



**POLITECNICO DI TORINO**

Laurea Magistrale in  
Ingegneria Energetica e Nucleare

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

**Analisi energetica di un sistema solare a  
Ciclo Rankine Organico (ORC)**

**Relatore**

Prof. Davide Papurello

**Candidato**

Marco Pasqualin

Anno Accademico 2021/2022



# Sommario

Il Ciclo Rankine Organico, ORC, è un ciclo Rankine in cui il fluido di lavoro è un fluido bassobollente, ovvero che presenta temperatura di ebollizione inferiore a quella dell'acqua, che può essere sia di natura organica che non. [1]

I primi studi riguardanti il funzionamento dei cicli ORC risalgono agli anni 70', tra questi troviamo quelli effettuati da alcuni professori del Politecnico di Milano, le fatiche di uno di questi, ovvero Mario Gaia, sfoceranno nella fondazione della Turboden, ditta che si occuperà in futuro della produzione di cicli ORC alimentati da fonti rinnovabili.

La diffusione di tale tecnologia negli ultimi decenni si è ampliata sempre più arrivando a contare più di 450 MW annui di potenza complessivamente installata a livello mondiale nel 2016, considerando qualsivoglia fonte energetica.[3]

Tra le società dedite alla produzione di impianti ORC a livello mondiale troviamo la Turboden seconda soltanto alla ORMAT, la quale fu fondata in Israele nel 1965 e poi trasferitasi negli USA. [2]

Nel primo capitolo sono stati trattati gli aspetti teorici riguardanti i cicli ORC, approfondendo innanzitutto le tipologie di fonti che possono essere sfruttate, ovvero le biomasse, la geotermia, il calore di recupero di processi industriali e l'energia solare. In secondo luogo vengono proposte anche le configurazioni utilizzabili per il ciclo.

L'attenzione viene poi spostata sui principi della radiazione solare e su come questa venga impiegata attraverso i diversi tipi di collettore, definendone anche le relative efficienze.

La seconda parte della tesi si prefigge lo scopo di modellare un ciclo ORC alimentato da un Parabolic Dish Collector in grado di sviluppare una potenza elettrica di 18 kW. Il Software utilizzato per l'adempimento di tale obiettivo è Aspen PLUS, il quale permette di parametrizzare non solo ogni componente del ciclo separatamente ma anche il ciclo termodinamico completo potendo scegliere qualsivoglia fluido di lavoro dalle sue librerie. In questo caso i fluidi scelti sono il Toluene, il NOVEC 649 e il D5, tutti accomunati dal fatto di essere fluidi secchi.

Lo studio del ciclo ORC semplice viene affiancato dallo studio dello stesso ciclo all'interno del quale viene inserito un recuperatore, al fine di valutare i benefici portati da quest'ultimo.

L'analisi effettuata sarà in primo luogo di tipo energetico, andando a valutare le efficienze dell'impianto ed elettriche, e in secondo luogo di tipo exergetico, calcolando le irreversibilità globali, di ogni singolo componente ed anche i difetti di efficienza.

# Indice

Lista delle figure .....	1
Lista delle tabelle .....	7
Nomenclatura.....	10
Introduzione.....	17
Ciclo Rankine Organico (ORC) .....	18
1.1.1 Sfruttamento delle biomasse .....	20
1.1.2 Geotermia come risorsa naturale .....	24
1.1.3 Recupero del calore di scarico di processi industriali .....	29
1.1.4 Ciclo Rankine Organico con concentratore solare.....	31
1.2.1 Cicli ad un solo livello di pressione .....	37
1.2.2 Cicli a più livelli di pressione .....	39
1.2.3 Cicli trilaterali .....	40
Concentratori solari (CSP).....	46
2.2.1 Rapporto di concentrazione ed il suo limite .....	50
2.2.2 Concentratori “non imaging” .....	54
2.2.1 Flat Plate Collectors (FPC) .....	55
2.2.2 Evacuated Tube Collectors (ETC) .....	58
2.2.3 Parabolic trough collector (PTC).....	61
2.2.4 Linear Fresnel collector (LFC) .....	65
2.2.5 Solar central tower (SCT).....	69
2.2.6 Parabolic Dish Collectors (PDC) .....	73
Caso Studio.....	81
3.2.1 Toluene.....	87
3.2.1.1 Modellazione componenti ciclo ORC .....	90
3.2.1.2 Analisi ciclo ORC completo .....	97
3.2.1.3 Analisi ciclo ORC completo con recuperatore .....	99

3.2.2 NOVEC 649 .....	102
3.2.2.1 Modellazione componenti ciclo ORC .....	103
3.2.2.2 Analisi ciclo ORC completo .....	109
3.2.2.3 Analisi ciclo ORC completo con recuperatore .....	111
3.2.3 D5 .....	114
3.2.3.1 Modellazione componenti ciclo ORC .....	116
3.2.3.2 Analisi ciclo ORC completo .....	121
3.2.3.3 Analisi ciclo ORC completo con recuperatore .....	123
Analisi Exergetica dell'impianto ORC .....	134
Conclusioni .....	149
Bibliografia .....	152

# Lista delle figure

Figura 1	Schema di funzionamento di un impianto a vapore e diagramma T-s di un ciclo Rankine semplice ideale.[5] .....	18
Figura 2	Rappresentazione della sezione di scambio termico tra gas e fluido termovettore [7] .....	21
Figura 3	Diagramma di flusso di un ciclo combinato [9].....	27
Figura 4	Rappresentazione semplificata di un sistema WHR-ORC [12].....	29
Figura 5	Diffusione delle diverse tecnologie di concentratori solari divisi per taglia di impianto, dove FPC=Flat Plate Collector; CPC=Compound Parabolic Concentrator; PD=Paraboloid Dish; PTC=Parabolic Trough Collector; LF=Linear Fresnel. [21].....	31
Figura 6	Efficienza globale in funzione della pressione all'evaporatore [18] .....	32
Figura 7	Efficienza exergetica in funzione dell'irraggiamento solare (a sinistra) ed in funzione della pressione del vapore all'ingresso della turbina (a destra)[23] .....	33
Figura 8	Schema dell'impianto a ciclo combinato SCO <sub>2</sub> -ORC e relativo diagramma T-s [24].....	35
Figura 9	Layout di un impianto ORC ad un livello di pressione [16].....	37
Figura 10	Diagramma T-s per un ciclo subcritico (a sinistra) ed un ciclo supercritico (a destra) [16] .....	38
Figura 11	Diagrammi T-s di cicli a 2 livelli di pressione con turbine in serie (a sinistra) ed in parallelo (a destra) [16] .....	39
Figura 12	Diagrammi di un ciclo trilaterale (a sinistra) ed un ciclo CFC (a destra) [16].....	40
Figura 13	Diagramma T-s di fluidi umidi, secchi ed isoentropici [25] .....	41
Figura 14	Rappresentazione della differenza delle aree tra fluidi secchi ed isoentropici [26] .....	42
Figura 15	Radiazione solare [34] .....	47
Figura 16	Radiazione su piano inclinato[35] .....	48
Figura 17	Rappresentazione dell'incidenza dei raggi solari sul piano focale [37] ..	51
Figura 18	Rappresentazione semplificata di un concentratore [38] .....	52
Figura 19	Massimo valore di concentrazione solare ottenibile e relativo rapporto f/a in funzione dell'angolo di divergenza sul ricevitore [38].....	53

Figura 20	Sezione di un concentratore non-imaging ECPI (Evacuated Compound Parabolic-Involute) [18].....	54
Figura 21	Rappresentazione di un concentratore piano [39].....	55
Figura 22	Rappresentazione della sezione longitudinale e trasversale di un generico ETC [17][46].....	58
Figura 23	Foto di un collettore PTSC [48].....	62
Figura 24	Sezione trasversale della configurazione multi-tubo [55] .....	66
Figura 25	Configurazioni dei sistemi LFC: a ricevitore centrale (in alto), compatta-ibrida (a sinistra) e compatta-completa (a destra) [55] .....	67
Figura 26	Andamento dell'efficienza termica dei LFC in funzione dello spessore delle lenti della temperatura dell'ambiente esterno e della velocità del vento.[57] .....	69
Figura 27	Schema dell'impianto solare a torre centrale [61].....	70
Figura 28	Rappresentazione del sistema di tracciamento azimutale proposto da Hu e Huang [59] .....	72
Figura 29	Parabolic Dish Collector[64] .....	73
Figura 30	Parabolic Dish Collector con struttura a membrana[68].....	74
Figura 31	Confronto della potenza generata dai sistemi di PDC durante il giorno [69] .....	75
Figura 32	Schema e dimensionamento di un sistema PDC [72] .....	77
Figura 33	Posizionamento del punto focale a) dentro il ricevitore, b) all'apertura e c) all'esterno della cavità. [73].....	77
Figura 34	Confronto tra l'efficienza exergetica di nanofluidi a base di acqua ed olio per tubi a) corrugati e b) lisci. Confronto tra l'efficienza termica di nanofluidi a base di acqua ed olio per tubi c) corrugati e d) lisci. [74] ..	78
Figura 35	Confronto tra l'efficienza exergetica di nanofluidi a base di a) acqua ed b) olio per tubi corrugati e lisci. Confronto tra l'efficienza termica di nanofluidi a base di c) acqua ed d) olio per tubi corrugati e lisci. [74] ..	79
Figura 36	Block Flow Diagram [75] .....	80
Figura 37	Collettore solare a disco realizzato dall'Electronic Machining S.r.l. e posizionato sul tetto dell'Energy Center.....	82
Figura 38	Medie giornaliere Dicembre. ....	83
Figura 39	Medie giornaliere Gennaio. ....	83
Figura 40	Medie giornaliere Febbraio.....	84
Figura 41	Medie giornaliere Marzo.....	84
Figura 42	Medie mensili stagione invernale. ....	85

Figura 43	Struttura molecolare bidimensionale e tridimensionale del Toluene. [77][78] .....	88
Figura 44	Diagramma T-s Toluene .....	89
Figura 45	Modello turbina attraversata dal toluene.....	91
Figura 46	Legenda Aspen PLUS.....	91
Figura 47	Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata nel condensatore. ....	92
Figura 48	Modello condensatore attraversata dal toluene.....	93
Figura 49	Modello pompa attraversata dal toluene. ....	94
Figura 50	Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nell'evaporatore. ....	95
Figura 51	Modello evaporatore attraversata dal toluene. ....	96
Figura 52	Ciclo ORC completo, con il toluene come fluido di lavoro organico. ...	97
Figura 53	Diagramma T-s ciclo ORC, con il toluene come fluido organico. ....	98
Figura 54	Ciclo ORC completo con recuperatore, con il toluene come fluido di lavoro organico. ....	99
Figura 55	Diagramma T-s ciclo ORC con recuperatore, con il toluene come fluido organico.....	100
Figura 56	Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel condensatore. ....	101
Figura 57	Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nell'evaporatore. ....	101
Figura 58	Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel recuperatore.....	102
Figura 59	Struttura molecolare bidimensionale e tridimensionale del NOVEC 649. [87][88] .....	102
Figura 60	Diagramma T-s NOVEC 649.....	103
Figura 61	Modello turbina attraversata da NOVEC 649.....	104
Figura 62	Modello condensatore attraversata da NOVEC 649.....	105
Figura 63	Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel condensatore. ....	106
Figura 64	Modello pompa attraversata da NOVEC 649. ....	106
Figura 65	Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nell'evaporatore. ....	107
Figura 66	Modello evaporatore attraversata da NOVEC 649.....	108

Figura 67	Ciclo ORC completo, con il NOVEC 649 come fluido di lavoro organico. .....	109
Figura 68	Diagramma T-s del ciclo ORC completo, con il NOVEC 649 come fluido di lavoro organico. ....	110
Figura 69	Ciclo ORC completo con recuperatore, con il NOVEC 649 come fluido di lavoro organico. ....	111
Figura 70	Diagramma T-s ciclo ORC con recuperatore, con il NOVEC 649 come fluido organico. ....	112
Figura 71	Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel condensatore. ....	113
Figura 72	Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nell'evaporatore. ....	113
Figura 73	Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel recuperatore.....	114
Figura 74	Struttura molecolare bidimensionale e tridimensionale del D5.[92][93] .....	114
Figura 75	Diagramma T-s D5 .....	115
Figura 76	Modello turbina attraversata da D5.....	116
Figura 77	Modello condensatore attraversata da D5.....	117
Figura 78	Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel condensatore. ....	118
Figura 79	Modello pompa attraversata da D5. ....	118
Figura 80	Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nell'evaporatore. ....	119
Figura 81	Modello evaporatore attraversata da D5. ....	120
Figura 82	Ciclo ORC completo, con il D5 come fluido di lavoro organico. ....	121
Figura 83	Diagramma T-s del ciclo ORC completo, con il D5 come fluido di lavoro organico.....	122
Figura 84	Ciclo ORC completo con recuperatore, con il D5 come fluido di lavoro organico.....	123
Figura 85	Diagramma T-s ciclo ORC con recuperatore, con il D5 come fluido organico.....	124
Figura 86	Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel condensatore. ....	125
Figura 87	Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nell'evaporatore. ....	125

Figura 88	Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel recuperatore.....	126
Figura 89	Media giornaliera Dicembre. ....	127
Figura 90	Media giornaliera Gennaio. ....	127
Figura 91	Media giornaliera Febbraio.....	128
Figura 92	Media giornaliera Marzo.....	128
Figura 93	Media mensile stagione invernale.....	129
Figura 94	Diagramma efficienze elettriche degli impianti utilizzanti come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5, sia nel caso base che nel caso del recuperatore.....	132
Figura 95	Diagramma efficienze degli impianti utilizzanti come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5, sia nel caso base che nel caso del recuperatore.....	133
Figura 96	Volume di controllo della turbina per l'analisi exergetica.....	136
Figura 97	Volume di controllo del condensatore per l'analisi exergetica.....	136
Figura 98	Volume di controllo della pompa per l'analisi exergetica. ....	137
Figura 99	Volume di controllo dell'evaporatore per l'analisi exergetica. ....	137
Figura 100	Volume di controllo del collettore per l'analisi exergetica.....	138
Figura 101	Volume di controllo del ciclo ORC semplice per l'analisi exergetica..	139
Figura 102	Volume di controllo del recuperatore per l'analisi exergetica.....	141
Figura 103	Volume di controllo del ciclo ORC con recuperatore per l'analisi exergetica. ....	142
Figura 104	Diagramma irreversibilità dei singoli componenti dell'impianto ORC semplice utilizzanti come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5.....	144
Figura 105	Diagramma irreversibilità dei singoli componenti dell'impianto ORC con recuperatore utilizzanti come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5. ....	144
Figura 106	Diagramma irreversibilità totale degli impianti utilizzanti come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5, sia nel caso base che nel caso del recuperatore.....	145
Figura 107	Diagramma efficienza exergetica degli impianti utilizzanti come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5, sia nel caso base che nel caso del recuperatore.....	146
Figura 108	Diagramma difetti di efficienza dei singoli componenti dell'impianto ORC semplice utilizzanti come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5.....	147

Figura 109	Diagramma difetti di efficienza dei singoli componenti dell'impianto ORC con recuperatore utilizzanti come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5.....	147
------------	--	-----

# Lista delle tabelle

Tabella 1	Numero di applicazioni ORC a biomassa in Europa [7].....	23
Tabella 2	Classificazione sorgenti geotermiche [9].....	25
Tabella 3	Tabella albedo [36] .....	49
Tabella 4	Miglioramento in termini di Scambio Termico ed Efficienza per diversi Nanofluidi .....	65
Tabella 5	Confronto della potenza generata dai sistemi di PDC durante il giorno [69] .....	75
Tabella 6	Dati relativi al collettore solare a disco.....	82
Tabella 7	Tabella valori medi e deviazione standard corrispondente per i mesi di Dicembre e Gennaio. ....	86
Tabella 8	Tabella valori medi e deviazione standard corrispondente per i mesi di Febbraio e Marzo. ....	87
Tabella 9	Scheda tecnica Toluene.....	89
Tabella 10	Dati del Toluene in ingresso alla turbina. ....	91
Tabella 11	Dati del Toluene in uscita dalla turbina. ....	92
Tabella 12	Dati del Toluene in ingresso al condensatore. ....	93
Tabella 13	Dati del Toluene in uscita dal condensatore. ....	93
Tabella 14	Dati in ingresso ed in uscita dell'acqua nel condensatore.....	94
Tabella 15	Dati del Toluene in ingresso alla pompa.....	94
Tabella 16	Dati del Toluene in uscita dalla pompa.....	95
Tabella 17	Dati del Toluene in ingresso all'evaporatore.....	96
Tabella 18	Dati del Toluene in uscita dall'evaporatore.....	96
Tabella 19	Dati in ingresso ed in uscita del Syltherm 800 nell'evaporatore.....	97
Tabella 20	Punti cardine del ciclo ORC semplice. ....	99
Tabella 21	Punti cardine del ciclo ORC con recuperatore.....	100
Tabella 22	Potenze scambiate nell'evaporatore e nel condensatore in assenza ed in presenza del recuperatore.....	101
Tabella 23	Scheda tecnica NOVEC 649.....	103
Tabella 24	Dati del NOVEC 649 in ingresso alla turbina. ....	104
Tabella 25	Dati del NOVEC 649 in uscita dalla turbina. ....	104
Tabella 26	Dati del NOVEC 649 in ingresso al condensatore.....	105

Tabella 27	Dati del NOVEC 649 in uscita dal condensatore.....	105
Tabella 28	Dati in ingresso ed in uscita dell'acqua nel condensatore.....	106
Tabella 29	Dati del NOVEC 649 in ingresso alla pompa.....	107
Tabella 30	Dati del NOVEC 649 in uscita dalla pompa.....	107
Tabella 31	Dati del NOVEC 649 in ingresso all'evaporatore.....	108
Tabella 32	Dati del NOVEC 649 in uscita dall'evaporatore.....	108
Tabella 33	Dati in ingresso ed in uscita del Syltherm 800 nell'evaporatore.....	109
Tabella 34	Punti cardine del ciclo ORC semplice.....	110
Tabella 35	Punti cardine del ciclo ORC con recuperatore.....	112
Tabella 36	Potenze scambiate nell'evaporatore e nel condensatore in assenza ed in presenza del recuperatore.....	113
Tabella 37	Scheda tecnica del D5.....	115
Tabella 38	Dati del D5 in ingresso alla turbina.....	116
Tabella 39	Dati del D5 in uscita dalla turbina.....	116
Tabella 40	Dati del D5 in ingresso al condensatore.....	117
Tabella 41	Dati del D5 in uscita dal condensatore.....	117
Tabella 42	Dati in uscita ed in ingresso dell'acqua dal condensatore.....	118
Tabella 43	Dati del D5 in ingresso alla pompa.....	119
Tabella 44	Dati del D5 in uscita dalla pompa.....	119
Tabella 45	Dati del D5 in ingresso all'evaporatore.....	120
Tabella 46	Dati del D5 in uscita dall'evaporatore.....	120
Tabella 47	Dati in ingresso ed in uscita del Dowtherm A nell'evaporatore.....	121
Tabella 48	Punti cardine del ciclo ORC semplice.....	122
Tabella 49	Punti cardine del ciclo ORC con recuperatore.....	124
Tabella 50	Potenze scambiate nell'evaporatore e nel condensatore in assenza ed in presenza del recuperatore.....	125
Tabella 51	Potenza richiesta all'evaporatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.....	129
Tabella 52	Potenza sviluppata dal concentratore solare nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.....	130
Tabella 53	Numero di collettori necessari per soddisfare le richieste del ciclo ORC semplice nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.....	130

Tabella 54	Area captante solare necessaria per soddisfare le richieste del ciclo ORC semplice nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5. .....	130
Tabella 55	Numero di collettori necessari per soddisfare le richieste del ciclo ORC con recuperatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.....	131
Tabella 56	Area captante solare necessaria per soddisfare le richieste del ciclo ORC con recuperatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.....	131
Tabella 57	Efficienza elettrica del ciclo ORC semplice e con recuperatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.....	132
Tabella 58	Efficienza dell'impianto del ciclo ORC semplice e con recuperatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.....	133
Tabella 59	Flusso solare nel ciclo ORC semplice nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5. ....	138
Tabella 60	Irreversibilità dei componenti, totale ed efficienza exergetica del ciclo ORC semplice nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5. .....	140
Tabella 61	Difetto di efficienza dei singoli componenti del ciclo ORC semplice nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.....	140
Tabella 62	Flusso solare nel ciclo di ORC con recuperatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.....	141
Tabella 63	Irreversibilità dei componenti, totale ed efficienza exergetica del ciclo ORC con recuperatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.....	143
Tabella 64	Difetto di efficienza dei singoli componenti del ciclo ORC con recuperatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.....	143
Tabella 65	Percentuali di miglioramento delle irreversibilità del condensatore, dell'evaporatore e del collettore grazie all'inserimento del recuperatore. .....	144
Tabella 66	Percentuali di miglioramento dell'irreversibilità totale del ciclo grazie all'inserimento del recuperatore. ....	145
Tabella 67	Percentuali di miglioramento del rendimento exergetico del ciclo grazie all'inserimento del recuperatore. ....	146
Tabella 68	Percentuali di miglioramento dei difetti di efficienza del condensatore, dell'evaporatore e del collettore grazie all'inserimento del recuperatore. .....	148

# Nomenclatura

ACS	Acqua Calda Sanitaria
ALT	Atmospheric LifeTime
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers
CFC	Complete Flashing Cycle
CFC	Chlorofluorocarbon
CHP	Combined Heat and Power
CLFC	Compact Linear Fresnel Collector
CPC	Compound Parabolic Concentrator
CSP	Concentrated Solar Power
ECPI	Evacuated Compound Parabolic-Involute
ETC	Evacuated-Tube Collector
ETSC	Evacuated-Tube Solar Collector
FPC	Flat Plate Collector
GWP	Global Warming Potential
HC	Hydrocarbon
HCE	Heat Collector Element
HCFC	Hydrochlorofluorocarbon
LF	Linear Fresnel
LFC	Linear Fresnel Collector
MWCNT	Multi-Walled Carbon NanoTube
NC	Numero di Condotti
NCG	Non Condensable Gas
NREL	National Renewable Energy Laboratory
O&M	Operation and Maintenance
ODP	Ozone Depletion Potential
ORC	Organic Rankine Cycle
PD	Paraboloid Dish
PDC	Paraboloid Dish Collector

PrHE	Primary Heat Exchanger	
PTC	Parabolic Trough Collector	
PTSC	Parabolic Trough Solar Collector	
SCT	Solar Central Tower	
SOFC	Solid Oxide Fuel Cell	
SORC	Solar Organic Rankine Cycle	
Statcom	Static synchronous compensator	
TES	Thermal Energy Storage	
TPCT	Two-Phase Closed Thermosiphon	
VC	Volume di Controllo	
WHR	Waste Heat Recovery	
$\dot{m}_{acqua}$	Portata in massa dell'acqua	[kg/sec]
$\dot{m}_{fluido\ organico}$	Portata in massa del fluido organico	[kg/sec]
$\dot{m}_{fluido\ termovettore}$	Portata in massa del fluido termovettore	[kg/sec]
$\dot{m}_k$	Portata in massa del k-esimo componente	[kg/sec]
$A_{bloccata,specchi\ primari}$	Area della superficie degli specchi primari bloccata	[m <sup>2</sup> ]
$A_c$	Area della superficie del collettore	[m <sup>2</sup> ]
$A_{ombreggiata,specchi\ primari}$	Area della superficie ombreggiata degli specchi primari	[m <sup>2</sup> ]
$A_{par}$	Superficie del paraboloide	[m <sup>2</sup> ]
$A_r$	Area del ricevitore	[m]
$A_{specchi\ primari}$	Area della superficie degli specchi primari	[m <sup>2</sup> ]
$a_t$	Troncatura	-
$a_w$	Angolo azimutale	[°]
$b_{in}$	Exergia fisica in ingresso	[kJ/kg]
$b_k$	Exergia fisica del k-esimo componente	[kJ/kg]
$b_{out}$	Exergia fisica in uscita	[kJ/kg]

$C_{p,bf}$	Calore specifico a pressione costante fluido-base	[J/(kg °C)]
$C_{p,nf}$	Calore specifico a pressione costante nanofluidi	[J/(kg °C)]
$C_{p,np}$	Calore specifico a pressione costante nanoparticelle	[J/(kg °C)]
$C_p$	Calore specifico a pressione costante	[J/(kg °C)]
$F_R$	Fattore di rimozione del calore del collettore	-
$h_0$	Entalpia alle condizioni dell'ambiente esterno	[kJ/kg]
$I_d$	Radiazione diretta	[W/ m <sup>2</sup> ]
$I_D$	Radiazione diffusa	[W/ m <sup>2</sup> ]
$I_{DO}$	Irraggiamento diffuso al suolo	[W/ m <sup>2</sup> ]
$I_R$	Radiazione riflessa	[W/ m <sup>2</sup> ]
$I_{rif}$	Radiazione diretta di riferimento	[W/ m <sup>2</sup> ]
$\dot{m}$	Portata in massa	[kg/s]
$p_c$	Pressione critica	[Pa]
$Q_{con}$	Potenza scambiata al condensatore	[W]
$Q_{CSP}$	Potenza sviluppata dal concentratore solare	[W]
$Q_{eva}$	Potenza scambiata all'evaporatore	[W]
$Q_L$	Calore disperso	[W]
$Q_r$	Energia solare radiante assorbita dal ricevitore	[W]
$Q_s$	Radiazione solare ricevuta dall'apertura presente sul disco	[W]
$Q_{SOL}$	Energia Solare	[W]
$Q_u$	Energia utile guadagnata	[W]
$R_{bloccaggio}$	Rapporto annuo di bloccaggio	[%]
$R_{ombreggiamento}$	Rapporto annuo di ombreggiamento	[%]
$s_0$	Entropia alle condizioni dell'ambiente esterno	[kJ/(kg K)]

$T_0$	Temperatura dell'ambiente esterno	[K]
$T_a$	Temperatura ambiente	[°C]
$T_c$	Temperatura critica	[K]
$T_{in}$	Temperatura in ingresso	[°C]
$T_m$	Temperatura media	[°C]
$T_{out}$	Temperatura in uscita	[°C]
$T_r$	Temperatura ridotta	[K]
$T_{sol}$	Temperatura del Sole	[K]
$T_{suolo}$	Temperatura al livello del suolo	[K]
$U'$	Somma di energia interna, cinetica e potenziale	[J]
$U_L$	Coefficiente di perdita globale	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$\hat{V}$	Volume molare	[m <sup>3</sup> mol <sup>-1</sup> ]
$W_{pom}$	Potenza assorbita dalla pompa	[W]
$W_{tur}$	Potenza sviluppata dalla turbina	[W]
$x_i$	Temperatura per ogni ora dell'i-esimo giorno	-
$\alpha_{sol}$	Altezza solare	[m]
$\delta_i$	Difetto di efficienza dell'i-esimo componente	-
$\eta_{att}$	Efficienza dell'attenuazione atmosferica	-
$\eta_{coll}$	Efficienza ottica del collettore	-
$\eta_{cos}$	Efficienza del coseno	-
$\eta_{el}$	Efficienza elettrica	-
$\eta_h$	Efficienza eliostati	-
$\eta_{imp}$	Efficienza dell'impianto	-
$\eta_{int}$	Fattore d'intercettazione	-
$\eta_o$	Efficienza ottica	-
$\eta_r$	Riflettanza dell'eliostato	-
$\eta_{ric}$	Efficienza del ricevitore	-
$\eta_{sh\&b}$	Efficienza di ombreggiatura	-

$\eta_{tower}$	Efficienza della torre	-
$\eta_{tur}$	Efficienza della turbina	-
$\eta_{II}$	Efficienza exergetica	-
$\theta_{max}$	Angolo di accettazione	[°]
$\xi_0$	Exergia chimica per unità di massa alle condizioni dell'ambiente esterno	[kJ/kg]
$\Sigma_i$	Entropia	[kJ/(kg K)]
$\Phi_{coll}$	Flusso del collettore	[kW]
$\Phi_i$	Flusso scambiato	[W]
$\Psi_{coll}$	Irreversibilità del collettore	[kW]
$\Psi_{con}$	Irreversibilità del condensatore	[kW]
$\Psi_{eva}$	Irreversibilità dell'evaporatore	[kW]
$\Psi_i$	Irreversibilità dell'i-esimo componente	[kW]
$\Psi_{pom}$	Irreversibilità della pompa	[kW]
$\Psi_{rec}$	Irreversibilità del recuperatore	[kW]
$\Psi_{tur}$	Irreversibilità della turbina	[kW]
$\omega_{ac}$	Fattore acentrico del fluido	-
$A$	Area di apertura del concentratore	[m]
$a$	Diametro dell'apertura di ingresso	[m]
$a'$	Diametro del ricevitore	[m]
$b$	Exergia fisica per unità di massa	[kJ/kg]
$c$	Velocità della luce nel vuoto	[m/s]
$C$	Rapporto di concentrazione	-
$D$	Dimensione dell'immagine del ricevitore	-
$f$	Lunghezza della parabola	[m]
$g$	Accelerazione di gravità	[m/s <sup>2</sup> ]
$G$	Radiazione solare globale	[W/m <sup>2</sup> ]
$h$	Entalpia	[kJ/kg]
$i$	Angolo di incidenza	[°]

$I$	Radiazione globale incidente	
$L$	Latitudine	[°]
$n$	Indice di rifrazione a monte della superficie di ingresso	-
$N$	Numero di sorgenti o pozzi termici	-
$n'$	Indice di rifrazione a valle della superficie del ricevitore	-
$NG$	Numero di giorni nel mese	-
$P$	Potenza generata dalla torre solare	[W]
$p$	Pressione	[Pa]
$R$	Costante universale dei gas	[J/(mol K)]
$s$	Entropia	kJ/(kg K)]
$S$	Energia solare assorbita	[W]
$T$	Temperatura	[K]
$v$	velocità della luce nel mezzo considerato	[m/s]
$W$	Potenza	[W]
$\alpha$	Assorbimento	-
$\beta$	Angolo di inclinazione	[°]
$\delta$	Declinazione solare	-
$\varepsilon$	Angolo di divergenza dell'apertura di ingresso	[°]
$\varepsilon'$	Angolo di divergenza dell'apertura del ricevitore	[°]
$\eta$	Efficienza del collettore	-
$\mu$	Valore medio	[°C]
$\xi$	Exergia chimica per unità di massa	[kJ/kg]
$\rho$	Albedo	-
$\sigma$	Deviazione standard	-
$\tau$	Trasmittanza	-
$\Phi$	Angolo di troncatura	[°]
$\Psi$	Irreversibilità totale	[kW]

$\omega$

Angolo orario

[°]

# Introduzione

In uno scenario mondiale in continua evoluzione, con una sempre maggiore sensibilità legata ai temi climatici e di produzione di energia “sostenibile”, sono sempre più importanti i temi riguardanti lo sfruttamento delle energie rinnovabili. Lo dimostra il “Quadro 2030 per il clima e l’energia” [4] presentato e approvato dal Consiglio Europeo che impone quattro obiettivi fondamentali da raggiungere entro la fine del 2030:

- la riduzione delle emissioni di gas a effetto serra di almeno il 40% (rispetto ai valori del 1990);
- l’aumento del consumo di energie rinnovabili fino a raggiungere almeno il 27%;
- il miglioramento dell’efficienza energetica di almeno il 27%;
- il completamento del 15% delle interconnessioni elettriche esistenti.

I primi due punti possono essere sostenuti a pieno attraverso lo sviluppo di ciò che verrà trattato in questa tesi, ovvero l’utilizzo del Ciclo Rankine Organico (ORC) sfruttando alcune delle fonti rinnovabili più comuni.

L’utilizzo di questa tecnologia potrebbe rendere più semplice fare passi avanti anche in un’altra direzione ovvero quella della “Produzione decentralizzata”. Si tratta di un processo in cui la produzione di energia si sposta dai grandi centri (impianti) produttivi a realtà di piccole dimensioni (domestiche) dislocate su tutto il territorio. Questo porterebbe sicuramente notevoli benefici nello sfruttamento delle fonti rinnovabili, con una conseguente diminuzione dei prezzi, ed una maggiore sicurezza di approvvigionamento soprattutto per le cosiddette “isole energetiche”.

L’idea di studiare nuove soluzioni che adottino una sorgente energetica, consolidata ed inesauribile, come quella solare accoppiata ad una tecnologia per alcuni versi ancora giovane come i cicli ORC, nasce quindi dal desiderio di migliorare la condizione produttiva presente e futura.

# Capitolo 1

## Ciclo Rankine Organico (ORC)

Il Ciclo Rankine Organico viene utilizzato principalmente per la produzione di energia elettrica a cui viene associata, nel caso la sorgente lo renda possibile, anche lo sfruttamento di una quota di potenza termica. Dal nome si intuisce che la base tecnica fa riferimento ad un semplice ciclo Rankine, ideato dall'Ingegnere e Fisico scozzese William John Macquorn Rankine nel XIX° secolo.

