, l'evoluzione del sistema nel tempo ci permette di calcolare il tempo necessario a raggiungere la temperatura massima. Passando ora a quelle che sono le equazioni che governano la fisica, si è scelto d'iniziare da quella che è l'equazione generale fino ricondurci a quella di nostro interesse. L'equazione dell'energia per i fluidi è qui riportata in cui le variabili sono la temperatura e la pressione, il resto dei parametri sono noti a priori:

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla T \right) + \nabla \cdot (\vec{q} + \vec{q}_r) = \alpha_p T \left( \frac{\partial p}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla p \right) + \tau : \nabla \vec{u} + Q \quad (4.2.2.1)$$

- il tensore di sollecitazione di Cauchy

$$\sigma = -pI + \tau \quad (4.2.2.2)$$

- $\rho$  è la densità [kg/m<sup>3</sup>]
- $c_p$  è la capacità termica specifica a pressione costante [J/(kg K)]

- $T$  è la temperatura assoluta [K]
- $\vec{u}$  è il vettore velocità [m/s]
- $\vec{q}$  è il flusso di calore per conduzione [W/m<sup>2</sup>]
- $\vec{q}_r$  è il flusso di calore per irraggiamento [W/m<sup>2</sup>]
- $\alpha_p$  è il coefficiente di dilatazione termica [1/K]

$$\alpha_p = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \quad (4.2.2.3)$$

per i gas ideali, il coefficiente di dilatazione termica assume la forma più semplice  
 $\alpha_p = 1/T$

- $p$  è la pressione [Pa]
- $\tau$  è il tensore di sollecitazione viscosa [Pa]
- $Q$  contiene fonti di calore diverse dalla dissipazione viscosa [W/m<sup>3</sup>]

L'equazione dell'energia per i fluidi viene semplificata e ricondotta ad una forma molto più semplice trascurando alcuni effetti nel modello dello scambiatore. Il deflusso del fluido nei condotti viene trascurato e quindi questa semplificazione non ci permette di tenere in considerazione il fenomeno della convezione di un fluido in fase evaporativa; il vettore velocità è posto a zero. Si trascura inoltre anche il fenomeno dello scambio termico per irraggiamento. Ciò che rimane dell'equazione generale a seguito delle semplificazioni è quella riportata di seguito che è chiamata equazione per la trasmissione del calore nei solidi.

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot \vec{q} = Q \quad (4.2.2.4)$$

$$\vec{q} = -k \nabla T \quad (4.2.2.5)$$

- $\rho$  è la densità [kg/m<sup>3</sup>]
- $c_p$  è la capacità termica a pressione costante [J/(kg K)]
- $k$  è la conduttività termica [W/(m K)]
- $Q$  è la fonte di calore o sottrazione di calore. [W/m<sup>3</sup>]

Dopo aver stabilito la geometria dello scambiatore ed aver descritto matematicamente le equazioni in gioco nella fisica scelta in Comsol, si passa alla scelta dei materiali da adottare nell'analisi. Si scelgono dei materiali che sono già presenti nella libreria dei materiali del software come l'ossido di alluminio o meglio noto come allumina per la geometria cilindrica del ricevitore e il rame per la geometria dei condotti e del raccordo. Le caratteristiche meccaniche, termiche dell'allumina presenti in Comsol sono state aggiornate con i dati presi dalla tabella sottostante e fanno riferimento a una concentrazione di allumina del 99.5% la quale ha la più alta conducibilità termica tra le possibili scelte per questo tipo di materiale ceramico.

**Tabella-6** Proprietà meccaniche e termiche dell'allumina con concentrazione al 99.5%

<b>99.5% Aluminum Oxide</b>			
<b>Mechanical</b>	<b>Units of Measure</b>	<b>SI/Metric</b>	<b>(Imperial)</b>
Density	Gm/cc (lb/ft <sup>3</sup> )	3.89	(242.8)
Porosity	% (%)	0	(0)
Color	-	Ivory	-
Flexural Strength	MPa (lb/in <sup>2</sup> ·10 <sup>3</sup> )	379	(55)
Elastic Modulus	GPa (lb/in <sup>2</sup> ·10 <sup>6</sup> )	375	(54.4)
Shear Modulus	GPa (lb/in <sup>2</sup> ·10 <sup>6</sup> )	152	(22)
Bulk Modulus	GPa (lb/in <sup>2</sup> ·10 <sup>6</sup> )	228	(33)
Poisson's Ratio	-	0.22	(0.22)
Compressive Strength	MPa (lb/in <sup>2</sup> ·10 <sup>3</sup> )	2600	(377)
Hardness	Kg/mm <sup>2</sup>	1440	-
Fracture Toughness K <sub>IC</sub>	MPa·m <sup>1/2</sup>	4	-
Maximum Use Temperature (no load)	°C (°F)	1750	(3180)
<b>Thermal</b>			
Thermal Conductivity	W/m·K (BTU·in/ft <sup>2</sup> ·hr·°F)	35	(243)
Coefficient of Thermal Expansion	10 <sup>-6</sup> /°C (10 <sup>-6</sup> /°F)	8.4	(4.7)
Specific Heat	J/Kg·°K (Btu/lb·°F)	880	(0.21)

Analogamente alle simulazioni fatte precedentemente, dopo aver definito sia la geometria che i materiali impiegati, si è passati alla modellazione fisica del sistema. Il primo passo consiste nell'imposizione della condizione al contorno di temperatura all'imboccatura dei condotti di mandata che viene assunta pari a 350K, dopodiché si imposta il flusso termico entrante e uscente dalle superfici del sistema. Viene imposto un flusso termico per unità di superficie entrante dalla superficie esterna piatta di forma

cilindrica del ricevitore pari al valore reale calcolato nel capitolo precedente e riportato nella Tabella-4. Inoltre, si impone un flusso termico uscente dalle superfici laterali dei sette condotti interni il cui valore sarà proprio quello trasmesso al fluido e dato come valore di input al modello in Aspen Plus V10. La scelta della tipologia di mesh e le dimensioni degli elementi sono gestiti dal software impostando la spunta “*physics-controlled mesh*” nella sezione mesh; la dimensione degli elementi è scelta “*extremely fine*”. Le impostazioni per lo studio richiedono di inserire il passo temporale con i relativi valori di inizio e fine analisi. L’analisi è stata effettuata ricordando che i materiali possono raggiungere la temperatura massima di 2072°C (temperatura di fusione) per l’allumina e 1085°C (temperatura di fusione) per il rame. I risultati raggiunti sono ottenuti impostando un regime transitorio del sistema con valore iniziale di 0 minuti e finale di 30 minuti con passo temporale di 1 minuto. Per la visualizzazione dei risultati si è scelto di creare un plot 3D in cui è inserito il parametro della temperatura  $T$ . Si mostrano i risultati delle simulazioni per tutti i casi: Figura-54, Figura-55, Figura-56.

$f=0.92m$

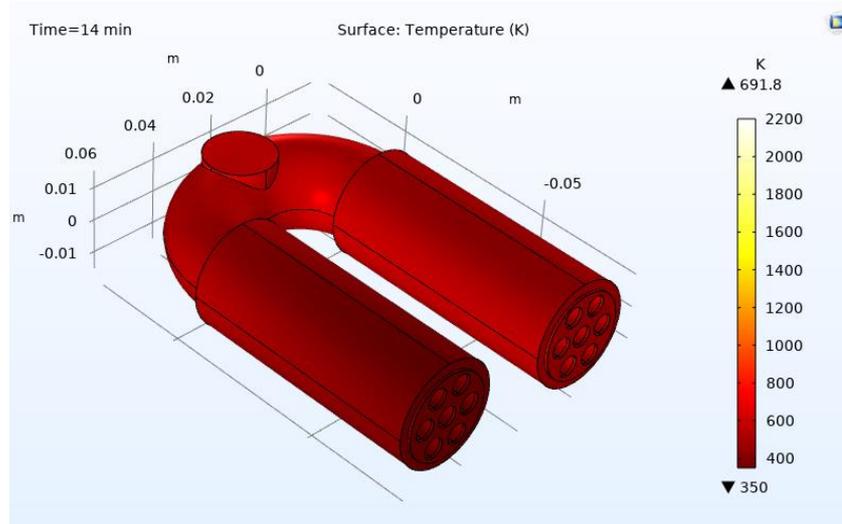
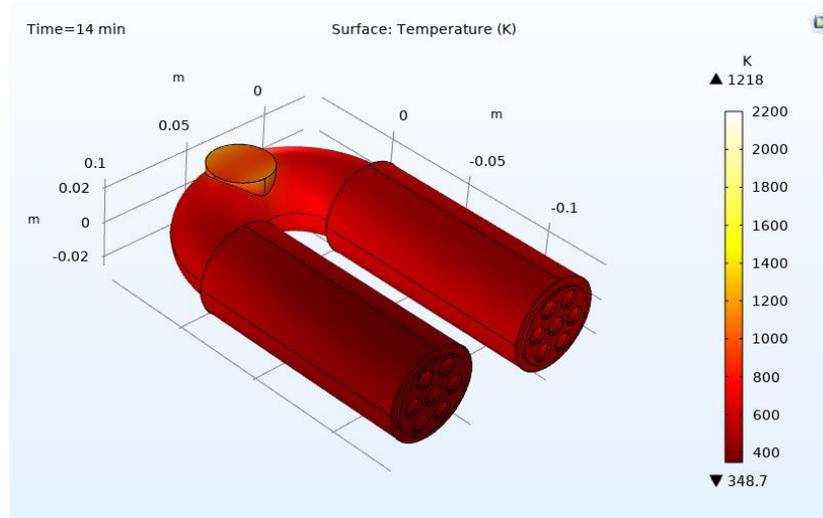
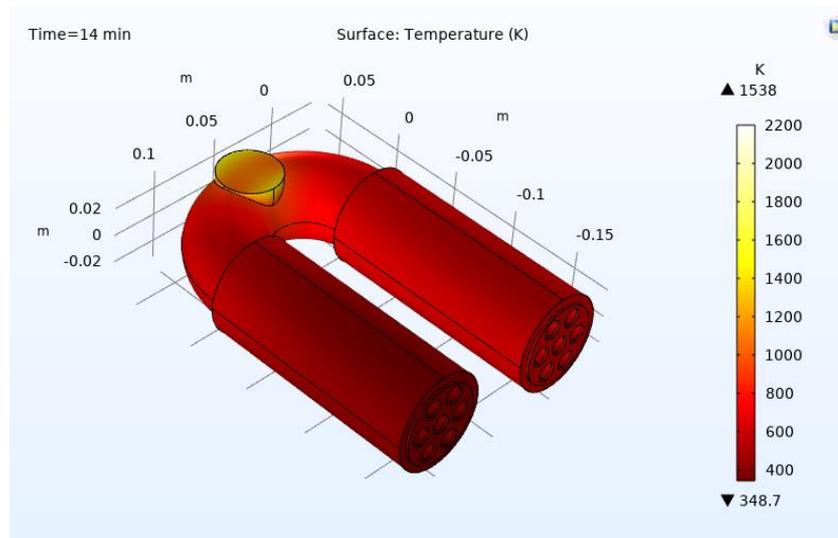


Figura-54 Distribuzione della temperatura lungo lo scambiatore per distanza focale 0.92m

f=1.5m



f=2m



f=2.5m

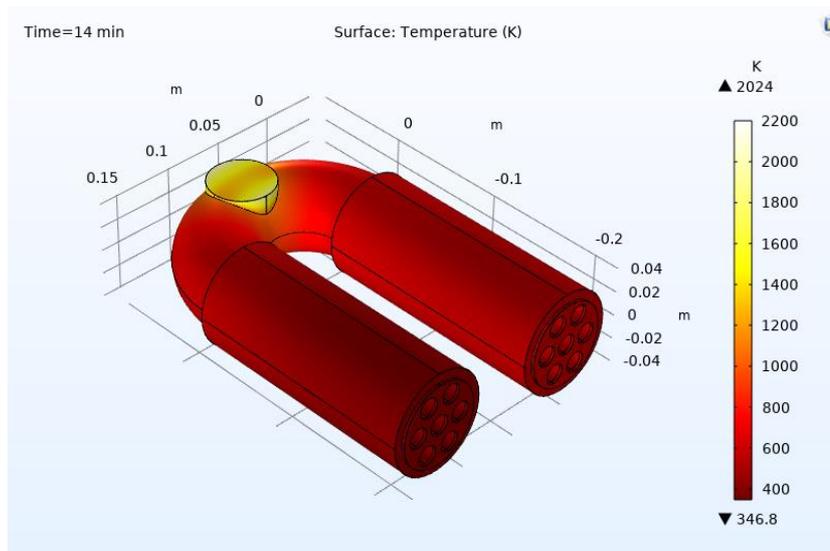
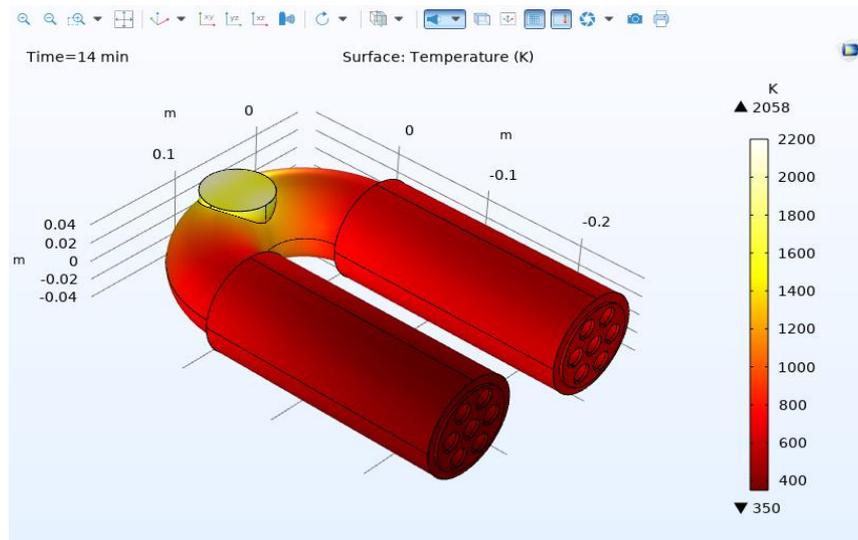


Figura-55 Distribuzione della temperatura lungo lo scambiatore per distanza focale 1.5m, 2m e 2.5m

f=3m



f=4m

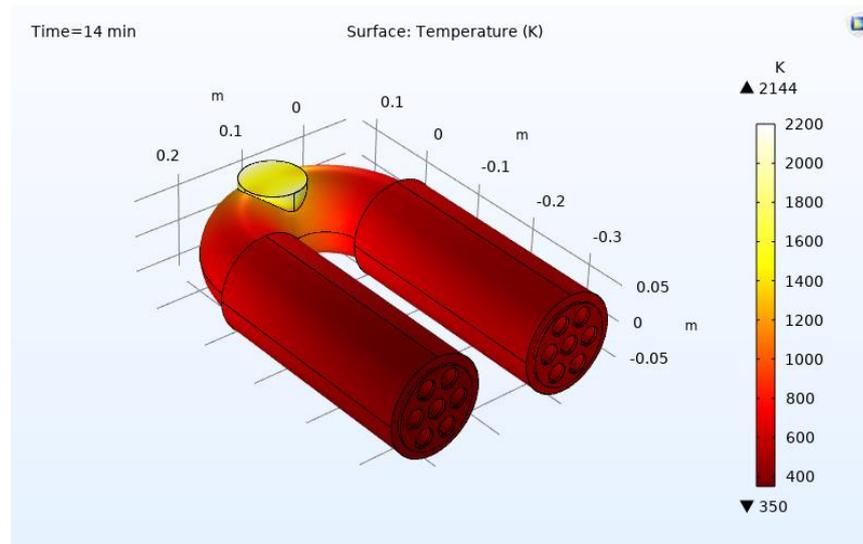


Figura-56 Distribuzione della temperatura lungo lo scambiatore per distanza focale 3m e 4m

Dalle simulazioni eseguite per ogni singolo caso studio si ottiene il valore massimo della temperatura dopo un tempo di 14 minuti rispetto alla condizione iniziale. Anche se il tempo sembra essere molto lungo per il raggiungimento della stazionarietà, si ottengono comunque valori di temperatura molto apprezzabili dopo sette minuti. Dalla Figura-54, Figura-55 e Figura-56 si può notare che il valore massimo della temperatura aumenta all'aumentare della distanza focale del concentratore considerando di tenere invariata sia la temperatura d'ingresso che d'uscita del fluido e modellando la quantità di portata in

massa entrante nei condotti per ogni caso. Facendo variare quest'ultimo parametro, è possibile tenere sotto controllo la temperatura del ricevitore. Nelle simulazioni non si considera l'analisi fluidodinamica del fluido in evaporazione poiché per una descrizione più semplice, ma meno accurata, si calcola il flusso termico uscente dalle superfici interne dei condotti da dare come input all'evaporatore del software Aspen Plus V10. Questo tipo di scambiatore si adatta molto bene per i primi tre casi anche se è necessario fare un'ulteriore simulazione considerando un'irradianza normale diretta pari a  $800 \text{ W/m}^2$  al fine di vedere se con questa variazione non si raggiungono temperature insostenibili per i materiali. La geometria dello scambiatore non è in grado di rispettare tutti i limiti prefissati dai materiali impiegati per concentratori con distanza focale 2.5m, 3m, 4m. Pertanto, in questi ultimi tre casi si hanno due scelte per trovare lo scambiatore di calore che più si adatta alle condizioni di funzionamento imposte dal concentratore. Come prima soluzione si potrebbe pensare di tenere la stessa geometria però utilizzare altri tipi di materiali tenendo conto le proprietà fisiche e il costo di fabbricazione. La seconda opzione potrebbe essere quella di mantenere gli stessi materiali impiegati nelle simulazioni ma modificare la geometria in modo tale da eliminare i picchi termici. Si è scelto di realizzare il ricevitore in alluminio al 99.5% perché si raggiungono temperature, soprattutto negli ultimi tre casi, molto elevate che possono essere sopportate con facilità dai ceramici. Il fatto di avere la struttura in rame ci permette di avere una conducibilità termica molto elevata e pertanto un tempo di avviamento molto basso rispetto ai normali materiali impiegati con questa tecnologia di concentratori. Non vengano considerati effetti dissipativi di potenza sulle superficie esterne a contatto con l'ambiente esterno in quanto possono essere comunque facilmente ridotti rivestendo le pareti esterne con un isolante termico in modo tale da rendere la temperatura sulla superficie esterna prossima a quella ambiente. Inoltre, le simulazioni ci permettono di mettere in luce che i picchi di temperatura sono sempre più alti quando si impone un flusso termico crescente ed entrante dalla superficie piana del ricevitore. Un approfondimento molto interessante che riguarda lo scambiatore di calore è la termofluidodinamica del fenomeno di ebollizione della porta massica di fluido che scorre nei sette condotti di diametro 6 mm. Si vuole calcolare il coefficiente di scambio termico locale durante la fase di ebollizione

per un determinato titolo di vapore al fine di accertare se il trasferimento di calore al fluido nei condotti sia adeguato.

### 4.2.3 Flusso in ebollizione all'interno di condotti

L'ebollizione di una portata massica di fluido che scorre in un condotto è un fenomeno intricato e complesso da prevedere in quanto vi sono parecchie variabili che giocano un ruolo fondamentale. Innanzitutto, si può partire considerando il caso simmetrico-assiale di un tubo circolare posto verticalmente e riscaldato da un flusso di calore entrante su tutta la sua lunghezza il quale alimentato dalla parte bassa da liquido puro sottoraffreddato. Si suppone che il flusso di calore sia tale che la temperatura della parete interna del tubo all'ingresso sia inferiore alla temperatura di saturazione del fluido. Durante l'avanzamento del fluido lungo il condotto sarà prima riscaldato, poi vaporizzato e infine surriscaldato. Nel processo di vaporazione sono presenti diversi schemi di flusso, ognuno dei quali caratterizzato da specifici meccanismi di trasferimento del calore; quest'ultimi sono brevemente discussi nelle pagine seguenti e fanno riferimento alla figura sottostante.

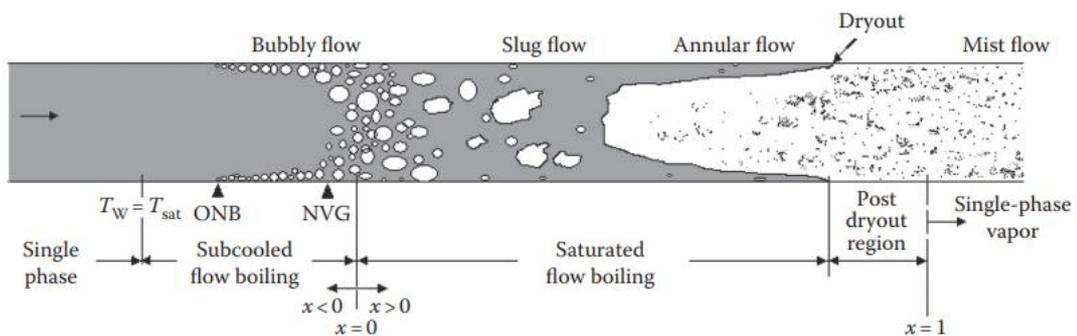


Figura-57 Ebollizione in condotto circolare

Spostandoci lungo la direzione del flusso, nella prima parte del condotto il liquido viene riscaldato per convezione forzata e sia la temperatura di miscelazione del liquido che quella della superficie del condotto aumentano. Il coefficiente di scambio termico di questa prima parte può essere calcolato con opportune correlazioni di convezione forzata

per deflusso in condizione monofase. La temperatura superficiale della parete  $T_w$  supera la temperatura di saturazione del fluido  $T_{sat}$ , finché la temperatura in eccesso  $\Delta T = T_w - T_{sat}$  è sufficiente ad attivare alcuni siti di nucleazione sulla parete del condotto per far avvenire la formazione di vapore, anche se il fluido in deflusso è ancora sottoraffreddato. Se questo è il caso considerato allora la regione di ebollizione sottoraffreddata è presente, prima come ebollizione parziale successivamente ebollizione sottoraffreddata completamente sviluppata. A mano a mano che la temperatura interna della parete aumenta ulteriormente, si ha una completa copertura della superficie da siti di bolle che causano una riduzione del meccanismo di trasferimento di calore convettivo a singola fase. Si raggiunge la regione di ebollizione a nuclei saturi ovvero nel punto in cui il titolo di vapore  $x$  è pari a zero. il meccanismo di trasferimento del calore è quindi lo stesso che nell'ebollizione sottoraffreddata completamente sviluppata dove le bolle di vapore sono generate da un sottile strato di liquido vicino alla superficie che è surriscaldato a un grado sufficiente per attivare i siti di nucleazione. Nell'ebollizione sottoraffreddata completamente sviluppata e nell'ebollizione saturata si hanno modelli di deflusso che sono molto probabilmente a bolle seguiti da un flusso "slug". Quando la produzione di vapore aumenta ulteriormente si verifica la transizione verso un modello di flusso anulare cioè un nucleo di vapore ad alta velocità nella parte centrale del tubo e un sottile strato di film di liquido anulare forzato schiacciato sulla parete del condotto; lo si vede chiaramente nella parte del disegno chiamata "anular flow". Arrivati a questo punto, il calore viene portato via molto efficacemente dalla parete per convezione forzata e l'evaporazione avviene all'interfaccia tra il liquido e il vapore. La maggior parte delle volte l'ebollizione per nuclei è completamente soppressa perché la temperatura della parete cala al di sotto del valore limite necessario per sostenere la nucleazione fissato il flusso di calore entrante nel sistema. I regimi di flusso anulare hanno la peculiarità di avere coefficienti di trasferimento di calore convettivo molto alti e sono indicati come la regione convettiva forzata a due fasi. La qualità del vapore diventa sempre più marcata nella direzione del deflusso fino a raggiungere la condizione in cui si verifica la completa evaporazione dello strato di film liquido, noto come dry-out. Il coefficiente di trasferimento di calore cala bruscamente di uno o anche due ordini di grandezza causando un improvviso aumento