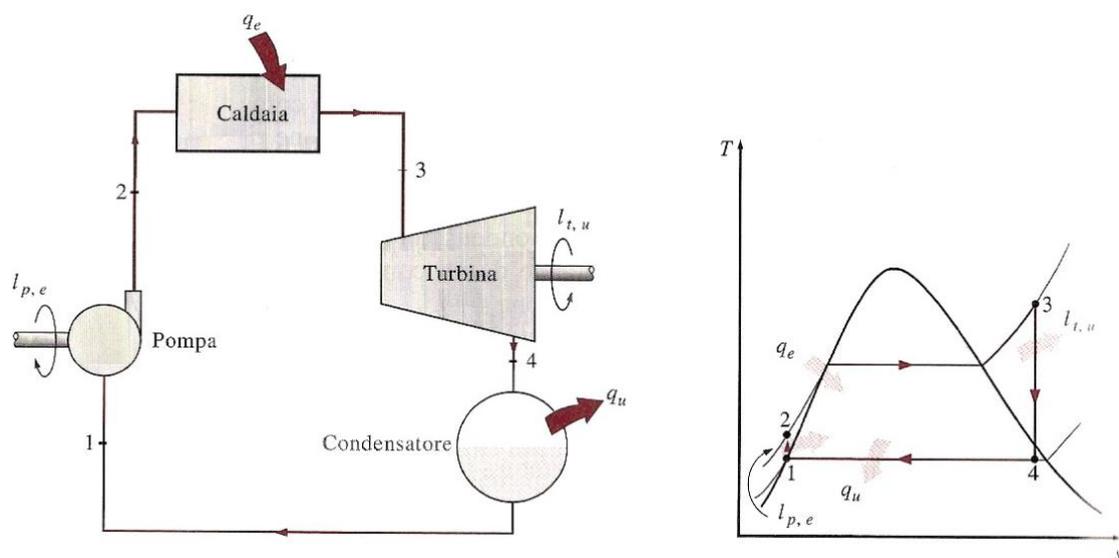


Figura 1 Schema di funzionamento di un impianto a vapore e diagramma T-s di un ciclo Rankine semplice ideale.[5]

In Figura 1 è rappresentato lo schema di un impianto a vapore funzionante tramite ciclo Rankine. Il fluido processato, ovvero l'acqua, verrà in primo luogo compresso isoentropicamente dalla pompa, 1-2. In seguito, acquisirà una determinata quantità di calore all'interno della caldaia, attraversando una trasformazione isobara e in parte isoterma, 2-3. Il vapore proseguirà il suo percorso all'interno della turbina dove verrà espanso isoentropicamente, 3-4. Infine il fluido processato tornerà al suo stato liquido all'interno del condensatore dove cederà il suo calore attraverso una trasformazione isoterma, 4-1.

Lo scopo di questo ciclo è quello di trasformare il calore in lavoro, attraverso due trasformazioni isoentropiche e due isobare, in cui il fluido processato cambia fase due volte, la prima evaporando e la seconda condensando. Quest'ultima rappresenta un'ottima soluzione quando il calore viene fornito ad alta temperatura. L'utilizzo delle fonti fossili, carbone e gas, ne sono un esempio. L'acqua grazie alle sue proprietà, alti valori di capacità e conducibilità termiche, permette di ottenere valori di efficienza elevati.

Nel caso di sfruttamento di sorgenti di calore a temperatura medio-bassa però le caratteristiche termodinamiche del vapore inducono all'utilizzo di soluzioni impiantistiche più complesse, specialmente per quanto riguarda la sezione di espansione. Si dovrebbe sicuramente adottare una turbina multistadio, più costosa, in cui ci sarebbe anche la formazione di condensa negli ultimi stadi.

Per questi motivi, fin dal XIX° secolo è stata valutata la possibilità di utilizzare fluidi di lavoro diversi dall'acqua. Uno dei primi scienziati a parlarne fu Sadi Carnot, nel 1824, nel suo trattato "Réflexions sur la puissance motrice du feu" ("Riflessioni sulla forza motrice del fuoco") [6]. Si è dovuto però aspettare fino al 1935 prima che qualcuno, in particolare il Professore Luigi D'Amelio dell'Università di Napoli, utilizzasse per la prima volta un fluido di lavoro organico (di cui si parlerà al paragrafo 1.4). In quel caso venne utilizzato il Cloruro di Etile in un piccolo impianto solare mentre poi utilizzò l'etilene in un impianto geotermico.

Successivamente gli esperimenti su questa tecnologia si fecero più intensi in tutto il mondo scientifico. In Italia il polo principale fu il Politecnico di Milano dove gli studi furono condotti dal professore G. Angelino insieme a Ennio Macchi e Mario Gaia. Quest'ultimo fondò poi la Turboden che ancora oggi è una delle principali aziende operanti del settore. [6]

Nei successivi paragrafi verrà illustrato il funzionamento dei cicli ORC, discutendone i campi di maggior utilizzo, le modalità di funzionamento entrando anche nel particolare dei singoli componenti.

## **1.1 Campi di applicabilità**

Il Ciclo Rankine Organico sfrutta le caratteristiche termodinamiche dei fluidi organici per ottenere energia elettrica e calore. Quale di questi ultimi due sia il prodotto principale dipende dal contesto applicativo. I campi di utilizzo di questo ciclo si differenziano

notevolmente tra loro. Quelli già parzialmente diffusi sul mercato e su cui si stanno concentrando gli studi riguardano lo sfruttamento delle biomasse, la geotermia, ad alta e bassa entalpia, il recupero di calore dagli scarichi dei motori endotermici o di altri processi produttivi e lo sfruttamento dell'energia solare. Nei paragrafi successivi verrà spiegato come vengono applicati i cicli ORC per ognuna di queste fonti e quali sono le prospettive future sul mercato.

### **1.1.1 Sfruttamento delle biomasse**

Le biomasse sono tutte quelle sostanze che hanno una matrice di natura organica, animale o vegetale, che vengono sfruttate a scopo energetico. L'utilizzo delle biomasse è sicuramente importante anche a livello ambientale, dal momento che consiste nell'utilizzo di scarti che verrebbero altrimenti accumulati. Non vale lo stesso però per il settore agricolo nel quale, in particolare in questi ultimi anni, si è sviluppato un mercato di colture destinate esclusivamente alla produzione di energia. Si tratta ad esempio di sorgo, soia, colza e mais.

Lo stato dell'arte per gli impianti ORC a biomassa è rappresentato dall'utilizzo di un ciclo binario [7]. Questo implica che tramite la combustione venga scaldato un fluido, detto fluido termovettore, che funge da mezzo di trasporto per il calore che viene poi ceduto al fluido operativo. Solitamente vengono impiegati oli diatermici, ma in alcuni casi è possibile adottare anche l'uso di vapore o acqua pressurizzata. Questo scorre in un circuito chiuso, dove tramite uno scambiatore cede la potenza termica al circuito ORC. Viene così raffreddato e pompato nuovamente in camera di combustione per iniziare un nuovo ciclo. Qui i gas di combustione, che si trovano a circa 950°C, innalzano la temperatura dell'olio (utilizzando oli di alta qualità si possono raggiungere temperature intorno ai 300°C) attraverso due sezioni distinte, rappresentate in Figura 2. La prima, data l'altissima temperatura del gas, è quella radiativa composta da una bobina al cui centro fluisce il gas. Nel secondo tratto, diminuendo la temperatura del gas e con essa l'efficienza radiativa, si ha prevalentemente scambio convettivo. Per questo motivo, dovendo aumentare la superficie di scambio, si utilizzano tre bobine concentriche dove il gas scorre nel centro e tra di esse. In entrambi i casi l'olio scorre all'interno dei tubi che formano le bobine. In ultimo luogo i gas, dopo aver attraversato le bobine di scambio con l'olio, potrebbero portare con sé ancora una quota di energia utile che in alcuni casi viene

utilizzata per il preriscaldamento dell'aria di combustione, aumentando così l'efficienza globale del sistema.

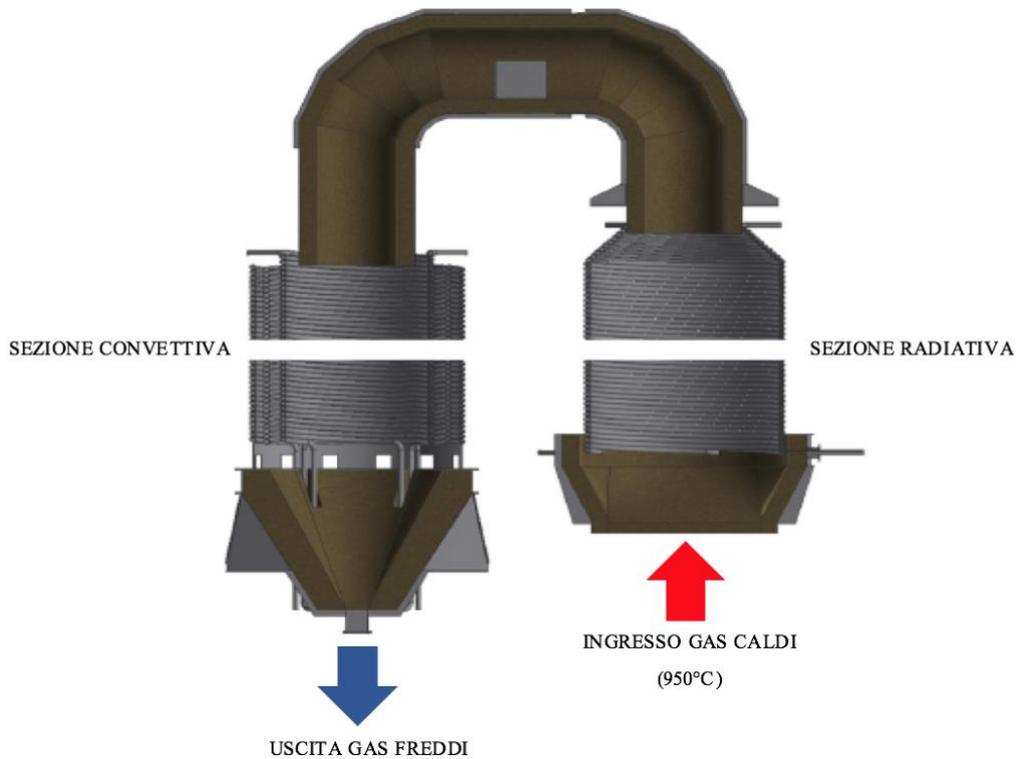


Figura 2 Rappresentazione della sezione di scambio termico tra gas e fluido termovettore [7]

A questo punto il fluido organico, che è stato scaldato e fatto evaporare, circola nella parte di circuito produttiva. La generazione di corrente elettrica si ottiene tramite l'espansione nella turbina, la quale è accoppiata ad un generatore elettrico, solitamente di tipo asincrono. Negli ultimi anni però, in Europa, i soggetti che intendono introdurre potenza sulla rete elettrica devono rispettare una serie di parametri di qualità. Questi non possono essere soddisfatti tramite l'utilizzo di un semplice generatore asincrono, per questo motivo si rende necessario equipaggiarlo con un dispositivo *Statcom* (*Static synchronous compensator*), molto costoso, oppure optare per l'installazione di un generatore sincrono. Questa scelta va valutata accuratamente in quanto uno dei vantaggi dei cicli ORC a biomassa è quello di poter ottimizzare la turbina a 3000 rpm, corrispondenti alla frequenza di 50 Hz a cui si trova la rete. Il vantaggio risiede nella possibilità di effettuare l'accoppiamento diretto, eliminando qualsiasi tipo di perdita meccanica o elettrica. Un generatore sincrono invece implicherebbe l'utilizzo di un inverter o di un blocco ad ingranaggi per la modifica della velocità di rotazione aumentando le perdite. Un secondo vantaggio è dato dalla divisione tra il ciclo termico e quello termodinamico permettendo di avere più libertà nella scelta della caldaia e del circuito ORC da installare

ponendo solamente attenzione all'interfaccia tra i due. Non dovendo subire un processo di espansione l'olio sintetico opera senza essere soggetto ad alcun cambiamento di fase, permettendo di lavorare senza la presenza di un operatore patentato. In alcuni paesi le Normative impongono che, nel caso in cui ci siano cambiamenti di fase all'interno della caldaia, sia presente un operatore che abbia conseguito il patentino. In Italia, il primo decreto ministeriale che ha delineato la figura del conduttore patentato è il Regio Decreto 824 del 12.05.1927 che è stato successivamente modificato fino all'attuale Decreto numero 94 del 07.08.2020, a quest'ultimo si aggiungono i decreti che ne definiscono l'esonero parziale o totale a seconda dei casi. [8]

Prima di effettuare un confronto con altre soluzioni impiantistiche, bisogna sottolineare che per ottenere il massimo da un ORC a biomassa il controllo deve essere effettuato seguendo la curva di domanda di energia termica. Questo permette di utilizzare al massimo il combustibile senza avere sprechi innalzando l'efficienza globale del sistema. Al contrario, operando l'impianto alla massima potenza elettrica, il calore prodotto in eccesso verrebbe dissipato, riducendo notevolmente l'indice di utilizzo del combustibile. Per questo motivo la prima opzione è sempre preferibile.

Il paragone che nasce più spontaneo è quello con impianti a ciclo Rankine a vapore, caratterizzati da un layout più complesso. Per questo motivo, l'utilizzo degli ORC è conveniente soprattutto per potenze modeste, inferiori a 2 MW, dovendo affrontare un minor costo di O&M (operation and maintenance). Oltre gli 8 MW invece la maggior efficienza elettrica del ciclo convenzionale compensa la presenza di costi più alti. Per quanto riguarda potenze minori, dell'ordine di qualche centinaio di kW, un'alternativa risiede nell'utilizzo di motori a combustione interna associati a sistemi di gasificazione delle biomasse. Questa applicazione però risulta essere competitiva solo nel caso in cui si abbia accesso a trucioli di legno di alta qualità, in quanto rappresentano l'unico combustibile accettato. Nel caso invece si debbano utilizzare biomasse di varie origini un sistema ORC rimane più adatto. [7]

Dato il tipo di combustibile utilizzato e le modalità di conduzione degli impianti, i settori in cui si registra il maggiore utilizzo sono l'industria del legno, compresa la produzione di pellet, e il riscaldamento urbano (teleriscaldamento). Per quanto riguarda la prima, la presenza di grandi quantità di scarti di legno, la forte richiesta di energia elettrica e di calore forniscono una rapida spiegazione della compatibilità con questo tipo di attività. I processi di essiccazione del legname infatti, permettono di sfruttare il cascame termico in uscita dalla turbina. Si deve però fare in modo che il calore a disposizione sia sufficiente

per il tipo di processo impiegato; nel caso del legname si utilizzano camere alimentate da acqua a 80-90°C per cui non si pone alcun problema mentre, per la creazione del pellet, la competizione tra processo diretto (a tamburo – 300°C) e indiretto (a nastro – 90°C) porta inevitabilmente alla competizione tra impianti per la sola produzione di calore e impianti CHP.

Il teleriscaldamento rappresenta il settore con la maggior diffusione. Questo è dovuto principalmente alla presenza di numerosi impianti a biomassa per la sola produzione del calore che possono essere facilmente riconvertiti in produttori CHP. In Tabella 1 viene indicato il numero di impianti installati in Europa; si vede come l'Italia, insieme anche alla Germania, ricopra un ruolo di fondamentale importanza. Il passo successivo, al fine di ottenere una maggiore quota di mercato, risiede nell'abbassare la temperatura di distribuzione del fluido a 50-60°C ottenendo così un incremento dell'efficienza elettrica e quindi una diminuzione del costo di produzione, aumentandone la concorrenza. Una ulteriore svolta è rappresentata dalla combinazione del teleriscaldamento, che sfrutta il calore prodotto per circa 2000-2500 ore annue, e aziende produttrici di pellet che andrebbero a sfruttarlo per il tempo restante, eliminando così qualsivoglia tipo di dissipazione.

District heating		
Country	Number of plants	Installed electric power (MW)
Germany	40	40.1
Italy	37	32.7
Latvia	11	11
Austria	10	9.4
Switzerland	6	4
Poland	5	4.9
Belarus	4	8.9
Czech Republic	3	3.1
Estonia	2	3.2
Russia	2	3.2
Finland	2	2
Sweden	1	2.2
Bulgaria	1	1.2
Netherlands	1	1.1
Denmark	1	0.7
Greece	1	0.3

Tabella 1 Numero di applicazioni ORC a biomassa in Europa [7]

L'attuale diffusione è stata resa possibile dalla presenza di forti incentivi in particolare in Italia, Germania e Austria a seguito della Direttiva Europea 2001/77/CE. Ora però se ne sta attuando una graduale riduzione per cui per mantenere la posizione sul mercato è necessario riuscire a ridurre i costi di produzione dell'elettricità. Si tratta di un risultato

ottenibile da una, perlomeno parziale, standardizzazione degli impianti. Significa spostarsi da un mercato di tipo customizzato ad un mercato di massa. In quest'ottica sarebbe interessante riuscire a sviluppare soluzioni di piccola taglia, inferiore ai 300 kW, utilizzabili in zone rurali con alta concentrazione di biomasse, come ad esempio le zone montane che non sono raggiunte da una opportuna rete elettrica. Il Sud-Africa ed il Sud-America potrebbero essere due regioni d'interesse.

Un secondo spunto per incrementare la presenza di ORC a biomassa è legato alla riduzione dei costi di costruzione degli impianti di grandi dimensioni fino a 10 MW. In questo modo si creerebbe concorrenza con il ciclo Rankine convenzionale. L'unica perplessità resta quella di trovare un utilizzatore finale che necessiti di un quantitativo di calore così importante.

### **1.1.2 Geotermia come risorsa naturale**

La parola “geotermia” significa letteralmente “calore della terra”, rappresenta cioè il calore presente al di sotto della crosta terrestre o litosfera prodotto dal decadimento di isotopi radioattivi, calore radiogenico, oppure dalla risalita di enormi volumi di rocce fuse che si muovono seguendo una sorta di movimento convettivo. Normalmente il gradiente geotermico è di 25-30 °C/km raggiungendo così i 90-110 °C ad una profondità di 3000 metri. Nelle zone “calde” invece questa variazione può raggiungere anche i 300 °C/km [10]. Una differenza così elevata genera un flusso di calore dall'interno verso l'esterno della terra. Questo fenomeno si verifica maggiormente nelle zone in cui la litosfera è più sottile oppure quelle di giunzione tra le placche tettoniche, dette dorsali.

La presenza di un gradiente termico nel sottosuolo non è però sufficiente; al fine di poter parlare di “risorsa sfruttabile” è necessaria la presenza contemporanea di alcune caratteristiche come un serbatoio permeabile, approvvigionamento idrico ed uno strato sovrapposto di roccia impermeabile che confini il fluido. Nel caso in cui il serbatoio non fosse sufficiente impermeabile è possibile intervenire artificialmente fratturando le rocce presenti.

Il parametro fondamentale per la classificazione di una risorsa geotermica è l'entalpia della stessa, data dalla combinazione di temperatura, pressione e titolo di vapore del fluido contenuto nel bacino. Negli anni sono state fatte diverse suddivisioni in tre classi, bassa, media ed alta entalpia, come mostrato in Tabella 2.

Resource name	Temperature range (°C) of classification for the considered references				
	Muffler and Cataldi (1971)	Hochstein (1990)	Benderitter and Cormy (1990)	Nicholson (1993)	Axelsson and Gunnlaugsson (2000)
Low-enthalpy resources	< 90	< 125	< 100	≤ 150	≤ 190
Medium-enthalpy resources	90 - 150	125 - 225	100 - 200	-	-
High-enthalpy resources	> 150	> 225	> 200	> 150	> 190

Tabella 2 Classificazione sorgenti geotermiche [9]

Un'ulteriore classificazione è fatta considerando solamente la frazione di vapore presente nel bacino. I sistemi possono essere così definiti “ad acqua dominante” oppure “a vapore dominante” a seconda del fluido che costituisce la fase continua determinandone la pressione. I primi, la cui temperatura è compresa nell'intervallo 125-225°C, sono i più diffusi nel mondo ed anche quelli con il maggior potenziale futuro. Il vapore è contenuto solamente sotto forma di bolle all'interno della matrice liquida. Viceversa nei serbatoi a vapore dominante la temperatura elevata, anche oltre i 350°C, fa in modo che si produca principalmente vapore secco o surriscaldato come accade ad esempio a Larderello in Toscana, dando la possibilità di utilizzare un ciclo diretto.

L'utilizzo del calore della Terra risale all'antichità quando, Romani e Greci, sfruttando sorgenti a bassa entalpia crearono le prime terme. Lo sfruttamento di questa fonte per la produzione di energia elettrica ha però dovuto attendere fino al XX° secolo quando il Principe Piero Ginori Conti, nel 1904, installò il primo prototipo di impianto proprio a Larderello. Si trattava di un sistema binario ad acqua, che tramite la produzione di vapore azionava un motore a pistone connesso ad un alternatore da 10 kW dedicato all'alimentazione di 5 lampadine. Successivamente nel 1913 nella stessa località, iniziò ad operare il primo impianto geotermico commerciale. Consisteva in un sistema a vapore

con turbina in contropressione da 250 kW collegato ad alcuni impianti chimici e paesi della zona. La prima soluzione ad impiegare un sistema ORC vide la luce nei primi anni '80 grazie al lavoro della Ormat. Questo tipo di soluzione ebbe successo sul mercato vista la possibilità di sfruttare serbatoi a bassa entalpia altrimenti inutilizzabili.

Di seguito verranno presentati gli elementi da delineare durante la progettazione del sistema ORC. Innanzitutto è necessario tenere in considerazione alcuni parametri che influenzano il design del ciclo ovvero:

- Entalpia del fluido geotermico (condizione di fondo oppure, nel caso non fosse rilevabile, si considera la temperatura del flusso di acqua pressurizzata avente lo stesso contenuto calorifico alla testa del pozzo)
- Contenuto di gas non condensabili (NCG)
- Caratteristiche alla testa del pozzo
- Composizione chimica del fluido
- Quantità di risorsa a disposizione (serve a definire la potenza producibile)

Una volta definiti questi termini è possibile procedere con la scelta del fluido di lavoro, del tipo di ciclo, della tecnologia della turbina e del punto di condensazione. Il fluido scelto solitamente è di tipo bassobollente ovvero subisce il processo di evaporazione alla stessa temperatura dell'acqua ma ad una pressione maggiore. Intervalli caratteristici ricadono tra 100-200 °C per la temperatura critica e 30-40 bar per la pressione critica. Sono di questo tipo sostanze come i clorofluorocarburi (CFC), gli idroclorofluorocarburi (HCFC), gli idrocarburi (HC) ed anche le olefine. Le caratteristiche dei fluidi organici saranno presentate successivamente nel paragrafo 1.3. Lo step seguente implica la scelta della configurazione del ciclo, che ricade su tre opzioni: sub-critico, super-critico e combinato. La prima ipotesi offre una ulteriore scelta tra:

- Ciclo ad un solo livello di pressione, che rappresenta la configurazione più semplice. Attraverso una serie di scambiatori di calore il fluido geotermico, sia sotto forma di liquido che di vapore, cede calore al fluido organico che andrà ad alimentare la turbina. Trova ottimo riscontro in applicazioni dove la sorgente è vapore-dominante il che implica che lo scambio di calore avviene a temperatura quasi-costante.
- Ciclo a doppio livello di pressione, in cui la vaporizzazione del fluido organico viene operata attraverso due sotto-cicli, il primo ad alta pressione ed il secondo a bassa. Si tratta dell'opzione migliore nel caso dello sfruttamento di un serbatoio a media-entalpia permettendo di ottenere un guadagno del 10-15 % rispetto ad un ciclo semplice. Questo anche grazie all'adozione di una turbina radiale singola che elabora

entrambi i flussi miscelandoli allo scarico, concedendo la libertà di utilizzare un solo condensatore, una sola pompa ed un solo pre-riscaldatore. In questo modo viene sicuramente ridotto il costo dell'impianto ma anche le dispersioni dei componenti.

- Ciclo a tre livelli di pressione. Opera in modo simile a quello precedente, con il fluido geotermico che scorre negli scambiatori in serie o in parallelo a seconda della soluzione migliore. La differenza risiede nei fluidi organici che invece operano in tre cicli indipendenti l'uno dall'altro. Permette di ottenere un rendimento fino al 20% maggiore rispetto al ciclo singolo.

Quando invece il fluido operativo si trova in condizione critica all'ingresso della turbina, senza aver subito un tradizionale cambiamento di fase, il ciclo viene detto super-critico. Il processo di condensazione, nonostante ciò, viene eseguito comunque al di sotto del punto critico. Questa soluzione rappresenta un'alternativa ai cicli a più livelli di pressione; in particolare viene impiegato nel caso in cui si voglia raggiungere una temperatura di reinserimento del fluido geotermico molto bassa, dovuta alla forma della curva di scambio termico ed alla posizione del punto critico.

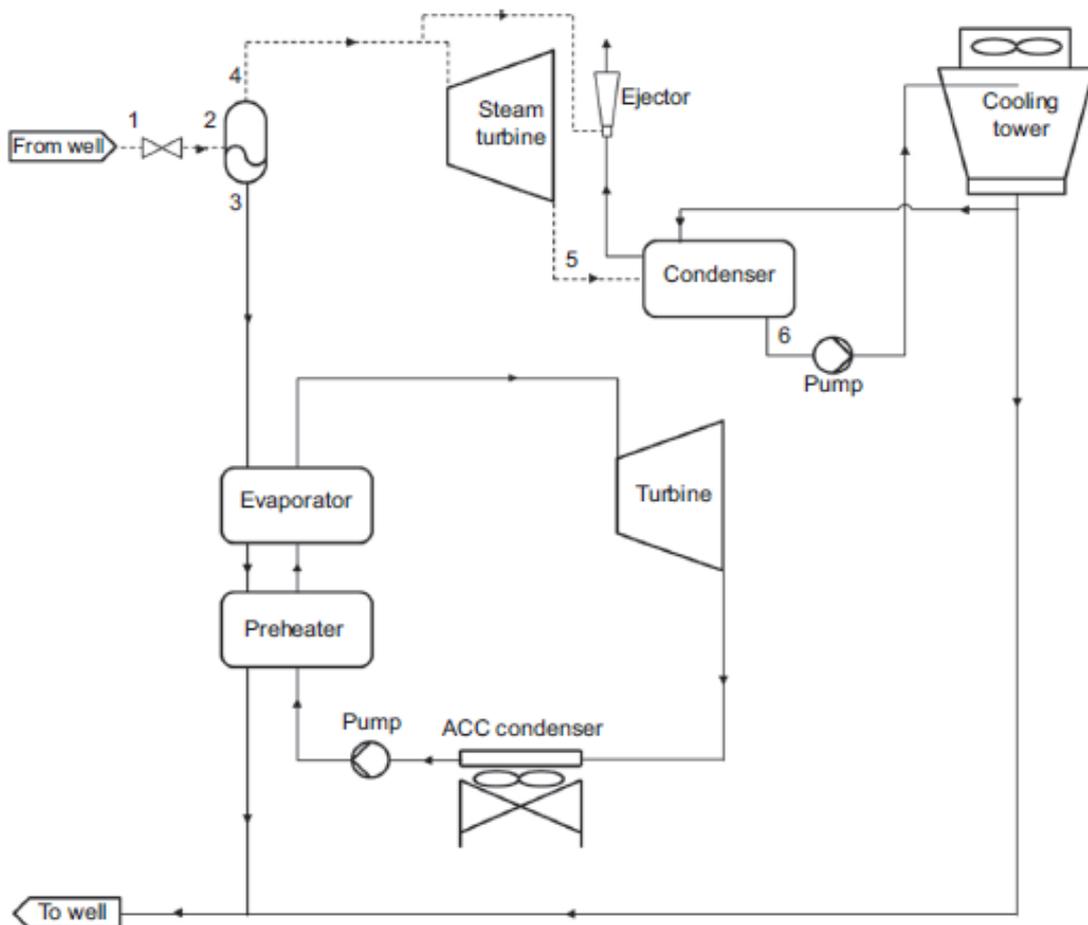


Figura 3 Diagramma di flusso di un ciclo combinato [9]

Nel caso ci si trovi in presenza di una sorgente ad alta entalpia, l'ottimizzazione del processo prevede invece l'utilizzo di un ciclo combinato in cui sono presenti una turbina a vapore (top-cycle) ed un sistema binario costituito dall'ORC (bottoming-cycle). I due possono operare indifferentemente, a seconda del caso, in parallelo oppure in serie. Un esempio di soluzione impiantistica è riportato in Figura 3. Come si vede il fluido proveniente dal pozzo entra inizialmente in un separatore. Da qui la fase vapore viene espansa in turbina e poi fatta condensare. La fase liquida invece viene convogliata allo scambiatore di calore tramite il quale alimenta il ciclo ORC. Una volta ceduto il calore a disposizione viene unito al vapore condensato per essere pompato nuovamente all'interno del serbatoio.

Il fatto che i bacini geotermici differiscano uno dall'altro per temperatura pressione e caratteristiche chimiche del fluido contenuto è la causa per cui non è possibile progettare impianti standard, riducendo lo sviluppo di un mercato di massa che ridurrebbe i costi di produzione dei componenti. Proprio il fatto di dover creare un sistema su misura ad ogni progetto è la causa per cui risulta controproducente realizzare piccoli impianti, questo perché ovviamente il costo specifico decresce all'aumentare della taglia. Nonostante ciò sono stati creati alcuni prototipi di unità ORC per piccola scala ( $< 1$  MW) utili a sfruttare anche il calore geotermico a bassa temperatura. Purtroppo non hanno ancora riscontrato alcun successo sul mercato dato il costo ancora troppo elevato per giustificarne l'utilizzo. La più piccola soluzione installata risulta di 1 MW, mentre la potenza massima erogabile da un singolo modulo, ad oggi sul mercato, è di 25 MW. Spesso, anche nel caso in cui la potenza disponibile sia superiore a questo valore, si adotta un approccio modulare, molto apprezzato dal punto di vista della sicurezza economica. Questo perché durante la prima fase, di trivellazioni e test, si ha la libertà di lavorare con un impianto più piccolo, ampliabile in un secondo momento in cui si ha maggiore sicurezza delle risorse disponibili. Riguardo il limite superiore, invece, non ci si è spinti oltre i 25 MW per singolo modulo a causa di una scelta tecnica, ovvero l'utilizzo di turbine a sbalzo. La complessità della turbina viene così ridotta, diminuendo però di conseguenza la potenza ottenibile rispetto ad una installata tra cuscinetti.

In conclusione si può affermare che nel settore geotermico il principale vantaggio di sfruttare un ciclo ORC, rispetto ad un ciclo Rankine convenzionale, risiede nel maggiore grado di libertà offerto dalla scelta del fluido e dalla modularità. Allo stesso tempo si ha anche la facoltà di sfruttare campi a bassa temperatura espandendo così i bacini sfruttabili.

### 1.1.3 Recupero del calore di scarico di processi industriali

Il settore industriale, nel mondo, è responsabile di circa un terzo dei consumi di energia primaria ed al contempo è tra i maggiori produttori di emissioni inquinanti in atmosfera con circa il 20 % del totale. Inoltre, a causa della scarsa efficienza di conversione di queste fonti, una quota compresa tra il 20 % ed il 50 % si trasforma in scarto di produzione, spesso sotto forma di calore [12]. Per questo motivo si è pensato di creare sistemi che recuperino questo calore “scartato” trasformandolo in energia elettrica pulita. Viene definita “pulita” in quanto non vengono utilizzate fonti fossili per produrla, riducendo così le emissioni di gas serra. I settori industriali più interessati a questo processo sono quelli del cemento, della produzione di metalli e del vetro. Non sono da escludere però anche aziende chimiche e cartiere, così come i grossi motori endotermici utilizzati ad esempio nelle applicazioni navali.

Al fine di raggiungere questo scopo i sistemi a Ciclo Rankine Organico risultano la soluzione ideale permettendo di ottenere buoni valori di efficienza anche nel caso di cascami a bassa temperatura ( $< 230^{\circ}\text{C}$ ). Nel caso invece di residui ad alta e media temperatura (rispettivamente  $> 650^{\circ}\text{C}$  e compresa tra  $230\text{-}650^{\circ}\text{C}$ ) può risultare più conveniente adottare un ciclo convenzionale [13].

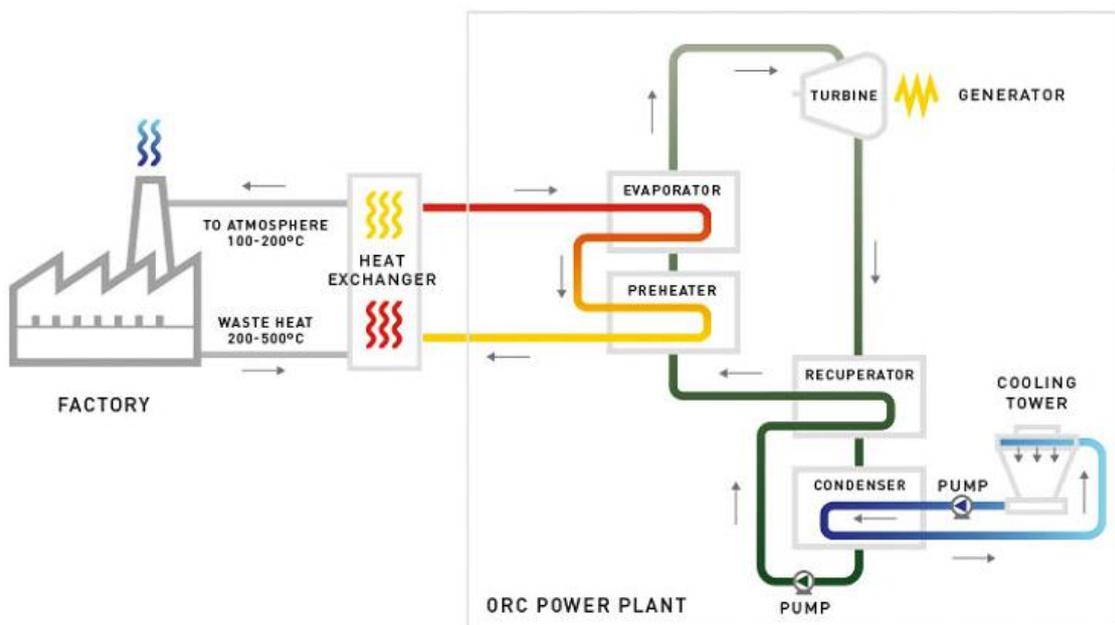


Figura 4 Rappresentazione semplificata di un sistema WHR-ORC [12]

Come si può vedere in Figura 4 la configurazione del blocco ORC è pressoché sempre la stessa per le diverse applicazioni, ciò che cambia è la sorgente del calore. Negli impianti

WHR il calore viene fornito al composto organico tramite un fluido intermedio che può essere olio, acqua surriscaldata o vapore. Questo assorbe la potenza termica dissipata dall'impianto di produzione per poi cederla attraverso il pre-riscaldatore e l'evaporatore. I gas esausti vengono così raffreddati prima di essere immessi in ambiente riducendo anche l'impatto ambientale.