---

della temperatura della parete. Nella successiva regione si raggiunge la condizione di vapore monofase e la regione è soprannominata "*carente di liquido*". Quest'ultima regione può estendersi oltre il punto di equilibrio termodinamico del vapore saturo secco, il titolo del vapore è 1, diversi meccanismi di trasferimento di calore devono essere presi in considerazione:

- I. dalla superficie alle gocce di fluido considerando sia quelle che impattano la parete che quelle che entrano nello strato limite senza toccare la parete;
- II. effetti convettivi dalla parete al vapore, dal vapore alle goccioline che sono disperse all'interno del nucleo di vapore;
- III. effetti radiativi dalla parete alle goccioline di liquido e al vapore;

Il problema dell'ebollizione è affrontato e discusso in modo esaustivo da Collier e Thome nel 1996 presentando alcune correlazioni nei loro libri per prevedere i coefficienti di scambio termico. La discussione precedente si riferisce a una condizione di flusso termico entrante dalla parete del tubo al fluido in fase ebollizione/evaporazione. Aumentando il flusso di calore applicato alla superficie del tubo e considerando altri parametri invariati, si ottiene la manifestazione della regione di ebollizione sottoraffreddata ad un valore maggiore di sotto raffreddamento del liquido ovvero la differenza tra la temperatura di saturazione e quella di bulk del fluido. L'aumento della transizione tra l'ebollizione nella condizione satura e le due fasi in regime forzato fa sì che il trasferimento di calore convettivo forzato sia spostato a valori più alti di titolo di vapore invece il dry-out ad un valore più basso, limitando così l'intervallo del titolo in cui il trasferimento di calore convettivo forzato bifase risulti essere altamente efficiente. A valori ancora più alti di flusso termico entrante nel fluido si causa la scomparsa della regione di trasferimento di calore convettivo a due fasi, e la transizione dalla regione di ebollizione satura del nucleo porta alla nuova regione di ebollizione del film in un punto che è chiamato DNB ovvero "*partenza dell'ebollizione nucleare*". Si verifica in questo punto un improvviso e repentino deterioramento del coefficiente di scambio termico; migliorando ulteriormente il flusso di calore imposto, il DNB ha luogo a un titolo di vapore sempre più basso, fino a quando può entrare nella regione del liquido sottoraffreddato, quando si ha la transizione

direttamente dal meccanismo di trasferimento di calore dell'ebollizione a nucleo sottoraffreddato a quello di ebollizione a film. Prendendo in considerazione un condotto orizzontale ed uno verticale sottoposti alla stessa situazione sperimentale, si constata che i valori del coefficiente di scambio termico possono risultare differenti in base alla configurazione scelta perché la forza di gravità provoca soprattutto nei condotti verticali modelli di flusso asimmetrici radiali. Oltre ai modelli di flusso già trattati per il flusso verticale, i modelli di flusso stratificato possono apparire in alcune condizioni. Nei modelli di flusso a bolle, stratificati e intermittenti nei condotti orizzontali si verifica la tendenza a segregare la fase del vapore soprattutto verso la parte superiore del condotto. Infatti, la superficie superiore del tubo può diventare non bagnata con un basso coefficiente di trasferimento termico locale. Per far fronte alla segregazione del vapore si può pensare di aumentare della portata in massa. Con alti titoli di vapore è probabile che si verifichi un deflusso anulare dove si genera un film liquido di spessore inferiore nella parte superiore del tubo rispetto alla parte inferiore poiché più sensibile alla condizione di dry-out. Il flusso bifase è caratterizzato da un trasferimento di calore che è molto legato alla tipologia di flusso; infatti sono state sviluppate mappe di flusso al fine di predire il flusso bifase prendendo in considerazione sia la geometria che le condizioni fisiche del fluido e del flusso. In letteratura sono presenti diverse correlazioni empiriche che sono state presentate per prevedere il coefficiente di scambio convettivo locale  $h_{sfh}$  durante la fase di ebollizione di flusso saturo; molte di queste correlazioni sono sotto forma di una combinazione di un contributo dato dall'ebollizione nucleata e di un contributo dato dai fenomeni convettivi. La correlazione di Liu e Winterton (1996) è un'espressione asintotica che può essere utilizzata solo quando il flusso del fluido nel condotto è in regime turbolento.[17]

$$h_{sfh} = \sqrt{(S \cdot h_{nb})^2 + (F \cdot h_l)^2} \quad (4.2.3.1)$$

dove  $h_{nb}$  è il coefficiente di trasferimento di calore di ebollizione nucleare calcolato dalla correlazione di Cooper:

$$h_{nb} = 55 \cdot p_R^{0.12 - 0.4343 \ln R_p} \cdot (-\log_{10} p_R)^{-0.55} \cdot M^{-0.5} \cdot \dot{q}^{0.67} \quad (4.2.3.2)$$

$$Se \ (0.001 < p_R \leq 0.9; \ 2 < M < 200 \text{ kg/kmol})$$

$h_l$  è il coefficiente di scambio termico convettivo per solo liquido che fluisce nello stesso tubo con portata massica locale  $\dot{M}_l$  utilizzando la correlazione di Dittus-Boelter:

$$Re_l = \frac{4\dot{M}_l}{\pi d_i \cdot \mu_l} \quad \text{Reynolds number} \quad (4.2.3.3)$$

$$Pr_l = \frac{c_{pl} \cdot \mu_l}{k_l} \quad \text{Prandtl number} \quad (4.2.3.4)$$

$$Nu = \frac{h_l d_i}{k_l} \quad \text{Nusselt number} \quad (4.2.3.5)$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (4.2.3.6)$$

$$\left( \begin{array}{l} 0.6 < Pr < 160; Re > 10,000; \left(\frac{L}{d_i}\right) > 10; \\ n = 0.3 \text{ for cooling}; n = 0.4 \text{ for heating} \end{array} \right)$$

$S$  è il fattore di soppressione dell'ebollizione; è minore dell'unità.  $F$  è il fattore di potenziamento convettivo; risulta essere più grande dell'unità a causa dell'aumento della velocità del liquido causato dal vapore formatosi durante il processo di evaporazione. Entrambi i fattori sono calcolati con le seguenti formule:

$$S = \frac{1}{(1 + 0.055 F^{0.1} \cdot Re_l^{0.16})} \quad (4.2.3.7)$$

$$F = \left[ 1 + x \cdot Pr_l \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0.35} \quad (4.2.3.8)$$

Un'altra correlazione introdotta da Gungor and Winterton nel 1987 pone la differenza tra una situazione con deflusso orizzontale e una con deflusso verticale, sempre in regime turbolento, con l'introduzione di due coefficienti  $S_2$  e  $F_2$  in funzione del numero di Froude ( $Fr_l$ ). La correlazione è riportata di seguito:

$$\frac{h_{sfb}}{h_l} = (1 + 3000 \cdot Boi^{0.86}) \cdot S_2 + 1.12 \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.41} \cdot F_2 \quad (4.2.3.9)$$

Tutti i pedici "l" si riferiscono alle proprietà solo liquido del fluido che fluisce lungo il condotto. [17]

$$Re_l = \frac{4\dot{M}_l}{\pi d_i \cdot \mu_l} \quad (4.2.3.10)$$

$$Pr_l = \frac{c_{pl} \cdot \mu_l}{k_l} \quad (4.2.3.11)$$

$$Nu = \frac{h_l d_i}{k_l} \quad (4.2.3.12)$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (4.2.3.13)$$

$$\left( \begin{array}{l} 0.6 < Pr < 160; Re > 10,000; \left( \frac{L}{d_i} \right) > 10; \\ n = 0.3 \text{ for cooling}; n = 0.4 \text{ for heating} \end{array} \right)$$

$$Boi = \frac{q''}{\dot{m} \cdot H_{lv}} \quad \text{Boiling number} \quad Fr_l = \frac{\dot{m}^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot d_i} \quad \text{Froude number} \quad (4.2.3.14)$$

$$S_2 = Fr_l^{(0.1-2Fr_l)} \quad \text{se orizzontale e } Fr_l < 0.05; \text{ altrimenti } S_2 = 1 \quad (4.2.3.15)$$

$$F_2 = Fr_l^{0.5} \quad \text{se orizzontale e } Fr_l < 0.05; \text{ altrimenti } F_2 = 1 \quad (4.2.3.16)$$

La valutazione del coefficiente di scambio termico convettivo in regime laminare è ottenuta da correlazioni che sono valide o per un regime termico parzialmente sviluppato oppure per uno completamente sviluppato. Per capire se il fluido che scorre nel condotto ha un regime termico parzialmente o completamente sviluppato è indispensabile introdurre il numero di Graetz.

$$\frac{Re_{d_i} Pr}{x/d_i} = Gz \quad (4.2.3.17)$$

Nella regione di ingresso, la correzione per il calcolo del numero di Nusselt è più complicata di quella a regime sviluppato perché sia la velocità che la temperatura dipendono da:  $x$  (lunghezza),  $r$  (coordinata radiale) e dal gradiente di temperatura assiale  $T/x$ . Tuttavia, sono state ottenute due diverse soluzioni, la più semplice è per il problema della lunghezza di ingresso termico e si basa sulle condizioni termiche, le quali si sviluppino in presenza di un profilo di velocità completamente sviluppato. Tale situazione esisterebbe se il luogo in cui inizia il trasferimento di calore fosse preceduto da una lunghezza iniziale non riscaldata. Nell'assenza di una lunghezza iniziale non riscaldata, lo sviluppo dello strato limite di velocità avverrebbe molto più rapidamente dello sviluppo dello strato limite termico per i fluidi di grandi numeri di *Prandtl* e quindi si potrebbe fare un'approssimazione sulla lunghezza d'ingresso. Il problema della lunghezza d'ingresso combinata, sia quella termica che di velocità, corrisponde al caso per il quale entrambi i profili si sviluppano allo stesso istante. Sono state ottenute soluzioni per entrambe le condizioni e i risultati sono riportati nella Figura-58:

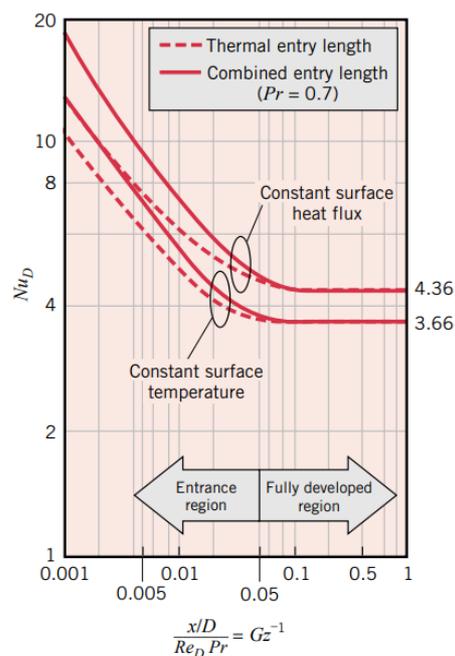


Figura-58 Risultati per una lunghezza d'entrata in regime laminare in un tubo circolare (Numero di Nusselt locale)

Si deduce dal grafico che il valore del numero di Nusselt rimane costante (valore asintotico) per deflusso termico completamente sviluppato invece per quello parzialmente sviluppato, valore della  $x$  tendente a zero, si ha un andamento crescente in funzione della lunghezza d'ingresso. Il reciproco del numero di Graetz ci dice come il numero di Nusselt sia indipendente dal numero di Prandtl per regime sviluppato di velocità poiché il profilo di velocità è indipendente dalla viscosità del fluido. D'altra parte, se il regime combinato è parzialmente sviluppato, i risultati dipendono dal modo in cui si sviluppa la distribuzione della velocità la quale è molto sensibile alla viscosità del fluido. Pertanto, il numero di Nusselt dipende dal numero di Prandtl per il caso di lunghezza d'entrata combinata. In qualunque posizione della regione d'ingresso, il numero di Nusselt diminuisce con l'aumentare del numero di Prandtl. Come è noto dalla Figura-58 la condizione di regime completamente sviluppato si ha per valori di  $Gz^{-1}$  pari a 0.05. Si vuole calcolare quale sia il reciproco del numero di Graetz per il benzene e il MDM al fine di capire se il regime termico sia sviluppato o meno. Si ottengono i seguenti risultati con i dati dei fluidi presi dalle tabelle sottostanti:[23]

BENZENE

$$Gz^{-1} = \frac{x/d_i}{Re_l Pr_l} = 0.086 \quad (4.2.3.18)$$

MDM

$$Gz^{-1} = \frac{x/d_i}{Re_l Pr_l} = 0.026 \quad (4.2.3.19)$$

Tabella-7 Dati geometrici dello scambiatore di calore

Numero di tubi (-)	7
Diametro idraulico (m)	0.006
Lunghezza (m)	0.21
Potenza per unità di superficie (W/m <sup>2</sup> )	25000

**Tabella-8** Proprietà fisiche del benzene prese da Aspen Plus V10 a pressione 3 bar e temperatura 313K

Portata in massa singolo tubo (kg/s)	$1.6607 \cdot 10^{-04}$
Densità liquido (kg/m <sup>3</sup> )	857.3
Densità vapore (kg/m <sup>3</sup> )	6.1
Viscosità dinamica liquido (Pa·s)	0.0005
Capacità termica a pressione costante liquido(J/kgK)	1585.39
Conducibilità termica liquido (W/mK)	0.138812
Pressione critica (bar)	48.9
Calore latente di vaporizzazione (J/kg)	$3.94 \cdot 10^5$
Peso molecolare (kg/kmol)	78.11
Portata in massa per unità di sezione singolo tubo (kg/m <sup>2</sup> s)	5.8735
Tensione di superficie (N/m)	0.026283
Titolo vapore (-)	0.5

[24]

**Tabella-9** Proprietà fisiche del MDM prese da Aspen Plus V10 a pressione 3 bar e temperatura 379K

Portata in massa singolo tubo (kg/s)	$3.285 \cdot 10^{-04}$
Densità liquido (kg/m <sup>3</sup> )	732.9
Densità vapore (kg/m <sup>3</sup> )	20.9
Viscosità dinamica liquido (Pa·s)	0.000355
Capacità termica a pressione costante liquido(J/kgK)	1776.2
Conducibilità termica liquido (W/mK)	0.09429
Pressione critica (bar)	14.1
Calore latente di vaporizzazione (J/kg)	$1.69 \cdot 10^5$
Peso molecolare (kg/kmol)	236.53
Portata in massa per unità di sezione singolo tubo (kg/m <sup>2</sup> s)	11.61
Tensione di superficie (N/m)	0.0106014
Titolo vapore (-)	0.5

[25]

Oltre alle correlazioni descritte in precedenza, ne sono disponibili in letteratura alcune che si adattano meglio alla tipologia di fluido impiegato. La prima tra molte è la correlazione di Chen del 1966 che è stata sviluppata utilizzando un modello additivo con miglioramento convettivo. Funziona veramente bene con i fluidi tipo l'acqua a bassa

pressione, ma produce errori sempre più rilevanti con i dati sull'acqua ad alta pressione e i refrigeranti. La seconda è di Shah del 1982 il quale propose una correlazione in una forma di grafico; funzionava relativamente bene con molti fluidi. Con il tempo sono state realizzate altre correlazioni come quella di *Liu e Winterton 1991*, descritta già nelle pagine precedenti, i quali impiegano un modello asintotico. Questo modello funziona bene in alcuni casi ma a causa della sua natura altamente empirica non riesce a rappresentare realmente il valore del coefficiente di scambio termico in funzione del titolo di vapore. L'ultima correlazione appartiene a *Kandlikar 1990* che stata sviluppata da una grande banca dati composta da oltre 10.000 punti dati e diversi fluidi come per esempio l'acqua, i refrigeranti e i criogeni. Questo tipo di correlazione è capace di prevedere con ottima precisione la variazione del coefficiente di scambio termico con una tendenza crescente al crescere del titolo di vapore con basso numero di ebollizione, ed un alto rapporto di densità tra il liquido e il vapore. Rappresentativo della regione "*convective boiling domination*" (CBD) come per esempio con acqua a bassa pressione e basso numero di ebollizione. D'altra parte, si prevede una tendenza decrescente per un elevato numero di ebollizione e basso rapporto densità tra liquido e vapore. Rappresentativo della regione "*nulceate boiling domination*" (NBD) i fluidi che hanno un basso rapporto di densità tra liquido e vapore e imposizione di alti flussi di calore. La correlazione dell'ebollizione del flusso è stata estesa con successo all'ebollizione del flusso sottoraffreddato, alle miscele binarie e all'ebollizione in micro-canali e mini-canali. Nella correlazione di *Kandlikar* si tiene conto delle caratteristiche di nucleazione su una data superficie grazie al parametro fluido-superficie  $F_{Fl}$ . La correlazione di *Kandlikar* è come segue:[26]

$$h_{TP} = \text{larger of } \begin{cases} h_{TP,NBD} \\ h_{TP,CBD} \end{cases} \quad (4.2.3.20)$$

$$h_{TP,NBD} = 0.6683Co^{-0.2}(1-x)^{0.8}f_2(Fr_L)h_{LO} + 1058.0Boi^{0.7}(1-x)^{0.8}F_{Fl}h_{LO} \quad (4.2.3.21)$$

$$h_{TP,CBD} = 1.136Co^{-0.9}(1-x)^{0.8}f_2(Fr_L)h_{LO} + 667.2Boi^{0.7}(1-x)^{0.8}F_{Fl}h_{LO} \quad (4.2.3.22)$$

Dove  $f_2(Fr_{LO})$  è il moltiplicatore di Foude il quale risulta:

- $f_2(Fr_l) = 1$  per il tubo verticale quand  $Fr_l > 0.04$
- $f_2(Fr_l) = 1$  per condotto orizzontale quando  $Fr_l > 0.04$
- altrimenti:

$$f_2(Fr_l) = (25Fr_l)^{0.3} \quad (4.2.3.23)$$

$$Fr_l = \frac{\dot{m}^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot d_i} \quad (4.2.3.24)$$

$$Co = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \quad \text{convection number} \quad (4.2.3.25)$$

Regione turbolenta:

$$h_{LO} = \frac{Re_l Pr_l (f/2)(k_l/d_i)}{1 + 12.7(Pr_l^{2/3} - 1)(f/2)^{0.5}} \quad \text{per } 10^4 \leq Re_l \leq 5 \times 10^6 \quad (4.2.3.26)$$

$$h_{LO} = \frac{(Re_l - 1000)Pr_l (f/2)(k_l/d_i)}{1 + 12.7(Pr_l^{2/3} - 1)(f/2)^{0.5}} \quad \text{per } 3000 \leq Re_l \leq 10^4 \quad (4.2.3.27)$$

$$f = [1.58 \ln(Re_l) - 3.28]^{-2} \quad (4.2.3.28)$$

Regione di transizione: Dipende da altri parametri di flusso: si consiglia un'interpolazione lineare tra  $Re_l$  1600 e 3000.

Regione laminare:  $Re_l < 1600$   $Nu = cost$

Regione molto laminare:  $Re_l < 100$

$$f_2(Fr_l) = 1 \quad h_{TP} = h_{TP,NBD} \quad (4.2.3.29)$$

$$h_{TP,NBD} = 0.6683Co^{-0.2}(1-x)^{0.8}h_{LO} + 1058Boi^{0.7}(1-x)^{0.8}F_{Fl}h_{LO} \quad (4.2.3.30)$$

$F_{Fl}$  è il coefficiente che nell'equazione di *Kindlikar* dipende dalle caratteristiche tra la superficie da cui viene trasmesso il flusso termico e quelle del fluido. Questo coefficiente ci permette di tenere in considerazione le caratteristiche di nucleazione del liquido sulla superficie di scambio termico; dipende principalmente dalla densità del sito di nucleazione, dalle proprietà di nucleazione del fluido e altri fattori. Nella tabella

sottostante sono riportati alcuni valori di  $F_{FI}$  per un certo numero di fluidi su superfici in rame e ottone, inoltre per qualunque tipo di fluido a contatto con una superficie d'acciaio inossidabile il fattore è 1. Per il calcolo del coefficiente di scambio termico in un singolo condotto dello scambiatore si suppone un sottile strato di rivestimento interno in acciaio inossidabile poiché non si hanno dati tabellati del benzene e MDM su una superficie in rame.

**Tabella-10** Coefficiente fluido-superficie  $F_{FI}$

Fluid	$F_{FI}$
Water	1.00
R-11	1.30
R- 1 2	1.50
R-13B1	1.31
R-22	2.20
R—32a	1.88
R-113	1.30
R-114	1.24
R-125 <sup>a</sup>	2.27
R-134a	1.63
R-142b <sup>a</sup>	1.74
R-143a <sup>a</sup>	2.39
R- 152a	1.10
R-32/R- 132	3.30
60%-40% (by wt)	
Butane <sup>a</sup>	1.50
Kerosene	0.488
Propane <sup>a</sup>	2.15

*Note: For stainless steel tubes, use  $F_{FI} = 1.0$  for all fluids.  
<sup>a</sup> Values obtained by Melin (1996).*

Dopo una breve descrizione di quelle che sono i componenti e gli intervalli di applicabilità della correlazione di *Kindlikar*, si passa al calcolo pratico del coefficiente di scambio termico locale, funzione del titolo di vapore, per un singolo condotto presente nello scambiatore in cui fluisce nel primo caso il benzene e nel secondo caso il fluido MDM. Questa analisi è stata fatta per avere un'idea di quello che è il valore del coefficiente di cambio termico con un titolo di 0.5 ovvero metà del fluido è allo stato liquido e l'altra allo stato di vapore. Bisogna tenere in considerazione che i risultati ottenuti non rappresentano minimamente il coefficiente di scambio termico medio di tutta la superficie di contatto tra la parte del condotto e il fluido stesso. Si analizza in questo capitolo solo

lo scambiatore che verrebbe installato per l'impianto non recuperativo ORC alimentato dal concentratore solare con distanza focale 0.92m tralasciando gli altri casi studio.