Di seguito verranno affrontati alcuni esempi di applicazioni. Nell'industria del cemento il processo più energivoro è rappresentato dalla produzione del clinker con l'80% del consumo totale. Il clinker è una miscela di calcare, silicio, alluminio e ossidi di ferro che viene surriscaldata fino a raggiungere temperature nell'intorno dei 1000°C. I gas che fuoriescono dalle fornaci alla fine di tale processo possono trovarsi in due range di temperatura, a seconda del sistema di preriscaldamento installato. Nel caso di PRH a 4 stadi, si hanno 300-350°C, ridotti a 200-300°C nel caso di 5 o 6 stadi. Alla stessa temperatura è disponibile anche l'aria utilizzata per raffreddare il clinker fino a 100-120°C. Date queste temperature è chiaro il vantaggio nell'utilizzare un WHR-ORC, così come dimostrato studiando un impianto da 600 tonnellate/giorno [14]. Il recupero dell'energia dispersa, pari al 40% di quella immessa, permette di produrre all'incirca 1 MW di energia elettrica, con un tempo di recupero dell'investimento di 17 mesi. Per questo motivo la diffusione di questa soluzione è sempre più marcata, in particolare in paesi come Giappone, Cina e India. Allo stesso modo i motori endotermici, come ad esempio i motori Diesel per propulsione stradale e navale, convertono circa un terzo dell'energia del combustibile in energia meccanica mentre il resto viene trasformato in calore, per cui anche in questo caso si sta studiando come sfruttare le potenzialità del ciclo Rankine.

Le caratteristiche più vantaggiose nel realizzare un impianto di recupero del calore sono:

- la generazione di energia elettrica direttamente nel punto di consumo, determinando così un risparmio sia in termini energetici che economici;
- attribuzione di una maggiore efficienza globale dell'impianto;
- il basso costo operativo e di mantenimento, non necessitando l'assunzione di personale specializzato aggiuntivo;
- riduzione degli inquinanti immessi nell'ambiente.

Per tutti questi motivi sono sempre di più le applicazioni e le aree geografiche in cui si preferisce sfruttare tutto il calore prodotto anziché disperderlo.

### 1.1.4 Ciclo Rankine Organico con concentratore solare

La luce solare rappresenta la fonte di energia più antica e abbondante sulla terra. Per questo motivo si è sempre cercato un modo per sfruttarla, raggiungendo la creazione dei primi prototipi di CSP alla fine dell'800 grazie al lavoro del francese A. Mouchot e dello svedese J. Ericsson. Il primo impianto realizzato risale invece al 1913, molto tempo prima che Chaplin, Fuller e Pearson realizzassero la prima cella fotovoltaica, nel 1954, avente un'efficienza del 4%.

Ad oggi la tecnologia CSP, in tutte le sue forme descritte successivamente nel Capitolo 2, viene studiata per essere impiegata in numerose applicazioni associata a cicli ORC. Le soluzioni così ottenute vengono indicate con il termine SORC (Solar Organic Rankine Cycle), di cui sono riportati alcuni esempi a seguire.

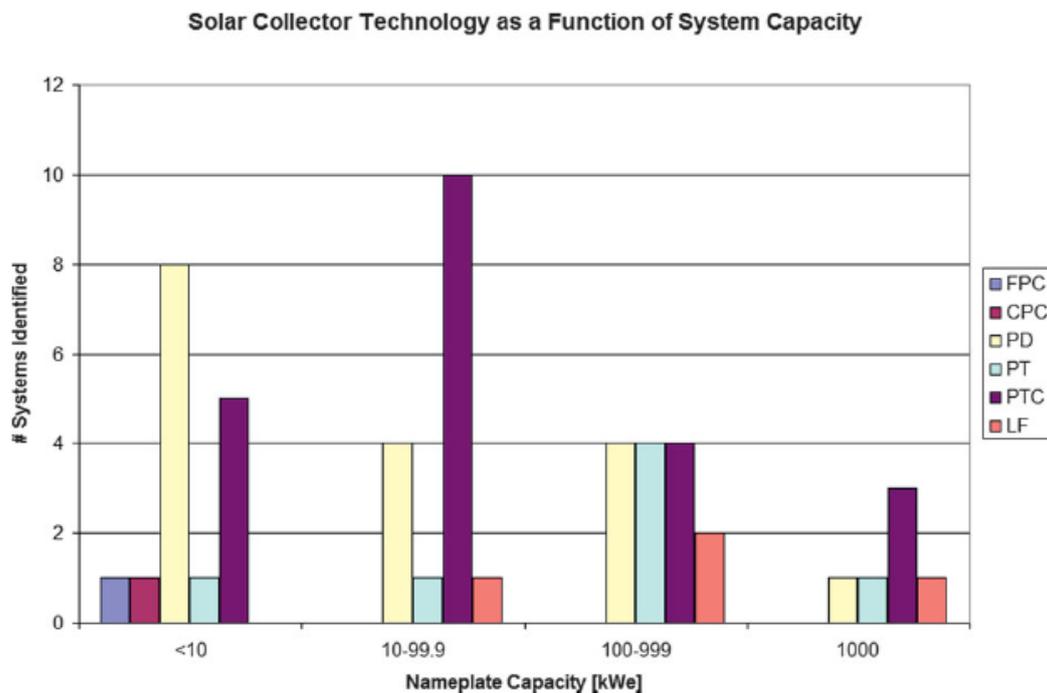


Figura 5 Diffusione delle diverse tecnologie di concentratori solari divisi per taglia di impianto, dove FPC=Flat Plate Collector; CPC=Compound Parabolic Concentrator; PD=Paraboloid Dish; PTC=Parabolic Trough Collector; LF=Linear Fresnel. [21]

Ustaoglu et al. [18] hanno sviluppato un sistema utilizzando concentratori detti “non-imaging” riducendo così al minimo la necessità di un meccanismo di tracciamento della radiazione. Il ciclo implementato era caratterizzato da un recuperatore in cui il fluido in uscita dalla turbina preriscalda quello in ingresso all'evaporatore. Lo studio prevedeva l'impiego di diversi fluidi di lavoro al fine di stabilire con quale fosse possibile ottenere il maggior rendimento. Il risultato è stato che l'R-141b permette di ottenere la potenza massima con un'efficienza complessiva che si avvicina al 17%. Questo è dovuto alla

bassa temperatura di ebollizione che permette di mantenere una temperatura non troppo alta all'ingresso dell'evaporatore. Un aumento di quest'ultima infatti implicherebbe un aumento della temperatura superficiale dei collettori ottenendo una maggiore dispersione.

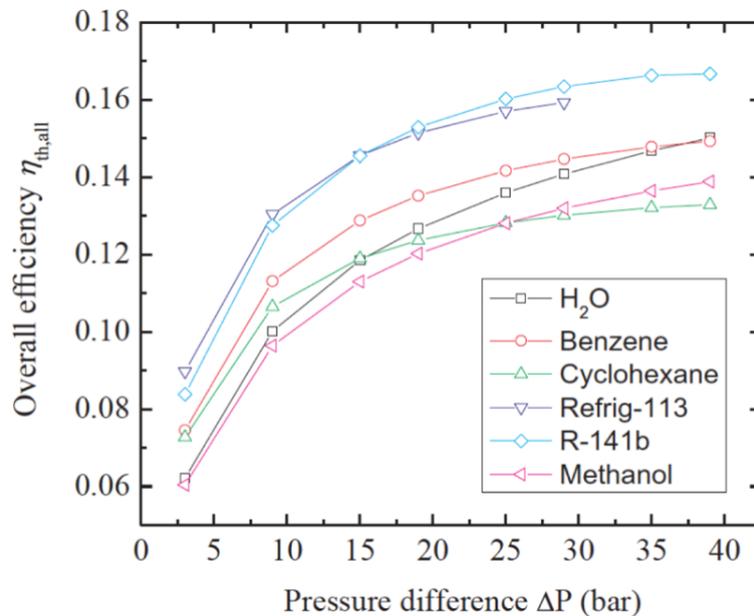


Figura 6 Efficienza globale in funzione della pressione all'evaporatore [18]

Dalla Figura 6 si nota inoltre che la pendenza delle curve di acqua e metanolo è piuttosto marcata all'aumentare della pressione per cui è possibile pensare che questi fluidi possano dare buoni risultati se utilizzati su impianti di scala maggiore.

Allo stesso modo Ferrara et al. [20] hanno simulato il funzionamento di un impianto che genera costantemente circa 20 KW<sub>e</sub>, ipotizzando l'utilizzo di tre diversi fluidi ovvero R134a, R245fa e Acetone. Si è poi supposto di procedere all'evaporazione del fluido prima a 25 bar con temperatura di evaporazione pari 80 °C (R134a), 140 °C (R245fa) e poi a 30 bar a cui corrispondono temperature di 90 °C ((R134a), 150°C (R245fa) e 205 °C (Acetone). Si è notato che per tutti e tre i fluidi l'efficienza globale aumenta con la pressione di evaporazione ed allo stesso modo con il grado di surriscaldamento. Quest'ultimo influenza anche la possibilità di ottenere un guadagno significativo dall'utilizzo della rigenerazione. In conclusione l'efficienza maggiore è stata ottenuta in presenza di rigenerazione con una pressione di 30 bar e temperatura pari a 200 °C nel caso di R134a e 250 °C per R245fa e Acetone. I corrispondenti valori di rendimento sono 3,76 %, 11,1 % e 17,8 %. Solo per il caso con Acetone si è poi simulato un ciclo supercritico con surriscaldamento e due livelli di pressione a 25 e 100 bar. In questo caso si è raggiunta un'efficienza del 19,9 %. Inoltre vengono indicati gli espansori volumetrici come i più adatti in questo tipo di applicazioni.

Sono stati effettuati anche studi per paragonare quale tecnologia costruttiva dei concentratori offra le migliori prestazioni. Un esempio è dato dal lavoro svolto da Ramos et al. [19] per applicazioni domestiche, dove viene presentato il confronto tra l'utilizzo di collettori FPC ed ETC in una regione sud-europea (viene assunto un irraggiamento solare pari a  $600 \text{ W/m}^2$ ). I risultati indicano che, data una superficie di accumulo di  $60 \text{ m}^2$ , è possibile ottenere  $460 \text{ W}$  utilizzando FPCs, mentre tramite l'utilizzo di ETCs si arriva a  $1700 \text{ W}$ . Questa differenza risiede nella capacità dei secondi di operare ad alta temperatura e con una portata maggiore. I fluidi utilizzati nei due casi sono rispettivamente R245fa e R1233zd. Effettuando poi un'analisi economica e confrontando i costi con quelli di un impianto fotovoltaico di potenza corrispondente si nota che effettuando il paragone solamente da un punto di vista elettrico la soluzione SORC non è ancora competitiva. Considerando però che dall'impianto ETC è possibile ottenere anche  $13175 \text{ kWh}_{\text{th}}/\text{anno}$  sotto forma di acqua calda sanitaria viene rivalutata la potenzialità di questa soluzione.

L'obiettivo di altri studi è invece quello di analizzare il comportamento di impianti solari in cui il ciclo ORC è accoppiato ad altri cicli produttivi. F.A. Al-Sulaiman [23] ha presentato una configurazione con ciclo primario a vapore e ciclo secondario organico. La sorgente è costituita da un parco di collettori PTSC il cui calore è trasportato tramite olio Thermonil-VP1. Lo scopo principale è quello di studiare l'efficienza exergetica al variare di alcuni parametri come l'irradianza solare e la pressione del vapore in ingresso alla turbina.

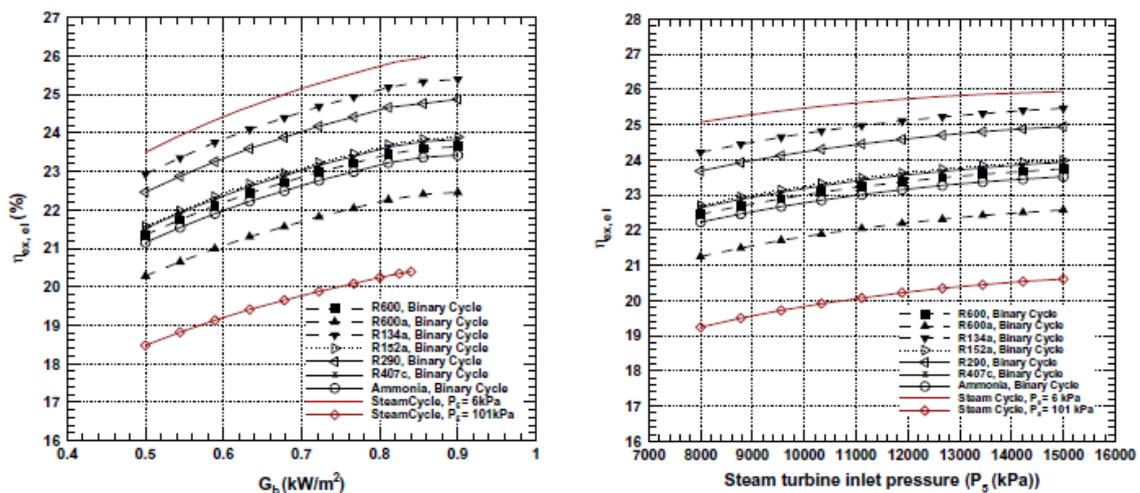


Figura 7 Efficienza exergetica in funzione dell'irraggiamento solare (a sinistra) ed in funzione della pressione del vapore all'ingresso della turbina (a destra)[23]

In Figura 7 è possibile osservare come l'efficienza exergetica aumenti all'aumentare dell'irraggiamento. Questo è dovuto al fatto che l'exergia distrutta nei concentratori, che rappresentano l'elemento cruciale da questo punto di vista, diminuisce con l'aumentare della radiazione solare grazie ad un migliore sfruttamento dei pannelli installati. Lo stesso avviene all'aumentare della pressione. Il risultato migliore si ottiene utilizzando R134a nel ciclo ORC avvicinandosi al 26 %. Come detto prima la quota maggiore di exergia distrutta appartiene al concentratore solare, con quasi il 75 %, perciò su questo componente devono concentrarsi i futuri studi al fine di ottenere una maggiore efficienza ottica ed una minore dispersione termica del ricevitore.

H.Singh e R.S. Mishra [24] hanno invece analizzato il comportamento di un ciclo Rankine organico unito ad un sistema supercritico a CO<sub>2</sub>, in cui essi rappresentano rispettivamente il ciclo inferiore e quello superiore, come rappresentato in Figura 8. L'utilizzo di CO<sub>2</sub> è giustificato dalla minore densità, circa il 60% rispetto a quella dell'acqua, e dalla buona conducibilità termica, intorno a 150 mW/m·K, in condizioni critiche. La sorgente è rappresentata da 50 moduli SPTC di lunghezza 12,3 m ciascuno, nei quali circola olio Syltherm 800 in grado di raggiungere una temperatura operativa di 400°C senza deteriorarsi. I risultati ottenuti sono conformi a quelli forniti anche da Al-Sulaiman in quanto le perdite exergetiche maggiori sono dovute al concentratore solare ed inoltre l'efficienza aumenta con il crescere della radiazione incidente. La migliore prestazione è data utilizzando R407c nel circuito ORC, permettendo di generare 3740 kW con un'efficienza termica del 41,9% in presenza di irraggiamento pari a 850 W/m<sup>2</sup>.

Un ulteriore esempio di ibridazione è rappresentato da un impianto da 256 kW<sub>e</sub> in cui il PTC-ORC è unito ad un impianto a biomassa al fine di alimentare un villaggio di 1400 abitanti in India [21].

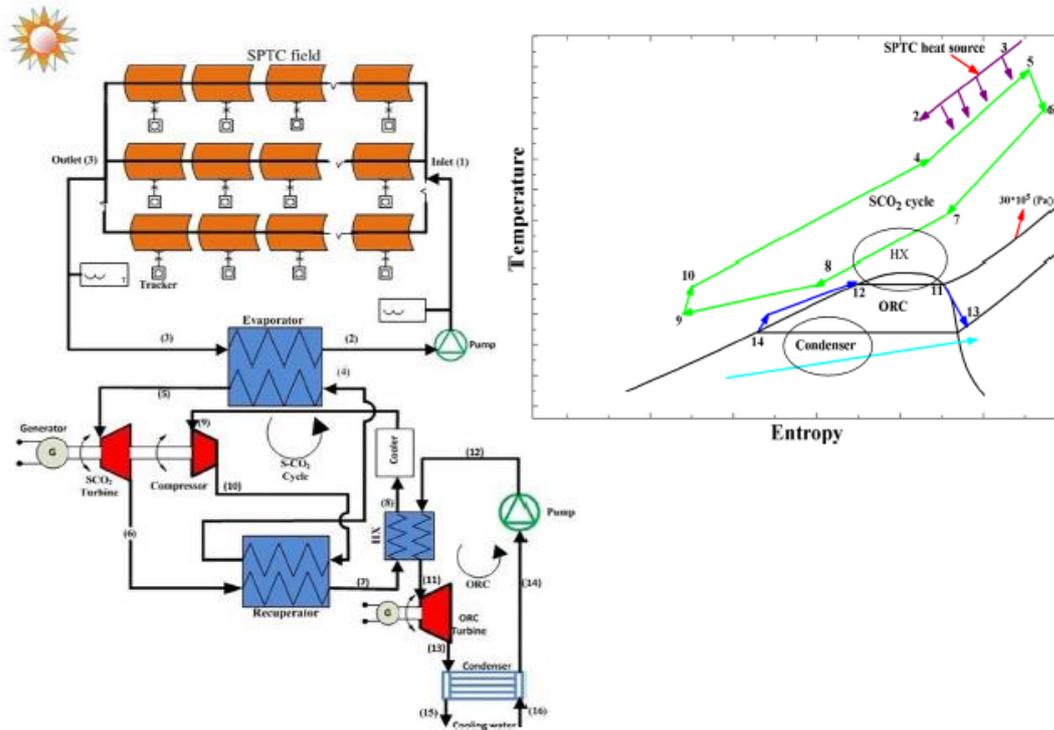


Figura 8 Schema dell'impianto a ciclo combinato  $CO_2$ -ORC e relativo diagramma T-s [24]

I sistemi SORC possono essere usati in numerose applicazioni, oltre alla produzione di energia elettrica come visto finora. Un altro campo di impiego è la desalinizzazione delle acque marine o palustri. In questo processo può essere sfruttata sia la potenza elettrica che la potenza meccanica collegando la pompa di circolazione direttamente all'albero della turbina. L'acqua da depurare inoltre può essere utilizzata come fluido di raffreddamento per il ciclo, siccome innalzandone la temperatura il processo di osmosi inversa risulta più efficace. Allo stesso modo l'energia meccanica sviluppata può essere utilizzata anche come forza motrice per le pompe di irrigazione nel settore agricolo. Questo tipo di applicazione operando principalmente nel periodo estivo, in cui la concentrazione solare è alta, non risente dell'intermittenza di funzionamento. Per sopperire a questo problema, che risulta svantaggioso in altri campi, è possibile inserire uno stoccaggio (TES – Thermal Energy Storage). In questo modo è possibile accumulare energia termica nei periodi in cui si ha un eccessivo input energetico per poi utilizzarla quando questo viene a mancare. L'accumulo termico può essere effettuato sotto forma di calore sensibile oppure latente. La seconda opzione presenta una densità energetica maggiore [ $\approx MJ/m^3$ ] permettendo di avere serbatoi più piccoli a parità di energia stoccata, inoltre le trasformazioni di cambiamento di fase avvengono a temperatura costante semplificando il controllo del processo. Di contro però in caso fosse necessario avere tempi di carica e scarica più brevi i serbatoi "sensibili", come i "packed-bed" solidi, sono

più adatti grazie a valori più elevati di conducibilità termica. Infine gli accumuli termochimici, ancora in via di sviluppo, rappresentano una soluzione molto promettente con elevatissimi valori di densità energetica [ $\approx$ GJ/m<sup>3</sup>].

## 1.2 Configurazioni ed elementi dell'impianto

Il Ciclo Rankine Organico rientra nei cicli di potenza in cui la sorgente è esterna. Ci sono quindi due possibilità applicative [15]:

- cicli aperti, in cui il fluido operativo è aria esterna che viene introdotta e poi espulsa dal processo
- cicli chiusi in cui il fluido, che può essere di diversa natura, è confinato all'interno e subisce una serie di trasformazioni.

I cicli ORC fanno parte della seconda categoria.

Anche i tipi di trasformazione a cui può essere sottoposto il composto sono solamente di due tipi:

- trasformazioni quasi-adiabatiche, di cui fanno parte compressione ed espansione, sono processi molto veloci in cui la quantità di calore scambiata è minima
- trasformazioni quasi-isobare, come ad esempio evaporazione e condensazione, hanno luogo all'interno degli scambiatori di calore.

Resta il fatto che non è mai possibile scambiare contemporaneamente calore e lavoro attraverso una singola trasformazione.

I cicli ORC risultano molto apprezzati per la semplicità costruttiva dell'impianto, dovuta principalmente alle caratteristiche fisiche dei fluidi utilizzati. La complessità di questi composti infatti comporta un ridotto salto entalpico a cavallo del processo di espansione, ottenendo così una temperatura in uscita dalla turbina sufficientemente alta per un processo recuperativo [16]. In questo modo è possibile evitare spillamenti che si renderebbero altrimenti necessari in un contesto rigenerativo. Di seguito verranno presentate le diverse soluzioni impiantistiche utilizzabili. Ognuna di queste risulta essere più adatta allo sfruttamento di un determinato tipo di sorgente.

## 1.2.1 Cicli ad un solo livello di pressione

Si tratta della configurazione più semplice e proprio per questo motivo viene impiegato in tutti i settori descritti nel paragrafo precedente. Questo perché grazie alle due configurazioni possibili, sub-critico e super-critico, permette di ottenere buoni valori di efficienza sia nel caso in cui la sorgente di calore rimanga a temperatura costante sia nel caso in cui questa vari.

In Figura 9 è rappresentato il design tipico di questa configurazione. Si procede analizzando il ciclo secondo il percorso del fluido. Nel punto 1 si trova nella condizione di liquido saturo conseguentemente al trattamento subito nel condensatore. Il composto attraversa poi una pompa che ne incrementa la pressione, fino a raggiungere quella massima del ciclo, prima di subire un primo incremento di temperatura all'interno del recuperatore. Non sempre presente, questo componente viene impiegato prevalentemente nei casi in cui il condensatore non sia sufficiente a raggiungere lo stato di liquido saturo. Viene poi raggiunta la completa transizione di fase, liquido-vapore, nel punto 6 dopo aver superato il PrHE (Primary Heat Exchanger) composto da un unico corpo nel caso di ciclo supercritico. Nel caso invece il ciclo sia subcritico questo, come rappresentato in Figura 9, può essere diviso in tre parti distinte, economizzatore, evaporatore e surriscaldatore.

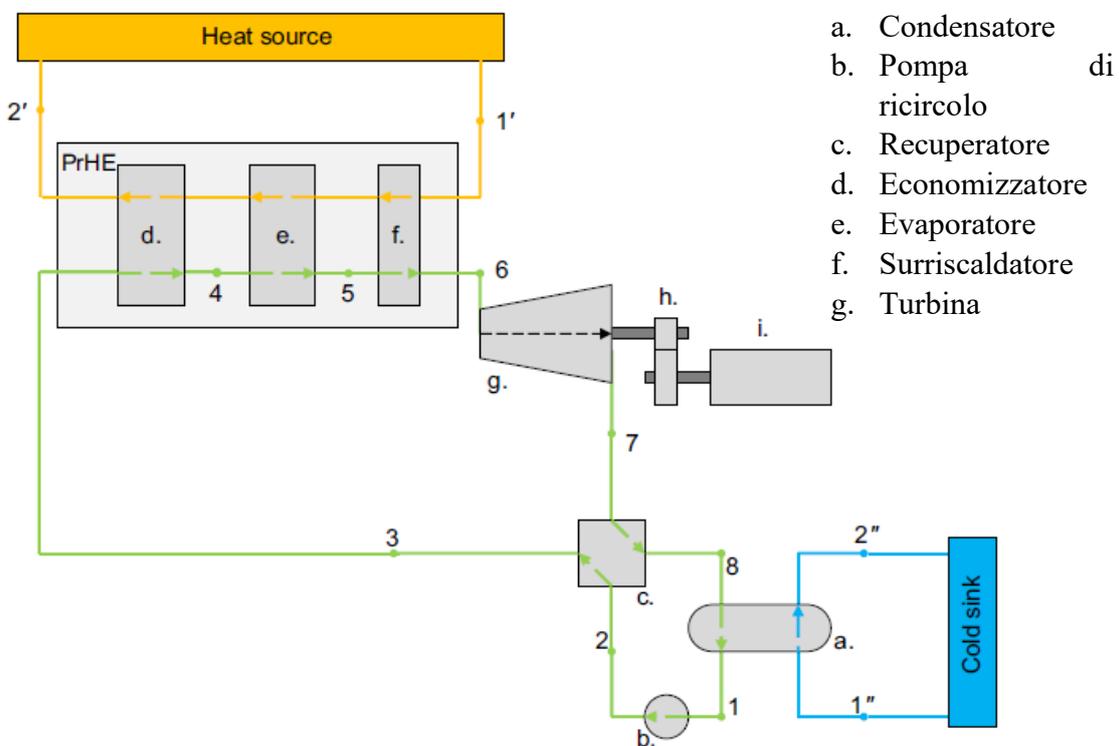


Figura 9 Layout di un impianto ORC ad un livello di pressione [16]

Infine il fluido, che a questo punto si trova nella condizione di vapore saturo, o vapore surriscaldato, subisce un processo di espansione in turbina producendo energia meccanica che mette in rotazione un albero al quale è collegato il generatore. Il collegamento tra i due componenti può essere diretto nel caso in cui la frequenza di rotazione sia la medesima di quella della rete elettrica, ovvero 50 Hz, corrispondenti a 3000 giri al minuto. In caso contrario è necessario interporre un blocco di riduzione.

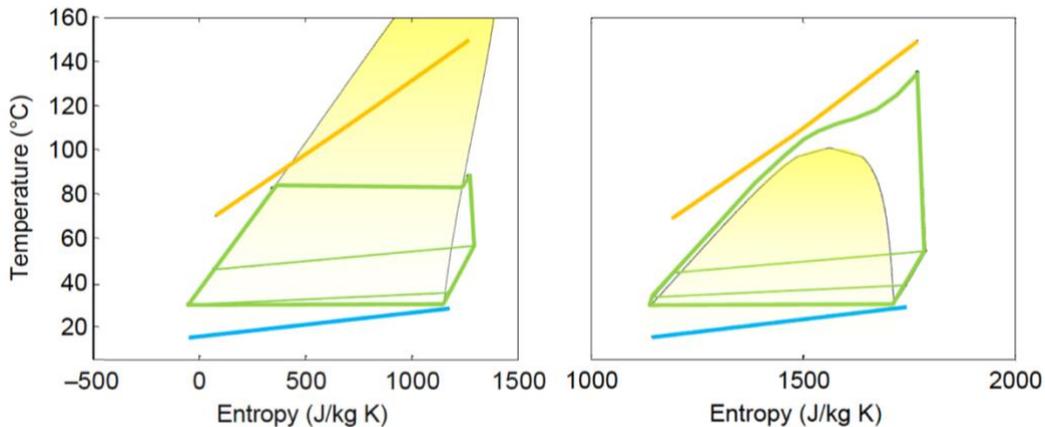


Figura 10 Diagramma T-s per un ciclo subcritico (a sinistra) ed un ciclo supercritico (a destra) [16]

Come detto sopra questa configurazione impiantistica è la medesima sia per il ciclo subcritico che per quello supercritico di cui viene riportata una rappresentazione in Figura 10, in cui le curve sono ottenute utilizzando Pentano per il primo e R134 per il secondo. Come si può osservare, il ciclo supercritico è particolarmente adatto a sorgenti di calore finite, siccome la curva di evaporazione ne segue l'andamento. In questo modo diminuisce la differenza della temperatura media logaritmica, riducendo le perdite ed aumentando di conseguenza l'efficienza del processo. Di contro però, la presenza di una pressione maggiore induce ad un costo dei componenti più alto. Per questo motivo la scelta del tipo di ciclo deve essere determinata oltre che dalla sorgente disponibile anche da un'attenta analisi economica che tenga in considerazione tutto i pro e contro.

## 1.2.2 Cicli a più livelli di pressione

Attraverso l'utilizzo di più pressioni di evaporazione si ottiene un migliore accoppiamento tra la sorgente di calore ed il fluido di lavoro, questo però a scapito di un più alto costo delle apparecchiature. Sono infatti necessarie due turbine ed una superficie di scambio maggiore. Per questo motivo vengono impiegati solamente in applicazioni in cui quello dell'impianto è un costo marginale paragonato a quello di "estrazione del calore". Data questa premessa è chiaro che non ne è previsto l'utilizzo nel campo solare. Le configurazioni possibili sono principalmente tre [16]. La prima prevede l'utilizzo di due turbine in serie (Figura 11). Tale configurazione impone che il fluido di lavoro venga portato interamente alla pressione massima per poi essere suddiviso in due portate, una diretta ai successivi stadi di riscaldamento e poi alla turbina di alta pressione, mentre la seconda subisce un processo di laminazione.

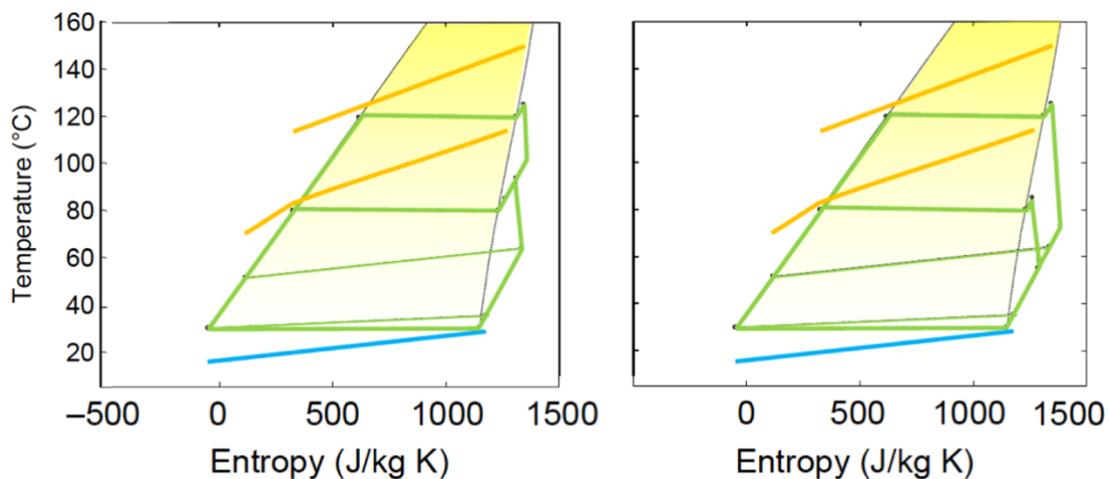


Figura 11 Diagrammi T-s di cicli a 2 livelli di pressione con turbine in serie (a sinistra) ed in parallelo (a destra) [16]

La seconda opzione, in cui le turbine sono montate in parallelo, prevede che ci sia una prima pompa regolata alla pressione minore che elabora l'intero flusso, con un secondo elemento di pompaggio che innalza la pressione solamente di una certa quantità di fluido (Figura 11).

Il terzo layout viene invece definito "configurazione tandem" e consiste fondamentalmente in due cicli separati a diversa pressione le cui turbine sono montate sullo stesso albero. Questa configurazione permette di avere un migliore controllo sui parametri rispetto alle precedenti, ma al contempo implica anche un costo sicuramente più elevato.

### 1.2.3 Cicli trilaterali

Si tratta di cicli i cui componenti coincidono con quelli di un ciclo Rankine ma le cui trasformazioni sono sostanzialmente diverse. Durante la fase di scambio termico il fluido viene sempre mantenuto allo stato liquido diminuendo così le irreversibilità e di conseguenza le perdite di calore. Una volta raggiunta la condizione di saturazione il fluido viene fatto espandere, coinvolgendo entrambe le fasi di liquido e vapore. Per questo motivo è necessario utilizzare espansori adatti, come ad esempio quelli a vite. Terminato il processo di espansione è presente uno stadio detto di “flash” predisposto alla separazione delle due fasi presenti. Eventualmente la fase vapore può essere sottoposta ad un ulteriore processo di espansione prima di essere condensato. In Figura 12 si nota l’andamento delle diverse fasi del processo. Utilizzando composti silossanici o altri fluidi complessi, la cui curva di Andrews risulta “inclinata”, è possibile sviluppare un ciclo detto CFC (Complete Flashing Cycle). In questo modo tramite la laminazione si ottiene vapore saturo che attraversa poi il recuperatore ricondensando prima di iniziare nuovamente il ciclo.