BENZENE

Il profilo termico del flusso di benzene è pienamente sviluppato mantenendo costanti le proprietà del fluido per tutta la lunghezza del condotto.

$$Re_l = \frac{4\dot{M}_l}{\pi d_i \cdot \mu_l} = 71 \quad (4.2.3.31)$$

$$Pr_l = \frac{c_{pl} \cdot \mu_l}{k_l} = 5.71 \quad (4.2.3.32)$$

$$Co = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} = 0.0843 \quad (4.2.3.32)$$

$$Boi = \frac{q''}{\dot{m} H_{lv}} = 0.011 \quad (4.2.3.33)$$

$$h_{LO} = \frac{Nu k_l}{d_i} = 100.87 \frac{W}{m^2 K} \quad (4.2.3.34)$$

$$Nu = 4.36 \quad (4.2.3.35)$$

$$F_{Fl} = 1 \quad (4.2.3.36)$$

$$h_{TP,NBD} = 0.6683 Co^{-0.2} (1-x)^{0.8} h_{LO} + 1058 Boi^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{Fl} h_{LO} = 2672.04 \frac{W}{m^2 K} \quad (4.2.3.37)$$

$$h_{TP} = h_{TP,NBD} = 2672.04 \frac{W}{m^2 K} \quad (4.2.3.38)$$

MDM (Ottametiltrisilossano)

Il profilo termico del flusso di MDM non è pienamente sviluppato mantenendo costanti le proprietà del fluido per tutta la lunghezza del condotto.

$$Re_l = \frac{4\dot{M}_l}{\pi d_i \cdot \mu_l} = 197 \quad (4.2.3.39)$$

$$Pr_l = \frac{c_{pl} \cdot \mu_l}{k_l} = 6.69 \quad (4.2.3.40)$$

$$Co = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} = 0.169 \quad (4.2.3.41)$$

$$Boi = \frac{q''}{\dot{m} H_{lv}} = 0.0127 \quad (4.2.3.42)$$

$$Fr_l = \frac{\dot{m}^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot d_i} = 3.125 \quad (4.2.3.43)$$

$$h_{LO} = \frac{Nu k_l}{d_i} = 112.84 \frac{W}{m^2 K} \quad (4.2.3.44)$$

Correlazione di Stephan and Preuer [27] con  $q''$  uniforme:

$$Nu = 4.364 + \frac{0.086(Re_l Pr_l d_i/L)^{1.33}}{1 + 0.1Pr_l (Re_l d_i/L)^{0.83}} = 7.1 \quad (4.2.3.45)$$

$$F_{Fl} = 1$$

Per condotti orizzontali con  $Fr_l > 0.04$   $f_2(Fr_l) = 1$  (4.2.3.46)

$$h_{TP} = \text{larger of } \begin{cases} h_{TP,NBD} \\ h_{TP,CBD} \end{cases} \quad (4.2.3.47)$$

$$h_{TP,NBD} = 0.6683Co^{-0.2}(1-x)^{0.8}f_2(Fr_{LO})h_{LO} + 1058Boi^{0.7}(1-x)^{0.8}F_{Fl}h_{LO} = 3288.72 \frac{W}{m^2 K} \quad (4.2.3.48)$$

$$h_{TP,CBD} = 1.136Co^{-0.9}(1-x)^{0.8}f_2(Fr_{LO})h_{LO} + 667.2Boi^{0.7}(1-x)^{0.8}F_{Fl}h_{LO} = 2399.65 \frac{W}{m^2 K} \quad (4.2.3.49)$$

Quindi si ottiene  $h_{TP} = 3288.72 \frac{W}{m^2 K}$  (4.2.3.50)

Per mezzo dei dati ottenuti in questa parte della tesi si può comprendere che il deflusso della portata per entrambi i fluidi non sia in regime turbolento ma piuttosto in regime laminare. Il fatto che sia presente un deflusso in regime laminare porta ad avere uno scambio termico convettivo non molto efficiente come nel caso turbolento. Si potrebbe pensare di fare dei miglioramenti sulla geometria dello scambiatore o per lo meno sulla dimensione dei singoli condotti per fare in modo che il deflusso entri in regime

---

turbolento. La riduzione del diametro dei condotti permette di aumentare il numero di Reynold generando un incremento del coefficiente di scambio termico convettivo che si traduce in abbassamento della differenza di temperatura tra la parte e il fluido. Allo stesso tempo la modifica della geometria comprometterebbe la distribuzione di temperatura lungo lo scambiatore di calore. Evinco l'importanza di sottolineare, nell'eventualità di un regime turbolento, la necessità di verificare l'assenza di vibrazioni del componente, quando in funzione, a mano a mano che si passa a una condizione operativa crescente di portata massica; l'impianto ORC in funzione durante la stagione estiva rappresenta la condizione di massima produzione di potenza elettrica che si traduce in massima portata in massa in circolazione nei componenti. Un ulteriore aspetto di cui però non è stato effettuato il calcolo è la caduta di pressione tra l'ingresso e l'uscita dello scambiatore la quale viene influenzata sia dalla geometria del componente che dalla fluidodinamica delle due fasi. Il coefficiente di scambio termico in deflussi bi-fase può essere incrementato causando una crescente caduta di pressione nei condotti quindi è necessario trovare il giusto compromesso tra le due fisiche in base alle condizioni operative del fluido di lavoro.

## 5 Simulazioni ORC

La parte inerente all'analisi delle prestazioni dell'impianto ORC è realizzata con il software *Aspen Plus V10* con il quale vengono prese in esame due tipologie di impianto ovvero quella a ciclo Rankine organico a semplice compressione di vapore senza e con l'installazione di un'unità di recupero (recuperatore termico). Nella sezione proprietà del software si selezionano i fluidi Benzene e MDM già presenti nella libreria delle sostanze. Inoltre, sempre nella medesima sezione si sceglie l'equazione di stato di *Peng-Robinson* la quale descrive le condizioni fisiche del fluido correlandone le funzioni di stato (Temperatura, Pressione, Volume, Quantità di sostanza).

### 5.1 Equazione di Peng-Robinson

L'equazione di stato di Peng-Robinson utilizzata in *Aspen Plus V10* è la seguente:

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v(v + b) + b(v - b)} \quad (5.1.1)$$

$a$ : parametro di attrazione;

$b$ : covolume;

Negli anni sono state fatte molte modifiche sia dell'equazione stessa che dei coefficienti che compaiono al suo interno adattandoli alla classe del fluido di appartenenza. Per lo studio fatto in questa stesi parliamo degli idrocarburi aromatici e silossani. Comunque, in generale per un componente puro vengono adottate le seguenti formule per calcolare i coefficienti presenti nell'equazione di stato:

$$a = a_c \alpha \quad (5.1.2)$$

$$\alpha = [1 + \kappa(1 - \sqrt{T_r})]^2 \quad (5.1.3)$$

$$T_r = \frac{T}{T_c} \quad (5.1.4)$$

$$\kappa = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2 \quad (5.1.5)$$

$$a_c = \Omega_a \frac{R^2 T_c^2}{P_c} = 0.45724 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \quad (5.1.6)$$

$$b = \Omega_b \frac{R T_c}{P_c} = 0.07780 \frac{R T_c}{P_c} \quad (5.1.7)$$

$T_c$ : temperatura critica;

$P_c$ : pressione critica;

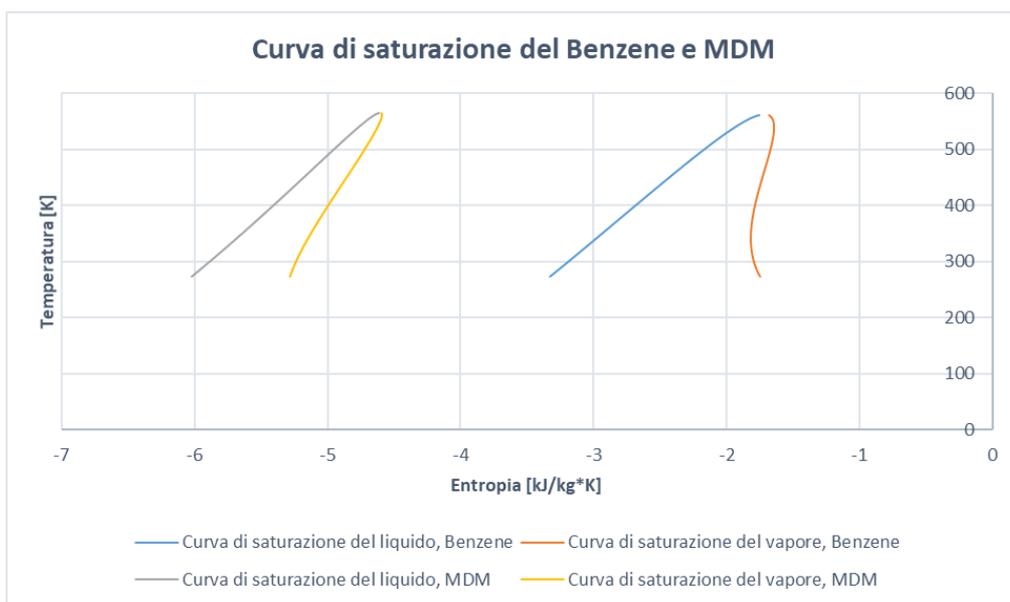
$R$ : costante universale del gas;

$\omega$ : fattore acentrico;

I due ingegneri chimici hanno introdotto il termine  $b(v - b)$ , rispetto all'equazione di Van der Waals, per migliorare la rappresentazione delle forze di pressione attrattive portando un miglioramento della capacità di prevedere con molta più accuratezza la densità dei liquidi. L'equazione di stato è capace di predire la pressione di saturazione e gli equilibri vapore-liquido con molta precisione ma soprattutto crescente all'avvicinarsi alle condizioni critiche del fluido. Questa equazione può essere risolta analiticamente, per dare una o tre radici reali, a seconda delle condizioni di temperatura e pressione. L'uso appropriato di una o dell'altra radice, eccetto quando ne esiste solo una, si basa direttamente sul calcolo della pressione di vapore o significato fisico delle radici come per esempio radici con valore negativo. Privat et al.[24] hanno confrontato l'equazione di Peng-Robinson e Soave-Redlich-Kwong con un ampio database sperimentale del Design Institute for Physical Properties (DIPPR), riscontrando che la prima equazione è più accurata nel predire l'entalpia, la capacità termica liquida e il secondo coefficiente viriale, rispetto alla seconda. Mahmoodi & Sedigh [24] hanno riscontrato che l'equazione di Peng-Robinson risulta essere migliore per predire la pressione di saturazione sperimentale di sostanze non idrocarburiche, il fattore di compressibilità, il calore

specifico a volume costante e il calore specifico a pressione costante confrontando dati simulati dal NIST (National Institute of Standards and Technology) per le sostanze da loro studiate.[28]

Con l'ausilio del software è stato possibile generare la curva di saturazione del liquido e del vapore per i rispettivi fluidi di lavoro in esame da cui possono ottenere molte informazioni tra cui le temperature massime e minime operative del ciclo termodinamico.



**Figura-59** *Diagramma comparativo delle curve di saturazione del benzene e MDM*

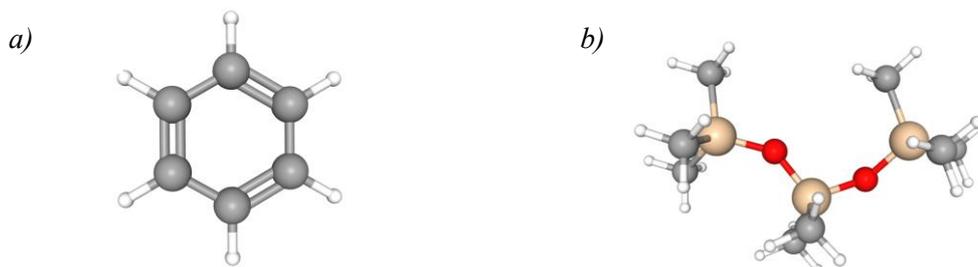
I fluidi di lavoro considerati sono un idrocarburo aromatico, benzene avente formula  $C_6H_6$  e un silossano, l'Ottametiltrisilossano, noto brevemente come MDM avente formula chimica  $C_8H_{24}O_2Si_3$ . Il benzene è una sostanza chimica, liquida incolore o giallo chiaro a temperatura ambiente e presenta un odore dolce. Come molti idrocarburi, il composto chimico ha la caratteristica di essere altamente infiammabile ed evaporare nell'aria molto rapidamente. Il benzene si forma sia da processi naturali che da attività umane come per esempio vulcani e incendi boschivi ed è anche ottenuto dal petrolio greggio, dalla benzina e dal fumo di sigaretta. Ampiamente usato negli Stati Uniti è entrato tra i primi 20 prodotti chimici per volume di produzione. Alcune industrie usano il benzene per fare altri prodotti chimici che sono usati per fare plastica, resine, nylon e

---

fibre sintetiche. Il benzene è anche usato per fare alcuni tipi di lubrificanti, gomme, coloranti, detergenti, farmaci e pesticidi.

L'MDM è un composto impiegato nell'industria farmaceutica, nella fabbricazione dei LED e nell'industria chimica come reagente e catalizzatore. L'abbreviazione MDM dipende da un sistema di nomenclatura basato sulla funzionalità delle unità di base contenenti silicio che appaiono nella molecola in cui l'unità D è chiamata bifunzionale invece l'unità M è chiamata gruppo terminale monofunzionale. Usando questo sistema, le molecole cicliche sono scritte come  $Dx$  e le molecole lineari vengono scritte come  $M2Dx - 2$  dove x è il numero totale delle unità contenenti silicio. Nella molecola dell'ottametiltrisilossano sono presenti due unità M e un gruppo D, da cui MDM.

Una rappresentazione 3D della struttura chimica dei due composti ottenuta dal sito "PubChem" è riportata di seguito in Figura-60.



**Figura-60** a) Struttura molecolare 3D del benzene b) Struttura molecolare 3D del MDM

Dalle curve di saturazione possiamo notare quale potrebbe essere uno dei vantaggi che deriva dall'uso dei silossani rispetto ai fluidi idrocarburici aromatici facendo un confronto tra due diversi fluidi di lavoro: ottametiltrisilossano e benzene. Dal diagramma T-s in Figura-59 si osserva che il fluido della classe dei silossani è caratterizzato da una più bassa entropia di condensazione, la quale inversamente proporzionale alla massa molecolare, e da un salto di temperatura disponibile in turbina molto più basso rispetto al benzene a parità di pressione operativa massima e minima e medesima temperatura di immissione

all'espansore. La conseguenza di questo fatto è che il ciclo con il fluido ottametiltrisilossano individua un'area, e quindi un lavoro di espansione, decisamente inferiore come si vedrà dai risultati descritti nella sezione successiva. Tuttavia, il salto entalpico recuperabile è molto più grande nel caso del silossano rispetto al benzene e questo rende particolarmente importante la potenza termica recuperata; si mostrerà meglio questo aspetto nel paragrafo inerente alla potenza elettrica generata e l'efficienza complessiva del ciclo. Pertanto, si rende particolarmente conveniente l'uso del silossano nel caso degli ORC con un'unità di recupero del calore. Le proprietà di un fluido avranno un impatto sul rendimento sia del recuperatore che del ciclo termodinamico.

## 5.2 Parametri input e creazione dei modelli

Si passa ora alla realizzazione del modello con il benzene che nel punto di progetto scelto lavori a queste condizioni termodinamiche:

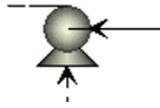
- Temperatura massima del ciclo 480K;
- Temperatura di evaporazione è 393.33K e pressione pari a 3bar;
- Temperatura di condensazione è 317.69K e pressione pari a 0.3bar;

Invece per quanto riguarda il modello con MDM:

- Temperatura massima del ciclo 480K;
- Temperatura di evaporazione è 471.97K e pressione pari a 3bar;
- Temperatura di condensazione è 384K e pressione pari a 0.3bar;

I blocchi che vengono inseriti nel Main flowsheet per realizzare il modello ORC sia a ciclo semplice che con recuperatore sono elencanti di seguito e sono affiancati da una breve descrizione per capire a cosa servono e quale sono i parametri di input da inserire per trovare la convergenza della soluzione nel SOLVER di *Aspen Plus V10*.

PUMP: Pompa a pistone con pressione in uscita impostata a 3 bar. L'efficienza meccanica totale ad esclusione di quella elettrica è considerata 0.5 per tutti i casi studio.



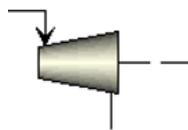
**Figura-61** Disegno della pompa su Aspen Plus V10

HE(Evaporatore): Nell'evaporatore viene impostata una caduta di pressione nulla e un flusso termico entrante nel sistema calcolato nella Capitolo 4.2. Temperatura massima del fluido fissata all'uscita del componente pari a 480K.



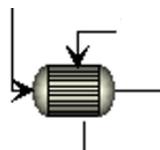
**Figura-62** Disegno del riscaldatore su Aspen Plus V10

TURBINE 1 e 2: Rapporto di espansione totale di 10 è ripartito in due espansori in serie con valore di  $\sqrt{10}$  (in Aspen 0.3162). Espansore tipo isentropico con efficienza isoentropica uguale a 70%.



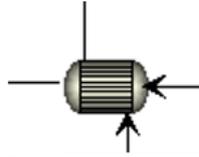
**Figura-63** Disegno dell'espansore su Aspen Plus V10

RECUP: nel dispositivo di recupero del calore si impone che la differenza di temperatura tra lo stream cold-in e lo stream hot-out sia 30K. Si vedrà dopo perché è stato scelto questo valore. Non vi è impostata alcuna perdita di pressione dovuta al componente.



**Figura-64** Disegno dello scambiatore recuperativo su Aspen Plus V10

COND: Il condensatore è impostato con sottoraffreddamento di 5K poiché vogliamo assicurarci che non vi sia alcuna fase di vapore nel fluido all'uscita dal componente. Raffreddamento del fluido di lavoro con aria a temperatura e pressione ambiente. Caduta di pressione imposta a zero.



**Figura-65** Disegno del condensatore su Aspen Plus V10

Sostanze inserite:

**BENZENE:** Sostanza: Benzene;  
Formula chimica:  $C_6H_6$ ;  
Flussi interessati: S1, S2, S3, S4, S5, S6, S7, S8;

**OCTAM-01:** Sostanza: OctaMethylTriSiloxane (MDM);  
Formula chimica:  $C_8H_{24}O_2Si_3$ ;  
Flussi interessati: S1, S2, S3, S4, S5, S6, S7, S8;

**AIR** Sostanza: Aria;  
Formula chimica: miscela di Azoto e Ossigeno;  
Flussi interessati: SC1, SC2;

Metodi e proprietà:

**PENG-ROB:** equazione di stato di Peng-Robinson;

Figure-66 e 67 inserite nelle pagine successive riportano gli schemi dell'impianto ORC realizzato su *Aspen Plus V10* per entrambi i fluidi di lavoro, in particolare le prime due fanno riferimento al benzene e le ultime al MDM. L'installazione del recuperatore mette in mostra quale sia l'impianto ORC recuperativo. Ad ogni stream sono riportati i valori di temperatura in *K*, pressione in *bar*, portata in massa in *kg/s*, la frazione di vapore e le potenze termiche ed elettriche entranti ed uscenti dall'impianto. Importante sottolineare che le figure fanno riferimento solo al primo caso studio ovvero quello con distanza focale 0.92m perché sono state utilizzate le medesime due configurazioni per tutti gli altri casi studio e per entrambi i fluidi di lavoro. I risultati ottenuti per le diverse distanze focali sono riassunti in grafici sia per semplicità che per una comprensione più chiara dei dati comparativi.

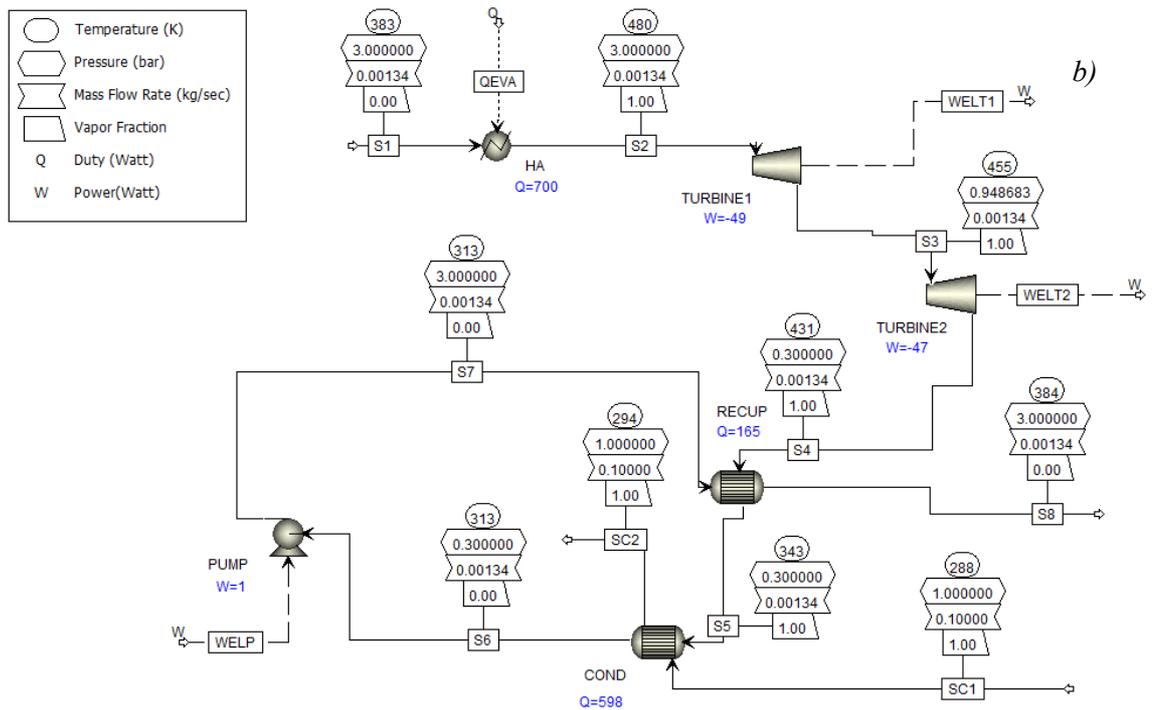
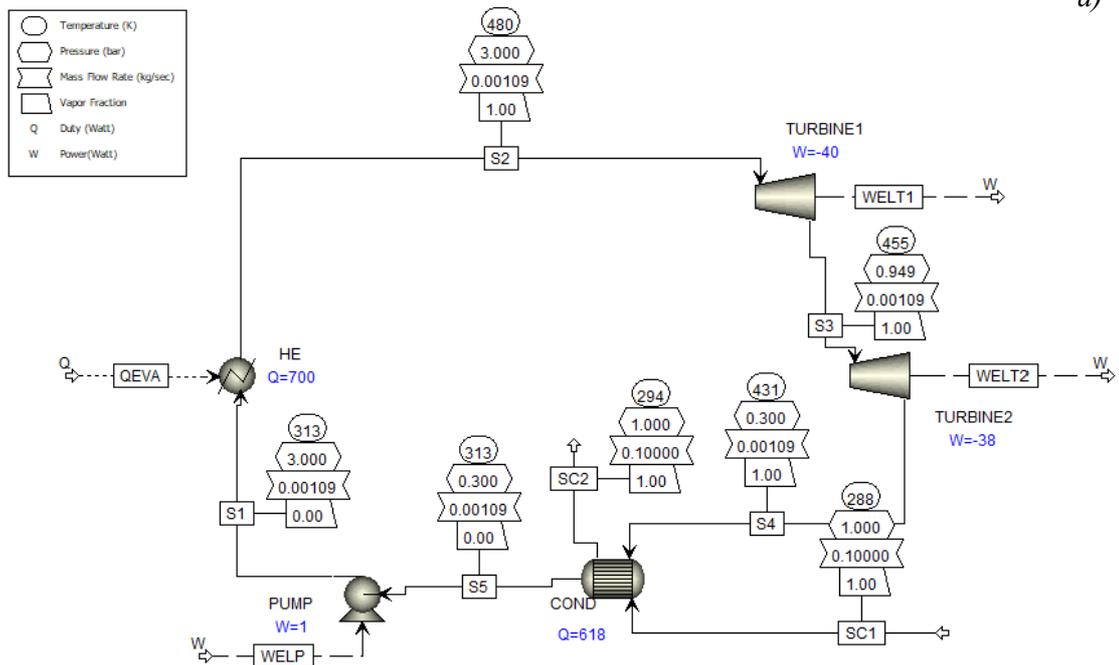


Figura-66 Schema impianto ORC con Benzene caso  $f=0.92m$  a) semplice b) recuperativo

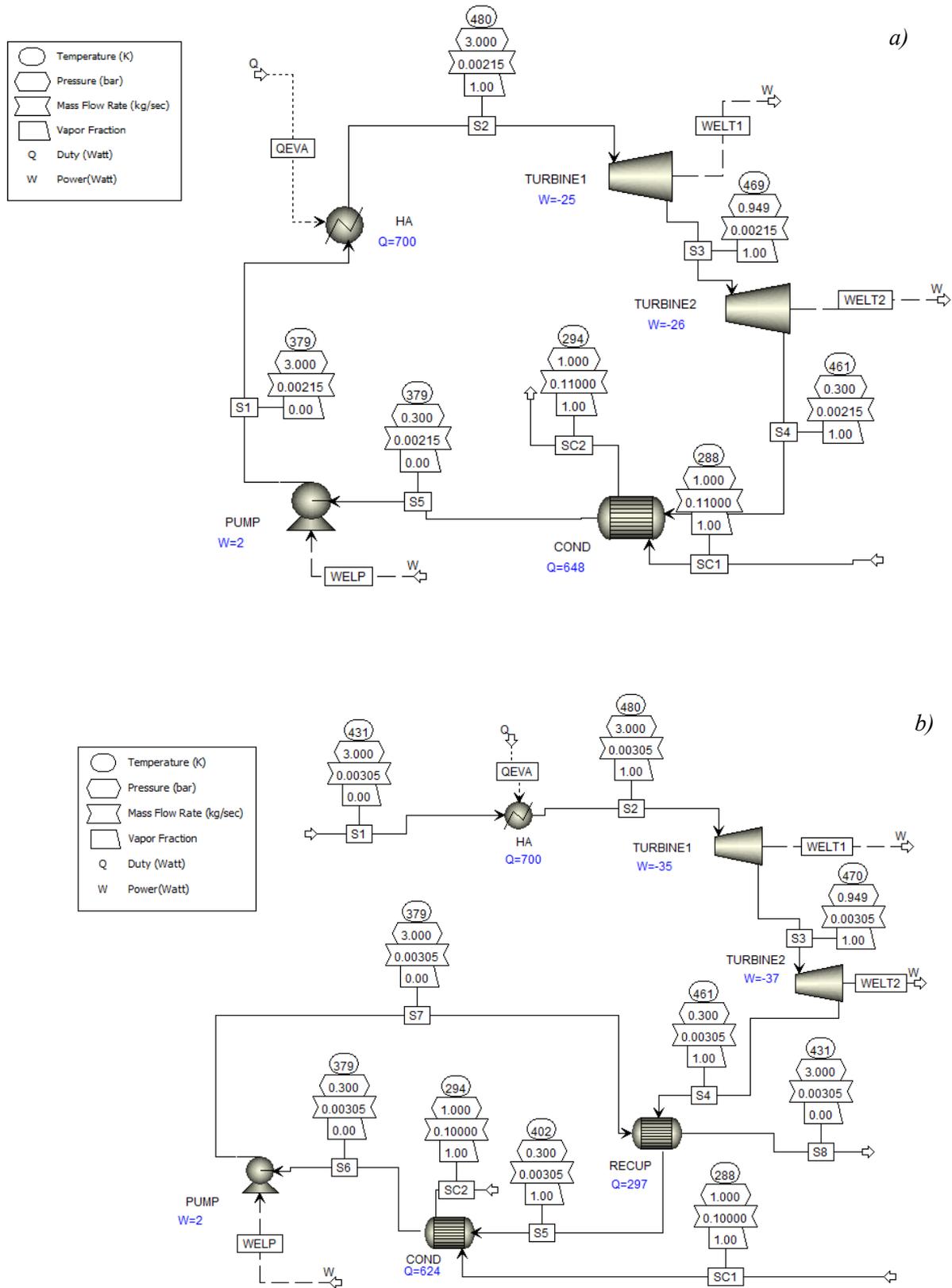
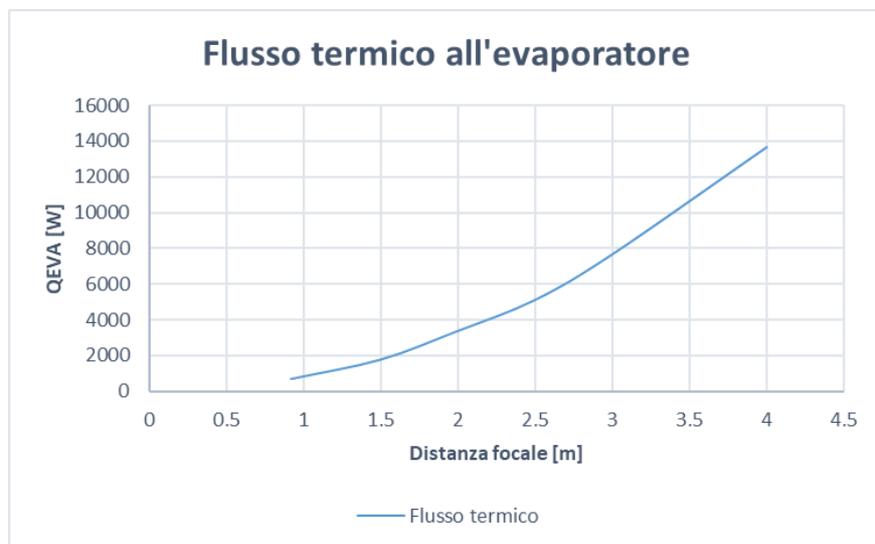


Figura-67 Schema impianto ORC con MDM caso  $f=0.92m$  a) semplice b) recuperativo

---

### 5.3 Discussione dei risultati ORC

L'evaporatore è il componente necessario per immettere un flusso termico nell'impianto per far evaporare una portata in massa di fluido. In ogni caso studio abbiamo quattro differenti flussi termici crescenti con la distanza focale e presentati nel grafico sottostante, Figura-68. Si inizializzano tutti gli streams entranti nell'impianto compreso sia quello inerente al fluido di lavoro convogliato all'evaporatore che quello al condensatore rappresentato da una porta di aria a temperatura e pressione ambiente



**Figura-68** Flusso termico entrante nell'evaporatore

Dati in input al componente un flusso termico e stabilita la caduta di pressione pari a zero, si regola manualmente dai dati in input allo stream entrante, la portata in massa di fluido di lavoro per entrambe le configurazioni ORC e per diverse distanze focali. L'obiettivo è quello di raggiungere una temperatura di 480K e pressione 3bar del fluido all'uscita dal componente prima di essere imbrigliato nell'espansore. I risultati ottenuti sono riportati in figura sottostante e come si vede chiaramente la portata, per tutti i diversi casi studio, è maggiore per il sistema ORC con recuperatore e fluido MDM perché all'uscita del recuperatore si avrà una temperatura maggiore del fluido e pertanto minore è il salto entalpico all'evaporatore per raggiungere le medesime condizioni stabilite.

$$Q_{EVA} = \dot{m}_{WF}(h_{S2} - h_{S1}) \quad (5.3.1)$$

$Q_{EVA}$ : potenza all'evaporatore [W];

$\dot{m}_{WF}$ : portata in massa del fluido di lavoro [kg/s];

$h_{Si}$ : entalpia del fluido di lavoro [J/kg];

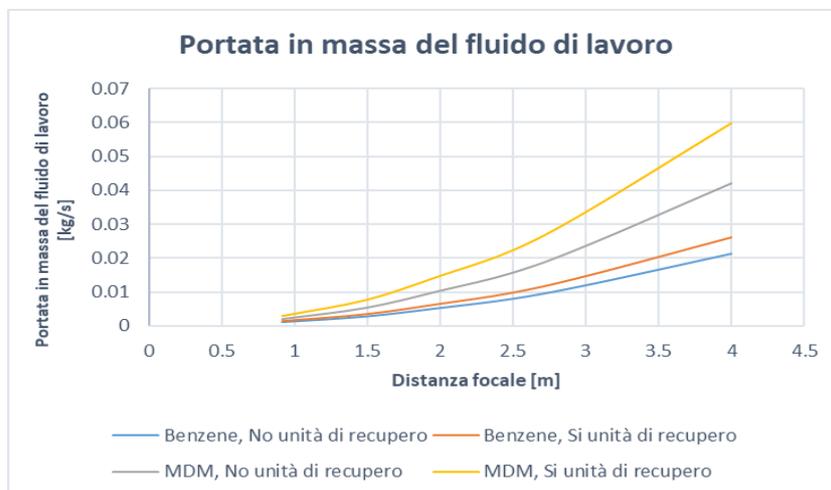


Figura-69 Portata in massa del fluido di lavoro nell'impianto

Un altro aspetto da sottolineare è la portata in massa del fluido di lavoro la quale se maggiore non è univocamente stabilita una maggiore potenza generata all'espansore perché le proprietà del fluido sono diverse. Ad esempio, la curva di saturazione come visto i Figura-59 è molto più stretta per MDM rispetto al benzene quindi la fase evaporativa assorbe una quantica di calore minore facendo aumentare la porta in massa necessaria per asportare il restante flusso termico fornito dal componente.

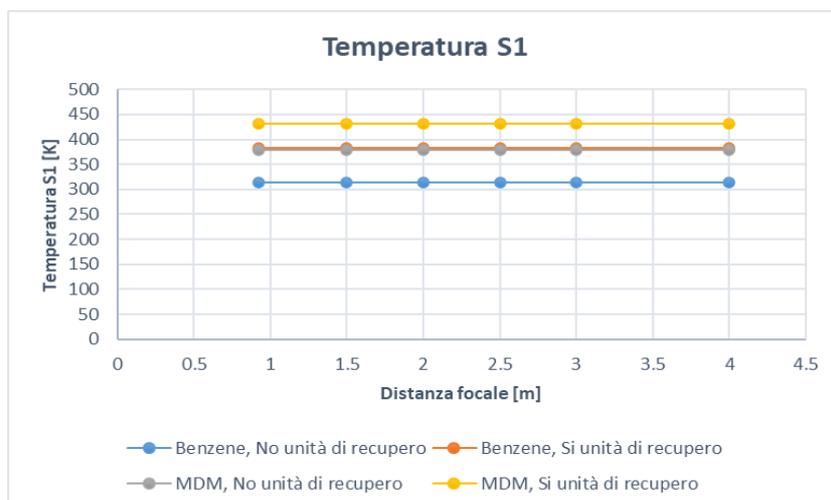
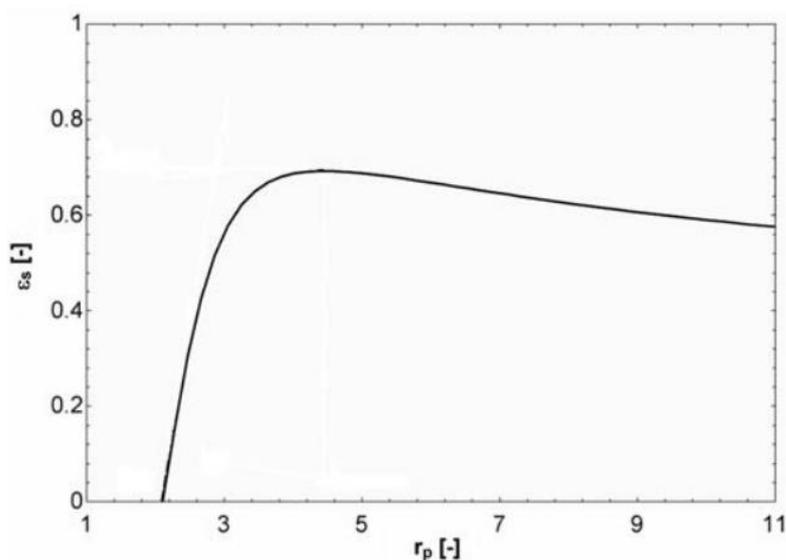


Figura-70 Temperatura all'ingresso dell'evaporatore

---

Gli espansori posti in serie successivamente all'evaporatore sono identici sia per tipologia di macchina che per efficienza isoentropica. La scelta di adottare due espansori è dovuta all'elevato rapporto di pressione tra la sezione di alta pressione di bassa dell'impianto, il quale impattata significativamente sull'efficienza della macchina. Viene presentata una metodologia per confrontare diversi tipi di macchine ad espansione per i sistemi ORC. La metodologia tiene conto delle limitazioni tecnologiche della macchina ad espansione e sono state studiate diverse applicazioni. Infatti, è stato possibile constatare dalla letteratura che per applicazioni solari a bassa potenza precisamente sotto i dieci chilowatt elettrici, la macchina ad espansione che meglio si adatta è la tipologia Scroll. Questa tecnologia mostra i seguenti vantaggi:

- L'uso diffuso delle macchine scroll come compressori nelle applicazioni di refrigerazione le rende disponibili a basso costo;
- La trasformazione di un compressore di refrigerazione in un espansore richiede solo poche modifiche;
- Il ridotto numero di parti mobili li rende affidabili;
- Possono gestire efficacemente la presenza di una fase liquida nel flusso di vapore;



[29] **Figura-71** Curva di efficienza isentropica dell'espansore Scroll in funzione del rapporto di pressione

Le macchine tipo Scroll mostrano una tipica curva di rendimento isoentropico al variare del rapporto di espansione come mostrato in Figura-71. Il grafico mostra un massimo ad un rapporto di pressione di quattro circa. Ad un basso rapporto di pressione l'efficienza isoentropica diminuisce bruscamente mentre è più progressiva a rapporti di pressione elevati. Il rapporto di pressione nominale del ciclo in condizioni di progetto è di 10, a cui corrispondente a un'efficienza non molto ottimale dell'espansore se venisse usato un singolo dispositivo. Pertanto, l'opzione di dividere il rapporto di pressione totale utilizzando due espansori in serie potrebbe sicuramente portare ad una maggiore efficienza.

$$\frac{P_1}{P_2} \cdot \frac{P_2}{P_3} = 10 \rightarrow r_{P_1} \cdot r_{P_2} = 10 \rightarrow r_p^2 = 10 \rightarrow r_p = \sqrt{10} \quad (5.3.2)$$

$P_i$ =pressure [*bar*];

$r_{P_i}$ : rapporto delle pressioni [—]

Alcuni dati tecnici sui diversi tipi di espansori sono riportati nella tabella sottostante:

**Tabella-11** *Alcuni dati tecnici sui vari tipi di espansori*

Parameter	Scroll	Piston	Screw	Roots	Tesla
Displacement [l/s]	0.76-32	[1.25—75]	[25-1100]	-	N/A
Power [W]	[0.005-10,000]	[0.001-10,000]	[2,000-2e5]	[1000-30,000]	[0.005 — 30,000]
Max. rotational speed [RPM]	10,000	8,000	21,000	20,000	-
Built-in volume ratio	[1.5-4.2]	[2-14]	[n.a.-8]	~1	N/A
Maximum pressure [bar]	~40	70	-	-	-
Max. temperature [°C]	250	560	-	-	-
Two-phase flow handling	Yes	Low	Yes	Yes	Yes

[20]

Una considerazione che è possibile dedurre è l'incremento dei costi d'investimento dell'impianto anche se questo tipo di configurazione adottata mostra comunque i costi aggiuntivi limitati poiché le dimensioni degli espansori sono abbastanza piccole per entrambi i fluidi di lavoro e distanza focale 0.92m. D'altro canto i costi diventano più significativi quando si realizza un impianto con distanza focale 4m ma si ha un maggiore impatto positivo sulla generazione di energia elettrica come si vedrà nel prossimo capitolo. L'investimento aggiuntivo sulle macchine di espansione può quindi essere

compensato dalla riduzione dei costi del campo solare. Inoltre, la dimensione del condensatore è anche notevolmente ridotta adottando questo tipo di configurazione. Le configurazioni a due o molteplici dispositivi in serie possono essere usate per temperature più alte e rapporti di pressione più elevati al fine di migliorare l'efficienza isentropica d'espansione totale e la potenza generata. Le linee di efficienza sono simmetriche rispetto alla linea di Cordier ciò significa che per una fissata velocità specifica  $N_s$ , esistono due possibili combinazioni di geometrie di scorrimento, ovvero una con diametro specifico grande e una piccola, che risultano in un'identica efficienza dell'componente. Allo stesso modo con diametro specifico fissato si ha una velocità specifica grande e una piccola che portano allo stesso rendimento isentropico. Il diagramma  $N_s$ - $D_s$  di Balje in Figura-72 riassume molte turbomacchine mettendo in relazione il funzionamento della macchina con un parametro geometrico e l'espansore tipo Scroll occupa la regione evidenziata sovrapponendosi all'espansore a pistone. Risulta molto chiaro dal grafico che gli espansori a scorrimento occupano una regione particolare e sono capaci di soddisfare le richieste di produzione di energia su piccola scala in modo più efficiente rispetto ad altri tipi di espansori.

[30]

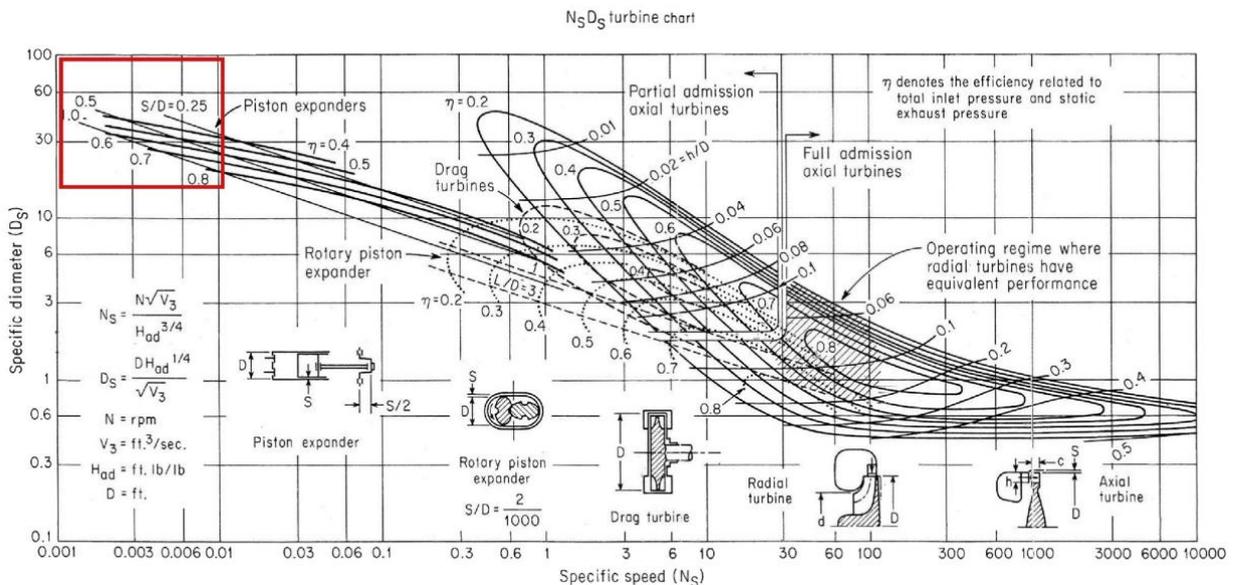


Figura-72 Diagramma di Balje sulle turbomacchine

Come evince da grafico nessuna singola macchina di espansione è superiore per tutte le applicazioni. Infatti, le condizioni operative termodinamiche degli impianti ORC possono

essere derivate ed espresse come parametri adimensionali  $N_s$  e  $D_s$  i quali possono essere utilizzati per selezionare la macchina ad espansione preferibile. Oltre alle condizioni termodinamiche, la velocità di funzionamento dell'espansore ha un impatto importante sul tipo di espansore principalmente sulla degradazione dei componenti della macchina. La velocità specifica, calcolata con l'equazione riportata di seguito, è funzione solo delle condizioni operative di sistema. Pertanto, può essere utilizzata nella fase iniziale del progetto, in condizioni on-design, per specificare il tipo di espansore più idoneo per una certa applicazione senza considerare i parametri geometrici.

$$N_s = \frac{\omega\sqrt{Q}}{\Delta h_{act}^{0.75}} \quad (5.3.3)$$

$N_s$ : numero di giri specifico [–];

$\omega$ : velocità angolare [*rad/s*];

$Q$ : portata volumica [ $m^3/s$ ];

$\Delta h_{act}$ : differenza di entalpia specifica tra ingresso e uscita [*kJ/kg*];

Benzene (ORC non recuperativo  $f=0.92m$ )

$$N_s = \frac{\omega\sqrt{Q}}{\Delta h_{act}^{0.75}} = 0.01 \quad (5.3.4)$$

$$\omega = 1350 \text{ rpm}$$

$$Q = 1.26E-06 \text{ m}^3/s$$

$$\Delta h_{act} = 38.69 \text{ kJ/kg}$$

MDM (ORC non recuperativo  $f=0.92m$ )

$$N_s = \frac{\omega\sqrt{Q}}{\Delta h_{act}^{0.75}} = 0.009 \quad (5.3.5)$$

$$\omega = 350 \text{ rpm}$$

$$Q = 2.93E-06 \text{ m}^3/s$$

$$\Delta h_{act} = 12.18 \text{ kJ/kg}$$

Dai calcoli fatti per entrambi i tipi di fluidi di lavoro e solo per il primo caso studio con distanza focale di 0.92m, si è potuto constatare che la scelta migliore sarebbe un dispositivo tipo Scroll o Screw come evidenziato dal grafico in Figura-73. Per i restanti casi studio si fa l'assunzione che l'espansore scelto lavori nella condizione di rendimento

ottimale pertanto un dispositivo di crescente dimensione al crescere della taglia dell'impianto.

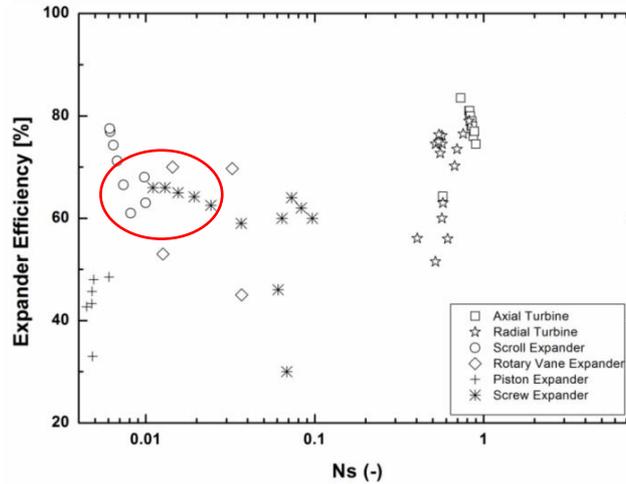


Figura-73 Diagramma  $Ns - \eta_{iso}$  riassuntivo dei principali espansori per i sistemi ORC

[31]

La potenza generata da due espansori in serie è la somma delle singole potenze generate da ciascun espansore ottenuta dalla formula seguente:

$$W_{\text{turbina1}} = \dot{m}_{WF}(h_{S2} - h_{S3}) \quad (5.3.6)$$

$$W_{\text{turbina2}} = \dot{m}_{WF}(h_{S3} - h_{S4}) \quad (5.3.7)$$

$$W_{\text{tot}} = W_{\text{turbina1}} + W_{\text{turbina2}} \quad (5.3.8)$$

$W_i$ : potenza generata dall'espansore (escluso rendimento elettrico del generatore) [W]

$\dot{m}_{WF}$ : portata in massa del fluido di lavoro [kg/s]

$h_{Si}$ : entalpia del fluido di lavoro dello stream  $i$  [J/kg]

La distanza focale influenza moltissimo sia la tipologia di espansore che il parametro geometrico caratteristico (diametro specifico) in quanto la portata che fluido di lavoro che circola nel sistema è sempre crescente. Se si vuole un componente con la stessa medesima efficienza isoentropica d'espansione per le diverse distanze focali in esame bisogna muoversi lungo le curve iso-rendimento modificando sia il parametro geometrico che il numero di giri. Infatti, per mantenere la stessa efficienza isoentropica il

componente associato alla distanza focale  $f=4\text{m}$  avrà un diametro più grande e numero di giri più basso rispetto a quello associato alla distanza focale  $f=0.92\text{m}$  perché il diametro specifico è inversamente proporzionale alla radice quadrata della portata in volume mentre il numero di giri specifico è direttamente proporzionale alla radice quadrata della stessa portata. È indispensabile tenere in considerazione anche la possibilità d'installare moltiplicatori o riduttori a seconda della scelta dell'espansore e del punto di funzionamento ottimale del generatore elettrico.