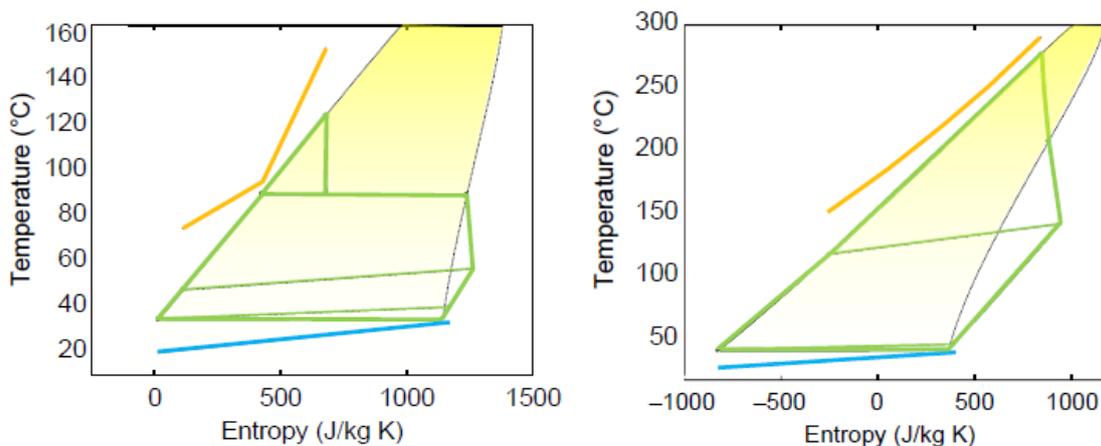


Figura 12 Diagrammi di un ciclo trilaterale (a sinistra) ed un ciclo CFC (a destra) [16]

### 1.3 Fluidi di lavoro organici

Con il termine “fluido di lavoro” si indica comunemente la sostanza contenuta all’interno della sezione produttiva dell’impianto, ovvero quello che subisce l’intero ciclo termodinamico. I sistemi ORC sono caratterizzati dall’utilizzo di fluidi organici di varia natura, puri o miscele, necessari ad evitare fenomeni di erosione e la necessità di

surriscaldamento, che richiederebbe invece l'utilizzo del vapore, in presenza di sorgenti a bassa-media entalpia.

I fluidi di lavoro sono sostanzialmente suddivisi in 3 categorie, determinate a partire dalle caratteristiche della curva del vapore saturo nel diagramma entropico, come rappresentato in Figura 13, vengono quindi divisi in: fluidi umidi, secchi ed isoentropici [25].

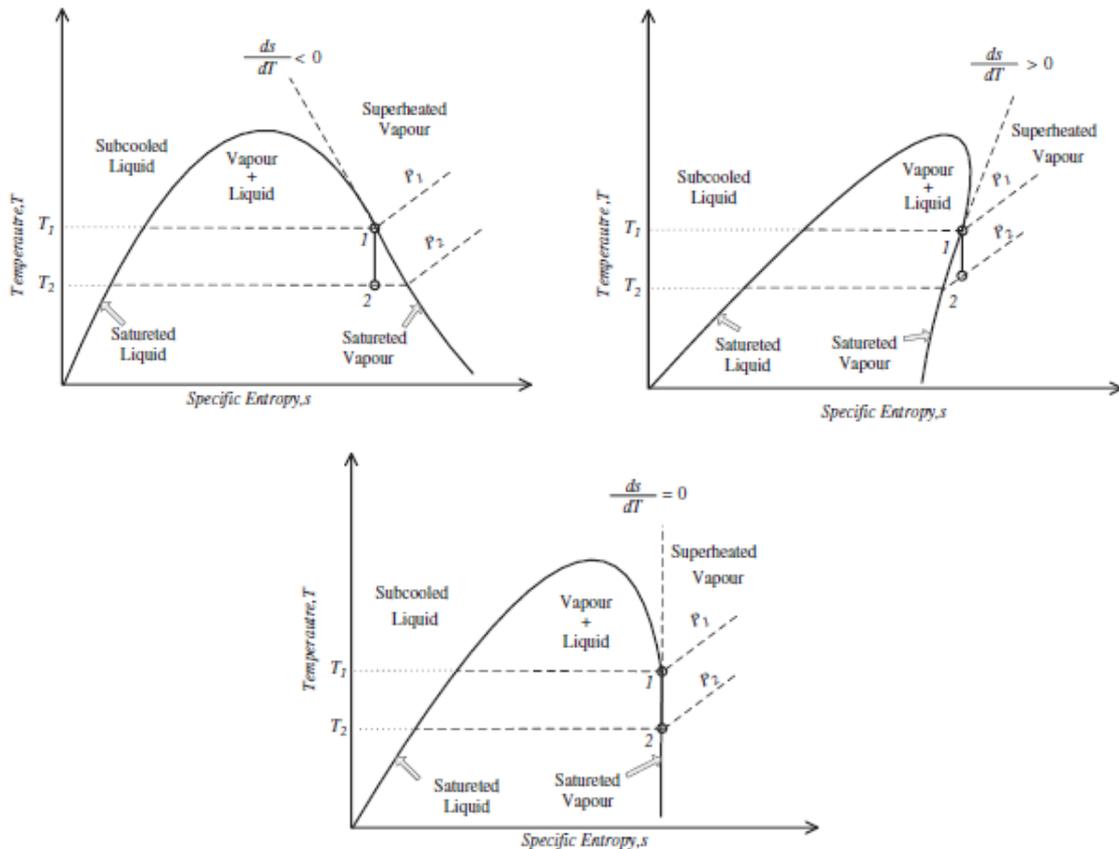


Figura 13 Diagramma T-s di fluidi umidi, secchi ed isoentropici [25]

I primi presentano una pendenza della curva negativa, questo implica la possibile formazione di gocce di liquido durante l'espansione. Trattandosi di un fenomeno indesiderato, che causa corrosione e riduzione dell'efficienza, per convenzione si impone che la frazione secca del fluido all'uscita della turbina deve essere almeno dell'85 %. In questo caso è quindi necessario operare un processo di surriscaldamento del fluido, aumentando l'area ed il costo dello scambiatore di calore. Viceversa i fluidi secchi fuoriescono dall'espansore in condizione surriscaldata, portando con sé un eccesso di calore che rappresenta un carico aggiuntivo per il condensatore. Una soluzione alternativa per dissipare questa energia è l'introduzione di un recuperatore di calore che implica però un maggior costo d'investimento. Le uniche sostanze a non necessitare di alcun elemento aggiuntivo sono quelle isoentropiche. Il loro andamento pressoché verticale permette di mantenere lo stato di vapore saturo durante il processo di laminazione. Un'analisi

dettagliata, condotta da parte di X. Zhang et al. [27], sui fluidi secchi ed isoentropici ha permesso di definire una nuova suddivisione. Lo studio parte dall'individuazione di tre punti caratteristici sulla curva di saturazione: il punto critico, il punto a massima entropia sulla curva di vapore (4), individuato tra il punto di ebollizione e quello critico, ed il punto sulla curva del vapore saturo che coincide con la minima temperatura di applicabilità (8). Tra parentesi sono riportati i numeri corrispondenti ai punti in Figura 14.

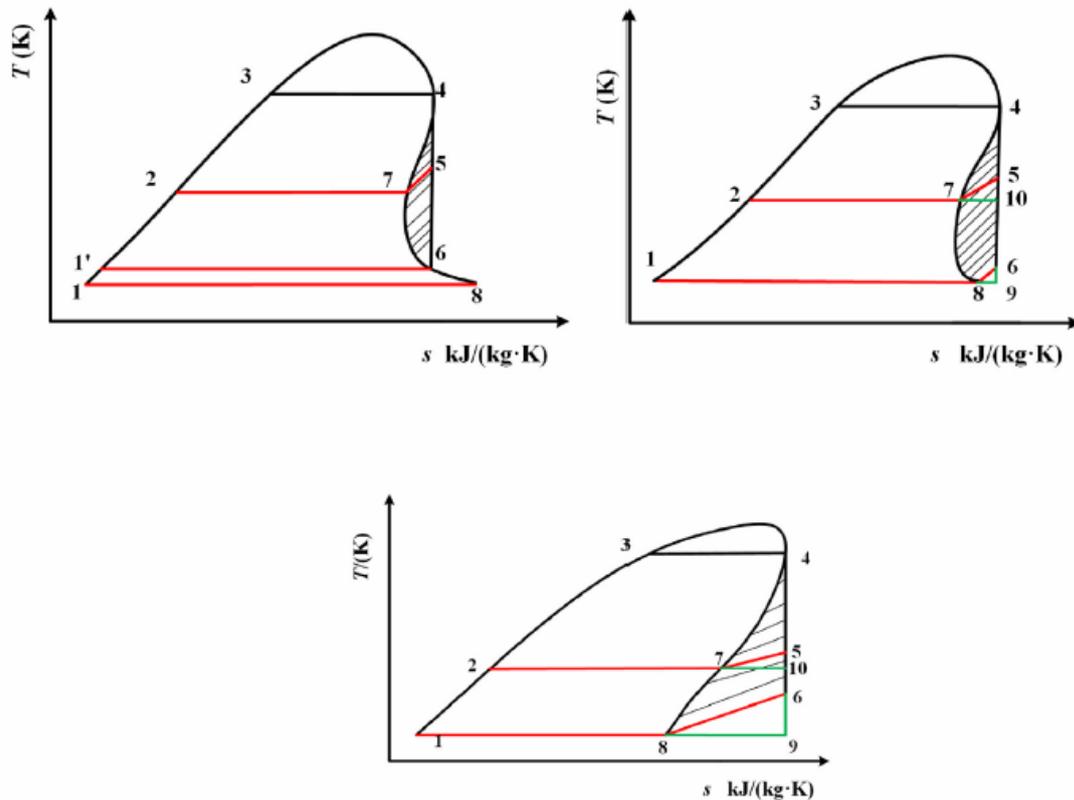


Figura 14 Rappresentazione della differenza delle aree tra fluidi secchi ed isoentropici [26]

Come si nota vengono tracciate le linee di trasformazione del ciclo formando un'area, tratteggiata in figura, nella regione del vapore surriscaldato. Il caposaldo 6 rappresenta l'inizio del processo di condensazione e può trovarsi sulla curva limite nel caso il punto 8 si trovi a destra rispetto a quello di massima entropia. Viceversa se si trova a sinistra, il punto 6 è posizionato sull'isobara passante per il punto 8 essendo la trasformazione 4-6 isoentropica. La nuova classificazione proposta nasce proprio dalla differenza dell'area tratteggiata che si ottiene; per valori massimi di 5 kJ/kg il fluido è isoentropico, tra 5-25 kJ/kg è secco mentre superando i 25 kJ/kg viene definito super-secco. In quest'ultimo caso buona parte del calore sottratto per la condensazione è di tipo sensibile perciò il loro utilizzo è sconsigliato a meno che non sia previsto l'utilizzo di un recuperatore. Gli stessi

autori hanno proposto anche un metodo per definire la migliore o peggiore temperatura di condensazione, prendendo come riferimento il rapporto tra l'area vista in precedenza e quella ottenuta considerando l'intero poligono, inserendo il punto 2 a temperatura intermedia tra quella del punto di virata e quella minima di applicabilità. Facendo variare la posizione del punto 2 si ottengono quindi diversi valori di questo rapporto determinando quale sia la condizione migliore, ottenuta solamente per 5 fluidi, o la condizione peggiore. Determinare questi dati può essere utile sia dal punto di vista di lavoro ottenibile che di investimento economico iniziale.

Più in generale i fluidi utilizzati negli impianti ORC possono essere suddivisi in due grandi famiglie, i fluidi puri e le miscele. La principale differenza tra i due risiede nel processo di evaporazione, isoterma per i primi, che presenta invece una pendenza nel caso di miscele. Questo permette di avere una migliore combinazione tra i profili del fluido di lavoro e quello termovettore, riducendo le irreversibilità ed innalzando l'efficienza anche del 20% [29].

I fluidi puri si dividono a loro volta in diverse categorie, di cui ne sono riportati alcuni esempi [25]:

- Idrocarburi in tutte le loro forme (lineari, ramificati e aromatici), hanno buone proprietà termodinamiche ma creano complicazioni legati alla loro infiammabilità;
- Fluorocarburi, caratterizzati da alta complessità molecolare sono apprezzati per la loro stabilità ma non offrono caratteristiche termiche utili;
- Silossani, spesso sono utilizzati sotto forma di miscele, sono di interesse per le loro proprietà fisiche e termiche;
- Idrocarburi con atomi di carbonio rimpiazzati dal fluoro, se ne studia il potenziale dato che hanno ODP vicino a zero;
- Eteri e Alcool, sono raramente utilizzati in quanto infiammabili e con scarse prestazioni.

Le miscele sono invece difficilmente classificabili dal momento che se ne possono ottenere infinite semplicemente modificando la concentrazione delle sostanze usate. Variandone appunto la composizione è possibile ottenere differenti caratteristiche fisiche, chimiche, termodinamiche e relative a sicurezza ed ambiente. Lo studio di Chen et al. ha dimostrato che tramite l'utilizzo di una miscela zeotropica composta da 0,7 parti di R134a e 0,3 parti di R32 indicato come 0,7R134a/0,3R32 è stato possibile ottenere un miglioramento delle prestazioni tra il 10-30% [30].

Un secondo esempio dell'utilizzo di miscele arriva dal lavoro di Oyekale et al. [26] nel quale si effettua il confronto tra l'utilizzo di un silossano puro (MM) e di miscele silossaniche (MM/MDM) in diverse concentrazioni, all'interno di un impianto ORC ibrido solare-biomassa. La base di partenza è rappresentata dall'impianto solare-ORC attualmente installato a Ottana (Italia), il quale può contare anche su un sistema di stoccaggio da 15,2 MWh. La sorgente termica è invece costituita da 6 file di collettori lineari Fresnel con una superficie totale di circa 8400 m<sup>2</sup>. Le miscele utilizzate per l'analisi termo-economica sono 0,1 MM/0,9 MDM, 0,8 MM/0,2 MDM e 0,9 MM/0,1 MDM; in condizioni non-stazionarie hanno ottenuto rispettivamente un incremento di potenza netta pari al 2,3 %, 3,2 % e 5,2 %. Allo stesso tempo però la superficie di scambio richiesta è aumentata di circa il 20 % perciò le performance migliori non sono sufficienti dal punto di vista economico. Questo porta ad affermare che l'utilizzo di queste miscele per il momento può essere considerato solo applicando una politica finalizzata ad ottenere un basso impatto ambientale, tralasciando gli aspetti economici.

La scelta del fluido da utilizzare, infine, deve tenere in considerazione alcune limitazioni sia a livello di caratteristiche del fluido che di preservazione dell'impianto. Ne sono un esempio le pressioni di evaporazione e condensazione. Quest'ultima deve essere mantenuta al di sopra della pressione atmosferica al fine di evitare infiltrazioni di aria all'interno delle tubazioni che comporterebbero un peggioramento delle prestazioni. Per questo motivo si impone che la pressione minima relativa del fluido debba essere di 5 kPa. Per quanto riguarda il limite superiore legalmente si assume che il valore massimo utilizzabile sia 20 bar, bisogna però considerare il tipo di fluido in quanto avvicinandosi troppo alla pressione critica, piccole variazioni di temperatura possono comportare grandi variazioni di pressione creando criticità nel processo di espansione. Riguardo alla temperatura il limite massimo è dettato dalla temperatura di decomposizione, ovvero quella per la quale la sostanza diventa chimicamente instabile. Nei cicli ORC questo limite si trova intorno ai 600 °C. Bisogna inoltre considerare che la scelta di un certo fluido impone l'utilizzo di un determinato tipo di espansore volumetrico che può essere rotativo o alternativo, facendo attenzione che il numero di Mach non superi 0,85 per evitare danni strutturali. Della stessa importanza sono gli aspetti ambientali e di sicurezza legati alla chimica del fluido. Gli indicatori presi in considerazione sono: ODP (Ozone Depletion Potential), GWP (Global Warming Potential) e ALT (Atmospheric LifeTime). Questi valori rappresentano quanto una determinata sostanza influisca sul danneggiamento al buco dell'ozono oppure sull'innalzamento della temperatura globale

rispettivamente in relazione ai danni creati da triclorofluorometano (R11) e CO<sub>2</sub>. Si prende anche in considerazione la classificazione di sicurezza fornita dalla ASHRAE in quanto si preferisce scegliere materiali che non siano corrosivi, infiammabili e tossici [25].

# Capitolo 2

## Concentratori solari (CSP)

### 2.1 Radiazione solare

La radiazione solare è definita come l'energia elettromagnetica prodotta dalle reazioni termonucleari che si verificano nel Sole. Il Sole è una stella il cui nucleo raggiunge temperature di 16 milioni di gradi, pressioni intorno a 500 miliardi di atmosfere e una densità di  $150.000 \text{ kg/m}^3$ . Essa è composta da atomi di idrogeno che a causa delle condizioni estreme in cui si trovano reagiscono tra di loro rilasciando ogni secondo un'energia pari a 386 miliardi di miliardi di megajoule. [31]

Le radiazioni elettromagnetiche prodotte dalla fusione nucleare e distribuite su tutto lo spettro di frequenza trasporteranno fino alla Terra l'energia solare. L'intensità della radiazione solare dipende da diversi fattori, quali la distanza tra Terra e Sole, che cambia durante l'anno, l'atmosfera terrestre, le nubi e la forma sferoidale della Terra. La radiazione solare è dunque diversa per ogni punto della superficie terrestre e per ogni momento del giorno. In media in Italia centrale l'irradianza globale orizzontale è pari a  $180 \text{ W/m}^2$ , in Italia settentrionale pari a  $160 \text{ W/m}^2$  e al Sud Italia pari a  $200 \text{ W/m}^2$ . [32]

In totale lo strato più esterno dell'atmosfera riceve  $1366 \text{ W/m}^2$  che verranno poi filtrati. [33]

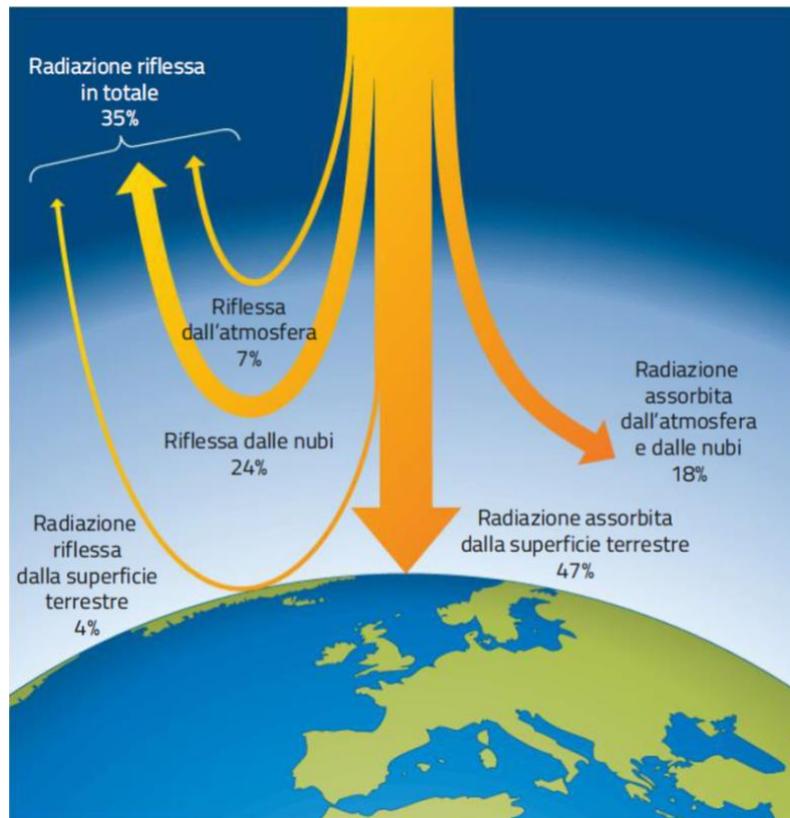


Figura 15 Radiazione solare [34]

La radiazione solare può essere diretta, diffusa o riflessa. La parte delle radiazioni che raggiunge la crosta terrestre senza essere deviata viene definita radiazione solare diretta. La quota di radiazione che viene deviata dall'atmosfera costituisce la radiazione solare diffusa. L'insieme della radiazione diretta e diffusa costituisce la radiazione solare globale, che giunta sul suolo può essere assorbita o essere riflessa generando la radiazione solare riflessa. Nel caso in cui si consideri una superficie captante inclinata la radiazione solare globale deve tenere conto della quota riflessa. [35]

Gli angoli che definiscono l'interazione tra la radiazione solare e superficie inclinata sono i seguenti, (Figura 16):

- l'angolo di incidenza ( $i$ ), ovvero l'angolo tra i raggi solari e il vettore normale alla superficie;
- l'angolo di inclinazione ( $\beta$ ) anche detto tilt, ovvero l'angolo tra il piano inclinato, che rappresenta il concentratore o il pannello fotovoltaico, e il piano orizzontale;
- l'angolo azimutale ( $\alpha_w$ ), ovvero l'angolo tra il vettore normale alla superficie e l'asse S-N.

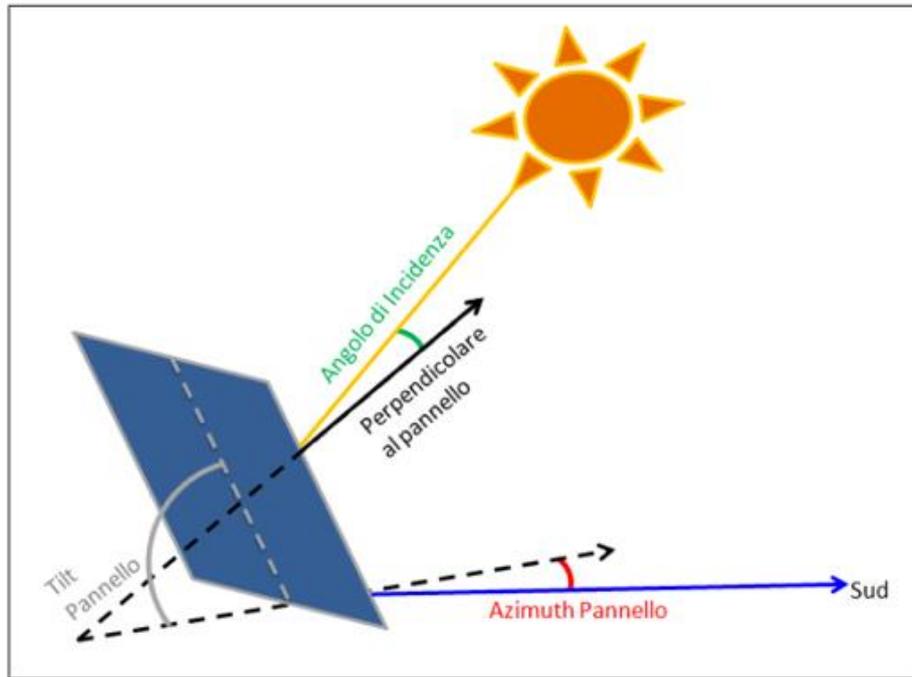


Figura 16 Radiazione su piano inclinato[35]

Le singole componenti della radiazione globale incidente possono essere definite come di seguito.

La radiazione diretta è pari a:

$$I_d = I_{d(n)} \cos i \quad (1)$$

dove:

- $I_{d(n)}$  è la radiazione diretta normale;
- $\alpha_{sol}$  è l'altezza solare;
- $\cos i = \cos(\alpha - \alpha_w) \cos(\alpha - \alpha_w) \sin(\beta) + \sin(\alpha_{sol}) \cos(\beta)$  (2)

Nel caso in cui la superficie sia esposta a Sud:

$$\cos i = \sin(L - \beta) \sin(\delta) + \sin(\beta) + \cos(L - \beta) \cos(\delta) \cos(\omega) \quad (3)$$

dove:

- $\delta$  è la declinazione solare;
- $L$  è la latitudine;
- $\omega$  è l'angolo orario.

La radiazione diffusa è pari a:

$$I_D = I_{DO} \cos^2\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad (4)$$

dove:

- $I_{DO}$  è l'irraggiamento diffuso al suolo.

La radiazione riflessa dal terreno sulla superficie inclinata è pari a:

$$I_R = (I_{d(n)} \sin(\alpha_{sol}) + I_{DO}) \cdot \rho \sin^2\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad (5)$$

dove  $\rho$  è l'albedo, ovvero il coefficiente di riflessione (Tabella 3).

TIPO DI SUPERFICIE	ALBEDO
<i>Neve (caduta di fresco o con un film di ghiaccio)</i>	0,75
<i>Superfici acquose</i>	0,07
<i>Suolo</i>	0,14
<i>Strade sterrate</i>	0,04
<i>Bosco di conifere d'inverno</i>	0,07
<i>Bosco in autunno</i>	0,26
<i>Asfalto</i>	0,10
<i>Calcestruzzo</i>	0,22
<i>Foglie morte</i>	0,30
<i>Erba verde</i>	0,26
<i>Tetti e terrazze in bitume</i>	0,13
<i>Superfici scure di edifici</i>	0,27
<i>Superfici chiare di edifici</i>	0,60
<i>Pietrisco</i>	0,20

Tabella 3 Tabella albedo [36]

La radiazione globale incidente istantaneamente è dunque uguale a:

$$I = I_d + I_D + I_R \quad (6)$$

Altre grandezze di interesse ricavabili dalle precedenti possono essere la radiazione oraria, giornaliera, mensile, giornaliera media mensile e annua. Mentre nel caso degli impianti solari a concentrazione risultano utili i dati riguardanti il profilo giornaliero della radiazione diretta. [36]

## 2.2 Tipi di collettore

L'energia emanata dal sole che giunge sulla terra, descritta nel paragrafo precedente, può essere poi assorbita dai collettori. Ne esistono di diversi tipi, ma il concetto comune è quello di trasformare la radiazione luminosa in calore, sensibile o latente, e solitamente di trasferirlo ad un fluido termovettore. L'efficienza è influenzata sia dai parametri costruttivi che operativi e può variare tra il 30% ed il 70%, considerando che all'aumentare della differenza tra la temperatura raggiunta dal fluido e quella ambiente, aumentano anche le dispersioni termiche; l'incremento è di tipo lineare nel caso di conduzione e convezione, mentre la dissipazione per irraggiamento è proporzionale alla potenza quarta della temperatura. Si intuisce quindi che le prime due componenti sono prevalenti a bassa-media temperatura, mentre la terza nel caso si raggiungano temperature elevate. Per questo motivo tecnologie più avanzate come l'utilizzo del sottovuoto sono utilizzata solamente nel primo caso, in quanto non porterebbero vantaggi significativi per un utilizzo ad alta temperatura. L'efficienza è inoltre influenzata dal rapporto di concentrazione, descritto nel prossimo paragrafo.

### 2.2.1 Rapporto di concentrazione ed il suo limite

Il rapporto di concentrazione ( $C$ ) è definito come il rapporto tra la superficie di captazione, o area di apertura ( $A$ ), del concentratore e l'area del ricevitore ( $A_r$ ) su cui viene reindirizzata la radiazione solare[38].

$$C = \frac{A}{A_r} \quad (7)$$

Nel calcolo della superficie  $A$  andrebbe sottratta la proiezione dell'ombra del ricevitore ma, data la piccola dimensione ed il fatto che in parte è anch'esso colpito da radiazione indiretta, si tratta di una correzione trascurabile.

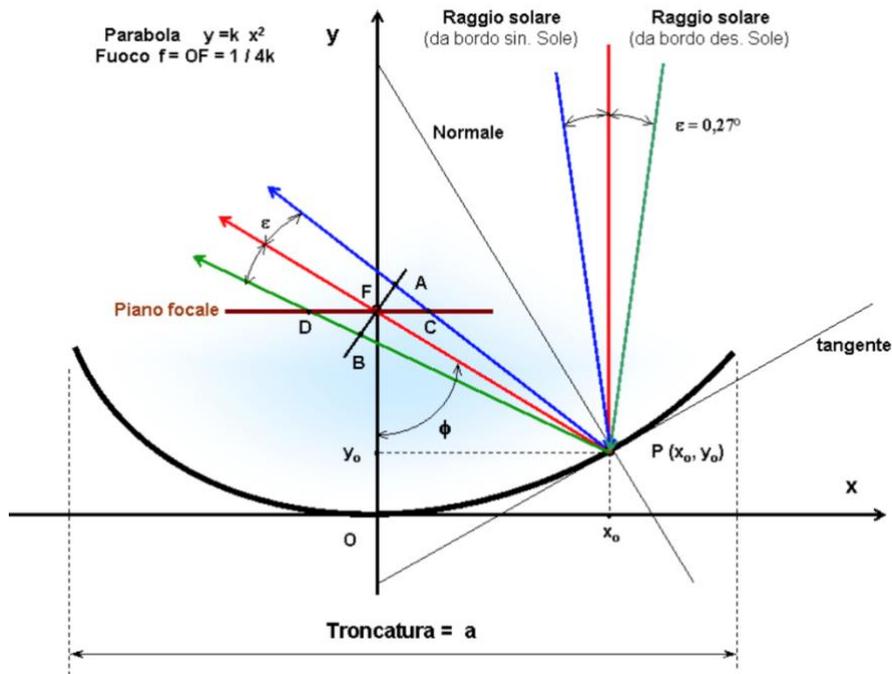


Figura 17 Rappresentazione dell'incidenza dei raggi solari sul piano focale [37]

L'importanza di questo indice deriva dal fatto che il sole, nonostante l'enorme distanza, non può essere considerato come una sorgente puntiforme. Il diametro solare infatti è visto dalla terra sotteso da un angolo circa pari a  $0,53^\circ$ , si definisce  $\epsilon$  come la metà di tale angolo, ovvero  $0,27^\circ$ . Questo ovviamente è influenzato dalla distanza sole-terra, dall'altezza del sole sull'orizzonte e dalla rifrazione atmosferica.

Da un punto di vista ottico i parametri principali della parabola sono la lunghezza  $f$ , rappresentata in Figura 17 dal segmento  $\overline{OF}$ , e la troncatura ( $a_t$ ). I due influenzano rispettivamente la grandezza dell'immagine focalizzata e la quantità di energia reindirizzata sul dispositivo centrale. Nella figura precedente si nota inoltre l'angolo  $\Phi$ , compreso tra l'asse verticale della parabola e il riflesso del raggio centrale, noto come angolo di troncatura e definito come:

$$\Phi = \arctan\left(\frac{8 \cdot \frac{f}{a_t}}{16 \cdot \left(\frac{f}{a_t}\right)^2 - 1}\right) \quad (8)$$

Una volta noto questo valore è possibile ricavare la dimensione dell'immagine del ricevitore, diversa a seconda che si tratti di un concentratore lineare con ricevitore piano (Eq.9) o cilindrico (Eq.10):

$$D = \frac{a \cdot \sin\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)}{\sin(\Phi) \cdot \cos\left(\Phi + \frac{\varepsilon}{2}\right)} \quad (9)$$

$$D = \frac{a \cdot \sin\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)}{\sin(\Phi)} \quad (10)$$

Il rapporto di concentrazione si può quindi esprimere secondo il rapporto  $C = a/D$  differente nei due casi, rispettivamente:

$$C = \frac{\sin(\Phi) \cdot \cos\left(\Phi + \frac{\varepsilon}{2}\right)}{\sin\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)} \quad (11)$$

$$C = \frac{\sin(\Phi)}{\pi \cdot \sin\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)} \quad (12)$$

Il primo rapporto ha il suo massimo per  $\Phi$  pari a  $45^\circ$  raggiungendo il valore di 107 mentre nel secondo caso si ha un fattore di concentrazione massima di 68,3 coincidente con  $\Phi$  uguale a  $90^\circ$ . Nel caso invece di concentratore tridimensionale, ovvero un paraboloide, l'indice di concentrazione massimo è 11500 sia nel caso di ricevitore piano che sferico.

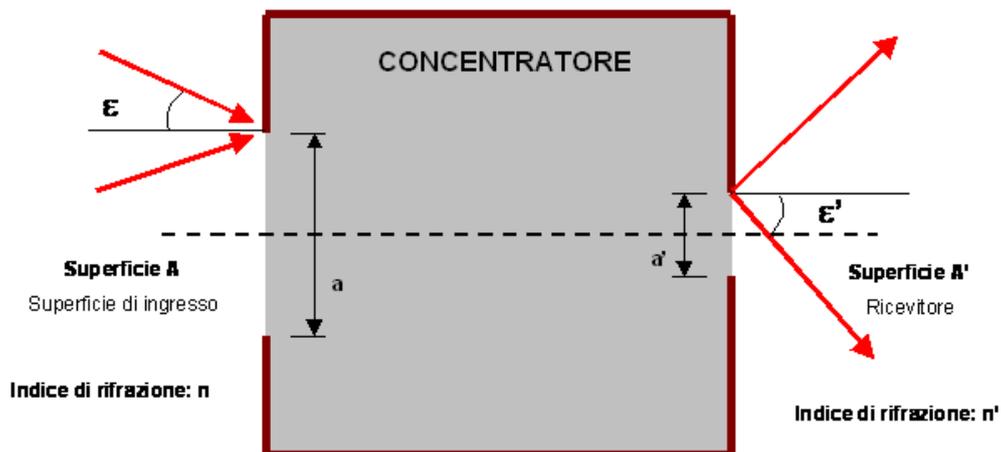


Figura 18 Rappresentazione semplificata di un concentratore [38]

Il rapporto di concentrazione ha però un limite legato ai principi dell'ottica. Per capire meglio questo concetto si immagina di ridurre il concentratore ad una scatola, come rappresentato in Figura 18, in cui è presente un'apertura di ingresso di diametro  $a$  ed un ricevitore di diametro  $a'$  ad una distanza  $f$  tra di loro. Allo stesso modo vengono indicati con  $\varepsilon$  e  $\varepsilon'$  rispettivamente l'angolo di divergenza dell'apertura di ingresso e del ricevitore.