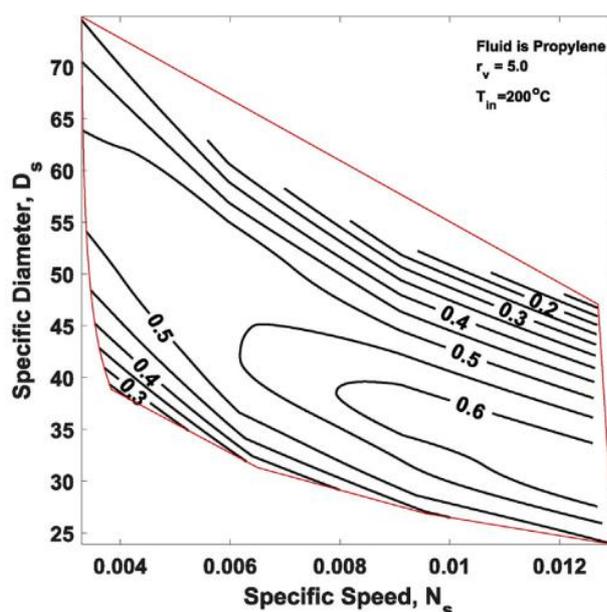


Figura-74 Diagramma  $D_s - N_s$  per espansore Scroll e fluido di lavoro propilene

[30]

Le curve iso-rendimento rappresentate in funzione del diametro specifico e il numero di giri specifici sono riportate in Figura-74 e fanno riferimento ad un espansore Scroll con temperatura in ingresso di  $200^\circ\text{C}$  e rapporto volumetrico di 5.0 utilizzando come fluido di lavoro propilene. Molto probabilmente curve simili si ricaveranno considerando medesime condizioni al contorno e fluido di lavoro benzene e MDM.

Il condensatore è il componente dell'impianto ORC che permette al fluido di lavoro di condensare ad una determinata temperatura e pressione per mezzo della trasmissione del flusso termico verso un altro fluido a temperatura inferiore. In altre parole, è uno scambiatore di calore in cui sul lato caldo fluisce la portata in massa del fluido di lavoro e nel lato freddo fluisce la portata in massa d'aria. In nessuno dei casi studio si adotta uno

scambiatore reale, ovvero prefissate cadute di pressione e temperature dei fluidi in uscita in funzione sia dell'area di cambio termico che del coefficiente di cambio termico globale dello scambiatore impiegato. In questa tesi si impone un sotto raffreddamento del fluido caldo pari a 5K al fine di assicurarsi che alla pompa a pistone arrivi solo liquido. Nelle due configurazioni impiantistiche ORC si evince dal grafico in Figura-75 che una portata in massa di aria richiesta per raffreddare il fluido di lavoro diminuisce con l'impiego del recuperatore per entrambi i fluidi. L'incremento della distanza focale e quindi l'aumento delle dimensioni dell'impianto mettono in mostra la significativa distinzione tra le due soluzioni adottate portando di conseguenza ad un maggiore risparmio di energia elettrica consumata dai ventilatori ad aria. La diminuzione di porta di aria richiesta al condensatore è stata calcolata imponendo la stessa temperatura d'uscita dell'aria a 394K (curva blu nel grafico T-Potenza) sia nel caso semplice che recuperato.

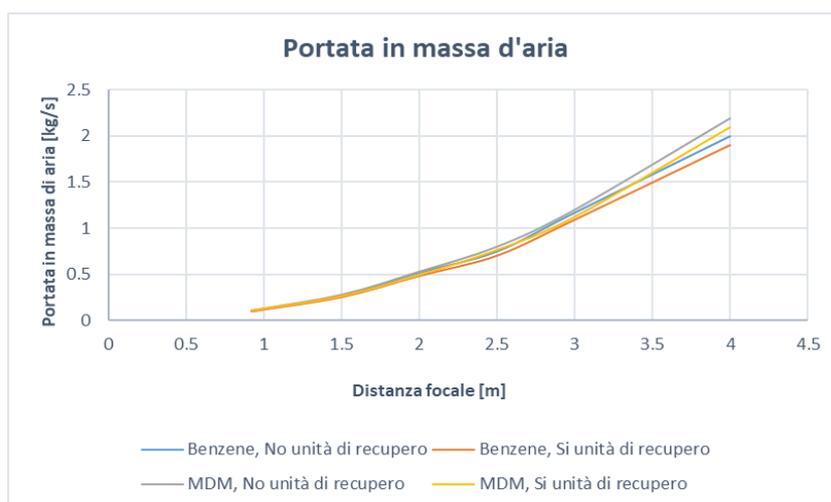
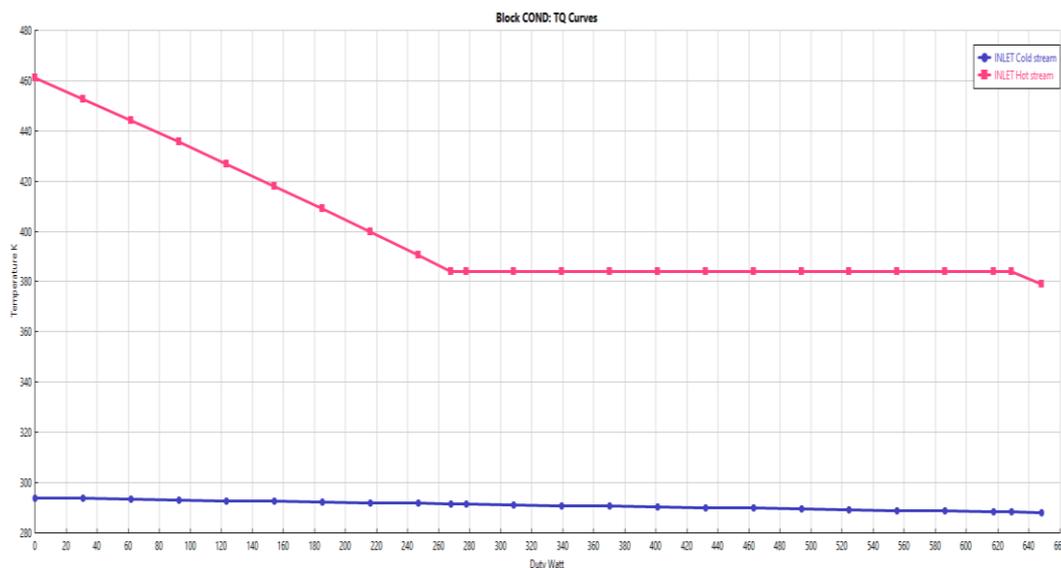


Figura-75 Portata in massa di aria al condensatore



Figura-76 Flusso termico richiesto dal condensatore

Al fine di capire perché sia più consono installare un recuperatore nei sistemi ORC, dal punto di vista del condensatore, dobbiamo fare riferimento alle curve temperatura-potenza che sono riportate nelle Figura-77, 78,79,80. I grafici mostrano che i fluidi sono in controcorrente e che la temperatura del fluido di lavoro (curva rossa) in uscita dall'ultima turbina in serie è molto elevata rispetto alla temperatura di condensazione del fluido stesso. La temperatura d'ingresso del fluido di lavoro nel caso senza recuperatore è maggiore per MDM rispetto al benzene, ciò potrebbe significare che maggiore sarà la potenza asportata al recuperatore. L'installazione di questo nuovo componente permette di ridurre il carico termico al condensatore facendo diminuire la temperatura del fluido di lavoro in ingresso. Infatti, nella seconda configurazione ORC il salto di temperatura tra la temperatura d'ingresso del fluido di lavoro e la temperatura di condensazione si sia ridotta notevolmente ma si vedrà come non sia possibile ridurla ulteriormente quando si analizzerà la sezione dedicata al recuperatore. Le figure riportate in questa pagina e nella successiva fanno riferimento al caso con distanza focale 0.92m mentre non solo state riportate quelle riferite agli altri casi poiché di struttura molto simile ma solo con potenza termica sull'asse x differente.



**Figura-77** Grafico Temperatura-Potenza per ORC semplice con benzene e  $f=0.92m$

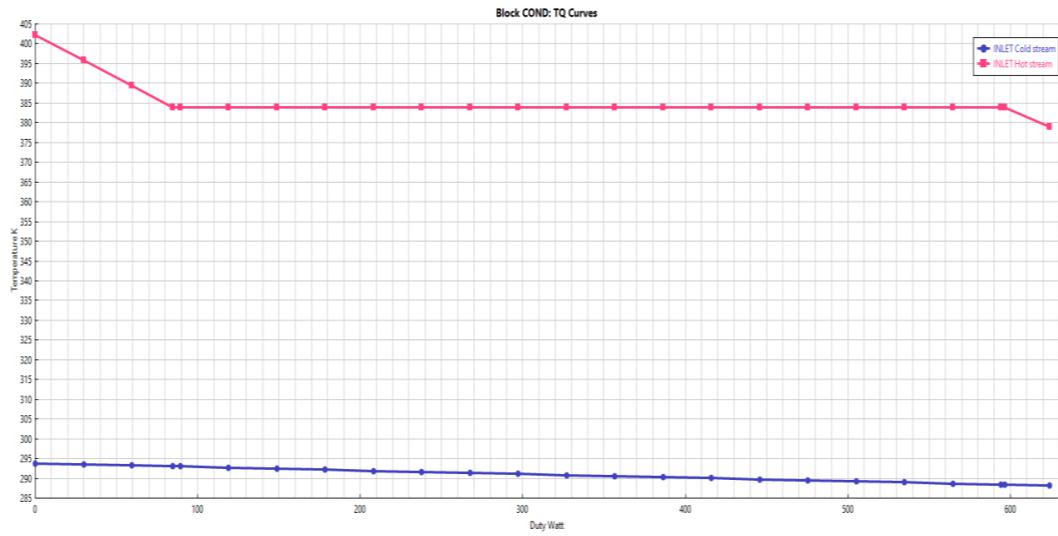


Figura-78 Grafico Temperatura-Potenza per ORC recuperativo con benzene e  $f=0.92m$

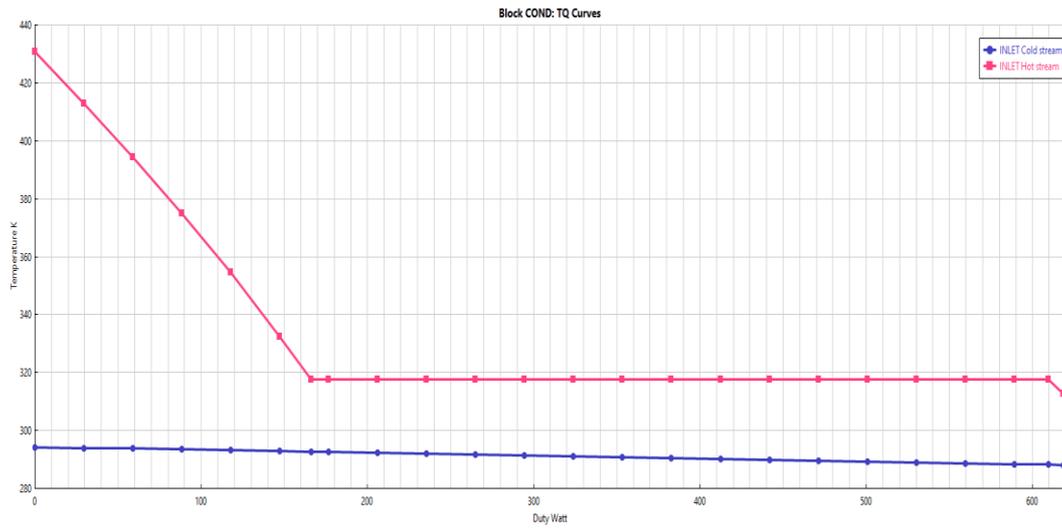


Figura-79 Grafico Temperatura-Potenza per ORC semplice con MDM e  $f=0.92m$

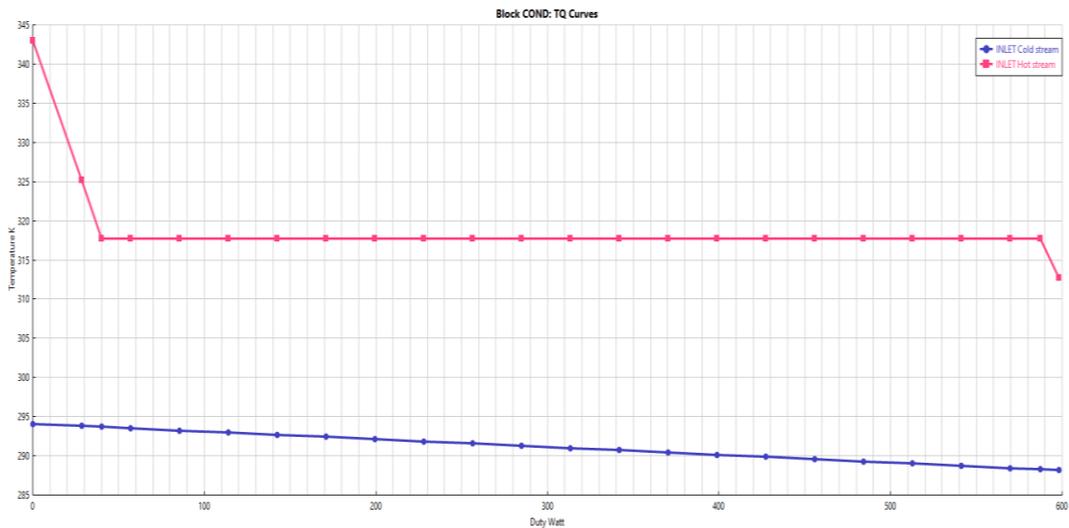


Figura-80 Grafico Temperatura-Potenza per ORC recuperativo con MDM e  $f=0.92m$

La parte più tecnica del condensatore che riguarda l'area di scambio  $A$  termico e il coefficiente di scambio termico globale  $U$  può essere riassunta con i grafici in Figura-81,82 in funzione della distanza focale. I dati che sono stati ottenuti da *Aspen Plus V10* e rielaborati con Excel mettono in luce la costanza del valore della differenza di temperatura media logaritmica (LMTD) al variare della distanza focale del concentratore. Innanzitutto, è necessario comprendere cosa rappresenta il parametro LMTD in uno scambiatore; viene definito con la seguente formula:

$$\Delta T_1 = (T_{c,e} - T_{f,u}) \quad (5.3.9)$$

$$\Delta T_2 = (T_{c,u} - T_{f,e}) \quad (5.3.10)$$

$$LMTD = \Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (5.3.11)$$

$$Q_{COND} = UA\Delta T_{ml} \quad (5.3.12)$$

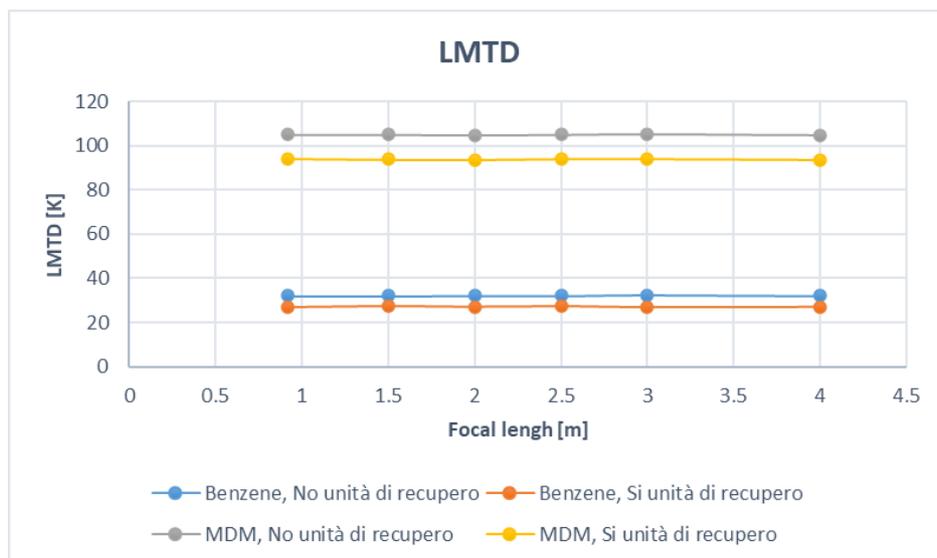
$T_{c,e}$ : temperatura d'ingresso del fluido caldo [K];

$T_{c,u}$ : temperatura d'uscita del fluido caldo [K];

$T_{f,e}$ : temperatura d'ingresso del fluido freddo [K];

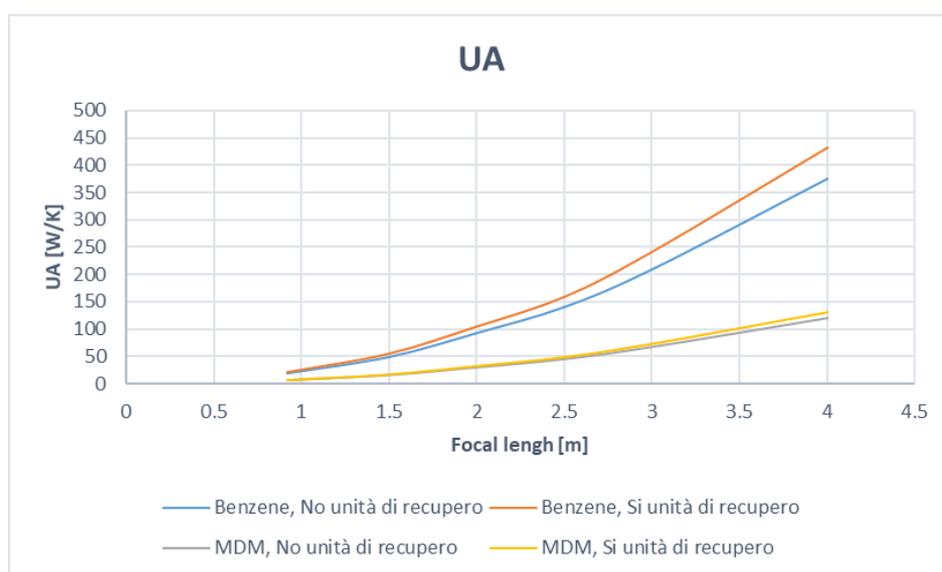
$T_{f,u}$ : temperatura d'uscita del fluido freddo [K];

$Q_{COND}$ : potenza termica condensatore[W];



**Figura-81** Differenza di temperatura media logaritmica al condensatore

La differenza media logaritmica rimane costante al variare della distanza focale perché in tutti i casi studio i valori delle temperature d'ingresso e d'uscita dei fluidi sono uguali facendo variare solo la portata che circola nell'impianto. Invece, il valore LMTD cambia quando a parità di distanza focale si cambia il tipo di fluido o si installa il recuperatore nell'impianto. Un valore alto di questo parametro evidenzia un condensatore che lavora ad alte temperature rispetto al liquido di raffreddamento (aria) pertanto si avrà un valore più basso di UA che si traduce in una migliore scambio termico nel condensatore.



**Figura-82** Coefficiente di scambio termico moltiplicato per l'area di scambio termico

Nel grafico in Figura-82 è riportato il parametro UA il quale evidenzia come l'installazione di un recuperatore faccia aumentare il valore rispetto al caso in cui assente, inoltre la differenza è più marcata quando si raggiungono valori alti di distanza focale. A parità di geometria e materiale di cui è composto il condensatore, si può stabilire come l'area di scambio termico richiesta dal condensatore sia minore all'aumentare di UA così favorendo un minore costo d'investimento.

La pompa di un ORC è uno dei componenti dell'impianto ORC che ha può avere un impatto significativo sulla potenza elettrica totale generata dall'impianto. Se non ben

dimensionata oppure con bassa efficienza può causare un consumo eccessivo di energia elettrica e ridurre l'efficienza del ciclo. La differenza tra la potenza in uscita dall'espansore e il consumo di energia elettrica della pompa viene definita come la potenza netta effettiva del sistema ORC data dalle seguenti formule:

$$\eta_P = \frac{Q(P_1 - P_5)}{W_{pump}} \quad (5.3.13)$$

$$\eta_{el} = \frac{W_{pump}}{W_{pump,ac}} \quad (5.3.14)$$

$$W_{ORC \text{ netta,ac}} = W_{tot,ac} - W_{pump,ac} \quad (5.3.15)$$

$\eta_P$ : efficienza della pompa (esclusa l'efficienza del motore elettrico) [–];

$\eta_{el}$ : efficienza del motore elettrico [–];

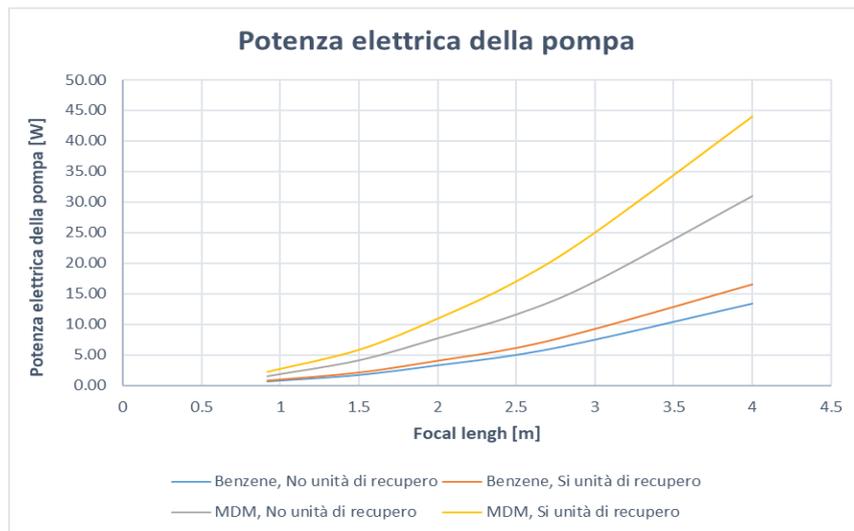
$Q$ : portata volumetrica del fluido di lavoro [ $m^3/s$ ];

$P_i$ : pressione nello stream  $i$  [ $Pa$ ];

$W_{pump}$ : potenza trasferita al fluido di lavoro [ $W$ ];

$W_{pump,ac}$ : potenza elettrica in AC assorbita dalla pompa [ $W$ ];

In tutti i casi studio con diversa distanza focale abbiamo un aumento della potenza elettrica richiesta dalla pompa poiché maggiore è la quantità di portata volumetrica del fluido di lavoro che circola nell'impianto a parità di prevalenza. Ovviamente il grafico in Figura-83 mostra che il modello ORC con MDM (caso semplice e recuperativo) ha un consumo maggiore di energia elettrica della pompa perché le caratteristiche fisiche del fluido sono molto diverse al benzene ciò risulta che la potenza elettrica totale generata con questo tipo di impianto è molto più sensibile a quale sia la scelta dell'efficienza della pompa. La scelta dell'efficienza è stata imposta al valore di 0.5 in tutti i casi studio e per entrambi i fluidi con le diverse configurazione impiantistiche ORC. Stesso procedimento per mantenere la stessa efficienza in tutti i casi studio con diversa distanza focale come nel caso degli espansori, può essere eseguito per il dimensionamento corretto delle pompe.



**Figura-83** Consumo di potenza elettrica della pompa

In merito ai sistemi ORC, le pompe devono essere in grado di soddisfare alcuni requisiti come per esempio alta efficienza perché il rapporto tra il consumo della pompa e la produzione di potenza elettrica dell'espansore è più alto per i fluidi organici rispetto all'acqua. Quindi come già detto in precedenza, una bassa efficienza della pompa ha un impatto drammatico sulla potenza netta generata e sull'efficienza del ciclo. La pompa deve essere costruita in modo da essere ermeticamente sigillata al fine di evitare dispersioni di fluido nell'ambiente, soprattutto per il benzene. Bassa altezza di aspirazione netta positiva per evitare problemi di cavitazione. Per la scelta della pompa si fa riferimento al diagramma di Balje per le pompe riportato in Figura-84. Le pompe volumetriche, in particolare quelle a pistone, risultano essere le più adatte per queste condizioni di lavoro ovvero bassa portata ed elevato rapporto tra le pressioni. Per la scelta della pompa è possibile esprimere le prestazioni in funzione di due particolari grandezze adimensionali ovvero il diametro specifico  $D_s$  e il numero di giri specifico  $N_s$ . Le grandezze adimensionali sono definite come segue:

$$N_s = \frac{\omega V_1^{1/2}}{(H_{ad})^{3/4}} \quad (5.3.16)$$

$$D_s = \frac{D(H_{ad})^{1/4}}{V_1^{1/2}} \quad (5.3.17)$$

$N_S$ : numero di giri specifico [-];

$D_S$ : diametro specifico [-];

$\omega$ : velocità angolare [*rad/s*];

$V_1$ : portata volumetrica [*ft<sup>3</sup>/s*];

$H_{ad}$ : prevalenza della pompa [*ft lbf/lb*];

$D$ : grandezza geometrica di riferimento [*ft*];

Benzene (ORC non recuperativo  $f=0.92m$ )

$$N_S = \frac{\omega V_1^{1/2}}{(H_{ad})^{3/4}} = 0.0126$$

(5.3.18)

$$D_S = \frac{D(H_{ad})^{1/4}}{V_1^{1/2}} = 28$$

(5.3.19)

$$\omega = 1000 \text{ rpm} = 104.72 \text{ rad/s}$$

$$V_1 = 4.4702E-05 \text{ ft}^3/\text{s}$$

$$H_{ad} = 210.76 \text{ ft lbf/lb}$$

$$D = 0.049 \text{ ft}$$

MDM (ORC non recuperativo  $f=0.92m$ )

$$N_S = \frac{\omega V_1^{1/2}}{(H_{ad})^{3/4}} = 0.0171$$

(5.3.20)

$$D_S = \frac{D(H_{ad})^{1/4}}{V_1^{1/2}} = 25$$

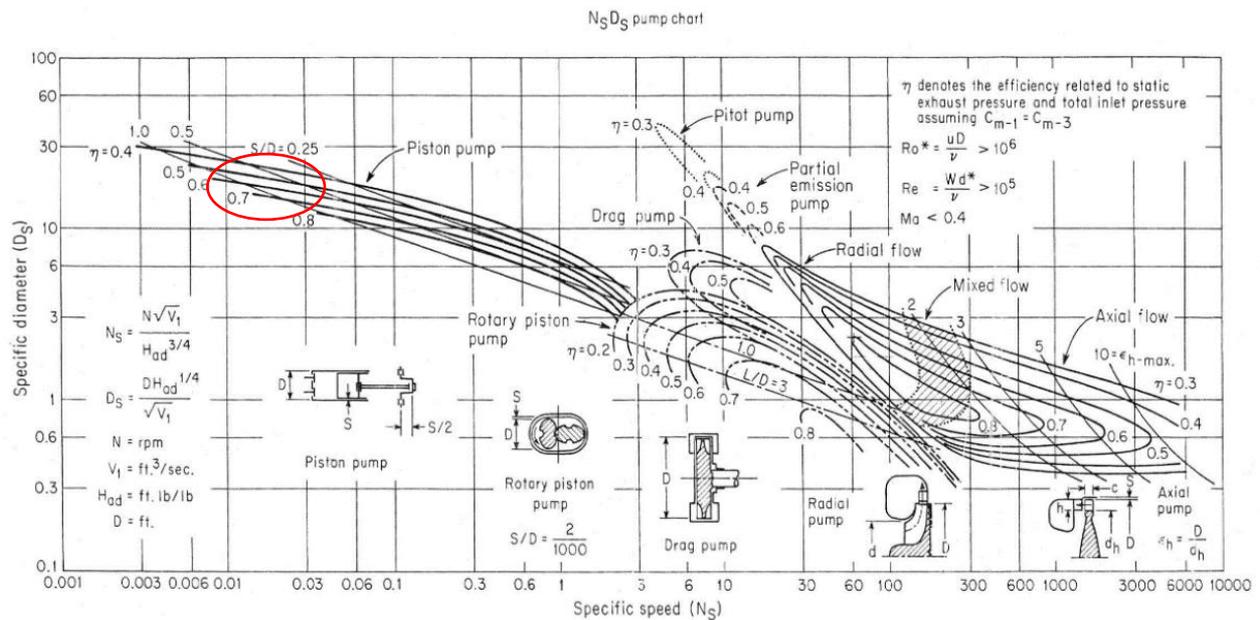
(5.3.21)

$$\omega = 1000 \text{ rpm} = 104.72 \text{ rad/s}$$

$$V_1 = 0.0001036 \text{ ft}^3/\text{s}$$

$$H_{ad} = 247.57 \text{ ft lbf/lb}$$

$$D = 0.066 \text{ ft}$$

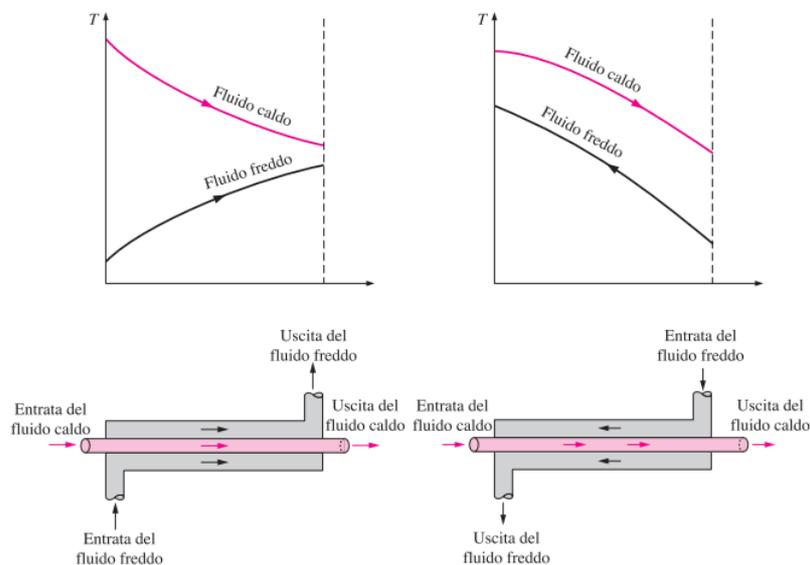


**Figura-84** Diagramma di Balje per le pompe

[32]

L'installazione di un recuperatore negli impianti ORC può portare sia vantaggi che svantaggi in relazione al fluido di lavoro e alla dimensione dell'impianto. Per comprendere al meglio come funziona un recuperatore è necessario introdurre il funzionamento di uno scambiatore che è simile al condensatore precedentemente trattato con l'eccezione di non avere un fluido in cambiamento di fase. Lo scambiatore più semplice da trattare è quello a doppio condotto e consiste in due tubi concentrici di diametri differenti dove un fluido scorre nel tubo di diametro inferiore e l'altro nel condotto anulare tra le due tubazioni come in Figura-85. I tipi di deflusso possibili sono quello equi-corrente quando i fluidi percorrono lo scambiatore nello stesso verso entrando dallo stesso lato oppure il controcorrente quando i fluidi percorrono lo scambiatore in direzioni opposte entrando da lati opposti. Considerando che gli scambiatori di calore rimangono in funzione per lunghi periodi di tempo senza variazione delle loro condizioni di funzionamento allora possono essere considerati in condizioni stazionarie. Infatti, le portate dei fluidi di lavoro che circolano nell'impianto sono costanti, così come le velocità e le temperature all'ingresso o all'uscita. Inoltre, il deflusso dei fluidi nei condotti non subisce variazioni

apprezzabili in riferimento alla quota e alla velocità media allora è possibile le variazioni di energia cinetica e di energia potenziale. Un'ulteriore semplificazione riguarda la conduzione di calore in senso assiale lungo un tubo la quale può essere trascurata e che la superficie esterna a contatto con l'ambiente circostante può essere considerata perfettamente isolata in maniera che non si debbano considerare le perdite di calore. Quindi la trasmissione del calore avviene esclusivamente tra i due fluidi che attraversano lo scambiatore di calore. Le idealizzazioni appena descritte sono molto vicine alle condizioni reali di operatività di uno scambiatore e hanno il pregio di semplificarne il dimensionamento senza perdere molto in precisione.



**Figura-85** *Differenti regimi di flusso con i relativi profili di temperatura in uno scambiatore di calore a doppio tubo*

Applicando il primo principio della termodinamica è possibile scrivere la quantità di potenza termica trasmessa al fluido come differenza delle entalpie tra l'ingresso e l'uscita per entrambi i fluidi.

$$Q_{recup,c} = \dot{m}_{WF}(h_{S4} - h_{S5}) \quad (5.3.22)$$

$$Q_{recup,f} = \dot{m}_{WF}(h_{S8} - h_{S7}) \quad (5.3.23)$$

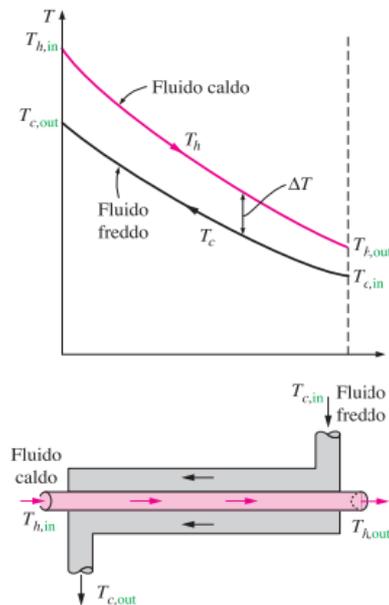
$Q_{recup,i}$  : potenza termica riferita al fluido i [W];

$\dot{m}_{WF}$ : portata in massa del fluido di lavoro [kg/s];

$h_{S7}$ : entalpia del fluido di laro dello stream i [kJ/kg];

Nei vari casi studio si utilizza sempre uno scambiatore di calore in controcorrente e si impone che la differenza di temperatura tra il fluido freddo in ingresso e il fluido caldo in uscita sia di 30K. Facendo riferimento alla Figura-86 si scrive la seguente equazione:

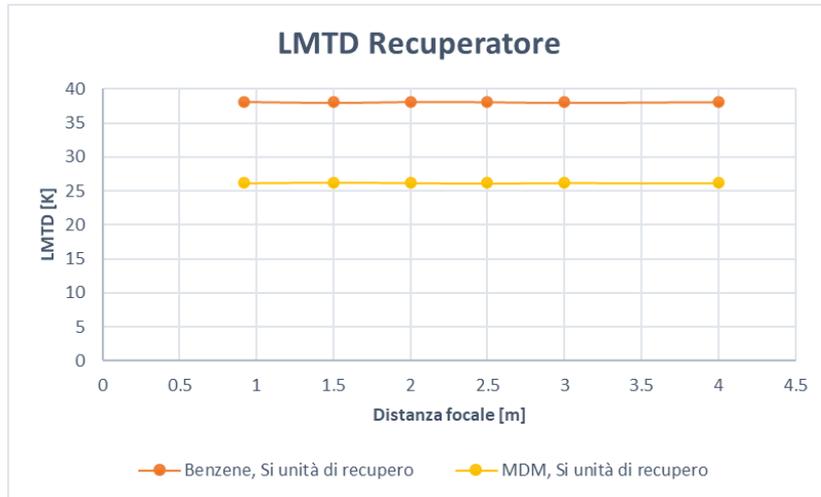
$$T_{c,out} - T_{f,in} = 30K \quad (5.3.24)$$



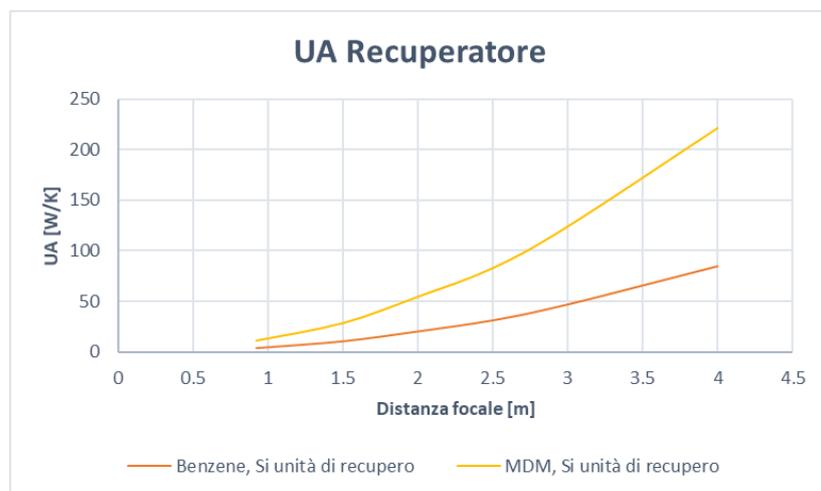
**Figura-86** Variazioni di temperatura dei fluidi in uno scambiatore di calore a doppio tubo in controcorrente

È stato imposto il valore di 30K perché è la differenza minima di temperatura, considerando entrambi i fluidi di lavoro, prima di arrivare alla condizione di cambiamento di fase del fluido caldo. Ciò non deve mai avvenire in quanto lo scambiatore di calore viene progettato per operare alle condizioni di assenza di cambiamento di fase per ottenere le massime prestazioni. Tutto ciò appena detto è visibile facendo un confronto tra le curve di temperatura-potenza dello scambiatore in Figure-89-90 e quelle del condensatore in Figure-77-79 in riferimento ad entrambi i fluidi di lavoro. I grafici della temperatura media logaritmica stabiliscono in funzionamento operativo di temperatura di uno scambiatore. Come detto per il condensatore più è alto il valore e più è alta la temperatura generale a cui avviene lo scambio termico tra i due fluidi. Più alto il valore

LMTD e minore è il valore del coefficiente UA il quale dipende dal tipo di materiale di cui fatto lo scambiatore, dalla termofluidodinamica del deflusso e l'area di scambio termico.



**Figura-87** Differenza media logaritmica del recuperatore al variare della distanza focale



**Figura-88** Parametro UA del recuperatore al variare della distanza focale

Il rapporto della differenza di entalpia tra il fluido di valore caldo del recuperatore e quello tra i due espansori in serie da una stima su quale dei due fluidi, ovvero benzene e MDM, da un impatto più significativo quanto si installa il recuperatore. Un alto valore stabilisce un maggiore effetto positivo del componente sull'intero ciclo.

Benzene (recuperativo  $f=0.92m$ )

MDM (recuperativo  $f=0.92m$ )

$$\frac{h_{S4} - h_{S5}}{h_{S2} - h_{S4}} = 1.62 \quad (5.3.25)$$

$$\frac{h_{S4} - h_{S5}}{h_{S2} - h_{S4}} = 3.90 \quad (5.3.26)$$

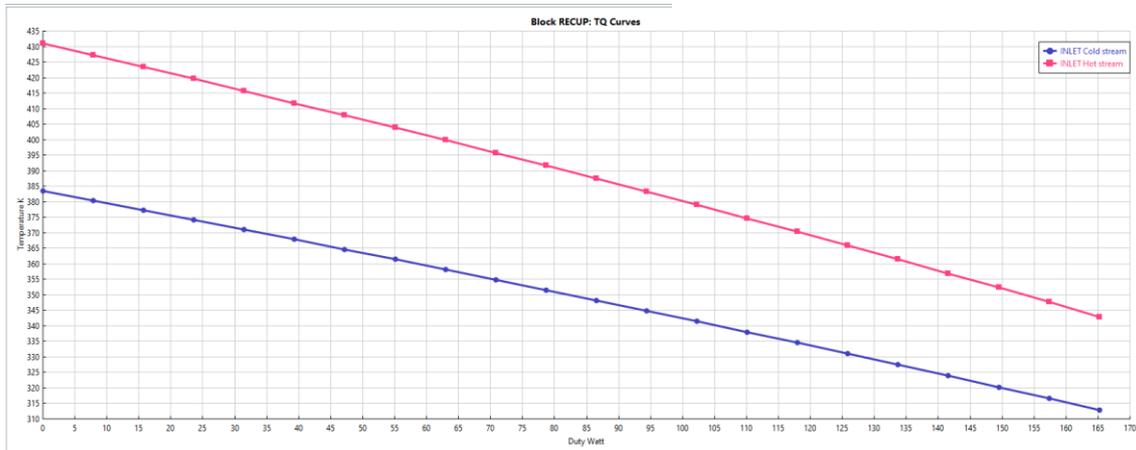


Figura-89 Andamento delle curve temperatura-potenza per ORC semplice con benzene e  $f=0.92m$  a singolo passaggio in deflusso controcorrente

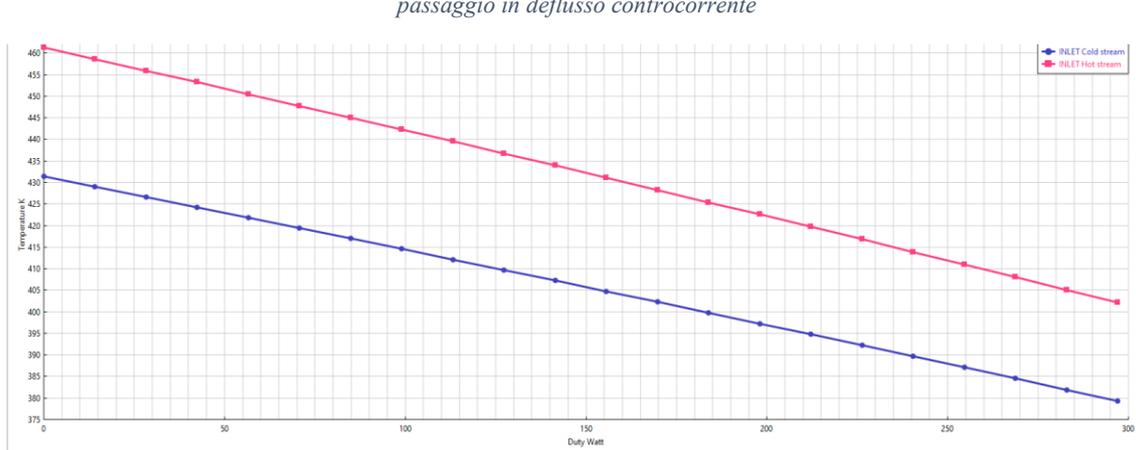


Figura-90 Andamento delle curve temperatura-potenza per ORC semplice con MDM e  $f=0.92m$  a singolo passaggio in deflusso controcorrente

I dati ottenuti da *Aspen Plus V10* ci permettono di scegliere quale sia lo scambiatore di calore per cui si ottengono le imposte temperature d'uscita dei fluidi. Supponiamo di volere installare uno scambiatore a fascio tubiero con un globale di scambio termico che prenda in considerazione sia la geometria generale che la disposizione interna dei condotti. Si parte dall'equazione della potenza termica scambiata tra i due fluidi, definizione matematica di  $UA$  e calcolo del fattore di correzione  $F$  dello scambiatore.

$$Q_{recup} = UAF\Delta T_{m,cc} \quad (5.3.27)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi\lambda L} + \frac{R_{d,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (5.3.28)$$

$h_i$ : coefficiente di scambio termico convettivo interno [ $W/m^2K$ ];

$A_i$ : area di scambio termico interna [ $m^2$ ];

$R_{d,i}$ : fattore di incrostazione interna [ $m^2K/W$ ];

$R_{d,e}$ : fattore di incrostazione esterna [ $m^2K/W$ ];

$h_e$ : coefficiente di scambio termico convettivo esterno [ $W/m^2K$ ];

$A_e$ : area di scambio termico esterna [ $m^2$ ];

$D_e$ : diametro esterno [ $m$ ];

$D_i$ : diametro interno [ $m$ ];

$L$ : lunghezza del condotto [ $m$ ];

$\lambda$ : conducibilità termica [ $W/m K$ ];

Il fattore di correzione  $F$  (Figura-91) dipende dalla geometria dello scambiatore di calore e dalle temperature di ingresso e uscita dei due fluidi di lavoro caldo e freddo. La grandezza  $\Delta T_{ml,cc}$  è la differenza media logaritmica di temperatura nel caso di scambiatore di calore in controcorrente nelle stesse condizioni di temperatura in ingresso e in uscita dallo scambiatore di calore considerato. [23]

Si vuole installare uno scambiatore a fascio tubiero 2-4, in particolare con 2 passaggi nel martello e 4 nei tubi. La scelta maggiore in termini di compattezza ed efficienza senza tenere in considerazione l'aspetto economico.