Il rapporto tra  $a$  ed  $a'$ , dipenderà da  $\varepsilon$ ,  $\varepsilon'$  e dagli indici di rifrazione,  $n$  ed  $n'$ , dei mezzi a monte della superficie di ingresso A e a valle della superficie A':

$$\frac{a}{a'} = \frac{n' \cdot \sin(\varepsilon')}{n \cdot \sin(\varepsilon)} \quad (13)$$

dove:

- $n = \frac{c}{v}$  (14)

con  $c$  pari alla velocità della luce nel vuoto, ovvero  $3 \cdot 10^8$  m/s, e  $v$  pari alla velocità della luce nel mezzo considerato;

- $\varepsilon' = \tan^{-1}\left(2 \frac{f}{a_t}\right)$  (15)

L'Eq.16 rappresenta la relazione di Abbe che inserita nell'equazione caratteristica di un concentratore tridimensionale restituisce:

$$C = \left(\frac{a}{a'}\right)^2 = \left(\frac{n' \cdot \sin(\varepsilon')}{n \cdot \sin(\varepsilon)}\right)^2 \quad (16)$$

Utilizzando l'Eq.16 è possibile ricavare il valore massimo del rapporto di concentrazione, ottenuto quando l'angolo di divergenza sul ricevitore è pari a  $90^\circ$  e supponendo  $n$  ed  $n'$  unitari (presenza di aria o vuoto).

$$C_{max} = \left(\frac{n'}{n \cdot \sin(\varepsilon)}\right)^2 = 45000 \quad (17)$$

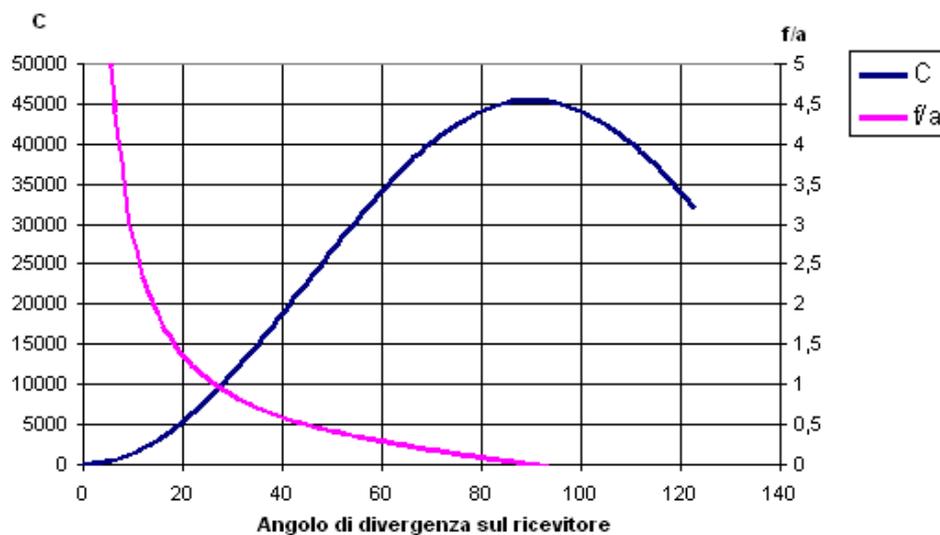


Figura 19 Massimo valore di concentrazione solare ottenibile e relativo rapporto  $f/a$  in funzione dell'angolo di divergenza sul ricevitore [38]

Da un punto di vista costruttivo però è difficile ottenere valori di  $f/a_t$  inferiori all'unità. Per questo motivo come si evince dalla Figura 19 il valore massimo realmente ottenibile si aggira intorno a 10000 in condizioni ideali. Per superare questo limite è necessario fare ricorso ai concentratori cosiddetti “non-imaging”, brevemente descritti nel paragrafo successivo.

### 2.2.2 Concentratori “non imaging”

Il termine “non-imaging” serve ad indicare un tipo di concentratori, come i CPC, nei quali la radiazione luminosa viene trasmessa senza mantenere l'immagine originaria. Questo significa che il raggio può essere riflesso anche più di una volta all'interno dell'apparato a differenza di quanto succede nei concentratori convenzionali. Tramite questo processo di riflessione multipla tutta la radiazione che ricade nell'apertura viene reindirizzata sul concentratore posizionato sul fondo. Come si nota in Figura 20 la parte superiore è costituita da due profili parabolici, mentre quella inferiore, che in questo caso è di tipo circolare, può avere diverse forme a seconda della configurazione. Uno dei parametri fondamentali è l'angolo di accettazione, 2 volte  $\theta_{max}$ , il quale determina se il concentratore debba essere stazionario oppure ad inseguimento. È inoltre possibile calcolare il rapporto di concentrazione a partire dal valore dell'angolo:

$$C = \frac{1}{\sin(\theta_{max})} \quad (18)$$

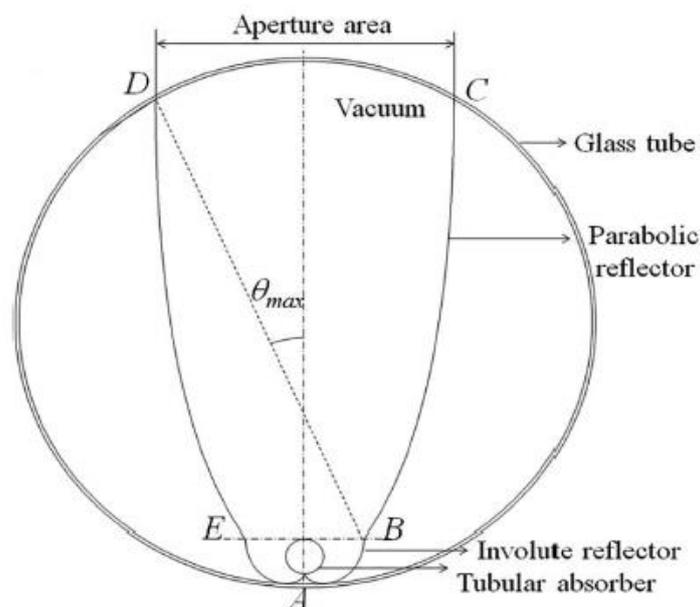


Figura 20 Sezione di un concentratore non-imaging ECPI (Evacuated Compound Parabolic-Involute) [18]

Per quanto riguarda il processo di inseguimento solare oltre che dell'angolo di accettazione, che determina il numero di aggiustamenti annui, dipende anche dall'orientazione dell'asse di installazione, nord-sud oppure est-ovest. Nel primo caso il collettore deve ruotare continuamente nell'arco della giornata per mantenere il sole all'interno dell'angolo di accettazione. Nel secondo invece è necessario effettuare solamente degli aggiustamenti stagionali a meno che  $\theta_{max}$  non sia almeno di  $47^\circ$  sufficienti a coprire la declinazione del sole dal solstizio d'estate a quello d'inverno, per cui non è necessario alcun sistema di mobilità [38].

Al fine di migliorarne le prestazioni, il sistema di concentrazione può essere racchiuso all'interno di tubi sottovuoto, che posti uno accanto all'altro danno vita ad una nuova generazione di collettori piani.

### 2.2.1 Flat Plate Collectors (FPC)

I flat plate collectors, nati alla fine degli anni '50 ad opera di Hottel e Woertz, sono stati i primi collettori solari ad essere costruiti e sono principalmente utilizzati in ambito domestico per la generazione di acqua calda sanitaria e per il riscaldamento degli ambienti. Grazie alle ridotte dispersioni termiche, che consentono di ottenere buone prestazioni, vengono impiegati anche per applicazioni non-abitative a bassa temperatura, sotto i  $100^\circ\text{C}$ . Sono apprezzati per la semplicità costruttiva che ne implica un basso costo e la ridotta necessità di manutenzione. Permettono inoltre di raccogliere sia l'energia dei raggi solari diretti che della radiazione diffusa, per questo motivo possono essere installati senza alcun sistema di inseguimento riducendo anche i costi d'impianto.

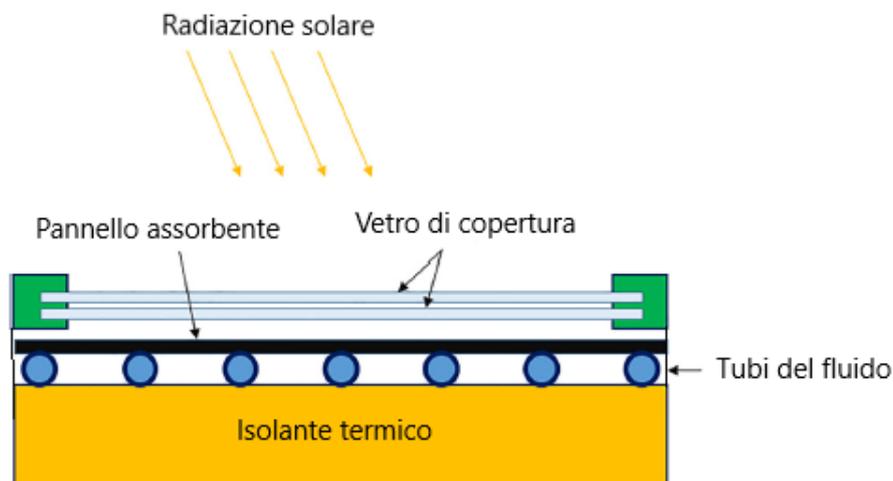


Figura 21 Rappresentazione di un concentratore piano [39]

In Figura 21 è riportata la sezione di un collettore piano di cui sono evidenziate le parti principali. La radiazione solare colpisce la superficie del pannello assorbente, il cui scopo è trasformare l'energia luminosa in calore, trasferito poi per conduzione al fluido termovettore che scorre nei tubi. L'assorbitore deve essere caratterizzato da un'alta conducibilità termica, per questo motivo è realizzato in rame, alluminio, acciaio o altri materiali aventi le medesime proprietà. Per permettere inoltre un migliore assorbimento esso può essere trattato per creare uno strato selettivo. In quest'ultimo caso la superficie dell'assorbitore può essere sottoposta al trattamento di ossidazione o all'applicazione di sostanze selettive all'infrarosso, tra le quali gli ossidi neri di cromo o di nickel. Il costo risulta essere più elevato anche se il suo uso ne migliora l'efficienza soprattutto nella stagione invernale, nella quale la radiazione solare risulta ridotta. Lo strato selettivo previene l'irraggiamento verso l'ambiente esterno e conseguentemente permette di ridurre le dispersioni per re-irradiazione al 10-15 %. [40]

I tubi in cui scorre il fluido termovettore possono essere attaccati al pannello oppure essere parte integrante dello stesso. I collettori piani possono essere dotati di vetri di copertura o meno. La copertura in vetro ha due scopi, il primo è quello di permettere alle radiazioni luminose ad alta frequenza di passare, bloccando però le radiazioni a bassa frequenza in uscita creando una sorta di porta a senso unico per l'energia solare. Il secondo scopo, ottenuto insieme alla struttura esterna sigillata, è quello di non permettere infiltrazioni di aria fredda che comprometterebbero l'efficienza aumentando le dispersioni. Infine, nella parte inferiore, è presente uno strato di materiale isolante il cui fine è quello di ridurre la dissipazione di calore verso l'ambiente esterno. I materiali usualmente utilizzati in questo tipo di collettori sono prodotti sintetici, ovvero poliuretano senza CFC, e la lana minerale. Inoltre, per ridurre le dispersioni laterali e posteriori, a volte l'isolamento termico viene ricoperto internamente con fogli di alluminio. [41]

Numerosi studi si sono concentrati sul modificare parti del collettore al fine di ottenere rendimenti migliori. L'utilizzo di tubi di piccolissime dimensioni a matrice quadra integrati nell'assorbitore permette di trasferire al fluido una quantità di calore maggiore, con l'aumento dell'efficienza termica di circa il 13%. Lo svantaggio però è rappresentato da una maggiore forza resistente alla circolazione del fluido che implica più potenza elettrica consumata dalle pompe. Anche i materiali stessi con cui costruire l'assorbitore sono al vaglio della ricerca, ma le soluzioni proposte non sono ancora sufficientemente economiche per essere prese in considerazione. Una seconda strada per migliorare le prestazioni è quella di ridurre le dispersioni. Sostituendo l'aria contenuta all'interno del

pannello con gas inerti come Argon, Krypton e Xenon Vestlund et al. hanno dimostrato come sia possibile ottenere performance uguali o addirittura migliori, rispetto a quelle di riferimento, con un profilo più sottile. L'applicazione di questi gas però richiede che la struttura del pannello sia sigillata ermeticamente per evitarne la dispersione in ambiente. La ricerca ha anche dimostrato che creando il sottovuoto all'interno del collettore il rendimento termico aumenta, a discapito dello stress meccanico a cui è sottoposta la struttura che dovrà essere rinforzata [39].

A partire dal 2012 gli studiosi hanno ipotizzato di utilizzare nanofluidi come fluido termovettore. Già dalle prime ricerche sono stati ottenuti buoni risultati; Said Saidur provò che impiegando una miscela di  $Al_2O_3$ /Acqua con una concentrazione di nanoparticelle, il cui diametro medio era 13 nm, da 0,1 % a 0,3 % fosse possibile ottenere un incremento dell'efficienza del 50% [43]. Ali et al. proposero invece l'adozione della miscela  $CuO$ /Acqua con una concentrazione dello 0,4 %, in cui la dimensione delle particelle è di circa 40 nm, dimostrando un incremento del rendimento del 16,7 % rispetto al caso in cui si utilizzasse semplice acqua. Altri studi, come quello di Yousefi et al., mostrano come l'aumentare dell'acidità dei nanofluidi ne influenzi la resa termica in maniera direttamente proporzionale [42]. Va sottolineato che queste miscele sono instabili, in quanto le nanoparticelle tendono a deteriorarsi ed aggregarsi. Per questo motivo è necessario inserirvi un tensioattivo in grado di mantenere l'equilibrio per un tempo maggiore. In molti casi viene utilizzato il Triton X-100 [42][43]. Questo tipo di soluzione è ancora poco diffusa dato il costo elevatissimo delle nanoparticelle che compongono la miscela; ad esempio 101,5 g di particelle di  $Al_2O_3$  hanno un prezzo di 47,9 \$ (pari a circa 40 €) [44].

Per quanto riguarda l'efficienza termica del collettore in questione, essa è stata trattata dagli studiosi Yousefi et al.[45], i quali l'hanno definita come il rapporto tra la quantità di energia utile guadagnata,  $Q_u$ , e il prodotto dell'area della superficie del collettore solare,  $A_c$ , e la radiazione solare globale,  $G$ .

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot G} \quad (19)$$

In tal caso  $Q_u$  può essere calcolato nei seguenti due modi:

1.  $Q_u = \dot{m} \cdot C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (20)$

qualora il fluido trattato fosse un nanofluido la formulazione relativa al calore specifico sarebbe la seguente:

$$C_{p,nf} = \phi \cdot C_{p,np} + (1 - \phi)C_{p,bf} \quad (21)$$

I pedici  $nf$ ,  $np$  e  $bf$  stanno rispettivamente per nanofluido, nanoparticelle e fluido-base, mentre  $\phi$  rappresenta la concentrazione delle particelle.

$$2. Q_u = A_c F_R [(\tau \cdot \alpha) G - U_L (T_{in} - T_a)] \quad (22)$$

dove  $F_R$  è il fattore di rimozione del calore, il prodotto  $\tau \cdot \alpha$  rappresenta le caratteristiche ottiche,  $U_L$  tiene conto delle caratteristiche termiche e  $T_a$  è la temperatura ambiente.

In seguito di tali definizioni si possono così definire i rendimenti rispettivamente:

$$1. \eta = \frac{\dot{m} \cdot C_p (T_{out} - T_{in})}{A_c \cdot G} \quad (23)$$

$$2. \eta = F_R (\tau \cdot \alpha) - \frac{F_R \cdot U_L (T_{in} - T_a)}{G} \quad (24)$$

### 2.2.2 Evacuated Tube Collectors (ETC)

Gli Evacuated Tube Collectors rappresentano una sorta di evoluzione dei collettori FPC, nei quali sono state ridotte le dispersioni termiche. Sono concepiti in due diverse configurazioni: la prima prevede che il fluido termovettore scorra direttamente all'interno del tubo esposto ai raggi solari; la seconda invece, come rappresentato in Figura 22, prevede che nel condotto termico scorra un fluido ausiliario soggetto a cambiamento di fase. Questo riscaldato dalla radiazione solare evapora riducendo la propria densità e grazie all'effetto termosifone si sposta verso l'alto dove si trova uno scambiatore di calore. Qui il fluido ausiliario condensa cedendo il proprio calore al fluido termovettore. Come detto per gli FPC anche i collettori ETC sono in grado di sfruttare sia la radiazione diretta che quella diffusa, riuscendo però a raggiungere temperature di lavoro superiori (intorno ai 150°C) [17].

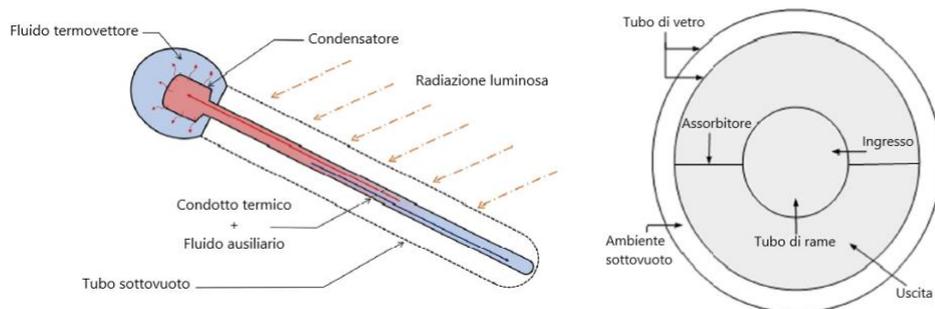


Figura 22 Rappresentazione della sezione longitudinale e trasversale di un generico ETC [17][46]

A livello costruttivo come si può osservare nella figura precedente la zona irradiata è formata da due tubi concentrici. Quello più esterno, in vetro di borosilicato ricotto o al sodio, permette il passaggio della radiazione luminosa, che viene assorbita dal tubo interno, in rame rivestito da materiali fortemente assorbenti. Tra i due tubi, saldati alle estremità, viene fatto il vuoto in modo che non si possano verificare fenomeni di conduzione o convezione diminuendo le perdite di calore. La pressione all'interno dei collettori a vuoto attualmente è pari a 5-15 mPa [41].

Per analizzare le prestazioni dei collettori in esame, oltre all'efficienza termica è necessario considerare anche l'efficienza ottica; di seguito è riportata la formulazione necessaria ad ottenere l'efficienza globale elaborata da Sabiha et al. [46].  $Q_u$  indica il calore utile raccolto dal fluido termovettore ed è calcolato come differenza tra quanto "catturato" dall'assorbitore ( $S$ ) e quanto disperso verso l'ambiente circostante ( $Q_L$ ).

$$Q_u = S - Q_L \quad (25)$$

L'Eq.26 mostra il rapporto tramite cui determinare le prestazioni del collettore. La formulazione in tal caso si distingue da quella dei FPC per la sostituzione di  $T_{in}$  con  $T_m$ , la quale rappresenta la temperatura media dell'assorbitore.

$$\frac{Q_u}{A_c} = F_R(\tau \cdot \alpha) G - F_R \cdot U_L(T_m - T_a) \quad (26)$$

La potenza termica utile può anche essere espressa in funzione dell'aumento di entalpia del fluido caldo come indicato nell'Eq.27.

$$Q_u = \dot{m} \cdot C_p(T_{out} - T_{in}) \quad (27)$$

L'efficienza termica del collettore si ricava dall'Eq.28 nella quale sostituendo la (27) o la (26) in base ai dati disponibili si ottengono le due equazioni finali possibili, rispettivamente (29) e (30).

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot G} \quad (28)$$

$$\eta = \frac{\dot{m} \cdot C_p(T_{out} - T_{in})}{A_c \cdot G} \quad (29)$$

$$\eta = F_R(\tau \cdot \alpha) - \frac{F_R \cdot U_L(T_m - T_a)}{G} \quad (30)$$

L'utilizzo di questi collettori va dall'ambito domestico a quello industriale. L'applicazione più basilare riguarda la produzione di acqua calda o vapore per utilizzo

diretto. Solitamente in questa situazione il collettore è installato sul tetto, per questo motivo il Professor Tang ha analizzato l'incidenza dell'angolo d'inclinazione sulle performance facendo lavorare due collettori identici ma con diversa inclinazione. Alla fine dell'esperimento si è notato che i due collettori, inclinati rispettivamente di 22° e 46° rispetto all'orizzontale, hanno assorbito una quantità differente di calore a causa della diversa esposizione all'irraggiamento. Questo implica che l'angolo di installazione sia un fattore da considerare per l'ottimizzazione dell'impianto. Un secondo campo di utilizzo nasce dall'idea di sfruttare l'elevato apporto solare estivo per ottenere una tecnologia meno inquinante per la produzione di aria condizionata. Gli studiosi Metha e Rane hanno proposto l'utilizzo dei collettori ETSC come rigeneratori di un essiccante liquido. Il funzionamento prevede la produzione di acqua a 100°C per generare vapore saturo garantendo un'efficienza del 51-60 % per circa 9 ore, associato ad un COP medio di 0,82 ed un consumo di soli 40 W.

Le applicazioni industriali richiedono invece il raggiungimento di temperature più elevate. Numerosi studiosi tra cui Fadhel, Pirasteh, Fudholi e altri hanno effettuato simulazioni e testato collettori a tubi sottovuoto per la produzione del calore impiegato nel processo di essiccazione. Fadhel ha ricavato buoni risultati sfruttando il clima malese raggiungendo un'efficienza del 74 %. Si tratta di una soluzione d'interesse in quanto applicabile in numerosi settori dall'agricoltura al tessile [46].

Da un punto di vista costruttivo i collettori ETC sono solidi e duraturi, inoltre nel caso in cui si danneggiasse un tubo è possibile sostituirlo, senza neanche bloccare l'attività, a differenza degli FPC per i quali si deve cambiare l'intero pannello.

Arefin et al. hanno effettuato l'analisi economica di un generatore d'acqua calda ETSC paragonato ad un generatore elettrico. Quest'ultimo ha una vita media di 5 anni, molto minore rispetto ai 30 anni del collettore solare, che inoltre necessita di scarsa manutenzione nel corso degli anni rendendolo sicuramente più vantaggioso rispetto al sistema elettrico nonostante il prezzo d'investimento iniziale sia più alto. Paragonati ai flat plate collectors gli ETSC sono preferibili per le applicazioni in ambienti freddi. I tubi sottovuoto infatti rappresentano una protezione contro il rischio di congelamento del fluido, contro il quale vengono usati additivi antigelo negli FPC. Solitamente viene impiegato il glicole che, oltre ad essere pericoloso in caso di dispersione, deve essere sostituito circa ogni 3 anni implicando un costo d'opera aggiuntivo. Di contro però essendo i tubi isolanti, la loro superficie esterna non raggiunge alte temperature, perciò in caso di neve è possibile che si creino accumuli rendendo il sistema inefficiente. Infine si

deve considerare che questi collettori raggiungono temperature di lavoro più elevate rispetto agli FPC; sono perciò raccomandati principalmente per usi industriali in quanto la sicurezza in ambito domestico può essere garantita solamente in presenza di consumi elevati al fine di evitare che la temperatura dell'acqua superi i 100°C. Un aumento incontrollato della temperatura rischierebbe inoltre di provocare danni al collettore come l'indebolimento delle saldature che garantiscono il mantenimento dell'effetto sottovuoto. In sostanza i vantaggi dei collettori sotto vuoto sono le alte efficienze e il raggiungimento di temperature più alte. Mentre gli svantaggi sono il costo elevato, la fragilità della componente vetrosa e la diminuzione di tenuta del vuoto negli anni [41].

Gli ultimi studi volti al miglioramento delle prestazioni vedono una risorsa importante nell'uso di nanofluidi. L. Lu e Z.H. Liu sono probabilmente i primi ad aver testato questa soluzione usando una miscela di acqua deionizzata e CuO che ha permesso loro di ottenere un incremento della temperatura operativa ed un aumento del coefficiente di scambio termico del 30%. Hussain e Jawad hanno invece ipotizzato di utilizzare ZrO<sub>2</sub>/Acqua e Ag/Acqua notando che, nonostante entrambi facciano aumentare l'efficienza rispetto all'utilizzo di semplice acqua, l'uso delle nanoparticelle d'argento implica un incremento maggiore. Kim e Ham hanno invece ottenuto i risultati migliori inserendo particelle di MWCNT (Multi-walled carbon nanotube) in una soluzione di acqua e glicole propilenico al 20 %, con una concentrazione dello 0,2 % in volume. L'efficienza è aumentata del 62,8 % rispetto alla soluzione di base [46]. Come nel caso degli FPC però è necessario attendere che si verifichi un abbassamento dei prezzi di questi fluidi speciali affinché si possano diffondere senza contare il fatto che sarebbe necessario un riadattamento tecnico degli impianti produttivi.

### **2.2.3 Parabolic trough collector (PTC)**

La costruzione dei primi collettori parabolici risale alla fine dell'Ottocento, anche se per la comparsa sul mercato si è dovuto aspettare il 1980. Consultando il portale del NREL (National Renewable Energy Laboratory) appartenente al Dipartimento dell'Energia degli Stati Uniti d'America, con il quale collaborano 23 Stati tra cui anche l'Italia, è possibile vedere come negli anni si sia diffusa questa tecnologia. Ad oggi gli impianti PTSC operativi o in via di sviluppo sono 101 di cui la maggior parte situati in Spagna e negli Stati Uniti [47].

I componenti principali sono il riflettore parabolico e il ricevitore. Il primo è costituito da una superficie curva parabolica ricoperta da specchi riflettenti costituiti da alluminio oppure vetro a basso contenuto di ferro; la scelta viene fatta in base alle caratteristiche di riflettanza, al costo ed alla durabilità. Il ricevitore consiste invece in un tubo assorbitore, solitamente rivestito di un materiale selettivo per migliorarne l'assorbanza, posto nel punto focale della parabola. Spesso è circondato da un involucro di vetro borosilicato, all'interno del quale viene creato il vuoto (la minor pressione che è possibile ottenere corrisponde a 0,013 Pa), al fine di ridurre sia le perdite convettive che quelle per irraggiamento. Molti studi hanno rilevato che il flusso di calore non è uniforme sulla superficie dell'HCE. Questo viene unito all'assorbitore tramite saldatura vetro-metallo con interposto un cuscinetto metallico atto ad assorbire le tensioni dovute ai diversi coefficienti di espansione termica. Come si può notare in Figura 23 la struttura è costituita anche da braccetti che sostengono l'assorbitore e da un sistema di piloni e supporti su cui è posizionato il corpo riflettente. La struttura normalmente è anche dotata di un meccanismo di movimento per ottenere sempre il massimo irraggiamento. Questi collettori sono in grado di raggiungere un rapporto di concentrazione pari a 50 [17] e temperature fino a 550 °C [48].

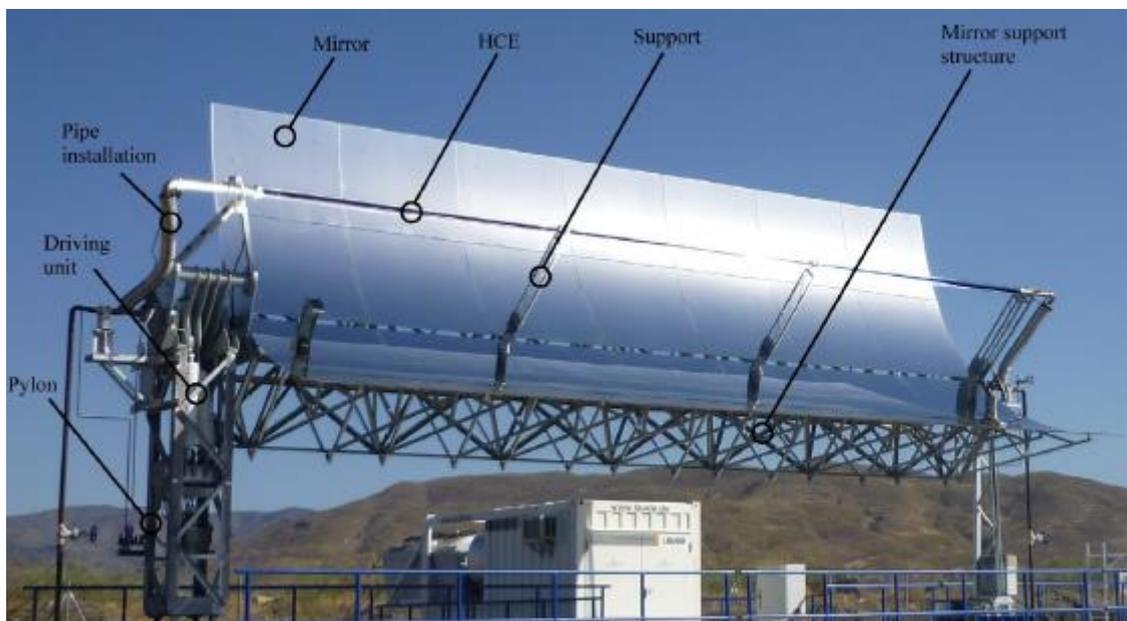


Figura 23 Foto di un collettore PTSC [48]

Riguardo le prestazioni, al fine di ottenere perdite minori, è possibile utilizzare rivestimenti a bassa emittanza e riflettanza con cui rivestire l'assorbitore incrementandone le proprietà ottiche e termiche. La trasmittanza termica, indicata

solitamente con  $U_L$ , può essere ridotta introducendo gas a bassa conducibilità (xenon e argon) all'interno dell'anello presente tra la parte metallica e la copertura in vetro; inoltre aumentando il gap tra queste due parti si ottengono buoni risultati, considerando però che non deve essere superato il limite oltre il quale l'aumento delle perdite convettive, dovute alla maggiore superficie di scambio, supera i benefici.

Le performance del collettore possono essere inoltre migliorate modificando le caratteristiche costruttive dell'elemento assorbitore, aspetto su cui si stanno concentrando le ricerche negli ultimi anni. L'idea di base è quella di ottimizzare lo scambio termico tra HCE e fluido termovettore. Questo risultato è raggiungibile rendendo il moto del fluido caldo più turbolento inserendo alette di diverse forme oppure rendendo la cavità porosa al fine di aumentarne la superficie di scambio termico. Questo tipo di soluzione è stato testa da Reddy et al. i quali hanno ottenuto un aumento del coefficiente di scambio associato però ad un aumento delle cadute di pressione che ne penalizzano l'efficacia. Jebasingh ed Herbert hanno invece studiato il comportamento di un tubo assorbitore ellittico ricavando un aumento dell'efficienza pari al 9,7% e delle cadute di pressione del 24,9%. Lo sviluppo ellittico del tubo permette inoltre di ridurre lo stress termico rendendo il periodo di vita medio più lungo [48].

Una soluzione più semplice ma al contempo di notevole interesse è quella proposta da H. Fathabadi in cui viene utilizzato un riflettore parabolico con un tubo TPCT (Two-Phase Closed Thermosiphon). Il flusso radiativo viene concentrato sulla sezione evaporativa dove il fluido riscaldato cambia fase per poi dirigersi nella sezione di condensazione situata all'interno di un collettore. Qui scorre l'acqua da riscaldare che assorbendo calore dal fluido ne permette la transizione allo stato liquido. All'interno del tubo è presente una miscela bifase di un nanofluido composto da acqua e CuO all'1 % in peso. Tramite gli esperimenti condotti è stata ricavata un'efficienza termica massima del 76,3 % associata ad una piccola diminuzione di questo valore all'aumentare della temperatura di ingresso dell'acqua. Date le buone prestazioni, se confrontato ai collettori commerciali piani (FPC-A26) e a tubi sottovuoto (ETC-20), ed il basso costo realizzativo (circa 260 €) il collettore proposto potrebbe rappresentare un'ipotesi competitiva sul mercato [49].

Nel caso in cui il PTC opera su basse temperature il calcolo dell'efficienza termica è il medesimo dell'FPC, (23). Contrariamente al caso precedente necessitiamo di adoperare l'aggiunta di un termine di secondo ordine.[50]

$$\eta = F_R(\tau \cdot \alpha) - F_R \cdot U_{L,1} \frac{(T_{in} - T_a)}{G} - F_R \cdot U_{L,2} \frac{(T_{in} - T_a)^2}{G} \quad (31)$$

Per poter sfruttare interamente il potenziale termico offerto dai collettori PTSC, in grado di raggiungere i 500 °C, è importante la scelta del fluido operativo. L'utilizzo di acqua è consigliato solamente in ambito domestico data la bassa temperatura di evaporazione. Questo particolare implica però che la portata di fluido sia sufficiente ad evitare fenomeni di surriscaldamento del collettore. E' anche possibile optare per la produzione diretta di vapore eliminando così lo scambiatore di calore e le relative perdite. Per temperature applicative fino a 400°C si possono utilizzare gli oli sintetici. Oltre questa temperatura limite però si innesca il processo di ossidazione che porta alla decomposizione del fluido con successiva formazione di idrogeno gassoso che causa un peggioramento delle prestazioni. L'utilizzo di olio comunque permette di ottenere caratteristiche migliori rispetto all'acqua, come dimostrato da Selvakumar et al. Utilizzando Therminol D-12 per produrre acqua calda a 40 °C e 68 °C (rispettivamente con  $240 \text{ W/m}^2$  e  $540 \text{ W/m}^2$ ) è stata ottenuta una crescita delle prestazioni del 30 % [28]. Nel caso di temperature ancora più alte la scelta del fluido dovrebbe ricadere invece sui sali fusi i quali presentano ottime caratteristiche ad alta temperatura. Sono inoltre economici, non infiammabili e non rappresentano un inquinante a livello ambientale. La sostanza di questo tipo più utilizzata negli impianti a concentrazione è il Solar Salt composto da  $\text{NaNO}_3$  e  $\text{KNO}_3$  rispettivamente con concentrazione del 60% e 40% in peso.