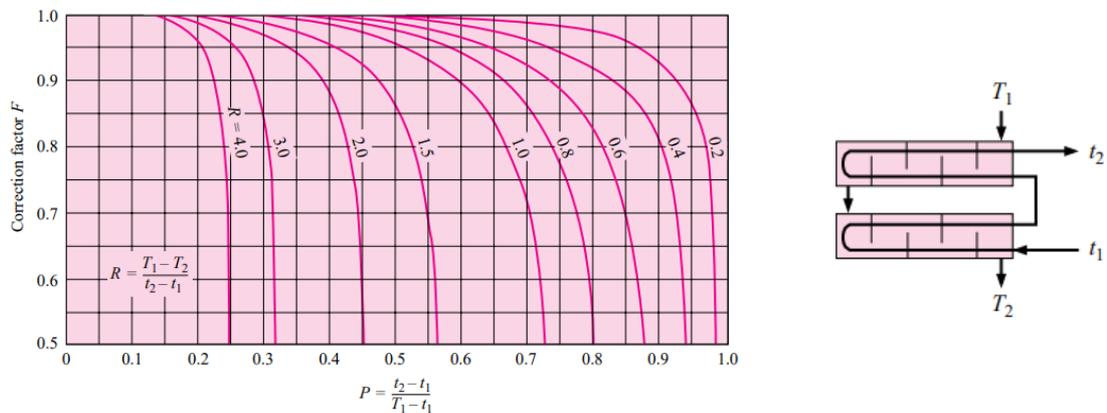


Figura-91 Fattore di correzione per scambiatore con 2 passaggi nel mantello e 4,8,12 ecc (multipli di quattro) nei tubi

[33]

È stato possibile ottenere le formule che rappresentano l'andamento delle curve riportate in Figura-91 dal libro "Heat Exchanger Design Guide A Practical Guide for Planning, Selecting and Designing of Shell and Tube Exchangers," di M. NITSCHKE AND R.O. GBADAMOSI.

$$F = \left( \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \right) \frac{\ln[(1 - P_z)/(1 - RP_z)]}{\ln \left[ \frac{(2/P_z) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{(2/P_z) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right]} \quad (5.3.29)$$

$$P_z = \frac{1 - \left( \frac{RP - 1}{P - 1} \right)^{1/N}}{R - \left( \frac{RP - 1}{P - 1} \right)^{1/N}} \quad (5.3.30)$$

$N$ : numero di scambiatori in fila [-];

[34]

Benzene (recuperativo  $f=0.92m$ )

$$R = \frac{T_{S4} - T_{S5}}{t_{S8} - t_{S7}} = 1.24 \quad (5.3.31)$$

$$P = \frac{t_{S8} - t_{S7}}{T_{S4} - t_{S7}} = 0.60 \quad (5.3.33)$$

$$P_z = 0.4545 \quad (5.3.35)$$

$$N = 2$$

MDM (recuperativo  $f=0.92m$ )

$$R = \frac{T_{S4} - T_{S5}}{t_{S8} - t_{S7}} = 1.13 \quad (5.3.32)$$

$$P = \frac{t_{S8} - t_{S7}}{T_{S4} - t_{S7}} = 0.63 \quad (5.3.34)$$

$$P_z = 0.4749 \quad (5.3.36)$$

$$N = 2$$

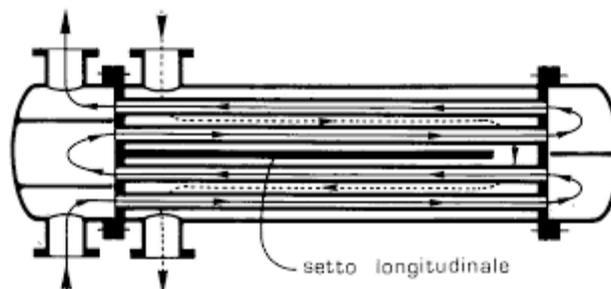


Figura-92 Schema di uno scambiatore a fascio tubiero tipo 2-4 (2 passaggi nel mantello e 4 nei tubi. Per semplicità non sono disegnati i diaframmi trasversali)

Si ottiene un fattore correttivo per il benzene di 0.7837 mentre per MDM un valore di 0.7907. Installando questo tipo di scambiatore è necessaria un'area di scambio termico calcolabile con le formule seguenti:

Benzene (recuperativo  $f=0.92m$ )

$$UA = \frac{Q_{recup}}{F\Delta T_{ml,cc}} = 5.54 \text{ W/K} \quad (5.3.37)$$

$$\Delta T_{ml,cc} = 38 \text{ K} \quad (5.3.39)$$

$$Q_{recup} = 165 \text{ W}$$

MDM (recuperativo  $f=0.92m$ )

$$UA = \frac{Q_{recup}}{F\Delta T_{ml,cc}} = 14.45 \text{ W/K} \quad (5.3.38)$$

$$\Delta T_{ml,cc} = 26 \text{ K} \quad (5.3.40)$$

$$Q_{recup} = 297 \text{ W}$$

**Tabella-12** Parametri geometrici dello scambiatore a fascio tubiero 2-4

Numero di tubi in serie (-)	2
Numero di tubi in parallelo (-)	10
Diametro esterno (mm)	1
Diametro interno (mm)	0.98
Diametro del fasciame (mm)	35
Distanza dei diaframmi (mm)	3
Sp (mm)	3
Sn (mm)	3

**Tabella-13** Proprietà fisiche del benzene calcolate come media aritmetica tra la temperatura in ingresso e uscita dallo scambiatore Aspen Plus V10

Portata in massa singolo tubo (kg/s)	$6.69 \cdot 10^{-05}$
Densità liquido (kg/m <sup>3</sup> ) a 348.5K e 3 bar	819.67
Densità vapore (kg/m <sup>3</sup> ) a 387K e 0.3bar	0.733
Viscosità dinamica liquido (Pa·s) a 348.5K e 3 bar	0.000336
Viscosità dinamica vapore (Pa·s) a 387K e 0.3bar	$9.80 \cdot 10^{-06}$
Capacità termica a pressione costante liquido (J/kgK) a 348.5K e 3 bar	1748.47
Capacità termica a pressione costante vapore (J/kgK) a 387K e 0.3bar	1403.74
Conducibilità termica liquido (W/mK) a 348.5K e 3 bar	0.1278
Conducibilità termica vapore (W/mK) a 387K e 0.3bar	0.01808

[24]

**Tabella-14** Proprietà fisiche del MDM calcolate come media aritmetica tra la temperatura in ingresso e uscita dallo scambiatore prese da Aspen Plus V10

Portata in massa singolo tubo (kg/s)	$1.525 \cdot 10^{-04}$
Densità liquido (kg/m <sup>3</sup> ) a 405K e 3 bar	703.71
Densità vapore (kg/m <sup>3</sup> ) a 431.5KK e 0.3bar	2.016
Viscosità dinamica liquido (Pa·s) a 405K e 3 bar	0.0002925
Viscosità dinamica vapore (Pa·s) a 431.5KK e 0.3bar	$8.44 \cdot 10^{-06}$
Capacità termica a pressione costante liquido (J/kgK) a 405K e 3 bar	1869.4
Capacità termica a pressione costante vapore (J/kgK) a 431.5KK e 0.3bar	1644.45
Conducibilità termica liquido a 405K e 3 bar (W/mK)	0.09093
Conducibilità termica vapore (W/mK) a 431.5KK e 0.3bar	0.01668

[25]

Lo scambiatore è formato da 2 tubi in serie e 10 file per un totale di condotti pari a 20 con disposizione quadratica allineata come riportato in Figura-93. È costruito in Carbon steel 1% C con conducibilità termica  $\lambda = 43 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$  [33]

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i(\pi D_i L)n_{tubi}} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{h_e(\pi D_e L)n_{tubi}} \quad (5.3.41)$$

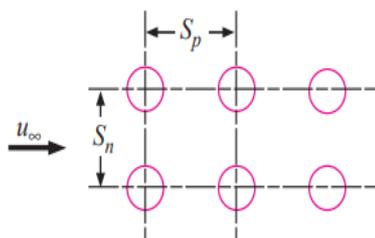
Deflusso interno benzene (liquido)

$$Re_i = \frac{\dot{m} D_i}{\left(\pi \frac{D_i^2}{4}\right) \cdot \mu_i} = 253.51 \quad (5.3.42)$$

Laminar flow  $Re_i < 2000$  and regime termico pienamente sviluppato si ha  $Nu = 4.36$  per distribuzione uniforme di flusso termico

$$h_i = \frac{4.36 k_i}{D_i} = 557.208 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (5.3.43)$$

Deflusso esterno benzene (vapore)



**Figura-93** Configurazione quadratica allineata di banchi di tubi

$$A_{cross} = \frac{(S_p - D_e) \cdot l \cdot d_f}{S_p} = 5.833 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (5.3.44)$$

$$V_{max} = \frac{\dot{M}}{\rho_e A_{cross}} = 31.29 \text{ m/s} \quad (5.3.45)$$

$$Re_e = \frac{D_e V_{max} \rho_e}{\mu_e} = 2340.52 \quad (5.3.46)$$

$$Pr_e = \frac{c_{pe} \cdot \mu_e}{k_e} = 0.76 \quad (5.3.47)$$

$$h_e = \frac{k_e (C Re_e^n Pr_e^{\frac{1}{3}})}{D_e} \alpha = 584.88 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (5.3.48)$$

**Tabella-15** Parametri per la correlazione in  $h_e$  per il trasferimento di calore in banchi di tubi di 10 file o più

$\frac{S_n}{d}$	$\frac{S_n}{d}$							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C	n	C	n	C	n	C	n
<b>In Line</b>								
1.25	10.386	0.592	0.305	0.608	0.111	0.704	0.0703	0.752
1.5	0.407	0.586	0.278	0.620	0.112	0.702	0.0753	0.744
2.0	0.464	0.570	0.332	0.602	0.254	0.632	0.220	0.648
3.0	0.322	0.601	0.396	0.584	0.415	0.581	0.317	0.608
<b>Staggered</b>								
0.6	-	-	-	-	-	-	0.236	0.636
0.9	-	-	-	-	0.495	0.571	0.445	0.581
1.0	-	-	0.552	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	0.531	0.565	0.575	0.560
1.25	0.575	0.556	0.561	0.554	0.576	0.556	0.579	0.562
1.5	0.501	0.568	0.511	0.562	0.502	0.568	0.542	0.568
2.0	0.448	0.572	0.462	0.568	0.535	0.556	0.498	0.570
3.0	0.344	0.592	0.395	0.580	0.488	0.562	0.467	0.574

Parametro correttivo  $\alpha$  in Tabella-16

**Tabella-16** Parametro correttivo  $\alpha$  per il trasferimento di calore in banchi di tubi minore di 10 file

N	1	2.	3	4	5	6.	7.	8.	9	10
Ratio for staggered tubes	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99	1.0
Ratio for in-line tubes	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1.0

[33], [35]

Deflusso interno MDM (liquido)

$$Re_i = \frac{\dot{m} D_i}{\left(\pi \frac{D_i^2}{4}\right) \cdot \mu_i} = 678.53 \quad (5.3.49)$$

Laminar flow  $Re_i < 2000$  and regime termico pienamente sviluppato si ha  $Nu = 4.36$  per distribuzione uniforme di flusso termico

$$h_i = \frac{4.36 k_i}{D_i} = 404.54 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (5.3.50)$$

Deflusso esterno MDM (vapore)

$$A_{cross} = \frac{(S_p - D_e) \cdot l \cdot d_f}{S_p} = 5.833 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (5.3.51)$$

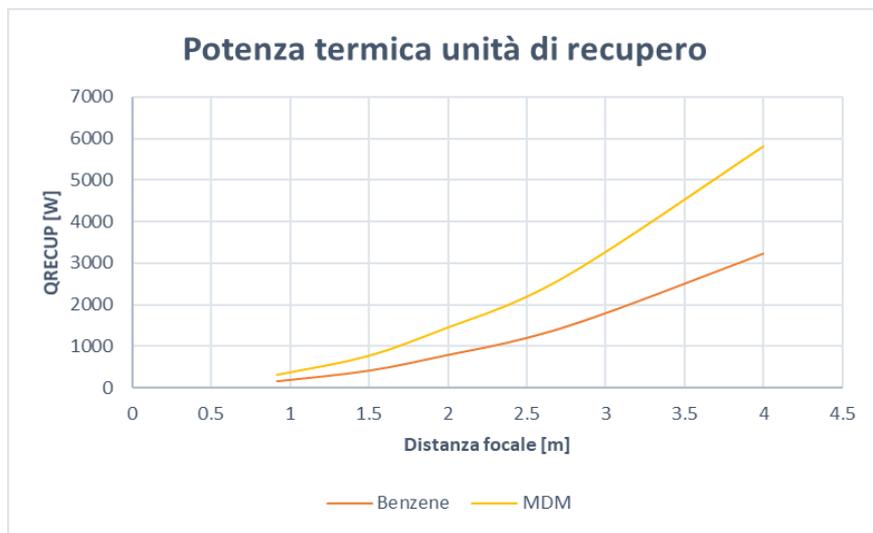
$$V_{max} = \frac{\dot{M}}{\rho_e A_{cross}} = 25.93 \text{ m/s} \quad (5.3.52)$$

$$Re_e = \frac{D_e V_{max} \rho_e}{\mu_e} = 6195.34 \quad (5.3.53)$$

$$Pr_e = \frac{c_{pe} \cdot \mu_e}{k_e} = 0.83 \quad (5.3.54)$$

$$h_e = \frac{k_e (C Re_e^n Pr_e^{\frac{1}{3}})}{D_e} \alpha = 1004.28 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (5.3.55)$$

Dai calcoli eseguiti per dimensionare lo scambiatore a fascio tubiero 2-4n, si è riscontrato che con la medesima configurazione dei condotti si ottiene una lunghezza complessiva pari a 0.32 *m* con benzene e 0.81 *m* con MDM. I risultati mostrano un maggiore ingombro dello scambiatore in accordo con la maggiore potenza scambiata dallo scambiatore con fluido di lavoro MDM rispetto a quella con benzene.



**Figura-94** Potenza termica dell'unità di recupero

La quantità di potenza recuperata  $Q_{recup}$  nell'unità di recupero aumenta con la distanza focale perché maggiore è la portata in massa del fluido di lavoro che circola nell'impianto ORC (Figura-94). L'impianto di grandi dimensioni con  $f=4\text{m}$  porterà un maggiore effetto positivo sulla produzione di potenza rispetto a quello di piccole dimensioni perché la quantità di potenza elettrica generata dall'espansore ha un valore molto più elevato.

## 6. Energia elettrica ed efficienze ORC

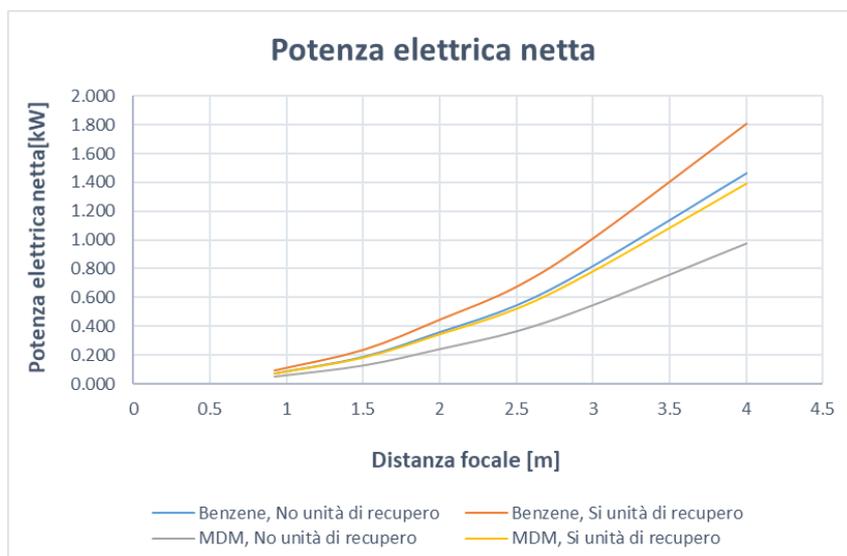


Figura-95 Potenza elettrica generata dagli espansori

In quest'ultima parte della tesi si discutono i risulta più rilevanti per un impianto ORC ovvero la potenza elettrica generata e l'efficienza totale del ciclo termodinamico. La produzione di energia elettrica dell'espansore è calcolata considerando l'installazione di componenti in condizioni di progetto (on-design) per ogni singola configurazione ORC e fluido di lavoro. Ad ogni configurazione si fa variare la portata in massa in relazione alla quantità di potenza termica fornita dall'evaporatore. Questa tipologia di soluzione porta ad avere componenti sempre più grandi quando si aumenta la distanza focale del concentratore con identica efficienza ma con un notevole dispendio economico per la progettazione su misura. L'installazione di motori sincroni a magneti permanenti (SGPM) in AC trifase di piccola taglia (Figura-97) sono la scelta più indicata per gli impianti con distanza focale maggiore di 2.5m al fine di avere un alto rapporto di efficienza elettrica in relazione al numero di giri dell'espansore. Invece per distanze focali minori di 2.5m si può pensare di utilizzare motori elettrici a magneti permanenti Brushless DC in Figura-96.

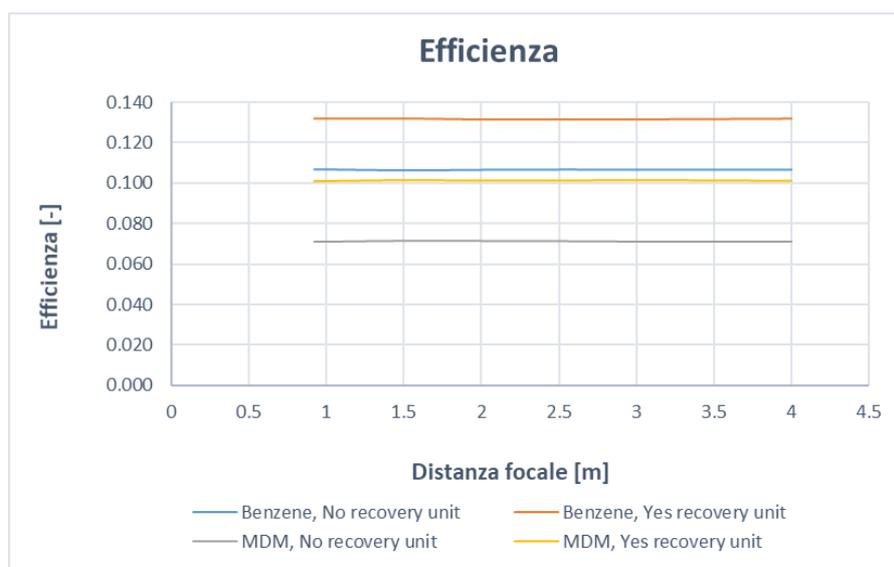


**Figura-96** Generatori elettrici a magneti permanenti senza spazzole DC



**Figura-97** Generatore elettrico sincrono a magneti permanenti trifase in AC (SGPM)

Utilizzare lo stesso tipo di generatore elettrico per tutti i casi studio porta ad un calo drastico dell'efficienza elettrica se il componente venisse dimensionato per l'impianto ORC più grande poiché la variazione di generazione dell'energia elettrica è molto elevata. In tutti i casi studio si è fissato il valore di efficienza del generatore elettrico a 90%.



**Figura-98** Efficienza del ciclo termodinamico per diverse distanze focali

L'efficienza del ciclo termodinamico rappresenta la quantità di potenza elettrica netta prodotta rispetto alla quantità di calore fornita dall'evaporatore al fluido di lavoro.

$$\eta_{ORC,netto} = \frac{W_{ORC\ netta,ac}}{Q_{EVA}} \quad (6.1)$$

---

Un valore alto rappresenta una maggiore produzione di elettricità a parità di calore fornito. L'efficienza del ciclo dipende da molteplici fattori operativi tra cui la tipologia di fluido di lavoro e la componentistica dell'impianto, la configurazione ORC, i punti operativi di funzionamento ecc. Una prima analisi del grafico in Figura-98 mostra come l'efficienza, in questo studio di tesi, non sia influenzata dalla distanza focale del concentratore solare perché non è possibile effettuare un dimensionamento dell'impianto per una specifica distanza focale e regolare la portata che circola nell'impianto per adattarlo alle diverse distanze focali. Supponiamo di voler dimensionare l'impianto ORC per la distanza focale  $f=0.92\text{m}$  ed effettuare la regolazione di portata per adattarlo agli 'altri studi. Otterremmo un impianto che opera oltre i livelli operativi dei singoli componenti causando problemi di gestione e sicurezza e quindi non realizzabile. Invece ora si vuole dimensionare l'impianto ORC per la distanza focale massima  $f=4\text{m}$  considerando le dimensioni e le curve caratteristiche operative dei singoli componenti (espansore e pompa). Si otterrebbe un calo così drastico dell'efficienza del ciclo termodinamico da rendere completamente inutile lo studio del caso con distanza focale  $f=0.92\text{m}$ . I punti operativi delle macchine adottate sono talmente lontani dal punto di funzionamento ottimale che i rendimenti isoentropici risultano essere molto bassi e come discusso nei paragrafi precedenti il dimensionamento dei componenti diventa molto più importante quando si opera su piccola scala. Quindi l'efficienza è stata calcolata considerando che l'impianto operi in condizioni di progetto per tutti i casi studio in esame. Dal grafico si evince la maggiore efficienza del benzene rispetto MDM in entrambe le configurazioni ma la differenza tra i rendimenti, a parità di distanza focale, è molto maggiore per MDM. Pertanto, l'impianto con il silossano ottiene, dal punto di vista energetico, un maggiore rendimento quando viene installata l'unità di recupero del calore.

## 7. Valutazione economica

Il costo dell'investimento di un impianto ORC è composto dal costo dell'attrezzatura, dal costo del funzionamento del sistema e dal costo di gestione. L'attrezzatura include principalmente l'evaporatore, il condensatore, la pompa di alimentazione, l'espansore e anche l'unità di recupero del calore. Le principali fasi tipiche di una valutazione economica di un progetto di un impianto sulla piccola scala vengono descritte di seguito.

- Definizione del progetto.
- Scelta della durata economica del sistema;
- Stima del profilo dei flussi di cassa del progetto;
- Specificare il costo del capitale e altri tassi di inflazione;
- Valutazione economica attraverso criteri di investimento;
- Accettazione/rifiuto o studio delle condizioni economiche per la fattibilità del progetto;

Sulla base dell'indagine di mercato, dei cataloghi di componenti HVAC (Heating, ventilation, and air conditioning) e delle offerte ottenute dai fornitori di componenti HVAC nella Città di Liegi in Belgio viene calcolata la stima dei costi per un impianto ORC da 2 kWel con fluido di lavoro R-245fa e riportata nella Tabella-18.