Diverso è il discorso riguardo l'utilizzo dei nano-fluidi scelti non per la temperatura di utilizzo ma per migliorare il coefficiente di scambio termico nell'HCE. Il livello di concentrazione delle nanoparticelle disperse nel fluido base è oggetto di ottimizzazione in quanto una più alta concentrazione corrisponde contemporaneamente ad un aumento dello scambio termico convettivo ma anche ad una maggiore instabilità del fluido dovuta alla possibilità di agglomerazione. Inoltre il fluido risulta più denso perciò la potenza di pompaggio cresce, con conseguente diminuzione dell'efficienza complessiva del sistema, anche se convenzionalmente per concentrazioni in volume inferiori al 2 % le cadute di pressione generate sono trascurabili [48]. Mwesigye ha condotto numerosi studi riguardo questo argomento coadiuvato dal lavoro di altri ricercatori. Alcuni dei risultati ottenuti sono riportati nella tabella seguente.

Referenze	Nano-fluido (nanoparticella/fluido base)	Miglioramento (%)	
		Scambio termico	Efficienza
Mwesigye e Huan [51]	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /Syltherm 800	76	8
Mwesigye et al. [52]	Cu/Therminol VP-1	32	12,5
Mwesigye e Meyer [53]	Cu,Ag,Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /Therminol VP-1	6,4-7,9-3,9	13,9-12,5-7,2
Mwesigye et al. [54]	SWCNTs/Therminol Vp-1	234	4,4

Tabella 4 Miglioramento in termini di Scambio Termico ed Efficienza per diversi Nanofluidi

L'utilizzo di nanoparticelle di Ossido di alluminio (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) all'interno dell'olio Therminol VP-1 è stato analizzato anche da Khullar e Tyiagy i quali hanno rilevato un incremento dell'efficienza nel range 5-10 % in linea con quanto riportato da Mwesigye. Kasaeian e Daviran invece hanno presentato una nuova idea utilizzando una miscela MWCNT/olio minerale con il quale hanno ottenuto un incremento, rispetto all'utilizzo di semplice olio, del 4-5 % e 5-7 % con concentrazioni delle nanoparticelle rispettivamente pari allo 0,2% e 0,3% [43].

#### 2.2.4 Linear Fresnel collector (LFC)

I collettori lineari di tipo Fresnel sono sistemi di concentrazione lineari in cui il tubo ricevitore, a differenza di quanto visto per i PTSC, si trova in posizione più elevata. Per questo motivo il rapporto di concentrazione e l'efficienza ottica sono minori rispetto ai collettori PTSC [17]; inoltre come accade anche per questi ultimi, le perdite ottiche, per temperature inferiori a 400 °C, sono notevolmente più influenti che quelle termiche. L'elemento di concentrazione è rappresentato da un numero variabile di file di specchi di diversa forma, piani, circolari e parabolici, tutti puntati verso il ricevitore. In aggiunta il fatto che gli specchi si trovino a terra e non facciano corpo con il ricevitore rende questo sistema meno soggetto alla forza del vento rispetto ai PTSC, come studiato da Lancereau et al [56]. I collettori Fresnel sono quindi molto apprezzati per la loro semplicità costruttiva, la modularità, la resistenza ed il basso costo realizzativo.

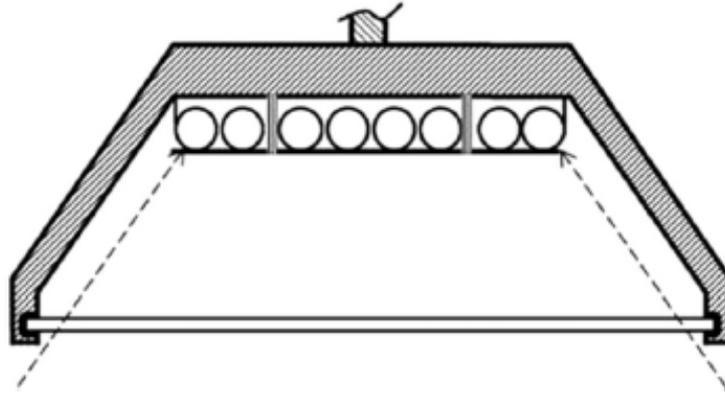


Figura 24 Sezione trasversale della configurazione multi-tubo [55]

I sistemi LFC si differenziano tra loro attraverso numerosi fattori. Uno di questi è il design del ricevitore che può essere a tubo singolo oppure multi-tubo. La configurazione multi-tubo prevede l'installazione di più canali che corrono parallelamente all'interno di una cavità, solitamente trapezoidale, come mostrato in Figura 24. La cavità può essere sigillata nella parte inferiore tramite una lastra di vetro con la quale si genera una sorta di effetto serra in grado di migliorare le prestazioni del ricevitore. Inoltre si rivela essere anche una protezione per il rivestimento selettivo e permette di ridurre i fenomeni convettivi grazie alla generazione del vuoto. Quest'ultima al momento rappresenta ancora un'ipotesi in quanto la sezione non circolare crea alcune complicazioni dal punto di vista delle tensioni strutturali. Il tubo singolo, avente solitamente il diametro compreso tra 7,5 e 18 cm, viene invece inserito in una cavità la cui parte superiore è costituita da un riflettore secondario di tipo CPC. Un secondo tipo di soluzione, che prende spunto dai sistemi PTSC, prevede di posizionare un tubo rivestito con materiale selettivo all'interno di una copertura concentrica in vetro. In questo modo vengono ridotte le dispersioni e la temperatura del fluido caldo può aumentare.

Un'altra suddivisione può essere fatta in base al posizionamento del ricevitore e all'orientamento degli specchi. Nel caso in cui sia presente un solo assorbitore si parla di LFC centrale, mentre in presenza di più linee di tubi ricevitori il sistema è definito compatto (CLFC). Questa seconda opzione è applicabile in presenza di un campo di specchi molto ampio e quindi siano necessari più assorbitori. Lo scopo di questa configurazione è di aumentare l'efficienza ottica riducendo la presenza di ombreggiamento e la schermatura dei raggi riflessi. Questi fenomeni si creano a causa della sovrapposizione "virtuale" delle superfici riflettenti, riducendo così l'area utile. Il design CLFC si divide a sua volta in ibrido e completo. Nel primo caso solo una porzione degli specchi si alterna tra i due tubi, quella più lontana dal ricevitore, mentre gli altri

sono fissi. Nel caso di CLFC completo invece l'intero campo di specchi si alterna tra i due assorbitori eliminando quasi completamente l'effetto schermante.

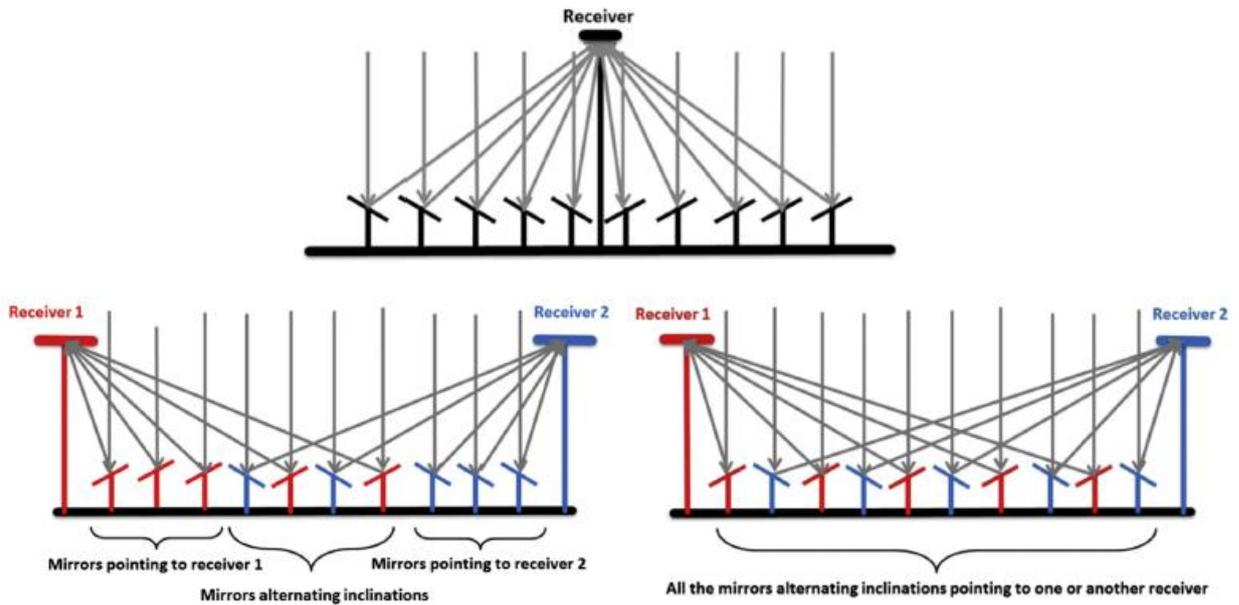


Figura 25 Configurazioni dei sistemi LFC: a ricevitore centrale (in alto), compatta-ibrida (a sinistra) e compatta-completa (a destra) [55]

In Figura 25 è riportata rappresentazione di questi 3 sistemi. Al fine di valutarne le prestazioni Montes et al. [55] hanno definito due nuovi parametri ovvero il rapporto annuo di ombreggiamento (32) ed il rapporto annuo di bloccaggio (33).

$$R_{\text{ombreggiamento}}(\%) = 100 \cdot \frac{A_{\text{ombreggiata,specchi primari}}}{A_{\text{specchi primari}}} \quad (32)$$

$$R_{\text{bloccaggio}}(\%) = 100 \cdot \frac{A_{\text{bloccata,specchi primari}}}{A_{\text{specchi primari}}} \quad (33)$$

I risultati mostrano che a parità di numero di specchi e altezza del ricevitore, il rapporto di ombreggiamento per le configurazioni CLFC è il 2-3 % più basso rispetto al 24 % della soluzione più semplice. Il secondo parametro invece diminuisce fino al 7 % con adattamento ibrido rispetto al 10 % del ricevitore centrale. Nonostante ciò le perdite ai bordi sono più accentuate nel caso CLFC, perciò il collettore Fresnel ad assorbitore centrale resta la soluzione migliore con valori dell'efficienza ottica massima intorno al 75 %.

Al pari delle altre tecnologie CSP i fluidi termovettori utilizzabili sono acqua, oli sintetici e sali fusi a seconda della temperatura di funzionamento dell'impianto. L'impiego di acqua e vapore è conveniente in particolare in impianti in cui lo sviluppo lineare è molto lungo, in quanto permette di semplificare il controllo dell'impianto in condizioni non-stazionarie oppure nel caso in cui sia presente un sistema di accumulo. Anche se lo sforzo fatto per i collettori Fresnel risulta molto minore rispetto ad altre applicazioni, negli ultimi anni si sta comunque analizzando l'impiego dei nano-fluidi. Bellos e Tzivanidis [56] hanno paragonato il comportamento di una miscela composta da Syltherm 800 e CuO con concentrazione del 6 % in volume, a quello del Syltherm 800 puro. Il modello prevedeva una portata di 200 L/min ed una temperatura d'ingresso variabile tra 77 °C e 377 °C. L'uso della miscela ha determinato un incremento dell'efficienza termica tra 0,22 % e 0,78 % e della potenza di pompaggio tra il 32 % e il 49 %. Si deve considerare però che la potenza di riferimento equivale a circa 10 W per cui un tale incremento percentuale non condiziona il guadagno energetico ottenuto. Si nota inoltre che il miglioramento delle prestazioni è più marcato all'aumentare della temperatura dovuto al maggiore effetto sullo scambio termico delle nanoparticelle.

Lo studio effettuato da Zai et al. sull'efficienza termica degli LFC, la quale si calcola come (23), riconosce la sua dipendenza da diversi fattori. Innanzitutto esso mostra un forte cambiamento di andamento in funzione dello spessore delle lenti, all'aumentare di esso si registrerà una maggiore efficienza, lo stesso per quanto riguarda l'aumento della temperatura dell'ambiente esterno o della velocità del vento.[57]

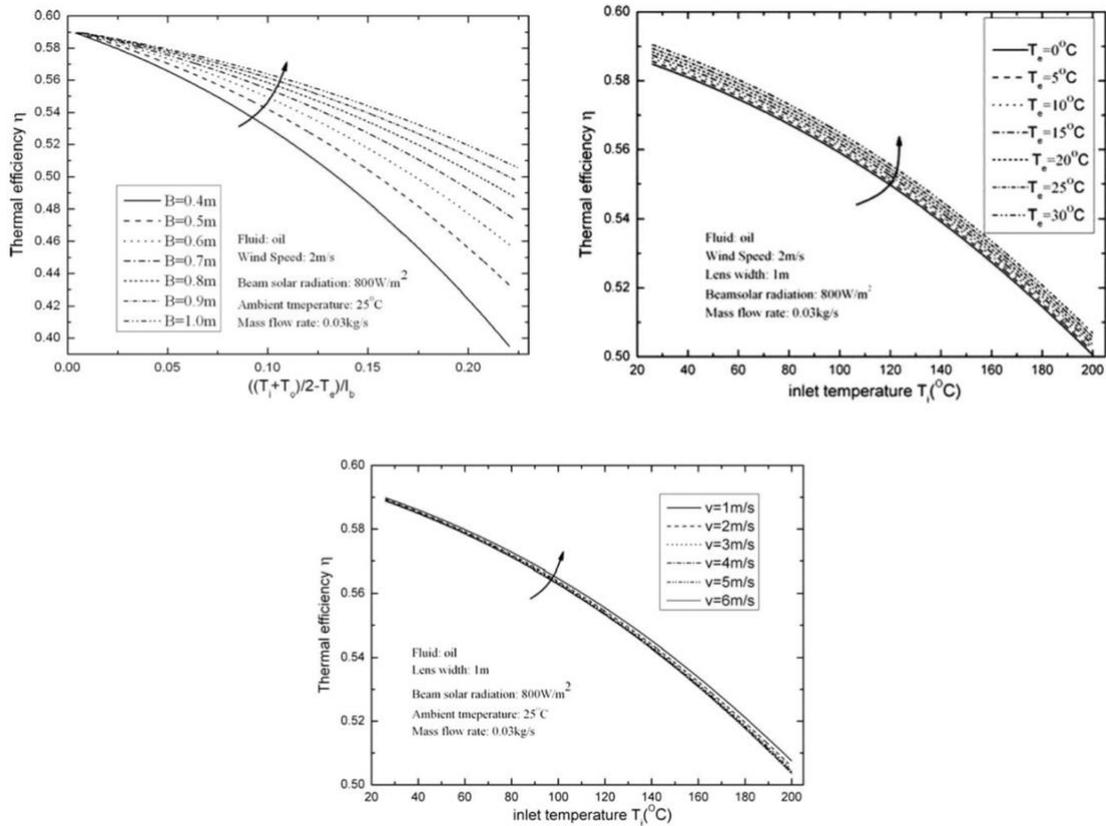


Figura 26 Andamento dell'efficienza termica dei LFC in funzione dello spessore delle lenti della temperatura dell'ambiente esterno e della velocità del vento.[57]

## 2.2.5 Solar central tower (SCT)

I sistemi di concentrazione solare a torre centrale rappresentano un'evoluzione dei concentratori lineari in quanto la radiazione solare viene indirizzata in un unico punto (point-focus). Il ricevitore, nel quale è presente il fluido termovettore, è situato sulla sommità di una torre posta al centro del campo di specchi riflettori, chiamati eliostati. Si tratta di grandi specchi, piani o concavi, con i quali il flusso luminoso viene concentrato fino a 30 volte ed a una distanza di 1 km. La disposizione degli specchi può essere a ventaglio oppure radiale a seconda delle dimensioni del parco a disposizione. Ogni eliostato è inoltre integrato con un sistema di tracciamento su due assi, definito in funzione della posizione relativa alla torre. I sistemi SCT sono in grado di raggiungere rapporti di concentrazione fino a 2000 [17] con temperature del fluido che superano anche i  $2000^\circ\text{C}$  [58].

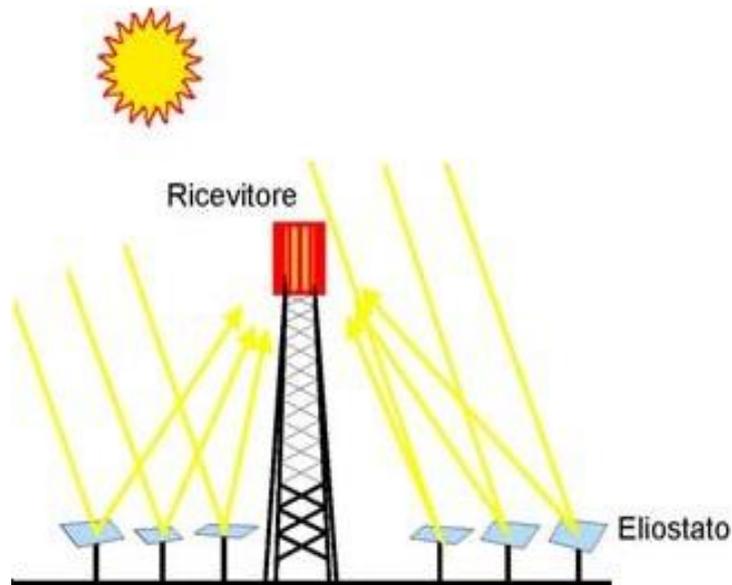


Figura 27 Schema dell'impianto solare a torre centrale [61]

Le performance dell'impianto sono influenzate principalmente dall'efficienza degli eliostati, esprimibile come:

$$\eta_h = \eta_{cos} \cdot \eta_{att} \cdot \eta_r \cdot \eta_{int} \cdot \eta_{sh\&b} \quad (34)$$

Il calcolo dell'efficienza riportato nell'Eq.34, proposto nel lavoro di Kiwan e Khammash [58], tiene in considerazione numerosi fattori di cui ora verrà spiegato il significato:

- $\eta_{cos}$  (efficienza del coseno) – tiene in conto che lo specchio per essere indirizzato verso il ricevitore deve essere inclinato di un certo angolo rispetto al terreno; in questo modo si riduce la quantità di flusso luminoso intercettata dall'eliostato e di conseguenza anche l'energia convogliata al ricevitore. Questo valore è direttamente proporzionale al coseno dell'angolo d'inclinazione.
- $\eta_{att}$  (efficienza dell'attenuazione atmosferica) – considera il fatto che la radiazione riflessa viene attenuata lungo il percorso verso il ricevitore a causa delle particelle presenti in atmosfera.
- $\eta_r$  (riflettanza dell'eliostato) – è legato alla riflettanza caratteristica dell'elemento senza tenere in considerazione eventuali imperfezioni costruttive. Solitamente è un valore costante per tutti gli eliostati di uno stesso parco.
- $\eta_{int}$  (fattore d'intercettazione) – tiene in considerazione che non tutta la radiazione riflessa ricade sul ricevitore a causa di fattori quali l'angolo di incidenza dei raggi solari, la periodicità degli spostamenti del sistema di tracciamento, la non-uniformità della superficie riflettente dovuta a difetti di produzione e l'aberrazione astigmatica.

- $\eta_{sh&b}$  (efficienza di ombreggiatura) – tiene presente che gli eliostati creano un effetto d'ombra o di schermo per la radiazione riflessa tra loro.

Il fattore di ombreggiatura citato prima impone anche alcuni limiti per la disposizione degli specchi, questo implica che spostandosi dal centro verso la periferia del campo il numero di elementi installati si riduce notevolmente. La distanza minima tra gli eliostati è importante anche per evitare che questi si scontrino durante i movimenti necessari all'inseguimento solare. Questa distanza minima dipende dal tipo di riflettore, per quelli circolari si considera il diametro, mentre per quelli rettangolari la lunghezza della diagonale. Un secondo limite dovuto sia a ragioni tecnico-economiche che di impatto ambientale riguarda l'altezza della torre centrale che non deve superare determinati valori a seconda del luogo di installazione, come succede anche per le pale eoliche [60].

Il fluido di lavoro a differenza di tutte le altre tecnologie di CSP non si trova in prossimità dei riflettori, ma è concentrato all'interno della torre; qui può essere installato direttamente anche il sistema di produzione di potenza a meno che non sia condiviso da più di una torre. I fluidi utilizzati sono aria, acqua/vapore e i sali fusi. Questi ultimi sono la soluzione con la maggior diffusione grazie anche al fatto di poterli usare come fluido di stoccaggio, eliminando così la presenza di uno scambiatore di calore. Viste le altissime temperature e gli ottimi risultati raggiunti con l'uso dei sali, non sono stati effettuati studi sull'utilizzo dei nano-fluidi in questo ambito. Le ricerche d'innovazione, infatti si concentrano principalmente sull'ottimizzazione della disposizione degli eliostati ed una relativa riduzione dei costi. Un esempio è fornito dal lavoro di Hu e Huang [59] i quali hanno modellizzato un nuovo tipo di sistema SCT. La differenza consiste nell'installare tutti gli specchi su un unico sistema di tracciamento azimutale, rappresentato in viola in Figura 28, in grado di seguire il movimento del Sole nell'arco della giornata. Anche la torre è montata sullo stesso meccanismo trovandosi così sempre nel punto centrale. La regolazione dell'angolo rispetto all'orizzontale è ottenuta grazie ad un secondo sistema che gestisce il movimento di un'intera fila. In questo modo si ottiene un miglioramento dell'efficienza del 20 % rispetto agli impianti tradizionali, grazie soprattutto all'aumento di  $\eta_{cos}$ , nonostante il rapporto di concentrazione sia solamente 300. Il vantaggio più importante di questa proposta è comunque l'elevata diminuzione dei costi relativi all'inseguimento solare.

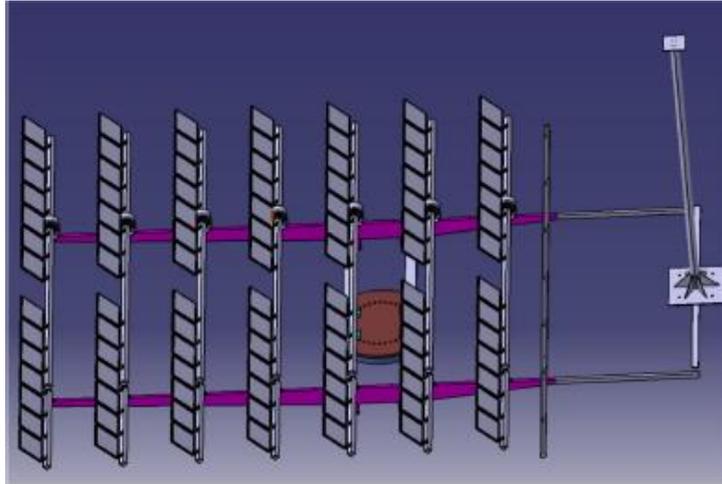


Figura 28 Rappresentazione del sistema di tracciamento azimutale proposto da Hu e Huang [59]

Per quanto riguarda l'efficienza termica del collettore essa rimane la medesima dei casi precedenti, ovvero (23). In tal caso abbiamo però un elemento diverso ovvero la torre, l'efficienza di quest'ultima dipenderà dalla sua altezza,  $H$ , dall'accelerazione di gravità e dalla temperatura al livello del suolo.

$$\eta_{tower} = \frac{g \cdot H}{C_p \cdot T_{suolo}} \quad (35)$$

La potenza totale generata dalla torre solare includerà l'efficienza del collettore, della torre e della turbina.

$$P = Q_{SOL} \eta_{coll} \eta_{tower} \eta_{tur} \quad (36)[62]$$

## 2.2.6 Parabolic Dish Collectors (PDC)

Il Parabolic Dish Collector, ovvero un collettore solare parabolico, è costituito da una serie di fogli di materiale riflettente, specchi acrilici o piani a basso contenuto di ferro e rivestiti d'argento [63], montati a formare un disco di forma parabolica. Lo scopo di questi elementi è di riflettere i raggi solari concentrandoli nel punto focale, in prossimità del ricevitore.



Figura 29 Parabolic Dish Collector[64]

Qui il calore verrà accumulato da un fluido termovettore che sarà così in grado di raggiungere temperature comprese tra 250 e 700 °C. Essendo queste ultime molto alte, piuttosto che l'acqua, si predilige utilizzare fluidi come l'olio termico. Spesso il sistema del ricevitore è accoppiato ad un motore Stirling dedito alla produzione di energia elettrica. Il sistema dei Parabolic Dish Collectors è quello più efficiente tra le tecnologie a concentrazione solare e raggiunge valori di efficienza pari al 31-32 %.[65]

L'efficienza di un PDC è pari al prodotto dell'efficienza ottica e di quella del ricevitore.

$$\eta_{coll} = \eta_o \eta_{ric} \quad (37)$$

L'efficienza ottica è definita come il rapporto tra l'energia solare radiante assorbita dal ricevitore,  $Q_r$ , e la radiazione solare ricevuta dall'apertura presente sul disco,  $Q_s$ .

$$\eta_o = \frac{Q_r}{Q_s} \quad (38)$$

L'efficienza del ricevitore è pari al rapporto tra l'energia utile,  $Q_u$ , e  $Q_r$ , la relazione tra le due è definita dalla (40).

$$\eta_{ric} = \frac{Q_u}{Q_r} \quad (39)$$

$$Q_u = Q_r - Q_L \quad (40)$$

Sostituendo (38) e (39) in (37) si ottiene la seguente equazione:

$$\eta_{coll} = \eta_o - \frac{Q_L}{Q_s} \quad (41)$$

Il sistema di specchi presenta una serie di vantaggi, primo tra tutti una percentuale di raggi riflessi del 90 %, che supera del 20 % quella dei Parabolic Through Collector. Tra le altre cose gli specchi sono poco costosi, possono essere sostituiti e lavati facilmente e presentano un'alta resistenza in condizioni esterne estreme.[66]

Le dimensioni massime dei PDC fino ad adesso costruiti sono state di 15 m di diametro. Un concentratore parabolico di queste dimensioni è in grado di produrre 30 kW, considerando una radiazione solare diretta pari a 1000 W/m<sup>2</sup>. Utilizzando questa tecnologia è possibile costruire piccoli impianti per utenze isolate [67], anche se in questi casi a volte si preferisce utilizzare una struttura a membrana (Figura 30) piuttosto che un unico disco di grandi dimensioni.

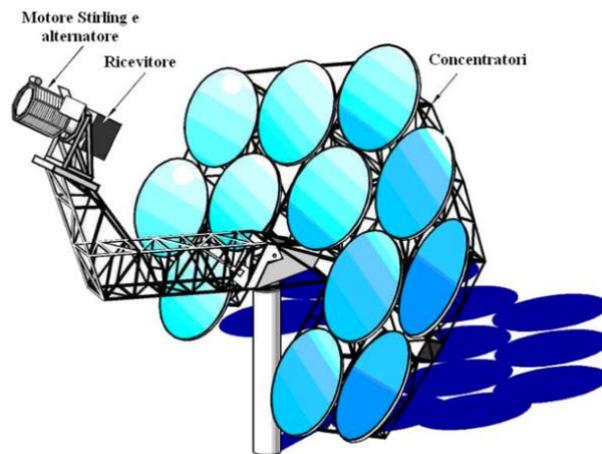


Figura 30 Parabolic Dish Collector con struttura a membrana[68]

Nel caso dei PDC, l'alta efficienza di trasformazione energetica dipende dal valore del rapporto di concentrazione che oscilla fra 600 e 2000. [68]

I Parabolic Dish Collector sono dunque una tecnologia innovativa e ad alta efficienza e per questo motivo sempre più studi sono effettuati su di essi.

La loro capacità di captare più radiazione solare possibile è strettamente legata alla tecnologia di inseguimento solare, che si è evoluta nel tempo. Nel 2005, primi tra tutti, gli studiosi Shanmugam e Christraj, approfondirono il movimento su un singolo asse, in direzione N-S. L'anno successivo Bakos e George notarono che applicando il movimento su due assi era possibile ottenere un aumento del 46,46% dell'energia solare raccolta. A seguito di una ricerca più ampia sulle possibili direzioni di movimento del PDC da parte di M. Abu-Khader è stato notato che le direzioni che rendono il sistema più efficiente sono l'asse polare e l'angolo azimutale combinato con l'elevazione. [63]

Nel 2013, i professori Mohammad e Karim misero in atto un confronto più pratico tra un sistema PDC fisso inclinato di 23,5° rispetto all'asse orizzontale, uno con un solo asse in movimento, uno con due assi di movimento ed uno con sistema ibrido automatico. Come si evince dalla Tabella 5 e dalla Figura 31, il sistema con due assi in movimento produce il 18 % in più di potenza rispetto a quello con un asse in movimento. Il sistema ibrido automatico si è mostrato essere il più efficiente di tutti, con un guadagno in potenza del 54 % rispetto al sistema fisso. [69]

Time	Pw of stationary (W)	Pw of single-axis (W)	Pw of dual axis (W)	Pw of hybrid (W)	% difference between St and DA	% difference between SA and DA	% difference between SA and hybrid
8:00	0.06	0.06	0.06	0.06	3.74	1.75	2.43
9:00	3.87	11.24	16.48	31.23	326.13	46.60	89.50
10:00	20.38	30.90	38.15	47.34	87.23	23.48	24.10
11:00	30.53	35.09	41.43	48.57	35.73	18.06	17.23
12:00	30.90	35.88	42.51	49.13	37.60	18.48	15.57
13:00	34.00	37.64	45.44	49.79	33.64	20.73	9.57
14:00	21.66	27.02	28.23	45.96	30.34	4.48	62.81
15:00	28.94	29.39	32.82	43.21	13.41	11.69	31.65
16:00	17.94	30.62	34.98	44.76	95.00	14.23	27.95
17:00	5.22	16.51	30.01	42.45	475.05	81.82	41.45
Average percent difference between 10:00 and 17:00					54.88	20.79	28.79

Tabella 5 Confronto della potenza generata dai sistemi di PDC durante il giorno [69]

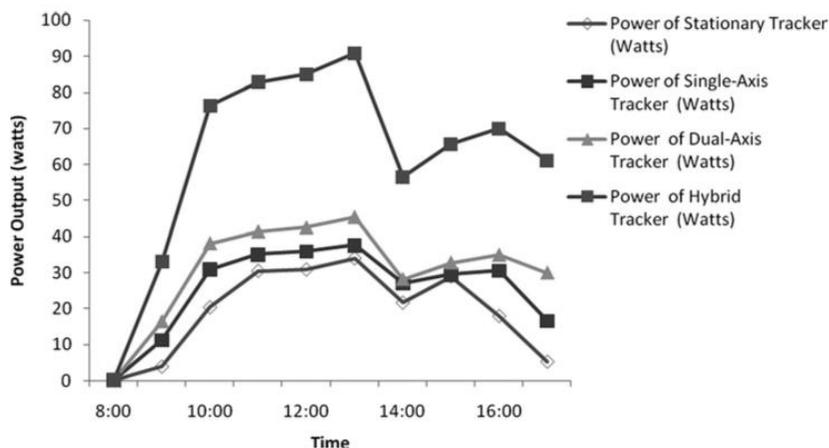


Figura 31 Confronto della potenza generata dai sistemi di PDC durante il giorno [69]

Un altro componente che denota l'efficienza dei PDC sono i rilevatori solari, questi ultimi possono impiegare due metodi di inseguimento solare, quello ottico o quello astronomico. Il metodo ottico prevede l'utilizzo di sensori di intensità luminosa al solfuro di cadmio (CdS) e un comparatore, il quale confronta i segnali provenienti dai diversi sensori e definisce la posizione del PDC affinché l'ombra che colpisce i sensori sia minima.

Il metodo astronomico utilizza le coordinate latitudinali e longitudinali del sole. Esso risulta essere molto efficiente seppur con l'utilizzo di un algoritmo semplice. Ovviamente il sistema astronomico richiede un continuo aggiornamento dei dati GPS.