Il costo totale per il sistema installato ammonta a 11.550 € e il costo specifico a 5.775 €/kW. Assumendo il 5% del totale costo di sistema per il funzionamento e la manutenzione e 0,3% per l'assicurazione. Si ottiene un costo annuale di circa 613 €/anno. Nella valutazione economica di questo tipo di impianto ORC si fa le seguenti ipotesi:

- Il periodo di vita è di circa 20 anni;
- Il fattore di carico è 85% pari a 7446 ore annuali;
- Il tasso di degradazione del sistema è stimato al 2%;
- Il costo del capitale o tasso d'interesse al 5%;
- Il tasso di inflazione sul prezzo dell'elettricità al 2% ed inflazione generale al 2%;

[36]

**Tabella-17** Parametri tecnici dell'impianto ORC della città di Liegi in Belgio

Item/parameter	Units	Value
Heat source	-	Exhaust gas
Inlet temperature	°C	180
Outlet temperature	°C	67.25
Mass flow rate	Kg/s	0.2104
Heat recuperated	kW	24
Working fluid	-	R-245fa
Evaporator pressure	Bar	11.84
Cooling fluid	-	water
Inlet temperature	°C	10
Outlet temperature	°C	27.54
Water flow rate	Kg/s	0.3
Evaporator pinch point	°C	15
Condenser pinch point	°C	10
Evaporator superheating	°C	5
Condenser subcooling	°C	5
Net electrical power	kW	2
Thermal power	kW	22
ORC efficiency	%	8.32
Recuperation efficiency	%	66.32
Global efficiency	%	5.52

**Tabella-18** Dati sui costi dell'impianto ORC della città di Liegi in Belgio

Items	Cost (€)	(%)
<b>Equipments</b>		
Scroll expander	2,300	19.91
Evaporator	2,700	23.38
Condenser	2,700	23.38
Fluid pump	900	7.79
Working fluid	400	3.46
Piping system	200	1.73
Liquid reservoir	200	1.73
Water pump	300	2.60
Control system	500	4.33
Misc. hardware	300	2.60
Total Equipment cost (TEC)	10,500	90.91
Labor cost (10% TEC)	1,050	9.09
Total installed cost (TIC)	11.550	100
Specific installed cost	5,775	-
<b>Annual cost</b>		
Operation and Maint. (5%TIC)	577.50	-
Insurance (0.3% TIC)	34.65	-
<b>Total annual cost</b>	612.15	-

La valutazione di fattibilità economica per gli impianti ORC trattati in questa tesi è da essere considerata come una valutazione di prima stima utile per dare un'idea di quale sia il costo d'investimento iniziale. Al fine di calcolare il costo d'investimento iniziale (TIC) si può fare riferimento all'impianto nella città di Liegi in Belgio perché da un punto di vista tecnico risulta essere molto simile a quelli trattati in questa tesi. Si utilizza l'equazione riportata in seguito per mettere in relazione il valore del TIC con la potenza netta elettrica prodotta l'impianto ORC utilizzando come valori di riferimento quelli dell'impianto ORC di Liegi.

$$C_0 = C_{0,ref} \left( \frac{W_{ORC\ netta,ac}}{W_{ORC\ netta,ac,ref}} \right)^{0.8} \quad (7.1)$$

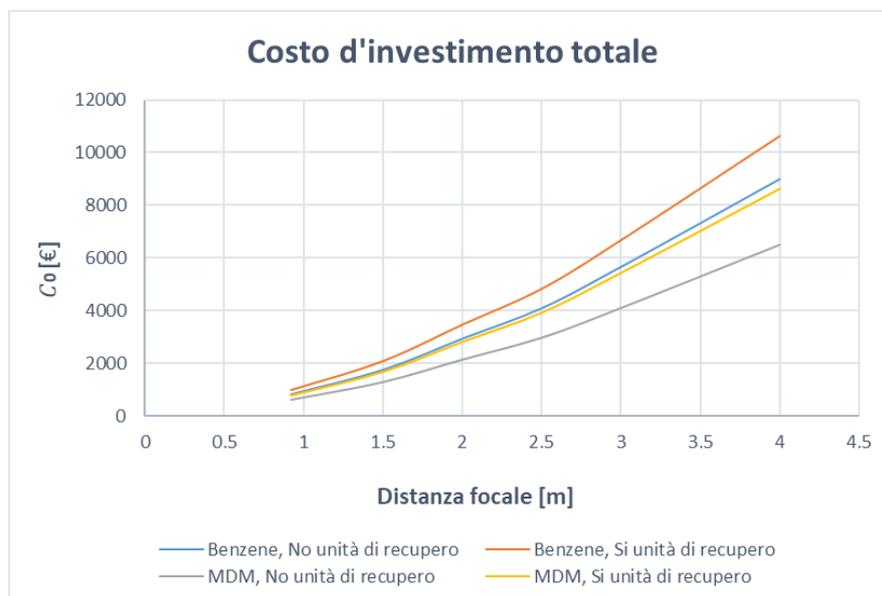
$$W_{ORC\ netta,ac,ref} = 2\ kW \quad (7.2)$$

$$C_{0,ref} = 11550\ \text{€} \quad (7.3)$$

[36]

$W_{ORC\ netta,ac,ref}$ : Potenza elettrica netta di riferimento [W]

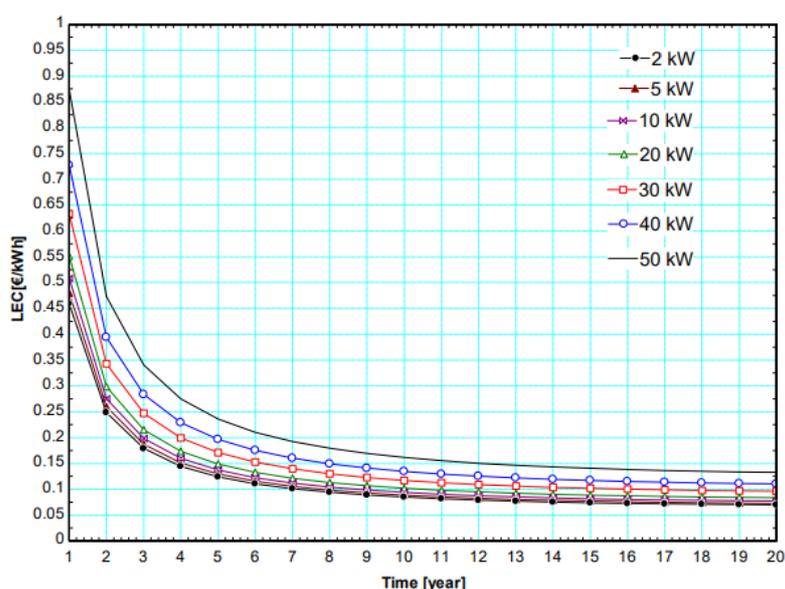
$C_{0,ref}$ : Costo d'investimento di riferimento [€]



*Figura-99 Costo d'investimento per impianti ORC in funzione della distanza focale*

Il grafico in Figura-99 mostra un valore del costo d'investimento iniziale crescente con la distanza focale poiché un impianto di crescente taglia richiede componenti più grandi e costosi. Con molta probabilità i valori presenti nel grafico risulteranno essere maggiori o

minori qualora facessimo riferimento a valori diversi di fattore di carico, tassi di interesse, costi dell'elettricità, tassi d'inflazione ma soprattutto all'economia a livello aggregato cioè la performance economica dello Stato. Quest'ultimi parametri influenzeranno inoltre il valore attuale netto (NPV) e il periodo di ritorno (DPP) dell'impianto ORC. Diversi altri metodi sono utilizzati per la valutazione economica dei sistemi di generazione di energia tra cui il tasso interno di rendimento (IRR), il rapporto risparmio-investimento (SIR) e il costo elettrico livellato (LEC).



*Figura-100 LEC in funzione degli anni di vita dell'impianto*

Uno dei principali parametri di valutazione economica è l'evoluzione del costo elettrico livellato (LEC) che come riportato nell'articolo "ECONOMIC FEASIBILITY STUDY OF A SMALL SCALE ORGANIC RANKINE CYCLE SYSTEM IN WASTE HEAT RECOVERY APPLICATION" di Bertrand F. Tchanche, Sylvain Quoilin, Sebastien Declaye, Georges Papadakis e Vincent Lemort[36], è calcolato per l'impianto di Liegi per diverse taglie. Il LEC diminuisce significativamente con l'aumento della durata di vita dell'impianto nei primi dieci anni e successivamente subisce una lieve variazione fino a raggiungere la durata massima di vita dell'impianto pari a venti anni. Il valore del LEC per diverse dimensioni del sistema è mostrato in Figura-100. Il LEC diminuisce all'aumentare della dimensione del sistema da cui si può prevedere che i sistemi di medie e grandi dimensioni potrebbero produrre elettricità ad un costo accettabile e vantaggioso in riferimento al

costo medio dell'elettricità del paese. Per gli impianti con distanza focale molto bassa la produzione di potenza è da essere considerata molto costosa e quindi questa tipologia di impianti sono difficilmente redditizi per quei paesi dove il costo dell'elettrica è basso come Grecia e Finlandia. Dall'altro canto i sistemi ORC di piccolissima taglia potrebbero essere economicamente fattibili in quei paesi dove il costo medio dell'elettricità è alto come in Italia, Belgio, Germania e Danimarca.

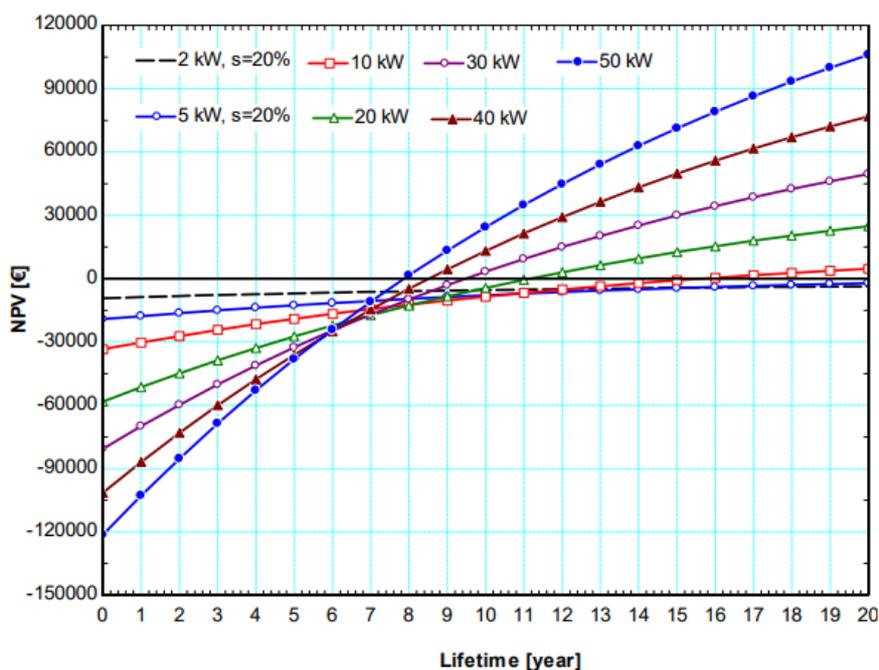


Figura-101 NPV in funzione degli anni di vita dell'impianto

[36]

Nel grafico in Figura-101 è riportato il valore attuale netto (NPV) e mostra come un impianto di taglia sempre più piccola abbia un costo d'investimento minore ma un tempo di ritorno del capitale molto più lungo tanto da rendere il progetto più rischioso.

---

## 8. Conclusioni

Nel corso del presente lavoro di tesi si è avuto modo di vedere quali siano le diverse applicazioni dell'energia solare per la produzione di energia elettrica. Si è visto che per i concentratori solari a disco si può utilizzare un ciclo Sterling o un ciclo Rankine a fluido organico. La prima parte del lavoro consiste nell'inquadrare i diversi tipi di sistemi a concentrazione nelle diverse applicazioni seguiti da una descrizione peculiare sulle caratteristiche tecniche. Una analisi per comprendere come funziona il sistema solare e le equazioni che descrivono la quantità di irradianza solare che arriva sulla terra. Da questo punto si ottengono i dati sperimentali di alcuni giorni del mese di marzo 2021 all'Energy Center di Torino per poi essere rielaborati con *Mathlab* al fine di ottenere quello che è il valore medio mensile da usare come input nel Software *Comsol Multiphysics 5.6*. Nell'ambito delle tecnologie solari per la produzione di energia elettrica, il concentratore a disco è il più adatto per impianti di piccola taglia in quanto ha maggiore efficienza rispetto alle alte tipologie di concentratori solari. Nella seconda parte si discutono le caratteristiche di un sistema ORC il quale non è altro che un tradizionale ciclo Rankine operante con fluidi organici anziché con acqua e vapore. Questo particolare costituisce uno dei più importanti vantaggi legati all'uso delle applicazioni ORC rispetto ai tradizionali cicli a vapore d'acqua nei quali la fase di evaporazione può avvenire a temperature e pressioni più elevate richiedendo maggiore complessità negli impianti e inducendo maggiori rischi durante la fase di utilizzazione degli impianti stessi. Inoltre, una lunga serie di caratteristiche peculiari dei fluidi organici, per esempio vantaggi legati alle proprietà ovvero basso punto di ebollizione, espansione secca, proprietà legate al ciclo come le temperature e pressioni massime e minime, la stabilità termica e termochimica del fluido e tutti quei parametri che sono inerenti alla sicurezza durante l'utilizzo come infiammabilità, tossicità, stabilità chimica ecc. li rendono adatti a sfruttare una sorgente ad alta, medio e bassa temperatura in base alle caratteristiche proprie del fluido stesso. Pertanto, si sono scelti due fluidi organici, il benzene e MDM, che presentano caratteristiche molto diverse ad eccezione della temperatura critica molto simile. Il peso molecolare dei due fluidi in esame, il primo a basso e il secondo ad alto, influenza

moltissimo il lavoro specifico all'espansore e quindi il dimensionamento e il numero di giri a cui dovrà operare il componente. L'aspetto ambientale attualmente è un punto cruciale per restrizioni imposte a tutti i fluidi refrigeranti che hanno un impatto negativo sul cambiamento climatico e livelli di sicurezza richiesti per evitare perdite di fluido dall'impianto. Date le molte possibilità che la tecnologia attuale offre in merito allo sfruttamento delle energie rinnovabili, la tecnologia ORC riveste un ruolo non secondario nell'ambito della produzione di energia elettrica per mezzo di cicli termodinamici ben progettati. Durante il lavoro di questa tesi si analizzano sei casi studio con diversa distanza focale del concentratore solare a disco con ricevitore piatto al fine di valutare quale sia l'andamento della temperatura massima raggiungibile sul ricevitore. Nella prima parte riguardante il concentratore si stabiliscono i parametri che differenziano un concentratore ideale da uno reale, considerano le perdite ottiche relative alla superficie del collettore e tutti gli effetti riconducibili alla struttura del corpo celeste, il sole. I risultati ottenuti evidenziano un andamento crescente della temperatura al crescere del diametro d'apertura del concentratore a parità di irradianza solare fissata a  $350 \text{ W/m}^2$ . Successivamente allo studio della temperatura massima sul ricevitore si realizza uno scambiatore con il software Solidworks per valutare la distribuzione della temperatura per tutti i vari casi studio al fine di calcolare la quantità di flusso termico effettivamente trasmesso al fluido di lavoro mettendo in risalto alcune considerazioni termofluidodinamiche relative al deflusso. Una valutazione nel tempo della distribuzione della temperatura ci ha permesso di constatare come il tempo necessario d'avvio dello scambiatore non sia molto lungo scegliendo materiali ad alta conducibilità termica e temperature operative piuttosto alte come il rame.

Vengono discussi nell'ultimo capitolo i risultati ottenuti da *Aspen Plus V10* sugli impianti ORC a singolo livello di pressione con fluidi subcritici in configurazione semplice e recuperativa. Si è scelto il benzene e MDM per i sistemi ORC in quanto sono "fluidi secchi" ovvero caratterizzati da una pendenza positiva della curva di saturazione nel piano Temperatura-entropia; i grafici delle curve di saturazione vengono realizzate con *Aspen Plus V10* e confrontate sullo stesso grafico T-s. Si adotta un ciclo ORC con sorgente ad alta temperatura portando il fluido di lavoro in zona di surriscaldamento, molto più marcata con il ciclo con benzene, mantenendo la stessa pressione di evaporazione e

---

condensazione per entrambe le configurazioni e fluidi di lavoro. Si è potuto riscontrare che la quantità di energia elettrica prodotta dagli espansori in serie aumenta con l'installazione di un recuperatore e l'uso del benzene come fluido di lavoro. Infatti, nei sistemi a ciclo Rankine organico è molto significativo l'utilizzo di un recuperatore per incrementare il rendimento dell'impianto. L'unità di recupero preriscalda il liquido in ingresso all'evaporatore mediante il calore ceduto dal vapore uscente dall'ultimo espansore. In questo modo si ottiene sia una riduzione del carico termico al condensatore che un aumento della portata in massa del fluido di lavoro in circolazione nell'impianto, dal momento che tale fluido viene fatto evaporare a partire da una temperatura più alta rispetto a quella di uscita dal condensatore. I risultati ottenuti mostrano che il recuperatore incrementa il rendimento dell'impianto con una maggiore impronta quando si utilizza il silossano rispetto al benzene facendolo passare il primo da un valore di 0.071 a 0.10 mentre il secondo da 0.11 a 0.13 e costante per distanze focali crescenti. La potenza elettrica prodotta nelle condizioni di irraggiamento considerate aumenta con la distanza focale fino ad un valore di 1.8 kW<sub>el</sub> nel caso recuperativo con benzene e 1.4 kW<sub>el</sub> con la stessa configurazione ma fluido di lavoro MDM. Nell'ultima parte della tesi viene fatta una valutazione economica molto generale dei vari sistemi ORC con diversa distanza focale per avere una prima stima del costo totale d'investimento. Si potrebbe effettuare uno studio di fattibilità economica molto dettagliato per singolo componente qualora si conoscessero maggiori dettagli sull'ubicazione degli impianti per adottare la migliore scelta impiantistica e uno studio energetico-ambientale per attestare i potenziali benefici ottenibili con una probabile cogenerazione dell'impianto di grande taglia (distanza focale maggiore di 3m) in termini di risparmio di energia, riduzione delle emissioni di gas serra e abbattimento dei costi CAPEX e OPEX.



---

## Bibliografia

- [1] Andrea Daniele Signorelli, “Come sarà il futuro dell’energia?” 2021. <https://www.wired.it/scienza/energia/2021/01/10/come-sara-futuro-energia/> (accessed Oct. 18, 2021).
- [2] ENEL spa, “Il cambiamento climatico: le cause e gli effetti | Enel Green Power,” *Learning Hub*. <https://www.enelgreenpower.com/it/learning-hub/transizione-energetica/cambiamento-climatico-cause-conseguenze> (accessed Feb. 18, 2022).
- [3] Ruchi Shroff, “La Cop26 e le false soluzioni contro i cambiamenti climatici - LifeGate,” 2021. <https://www.lifegate.it/cop26-false-soluzioni-cambiamenti-climatici> (accessed Feb. 18, 2022).
- [4] I. Renewable Energy Agency, *RENEWABLE ENERGY STATISTICS 2021 STATISTIQUES D’ÉNERGIE RENOUVELABLE 2021 ESTADÍSTICAS DE ENERGÍA RENOVABLE 2021 About IRENA*. 2021. [Online]. Available: [www.irena.org](http://www.irena.org)
- [5] A. Khaligh and O. C. Onar, “Energy Harvesting: Solar, Wind, and Ocean Energy Conversion Systems (Energy, Power Electronics, and Machines),” 2010.
- [6] Z. Şen, *Solar energy fundamentals and modeling techniques: Atmosphere, environment, climate change and renewable energy*. Springer London, 2008. doi: 10.1007/978-1-84800-134-3.
- [7] van Swaaij, “Solar energy The physics and engineering of photovoltaic conversion, technologies and systems.”
- [8] D. Rapp, “ASSESSING CLIMATE CHANGE Temperatures, Solar Radiation, and Heat Balance.” [Online]. Available: <http://www.springer.com/series/4109>
- [9] Y. Cascone, V. Corrado, V. Serra, and C. Toma, “Calcolo dell’ombreggiamento sull’involucro dell’edificio Ente per le Nuove tecnologie, l’Energia e l’Ambiente.”
- [10] R. and A.-C. Engineers. American Society of Heating, *2013 ASHRAE handbook: fundamentals*.

- [11] Solar Global Atlas 2021 e Almanacco solare, “Stazione Meteorologica,” 16/11/2020, 2020. <https://globalsolaratlas.info/detail?s=45.067755,7.682489&m=site&c=45.067944,7.68322,11> (accessed Oct. 19, 2021).
- [12] T. Brief, “IEA-ETSAP and IRENA © Technology Brief E10-Concentrating Solar Power ENERGY TECHNOLOGY SYSTEMS ANALYSIS PROGRAMME,” 2013. [Online]. Available: [www.etsap.org-www.irena.org](http://www.etsap.org-www.irena.org)
- [13] MÜLLER-STEINHAGEN HANS TRIEB FRENG AND FRANZ, “Concentrating solar power,” STUTTGART.
- [14] B. A. Sup, M. F. Zainudin, T. ZanariahShamsirAli, R. A. Bakar, and G. L. Ming, “Effect of rim angle to the flux distribution diameter in solar parabolic dish collector,” in *Energy Procedia*, Apr. 2015, vol. 68, pp. 45–52. doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.231.
- [15] K. Lovegrove and J. Pye, “Fundamental principles of concentrating solar power systems,” in *Concentrating Solar Power Technology*, Elsevier, 2021, pp. 19–71. doi: 10.1016/b978-0-12-819970-1.00013-x.
- [16] M. Elibrahimi, A. Elmouatamid, M. Bakhouya, K. Feddi, and R. Ouladsine, “Performance evaluation of fixed and sun tracking photovoltaic systems,” Jul. 2018. doi: 10.1109/IRSEC.2018.8702932.
- [17] E. Macchi and M. Astolfi, “Woodhead Publishing Series in Energy: Number 107 Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems Technologies and Applications Edited by.”
- [18] M. Feidt and A. Kheiri, “Working fluid selection and performance comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for low-temperature waste heat recovery,” 2012, doi: 10.13140/2.1.2652.8644.
- [19] J. Bao and L. Zhao, “A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 24. pp. 325–342, 2013. doi: 10.1016/j.rser.2013.03.040.
- [20] O. Dumont, L. Talluri, D. Fiaschi, G. Manfrida, and V. Lemort, “Comparison of a scroll, a screw, a roots, a piston expander and a Tesla turbine for small-scale organic Rankine cycle.”

- 
- [21] F. Alshammari, A. Karvountzis-Kontakiotis, A. Pesyridis, and M. Usman, "Expander technologies for automotive engine organic rankine cycle applications," *Energies*, vol. 11, no. 7. MDPI AG, 2018. doi: 10.3390/en11071905.
- [22] F. Pantano and R. Capata, "Expander Selection for an on board ORC energy recovery system."
- [23] FRANK P. INCROPERA DAVID P. DEWITT DAVID P. DEWITT ADRIENNE S. LAVINE, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6e," *John Wiley & Sons, Inc.* , vol. 1070pp, 2007.
- [24] M. Thol, R. Span, and E. W. Lemmon, "Equation of state for benzene for temperatures from the melting line up to 725 K with pressures up to 500 MPa. ELEGANCY-Enabling a low-carbon economy via hydrogen and CCS View project Speed of Sound Measurements View project Equation of state for benzene for temperatures from the melting line up to 725 K with pressures up to 500 MPa." [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/269275284>
- [25] M. Thol *et al.*, "Thermodynamic properties of octamethylcyclotetrasiloxane," *Journal of Chemical and Engineering Data*, vol. 61, no. 7, pp. 2580–2595, Jul. 2016, doi: 10.1021/acs.jced.6b00261.
- [26] F. Kreith, S. A. Sherif, D. Y. Goswami, E. K. Stefanakos, and A. Steinfeld, "MULTIPHASE FLOW HANDBOOK SECOND EDITION MECHANICAL and AEROSPACE ENGINEERING."
- [27] K. I. Iyer, Bombay. Indian Institute of Technology, Power Corporation of India Limited., Indian Society for Heat and Mass Transfer., American Society of Mechanical Engineers., and I. ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference (9th : 2010 : Mumbai, *Proceedings, 20th National and 9th International ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference : 4-6 January 2010, Mumbai India*. Research Publishing Services, 2010.
- [28] J. S. Lopez-Echeverry, S. Reif-Acherman, and E. Araujo-Lopez, "Peng-Robinson equation of state: 40 years through cubics," *Fluid Phase Equilibria*, vol. 447, pp. 39–71, Sep. 2017, doi: 10.1016/j.fluid.2017.05.007.

- [29] E. Georges, S. Declaye, O. Dumont, S. Quoilin, and V. Lemort, "Design of a small-scale organic rankine cycle engine used in a solar power plant," *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 8, no. SUPPL1, Jul. 2013, doi: 10.1093/ijlct/ctt030.
- [30] A. K. Narasimhan, C. Wickramaratne, R. Kamal, D. Y. Goswami, and P. Singh, "Mapping scroll expander performance for organic working fluids using dimensionless parameters in Ns-Ds diagram," *Energy*, vol. 182, pp. 739–752, Sep. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.06.054.
- [31] F. Alshammari, A. Karvountzis-Kontakiotis, A. Pesyridis, and M. Usman, "Expander technologies for automotive engine organic rankine cycle applications," *Energies*, vol. 11, no. 7. MDPI AG, 2018. doi: 10.3390/en11071905.
- [32] A. Giovannelli and C. Salvini, "Tecniche e Metodi per la Progettazione Termo-Fluidodinamica delle Macchine a CO<sub>2</sub> Supercritica MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO."
- [33] J.P. Holman, "Heat Transfer Tenth Edition," 2008.
- [34] M. NITSCHKE AND R.O. GBADAMOSI, "Front Matter," in *Heat Exchanger Design Guide A Practical Guide for Planning, Selecting and Designing of Shell and Tube Exchangers*, Elsevier, 2016, p. iii. doi: 10.1016/b978-0-12-803764-5.01001-4.
- [35] R. S. Subramanian, "Shell-and-Tube Heat Exchangers." [Online]. Available: <http://www.knovel.com/knovel2/Toc.jsp?BookID=48>
- [36] B. F. Tchanche, S. Quoilin, S. Declaye, G. Papadakis, and V. Lemort, "Economic feasibility study of a small scale organic rankine cycle system in waste heat recovery application," in *ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, ESDA2010*, 2010, vol. 1, pp. 249–256. doi: 10.1115/ESDA2010-24828.

# Appendice

## Appendice N° 1