Lo studio degli scienziati Jin Oh, Joon Lee, Chen, Min Kim, Hoon Lim e Chun pubblicato nel 2011 prevede la combinazione del metodo ottico e del metodo astronomico per l'inseguimento solare. Il movimento automatico, definito dai dati astronomici, viene monitorato ed in caso di rilevazione di errori vengono azionati i sensori CdS, questi ultimi sono utilizzati solitamente in caso di condizioni avverse, quali forte vento, presenza di nubi o errori di movimento. Corretti gli errori di posizionamento il sistema tornerà nuovamente al metodo astronomico. [70]

Nel 2013 sono stati sperimentati nuovi sensori fotosensibili, composti da una matrice di fotodiodi la cui densità definisce l'efficienza di rivelazione della posizione solare. Grazie a questo sistema di sensori l'angolo di accuratezza ammonta a  $0,1^\circ$  e la precisione della posizione del punto focale risulta inferiore a 0,3 mm, che è lo spazio tra i fotodiodi adiacenti. [71]

Un altro componente fondamentale dei PDC sono i ricevitori. Quest'ultimi, come descritto precedentemente, hanno lo scopo di assorbire il calore dei raggi solari e di convertirlo in ciò di cui si necessita. Nella Figura 32 è presente un possibile schema di un ricevitore cilindrico. Come si può notare, in tal caso, non è nient'altro che uno scambiatore di calore, in cui il calore viene trasferito ad un fluido che si presuppone venga utilizzato all'interno di un circuito.[72]

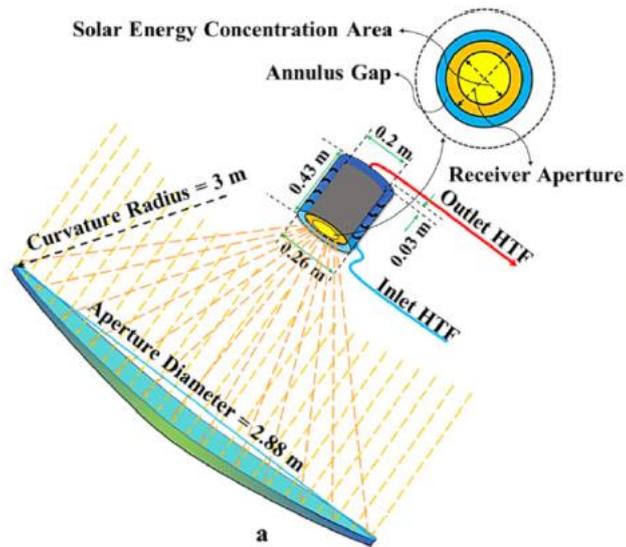


Figura 32 Schema e dimensionamento di un sistema PDC [72]

Nel Journal of Cleaner Production è stato pubblicato uno studio che dimostra che un ricevitore dotato di una cavità a spirale migliora le proprietà ottiche. L'esperienza prevede anche l'analisi della posizione migliore per il punto di fuoco. Come si evince dalla Figura 33 la posizione migliore è al di fuori del ricevitore, questa configurazione focale permette di raggiungere un'elevata irradianza assorbita. [73]

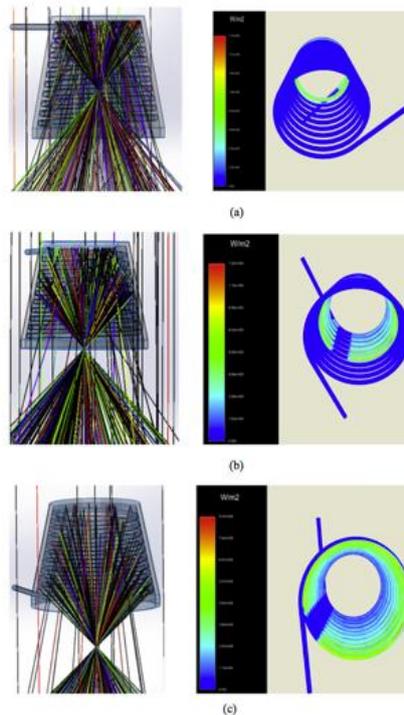


Figura 33 Posizionamento del punto focale a) dentro il ricevitore, b) all'apertura e c) all'esterno della cavità. [73]

Nell'anno successivo gli studiosi Pavlovic e Bellos in collaborazione con Loni, approfondirono il loro lavoro confrontando l'uso di diversi tipi di fluidi operativi all'interno dell'assorbitore spiroidale. I fluidi in questione erano  $Al_2O_3$ , Cu, CuO e  $TiO_2$  dispersi prima in olio termico e poi in acqua. I risultati in Figura 34 mostrano che tramite i nanofluidi a base di olio si raggiungono efficienze exergetiche più alte mentre coi i nanofluidi a base di acqua si raggiungono maggiori prestazioni termiche.

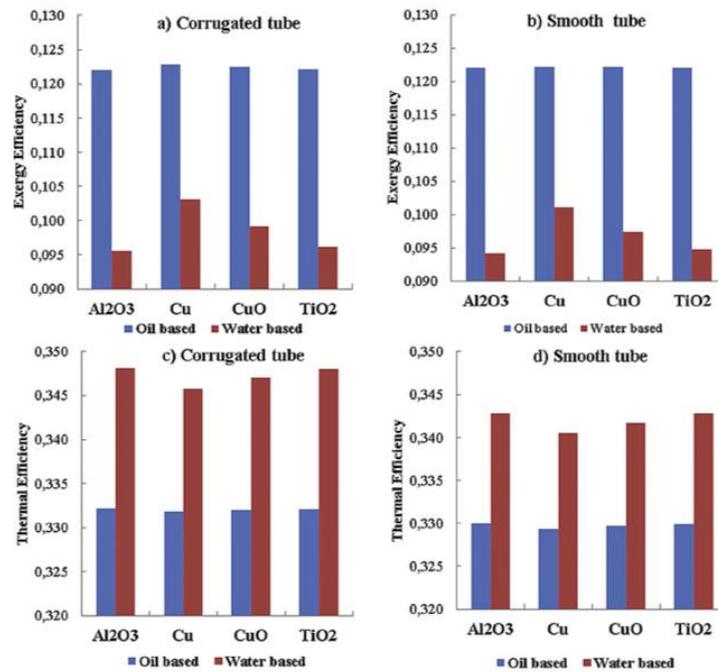


Figura 34 Confronto tra l'efficienza exergetica di nanofluidi a base di acqua ed olio per tubi a) corrugati e b) lisci. Confronto tra l'efficienza termica di nanofluidi a base di acqua ed olio per tubi c) corrugati e d) lisci. [74]

Si noti che il medesimo esperimento è stato condotto sia per i tubi lisci che per quelli corrugati conducendo alla conclusione che i tubi corrugati sono i migliori sia termicamente che exergeticamente. (Figura 35) [74]

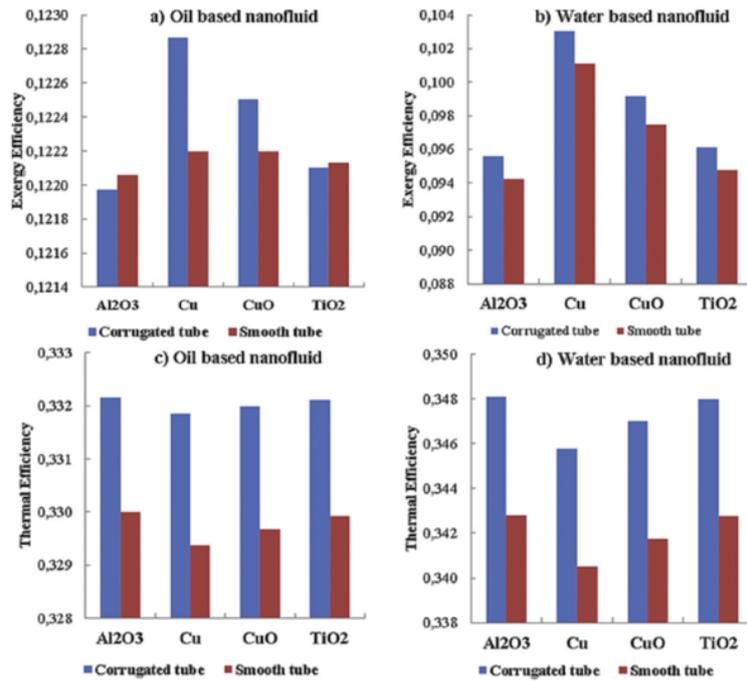


Figura 35 Confronto tra l'efficienza exergetica di nanofluidi a base di a) acqua ed b) olio per tubi corrugati e lisci. Confronto tra l'efficienza termica di nanofluidi a base di c) acqua ed d) olio per tubi corrugati e lisci. [74]

I PDC possono essere associati ad altri elementi impiantistici per implementare l'efficienza del sistema. Gli esempi sono vari, basti pensare all'impianto progettato per sostenere la domanda energetica di una torre commerciale situata a Teheran. Il sistema in questione prevede la costruzione di un sistema ibrido contenente una cella a combustibile a ossido solido (Solid Oxide Fuel Cell), un disco solare parabolico, un sistema di raffreddamento ad assorbimento a doppio effetto litio-bromuro e acqua, LiBr-H<sub>2</sub>O, e un ciclo organico Rankine (Organic Rankine Cycle). Lo scopo è la produzione di elettricità, riscaldamento, raffreddamento e produzione di acqua calda sanitaria, con un'efficienza totale del sistema pari a 67,5% e un costo di 1,36 milioni di dollari. Facendo uso di codesto sistema cogenerativo viene salvato il 4 % del costo totale. Nella figura sottostante (Figura 36) è rappresentato il Block Flow Diagram del sistema in questione. In questo caso specifico l'energia termica, ricavata dal PDC, è fornita al sistema SOFC. L'energia esausta del SOFC serve per alimentare il sistema di raffreddamento. Quest'ultimo insieme all'energia esausta di un secondo SOFC forniscono energia all'ORC. [75]

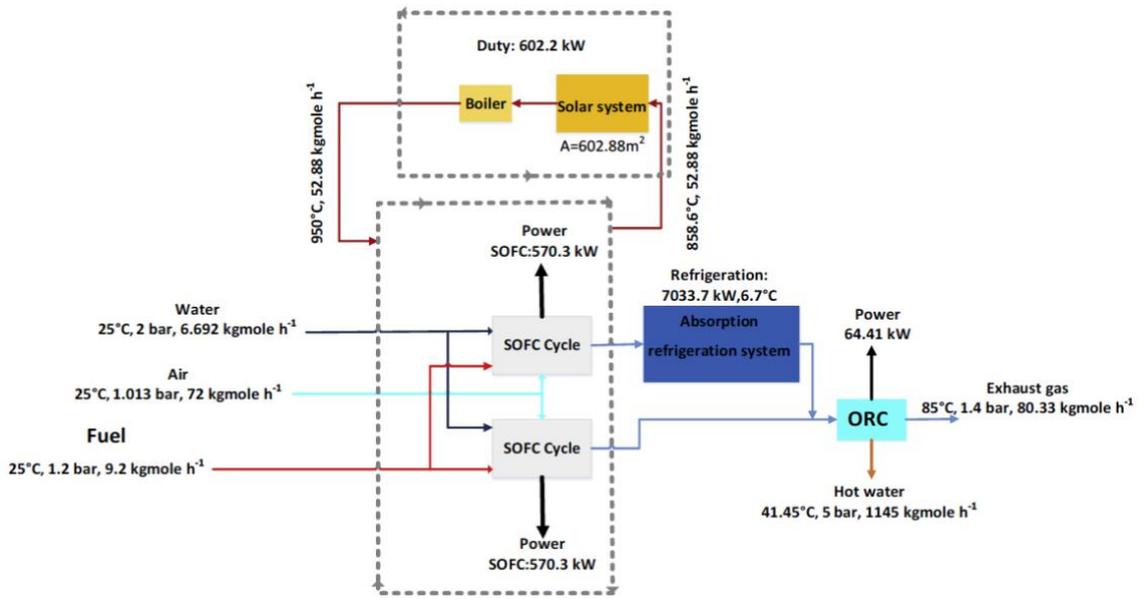


Figura 36 Block Flow Diagram [75]

# Capitolo 3

## Caso Studio

In questo capitolo si è sviluppata la modellizzazione di un ciclo ORC alimentato da un collettore solare parabolico. L'ipotesi cardine è la produzione di 20 kW necessari per l'alimentazione di una piccola palazzina di 6 appartamenti, dove il fabbisogno elettrico medio per ogni appartamento è stato contabilizzato a 3 kW. Il concentratore solare preso come riferimento in tal caso è il collettore solare a disco parabolico descritto nel paragrafo 3.1.

Lo strumento utilizzato per la modellazione e la valutazione delle caratteristiche del ciclo ORC in questione è Aspen PLUS, prodotto dalla Aspen Technology [76]. Quest'ultimo è un software in grado di simulare un impianto nella sua completezza e di determinare le proprietà termodinamiche in ogni suo punto. Aspen PLUS è inoltre in possesso di ampie e dettagliate librerie contenenti le caratteristiche chimiche e fisiche di ogni tipo di fluido.

### **3.1 Collettore solare a disco parabolico**

Il collettore solare preso come riferimento è un collettore solare a disco realizzato su commissione del Politecnico di Torino dall'Electronic Machining S.r.l.. Tale collettore è posto al di sopra del tetto dell'Energy Center e il suo scopo è prettamente didattico e sperimentale.



*Figura 37 Collettore solare a disco realizzato dall'Electronic Machining S.r.l. e posizionato sul tetto dell'Energy Center.*

Il sistema di inseguimento solare di cui è provvisto è un sistema automatico a due assi indipendenti, azimut ed elevazione.

Il collettore è composto da alluminio rivestito da un film polimerico riflettente e le sue caratteristiche principali sono le seguenti:

Efficienza ottica	0,80
Potenza concentrata (massima)	2,8 kW
Superficie captante	4,5 m <sup>2</sup>

*Tabella 6 Dati relativi al collettore solare a disco.*

I dati analizzati riguardano le temperature rilevate dal ricettore nei mesi appartenenti alla stagione invernale, ovvero dicembre, gennaio, febbraio e marzo.

Tramite l'utilizzo di Excel è stato possibile generare l'andamento giornaliero delle temperature rilevate per ogni mese.

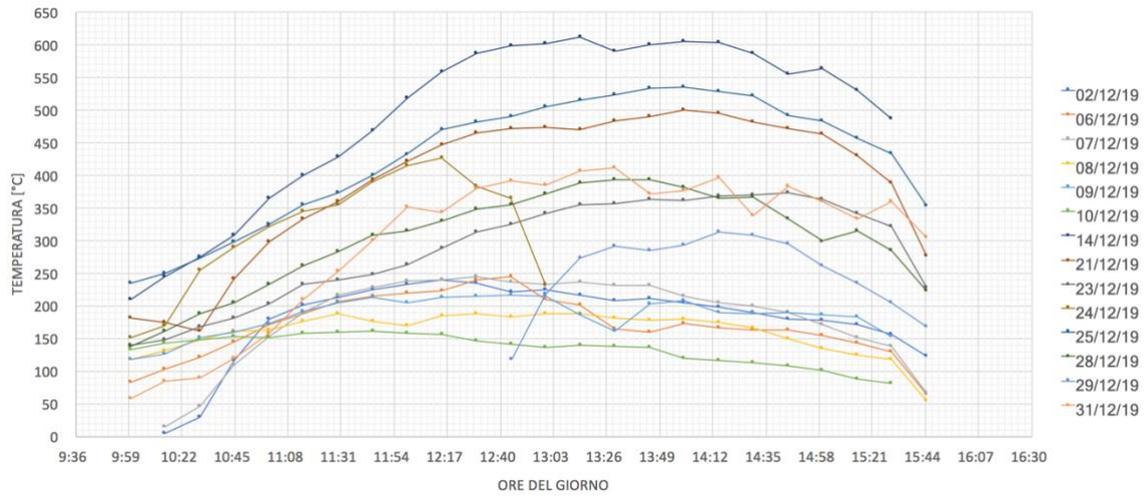


Figura 38 Medie giornaliere Dicembre.

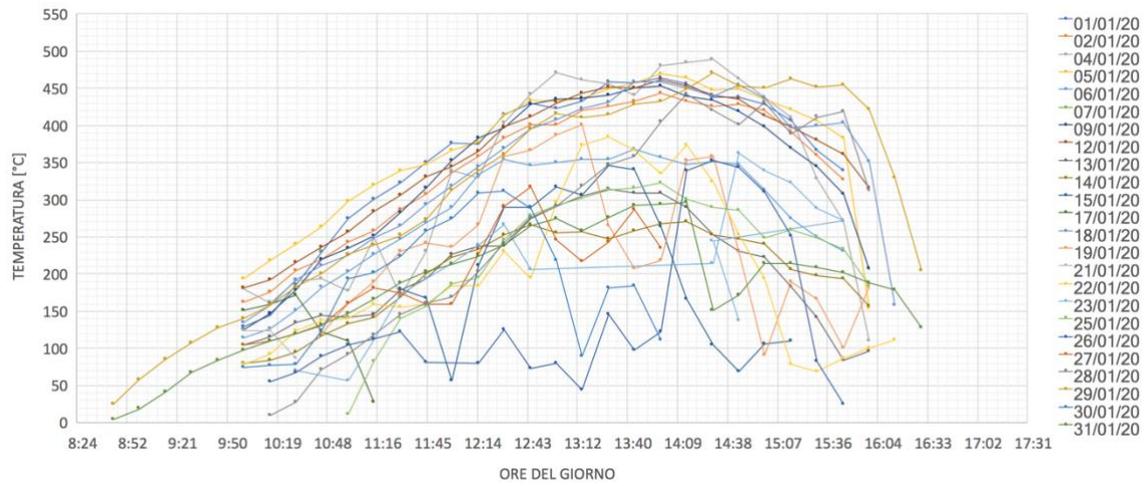


Figura 39 Medie giornaliere Gennaio.

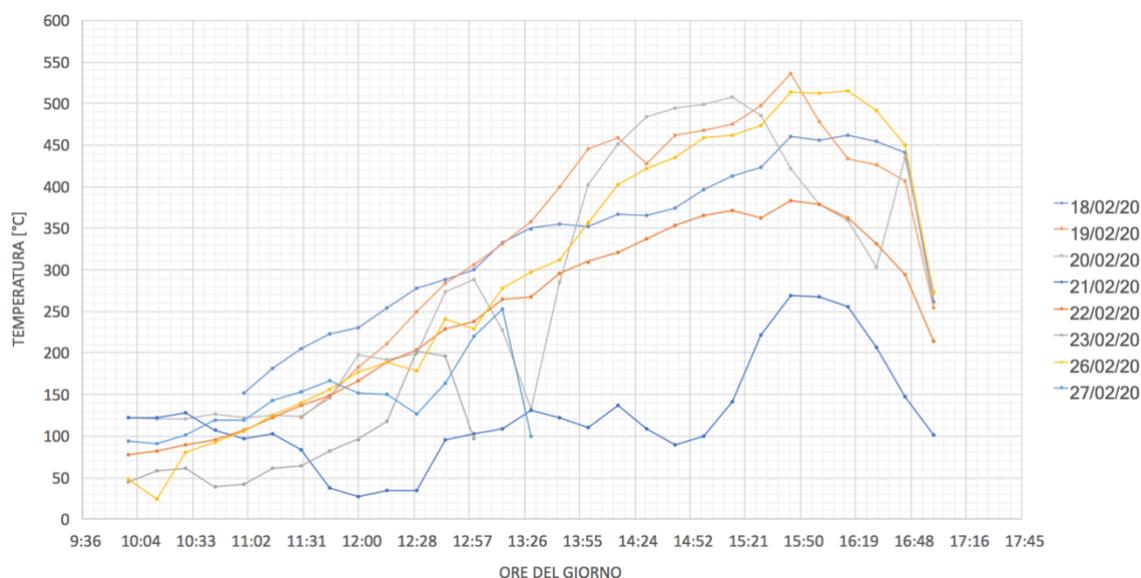


Figura 40 Medie giornaliere Febbraio.

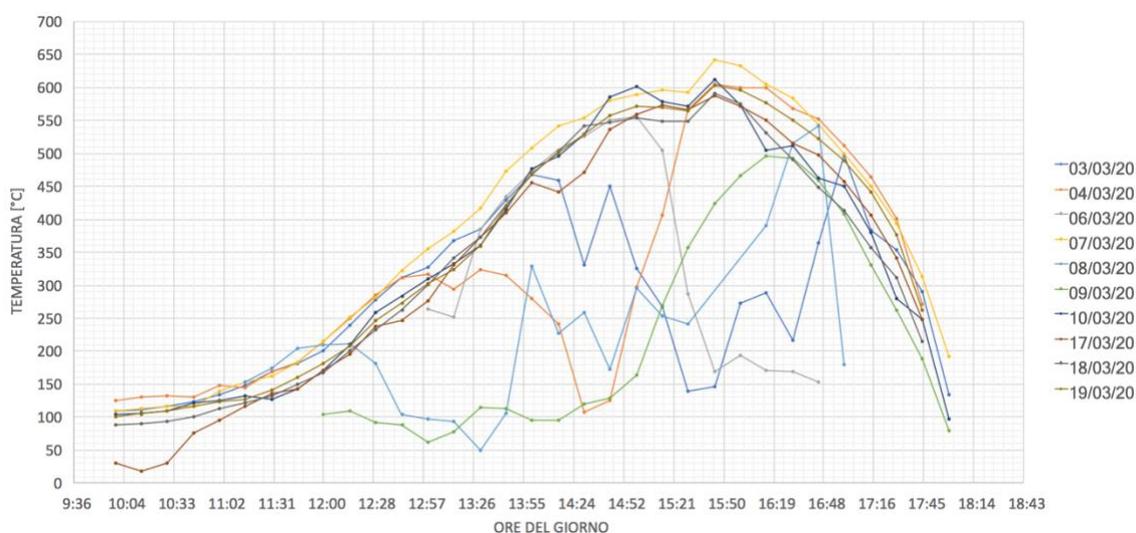


Figura 41 Medie giornaliere Marzo.

Chiaramente nella stagione invernale le temperature raggiunte non sono molto alte e risentono spesso dell'effetto negativo dato dalla presenza di nuvole o pioggia; è questo il motivo per cui alcune delle curve si sviluppano solo nell'arco di metà giornata.

Tramite questa analisi è possibile notare un altro dato importante ovvero che con l'avanzare dei mesi verso la stagione "calda" le giornate si allungano, a gennaio gli ultimi rilevamenti utili si hanno alle 15:45 mentre a marzo si hanno alle 18:00, mostrando quanto il funzionamento di questi sistemi sia soggetto alle condizioni metereologiche e quindi alla zona geografica di ubicazione.

Infine effettuando le medie mensili si ottiene un'idea più chiara della situazione, si può infatti notare come la temperatura massima raggiunta nel punto focale aumenti

significativamente con l'avanzare dei mesi, disegnando così un profilo più ampio ad indicare un maggior numero di ore utili al funzionamento dell'impianto produttivo.

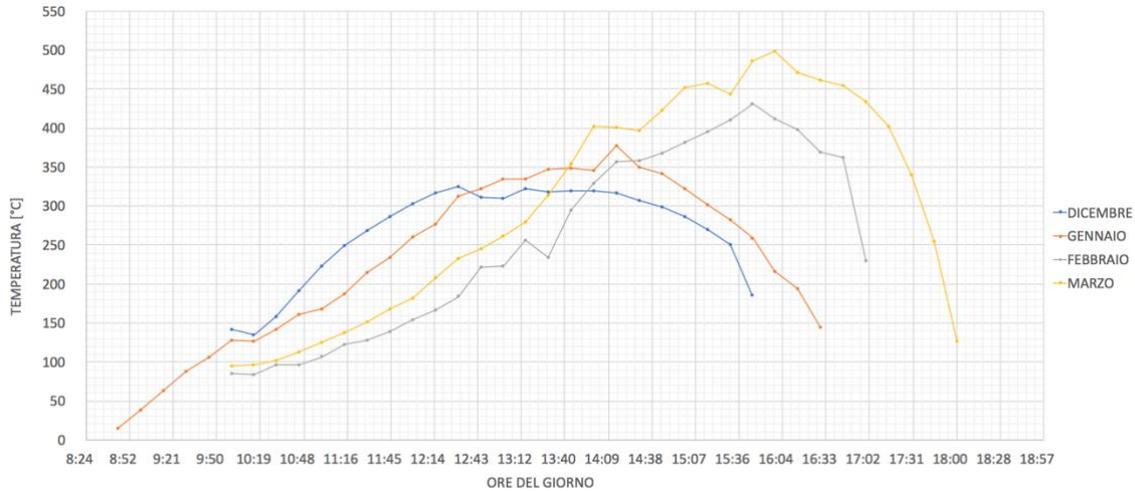


Figura 42 Medie mensili stagione invernale.

Nelle tabelle seguente sono elencati i valori medi con i rispettivi valori di deviazioni standard,  $\sigma$ , calcolati secondo l'Eq.42.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \mu)^2}{N}} \quad (42)$$

Dove  $\mu$  è il valore medio della temperatura rilevata dal ricevitore per ogni ora,  $N$  è il numero di giorni nel mese e  $x_i$  è il valore di temperatura per ogni ora di ogni giorno del mese.

I valori di deviazione standard si presentano elevati a causa del fatto che nelle giornate invernali le condizioni meteo sono molto instabili creando disomogeneità nelle temperature registrate al ricevitore.

	<b>Dicembre</b>		<b>Gennaio</b>	
	Valori medi	Deviazione standard	Valori medi	Deviazione standard
<b>08:45</b>			14,7	10,0
<b>09:00</b>			38	19,4
<b>09:15</b>			63,4	21,5
<b>09:30</b>			87,6	19,8
<b>09:45</b>			105,5	21,9
<b>10:00</b>	142	49,2	127,8	35,8
<b>10:15</b>	135	70,3	127,2	37,0

10:30	158	74,9	141,8	44,9
10:45	191,2	68,4	161,3	57,7
11:00	222,6	74,1	167,5	64,0
11:15	249,1	77,7	187,8	75,9
11:30	267,9	81,3	215,2	83,6
11:45	286,4	94,5	233,7	90,2
12:00	303,1	110,5	259,7	101,4
12:15	317	120,4	277,3	102,6
12:30	325,2	125,5	313	111,4
12:45	311,3	136,7	322,7	118,6
13:00	309,4	134,5	335,3	125,5
13:15	322,4	141,6	334,2	136,6
13:30	318	146,6	346,9	132,5
13:45	320	146,3	348,6	131,9
14:00	319,5	148,9	346,3	141,2
14:15	317	150,8	377,4	184,2
14:30	307,5	147	350,1	177,5
14:45	298,9	142,2	340,9	166,0
15:00	286,1	143,8	322,1	158,2
15:15	269,2	136,6	301,1	156,5
15:30	250,4	130,3	281,7	159,5
15:45	186	102	259,2	151,4
16:00			216,2	178,2
16:15			194,5	294,0
16:30			144	324,2

Tabella 7 Tabella valori medi e deviazione standard corrispondente per i mesi di Dicembre e Gennaio.

	Febbraio		Marzo	
	Valori medi	Deviazione standard	Valori medi	Deviazione standard
10:00	84,6	31,2	95,2	28,5
10:15	83,2	34,3	96,0	33,9
10:30	96,7	22,9	101,4	30,9
10:45	96,3	28,6	112,2	17,0
11:00	106,6	31,1	125,3	15,7
11:15	122,7	34,1	137,5	13,7
11:30	128,4	40,4	151,4	17,9
11:45	138,4	52,3	168,4	21,1
12:00	153,6	59,7	181,8	33,1
12:15	167,2	62,7	208,3	40,0
12:30	183,7	70,6	232,7	58,4
12:45	221,2	62,9	244,7	83,0
13:00	222,6	77,3	261,1	94,1
13:15	256,4	70,5	279,8	102,9
13:30	233,7	102,0	314,4	119,1
13:45	294,7	86,6	353,7	127,5
14:00	329,1	106,6	402,2	123,5

<b>14:15</b>	356,2	108,9	401,2	146,4
<b>14:30</b>	357,7	120,6	397,0	169,3
<b>14:45</b>	368,2	133,7	423,3	187,7
<b>15:00</b>	381,3	133,6	451,3	153,6
<b>15:15</b>	394,8	121,9	456,8	136,4
<b>15:30</b>	410,4	95,9	443,7	161,2
<b>15:45</b>	430,9	88,7	486,4	185,5
<b>16:00</b>	411,4	81,1	498,3	148,7
<b>16:15</b>	398,2	83,8	471,3	136,7
<b>16:30</b>	369,0	98,2	461,5	138,0
<b>16:45</b>	362,5	110,0	454,5	114,2
<b>17:00</b>	229,6	60,5	434,0	96,3
<b>17:15</b>			401,9	44,3
<b>17:30</b>			340,0	48,1
<b>17:45</b>			255,0	37,0
<b>18:00</b>			126,1	42,5

*Tabella 8 Tabella valori medi e deviazione standard corrispondente per i mesi di Febbraio e Marzo.*

## 3.2 Parametrizzazione del ciclo ORC

I fluidi organici scelti per questo studio sono i seguenti:

- Toluene
- NOVEC 649
- D5

Per ogni fluido verrà modellato ogni singolo componente del ciclo ORC, ovvero turbina, condensatore, compressore ed evaporatore, con lo scopo di valutarne il funzionamento e l'efficienza di ogni singolo ciclo completo.

### 3.2.1 Toluene

Il toluene, la cui formula chimica è  $C_7H_8$ , è un idrocarburo aromatico usato come sostituto del benzene e per sciogliere sostanze, come oli, vernici, resine e prodotti similari. Esso presenta ottime proprietà termodinamiche ed un'alta temperatura critica, la quale permette di adoperare il fluido organico ad elevate temperature.

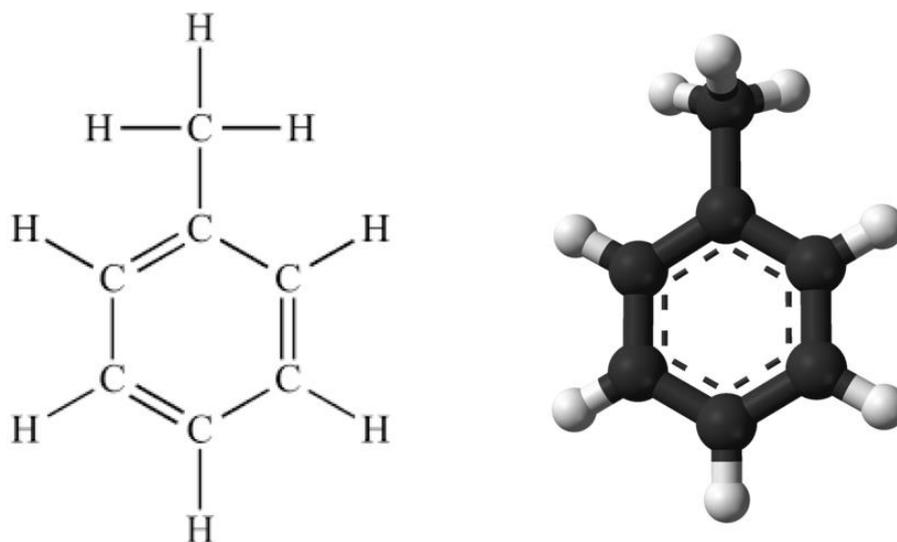


Figura 43 Struttura molecolare bidimensionale e tridimensionale del Toluene. [77][78]

Inoltre, il toluene presenta temperature di cambiamento di fase relativamente basse; se da un lato questa condizione limita la produzione di energia, dall'altro permette il suo utilizzo in cicli ORC con temperature di lavoro modeste.

I dati particolarmente positivi riguardano gli aspetti ambientali, il valore del GWP è pari a 2,7 [79], che indica un basso potenziale di riscaldamento globale, il valore di ODP è così basso da essere definito trascurabile [80] e il valore di ALT è pari a 2 giorni [81].

Le caratteristiche negative che possiede sono invece la sua alta tossicità, in particolar modo dei suoi vapori che se inalati possono risultare cancerogeni (viene comunque preferito al benzene dato che l'organismo riesce a degradarlo rapidamente in acido benzoico)[82], e la sua alta infiammabilità, anche se in ogni caso esso presenta una temperatura di autoaccensione molto alta, pari a 480 °C.

In seguito sono elencate le proprietà fisiche e chimiche fondamentali del Toluene. [83]

<b>Forma</b>	Liquido
<b>Colore</b>	Incolore
<b>Odore</b>	Odore aromatico
<b>Punto di fusione</b>	-95 °C
<b>Punto di ebollizione</b>	110,6 °C
<b>Punto d'infiammabilità</b>	4,4 °C

<b>Limiti d'esplosività (vol %)</b>	1,3 – 6,7 vol %
<b>Tensione di vapore</b>	28,4 kPa a 20 °C
<b>Densità</b>	867 kg/m <sup>3</sup> a 20 °C
<b>Solubilità in acqua</b>	573 – 587 mg/l
<b>Temperatura di autoaccensione</b>	480 °C
<b>Viscosità</b>	0,56 mPa a 25 °C
<b>Temperatura critica</b>	318,6 °C
<b>Pressione critica</b>	41,3 bar

Tabella 9 Scheda tecnica Toluene.

Il diagramma T-s è stato costruito tramite Aspen PLUS e i valori della temperatura critica e della pressione critica prese in considerazione appartengono al databank del software.

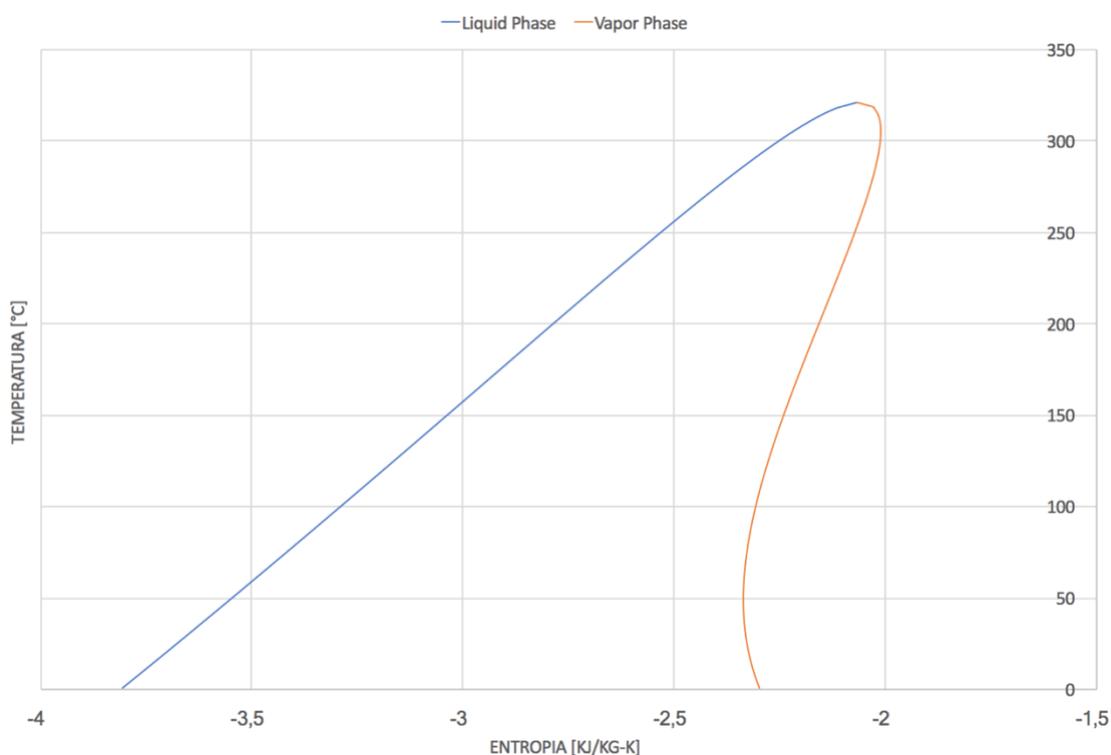


Figura 44 Diagramma T-s Toluene

Dalla pendenza della curva si può osservare che il toluene è un fluido asciutto, dunque non necessita di un ulteriore riscaldamento del vapore per evitare l'ingresso di gocce all'interno della turbina.

### 3.2.1.1 Modellazione componenti ciclo ORC

#### **Turbina**

Il primo componente modellato è la turbina, per effettuare tale procedimento è necessario definire i valori della temperatura e della pressione del toluene in ingresso. Per ragioni di sicurezza si è assunta una temperatura inferiore alla temperatura critica, ovvero pari a 245 °C con una pressione corrispondente di 15,01 bar.

Si consideri che la turbina operante abbia un'efficienza isoentropica di 0,85 e un'efficienza meccanica ed elettrica di 0,95.

Un'altra importante assunzione, fatta sempre all'interno del software di modellazione, è l'utilizzo del metodo Peng-Robinson per calcolare le grandezze termodinamiche. L'equazione di Peng-Robinson è la seguente: [84]

$$p = \frac{R T}{\hat{V} - b} - \frac{a \alpha}{\hat{V}(\hat{V} + b) + b(\hat{V} - b)} \quad (43)$$

dove:

$$a = 0,45724 \left( \frac{R^2 T_c^2}{p_c} \right) \quad (44)$$

$$b = 0,07780 \left( \frac{R T_c}{p_c} \right) \quad (45)$$

$$\alpha = [1 + k (1 - T_r^{1/2})]^2 \quad (46)$$

$$\text{se } \omega_{ac} \leq 0,49 : \quad k = 0,37464 + 1,5422 \omega_{ac} - 0,26992 \omega_{ac}^2 \quad (47)$$

se  $\omega_{ac} > 0,49$  :

$$k = 0,379642 + 1,48503 \omega_{ac} - 0,164423 \omega_{ac}^2 + 0,016666 \omega_{ac}^3 \quad (48)$$

- R è la costante universale dei gas;
- T è la temperatura;
- p è la pressione;
- V è il volume molare [m<sup>3</sup> mol<sup>-1</sup>];
- T<sub>c</sub> è la temperatura critica;
- p<sub>c</sub> è la pressione critica;
- T<sub>r</sub> è la temperatura ridotta, pari a T/T<sub>c</sub>;
- ω<sub>ac</sub> è il fattore acentrico del fluido. [85]

Variando la portata tra 0,1 e 2 kg/sec, con un intervallo di 0,01 kg/sec, è possibile ricavare la portata minima tale da garantire una pressione in uscita dalla turbina superiore a quella atmosferica.

La portata scelta equivale a 0,25 kg/sec, che corrisponde a 1,17 bar di pressione ed a 179,69 °C di temperatura.

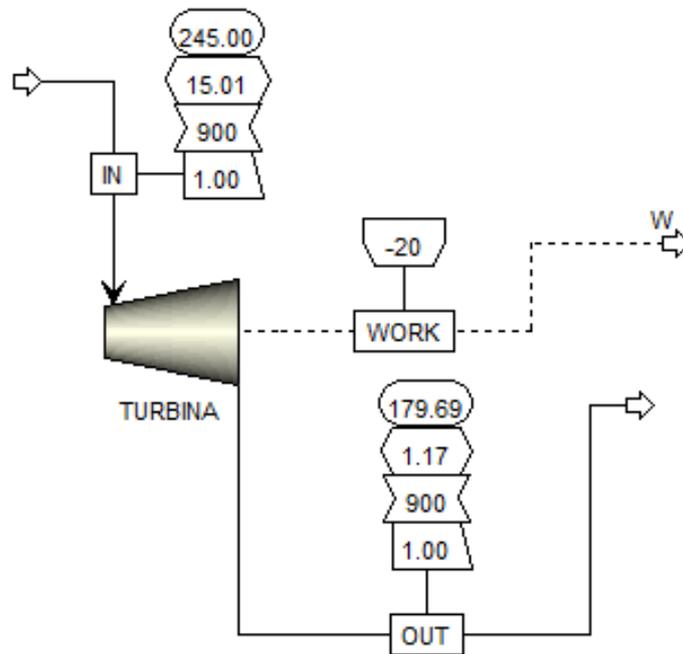


Figura 45 Modello turbina attraversata dal toluene.

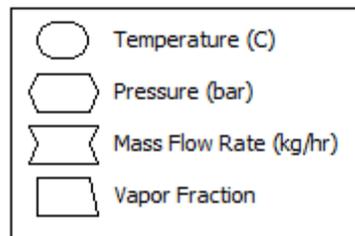


Figura 46 Legenda Aspen PLUS.

INGRESSO TURBINA		
Temperatura	245	°C
Pressione	15,01	bar
Entropia	-2,08	kJ/kg-K
Entalpia	848,1	kJ/kg

Tabella 10 Dati del Toluene in ingresso alla turbina.

USCITA TURBINA		
Temperatura	179,69	°C
Pressione	1,17	bar
Entropia	-2,05	kJ/kg-K
Entalpia	763,9	kJ/kg

Tabella 11 Dati del Toluene in uscita dalla turbina.

### Condensatore

Le condizioni di ingresso al condensatore corrispondono alle condizioni in uscita dalla turbina. Il condensatore è uno scambiatore di calore che prevede l'utilizzo di due fluidi, un fluido caldo ovvero il toluene, ed un fluido freddo. Per svolgere questa funzione è stata scelta l'acqua.

Si suppone che l'acqua possa essere utilizzata sia per la produzione di acqua calda sanitaria che per il riscaldamento a pavimento degli appartamenti, per questo motivo imporre una temperatura di ingresso dell'acqua nel condensatore di 35 °C ed una temperatura di uscita di 50 °C.

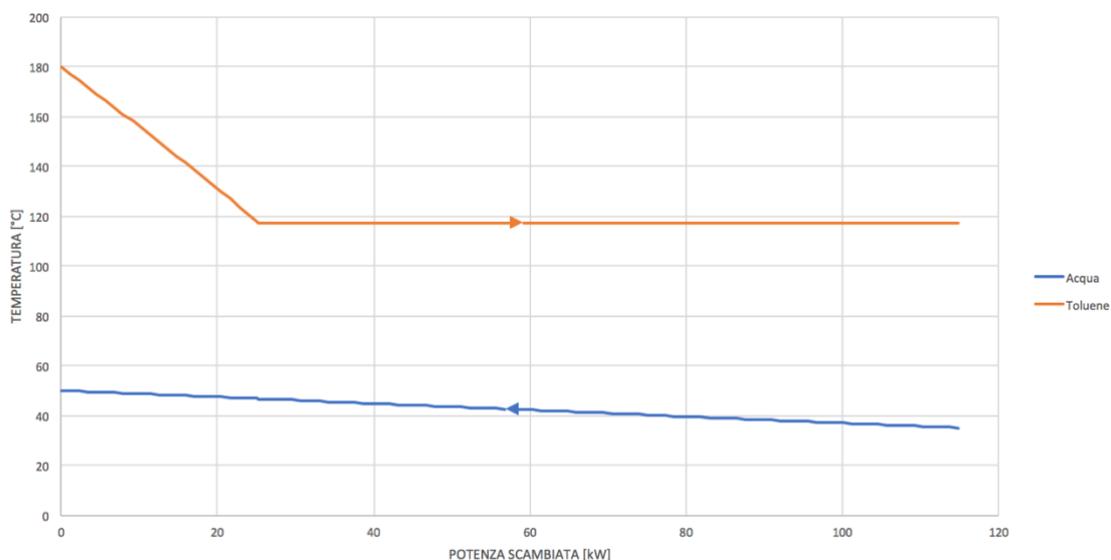


Figura 47 Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata nel condensatore.

La trasformazione del toluene all'interno del condensatore è di tipo isobaro, cioè la pressione si mantiene costante, dunque la temperatura del toluene in condizioni di liquido saturo è di 117,36 °C.

L'unica incognita rimane dunque la portata di acqua, che verrà fatta variare tra 0,1 e 2 kg/sec con un intervallo di 0,01 kg/sec.

Con i dati posseduti si ricava una portata di 1,69 kg/sec.

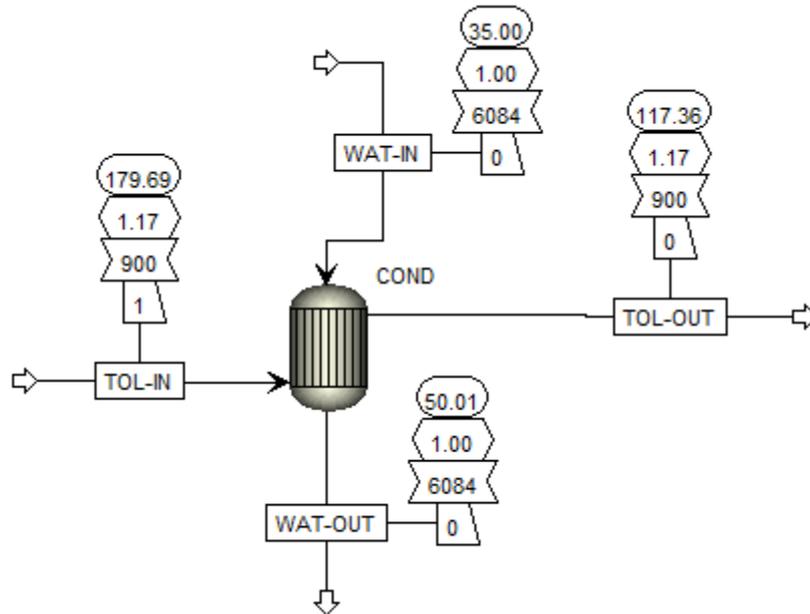


Figura 48 Modello condensatore attraversata dal toluene.

INGRESSO CONDENSATORE	
Temperatura	179,69 °C
Pressione	1,17 bar
Entropia	-2,05 kJ/kg-K
Entalpia	763,9 kJ/kg

Tabella 12 Dati del Toluene in ingresso al condensatore.

USCITA CONDENSATORE	
Temperatura	117,36 °C
Pressione	1,17 bar
Entropia	-3,20 kJ/kg-K
Entalpia	304,6 kJ/kg

Tabella 13 Dati del Toluene in uscita dal condensatore.

ACQUA		
Temperatura ingresso	35	°C
Temperatura uscita	50	°C
Portata	1,69	kg/sec

Tabella 14 Dati in ingresso ed in uscita dell'acqua nel condensatore.

Dalla simulazione effettuato con Aspen PLUS risulta una superficie di scambio termico tra i due fluidi, ovvero il Toluene e l'acqua, pari a 1,69 m<sup>2</sup>.

### Pompa

Le condizioni di ingresso alla pompa corrispondono alle condizioni in uscita dal condensatore.

Imponendo l'efficienza della pompa pari a 0,90 si ricava la potenza necessaria alla pompa per riportare in pressione il toluene, pari a 0,50 kW.

Durante il processo di compressione la pressione viene ripristinata a 15 bar e la temperatura aumenta leggermente, diventando 117,9 °C.

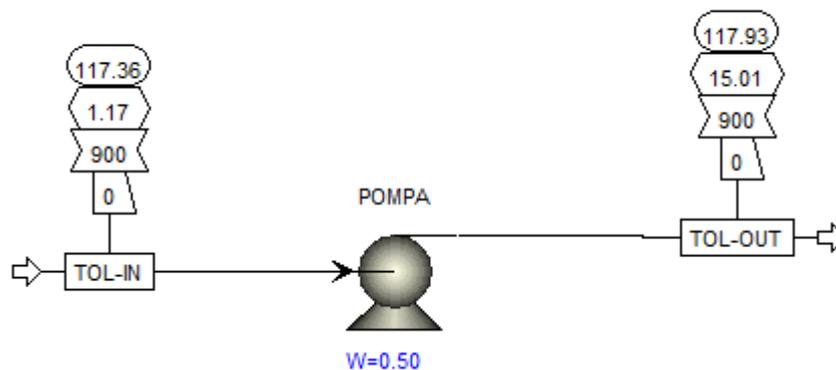


Figura 49 Modello pompa attraversata dal toluene.

INGRESSO POMPA		
Temperatura	117,36	°C
Pressione	1,17	bar
Entropia	-3,20	kJ/kg-K
Entalpia	304,6	kJ/kg

Tabella 15 Dati del Toluene in ingresso alla pompa.

USCITA POMPA	
Temperatura	117,93 °C
Pressione	15,01 bar
Entropia	-3,20 kJ/kg-K
Entalpia	306,5 kJ/kg

Tabella 16 Dati del Toluene in uscita dalla pompa.

### Evaporatore

Il fluido termovettore scelto è il Syltherm 800, il quale risulta essere altamente stabile e progettato per operare ad alte temperature. Il range di utilizzo di tale fluido oscilla tra i 40 °C e i 400 °C; va però considerato che oltre questo limite si ossida peggiorando le sue proprietà. [86]

Pertanto, si assume che il Syltherm 800 in ingresso all'evaporatore sia allo stato gassoso ad una temperatura di 290 °C e ad una pressione di 2,8 bar.

Conoscendo le condizioni di ingresso e di uscita del toluene dall'evaporatore è possibile tramite Aspen calcolare le grandezze mancanti.

La temperatura del Syltherm 800 all'uscita sarà pari a 137,2 °C mentre la pressione si manterrà costante dato che si tratta di una trasformazione isobara.

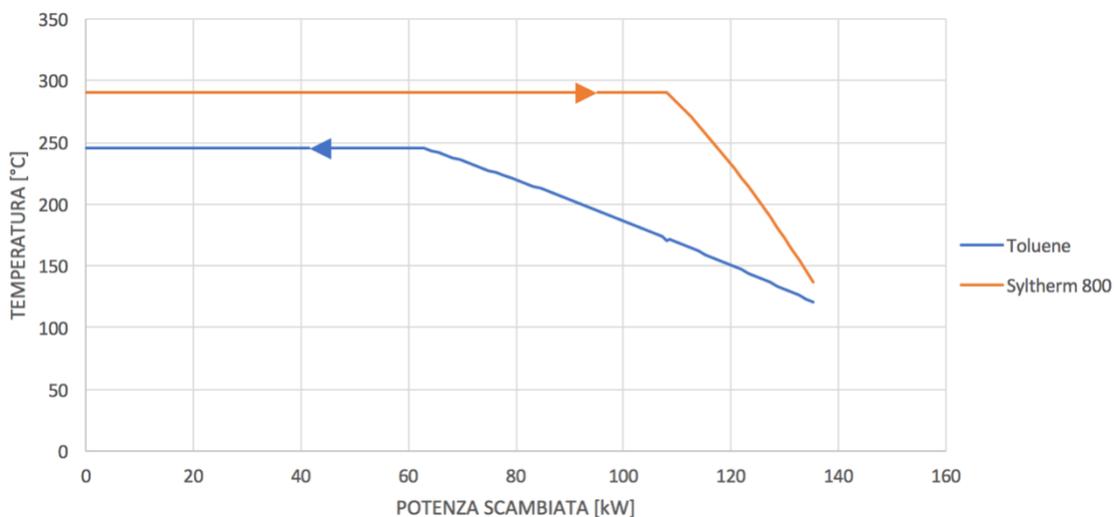


Figura 50 Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nell'evaporatore.

La portata del fluido termovettore corrispondente alle temperature ottenute è 1,4 kg/sec. In tal caso Aspen PLUS definisce una superficie di scambio termico tra i due fluidi, ovvero il Toluene e il Syltherm 800, pari a 2,25 m<sup>2</sup>.

All'interno dell'evaporatore entrambi i fluidi cambiano fase, il toluene da fase liquida passa in fase gassosa mentre il Syltherm 800 passa da fase gassosa in fase liquida.

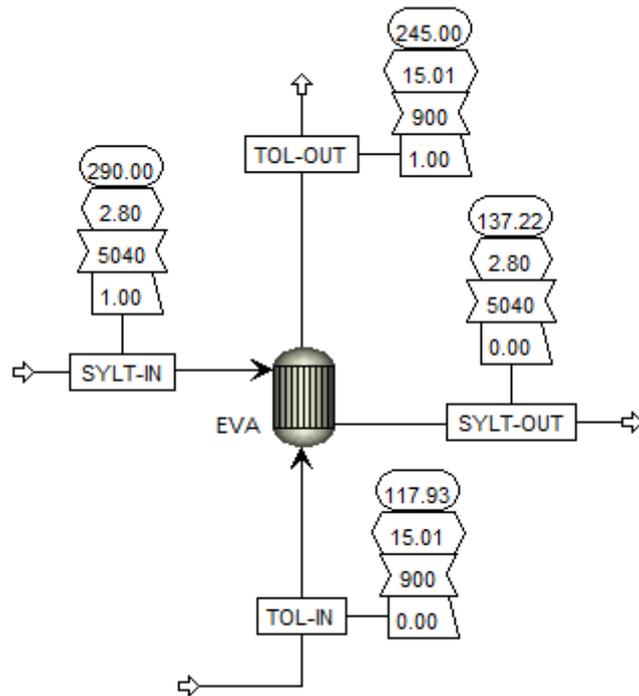


Figura 51 Modello evaporatore attraversata dal toluene.

INGRESSO EVAPORATORE	
Temperatura	117,93 °C
Pressione	15,01 bar
Entropia	-3,20 kJ/kg-K
Entalpia	306,5 kJ/kg

Tabella 17 Dati del Toluene in ingresso all'evaporatore.

USCITA EVAPORATORE	
Temperatura	245 °C
Pressione	15,01 bar
Entropia	-2,08 kJ/kg-K
Entalpia	848,1 kJ/kg

Tabella 18 Dati del Toluene in uscita dall'evaporatore.

SYLTHERM 800		
Temperatura ingresso	290	°C
Temperatura uscita	137,22	°C
Pressione	2,8	bar
Portata	1,4	kg/sec

Tabella 19 Dati in ingresso ed in uscita del Syltherm 800 nell'evaporatore.

### 3.2.1.2 Analisi ciclo ORC completo

Il ciclo ORC completo prevede l'inserimento di tutti i componenti all'interno di una unica simulazione di Aspen. In questo modo i valori di temperatura nei punti cardine del sistema presentano in alcuni casi un errore dell'ordine di 0,1 °C, rispetto ai valori registrati precedentemente per i singoli elementi del ciclo. Il punto 1 è stato posto all'ingresso dell'evaporatore.

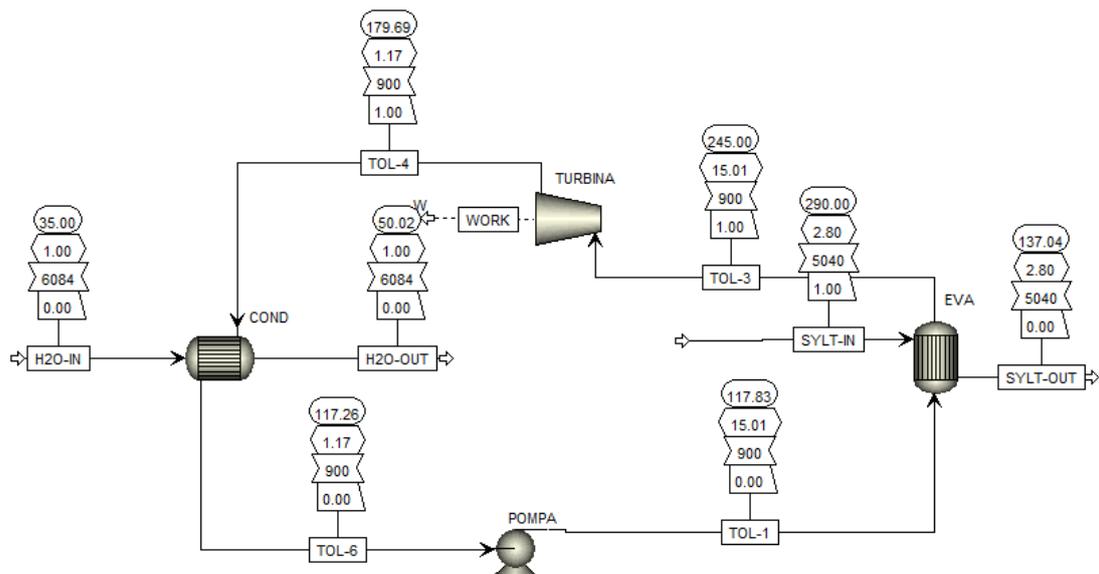


Figura 52 Ciclo ORC completo, con il toluene come fluido di lavoro organico.

Grazie ai valori ottenuti, successivamente trattati in Excel, è stato possibile rappresentare su diagramma entropico le 5 trasformazioni che si susseguono dando luogo all'intero ciclo Rankine Organico, Figura 53.

Posto il punto 1 come ingresso all'evaporatore, all'interno di quest'ultimo si verificano ben due tipi di trasformazioni, la prima 1-2 isobara e la seconda 2-3 sia isobara che isoterma. L'isotermia della trasformazione 2-3 è dovuta al passaggio di stato del toluene dalla forma liquida alla forma gassosa. Il fluido organico proseguirà il suo percorso

all'interno della turbina dove verrà espanso isoentropicamente, 3-4, producendo lavoro meccanico. Il fluido processato tornerà allo stato liquido all'interno del condensatore dove cederà parte del suo calore al fluido freddo, ovvero l'acqua, attraverso una condensazione isobara, 4-6. La prima fase della condensazione, 4-5, riguarda il raffreddamento del vapore fino alla temperatura di condensazione, la seconda fase invece, 5-6, riguarda il passaggio di stato da vapore a liquido ed è per questo anche isoterma. Infine il fluido è compresso isoentropicamente dalla pompa, 6-1, che lo riporta alla pressione di ingresso all'evaporatore.

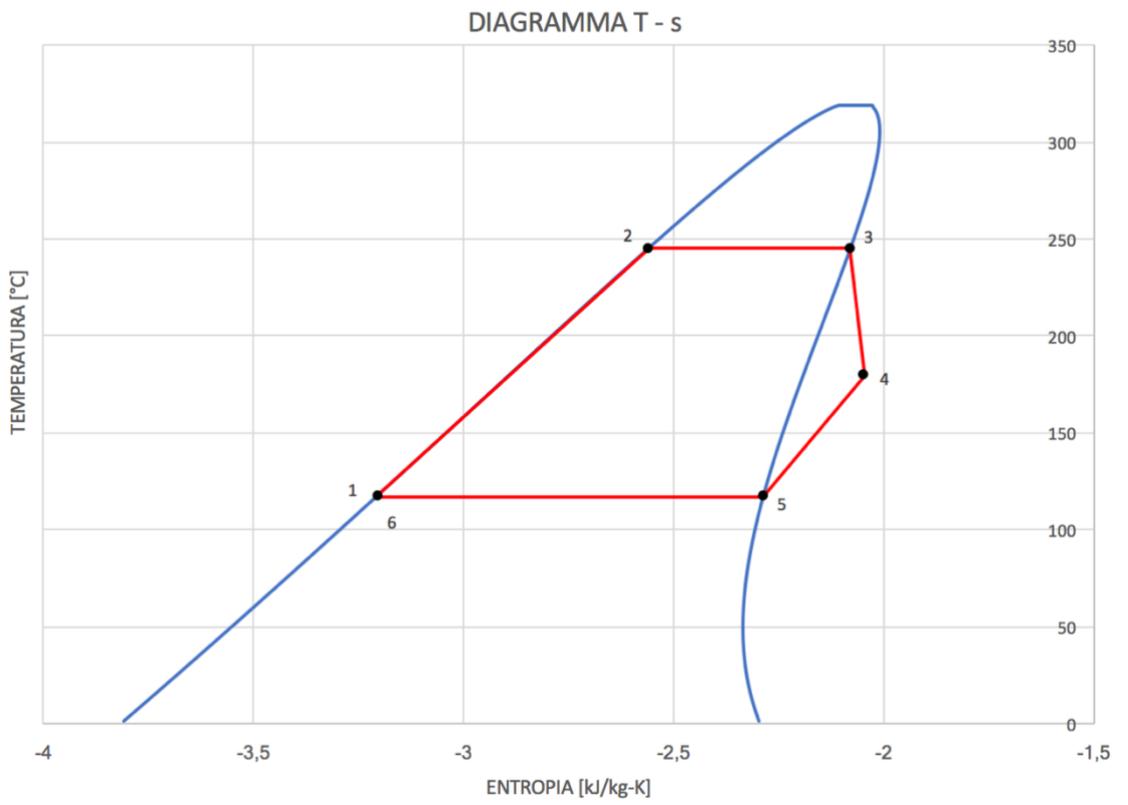


Figura 53 Diagramma T-s ciclo ORC, con il toluene come fluido organico.

Nella tabella successiva sono presenti i valori di temperatura, pressione, entropia ed entalpia di ogni punto del ciclo.

	Temperatura [°C]	Pressione [bar]	Entropia [kJ/kg-K]	Entalpia [kJ/kg]
<b>Punto 1</b>	117,83	15,01	-3,20	306,5
<b>Punto 2</b>	245	15,01	-2,56	-
<b>Punto 3</b>	245	15,01	-2,08	848,1

<b>Punto 4</b>	179,69	1,17	-2,04674	763,9
<b>Punto 5</b>	117,26	1,17	-2,28633	-
<b>Punto 6</b>	117,26	1,17	-3,20415	304,6

Tabella 20 Punti cardine del ciclo ORC semplice.

La potenza termica scambiata al condensatore è pari a 114,8 kW mentre quella all'evaporatore è 135,4 kW.

### 3.2.1.3 Analisi ciclo ORC completo con recuperatore

Nel seguente caso è stato analizzato il medesimo ciclo ORC ma con l'aggiunta di un recuperatore di calore, dedito al recupero del calore dal vapore uscente dalla turbina e alla cessione di esso al fluido entrante nell'evaporatore.

Volendo mantenere le temperature in ingresso e in uscita dell'acqua nel condensatore è necessario cambiarne la portata e la superficie di scambio termico del condensatore che diventeranno rispettivamente 1,4 kg/sec e 1,53 m<sup>2</sup>.

Per quanto riguarda il Syltherm 800, la sua temperatura all'ingresso nell'evaporatore rimane invariata mentre la temperatura in uscita aumenta, di conseguenza la nuova portata di Syltherm 800 è pari a 1,27 kg/sec e la nuova superficie di scambio termico sarà pari a 2,12 m<sup>2</sup>. L'area di scambio termico del recuperatore è pari a 0,85 m<sup>2</sup>.

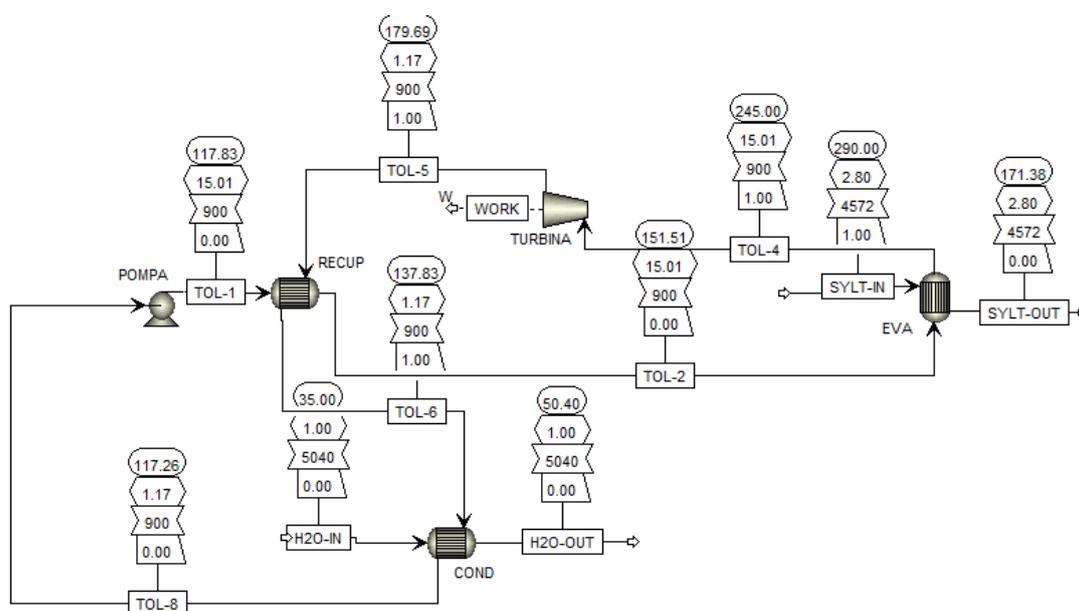


Figura 54 Ciclo ORC completo con recuperatore, con il toluene come fluido di lavoro organico.

In Figura 55 è stato rappresentato il ciclo ORC completo di recuperatore sul diagramma T-s. L'area in verde rappresenta la quantità di calore che si riesce a “guadagnare” grazie al recuperatore.

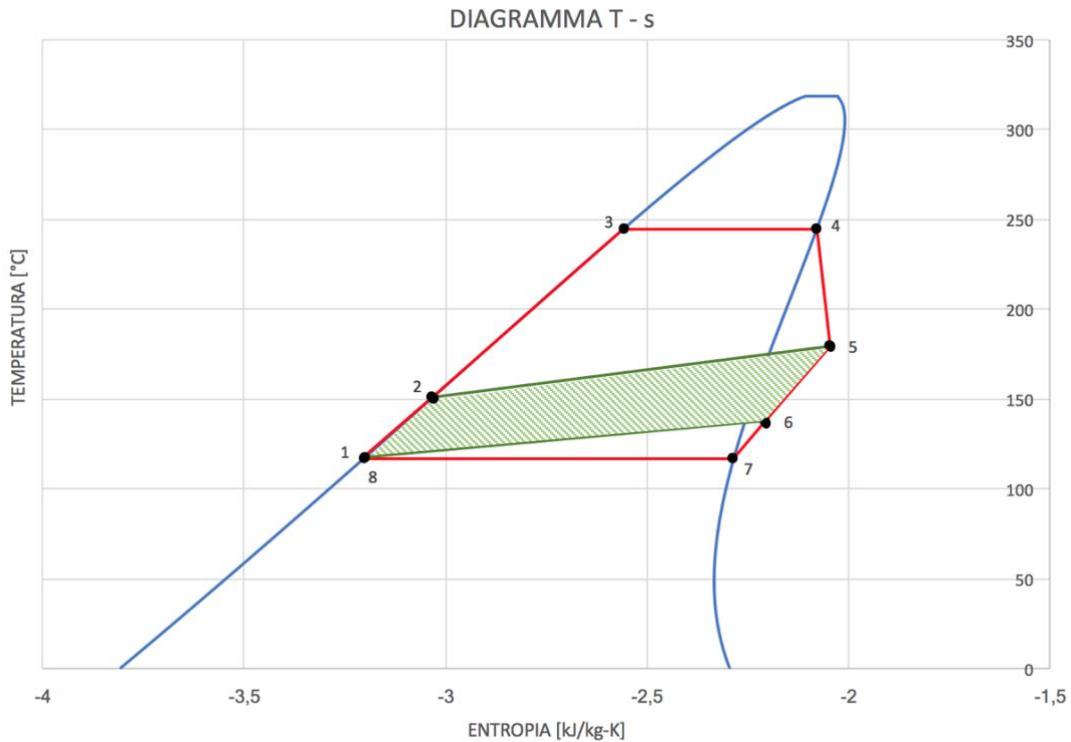


Figura 55 Diagramma T-s ciclo ORC con recuperatore, con il toluene come fluido organico.

	<b>Temperatura [°C]</b>	<b>Pressione [bar]</b>	<b>Entropia [kJ/kg-K]</b>	<b>Entalpia [kJ/kg]</b>
<b>Punto 1</b>	117,83	15,01	-3,20	306,5
<b>Punto 2</b>	151,51	15,01	-3,03	375,7
<b>Punto 3</b>	245	15,01	-2,56	-
<b>Punto 4</b>	245	15,01	-2,08	848,1
<b>Punto 5</b>	179,69	1,17	-2,05	763,9
<b>Punto 6</b>	137,83	1,17	-2,21	694,7
<b>Punto 7</b>	117,26	1,17	-2,29	-
<b>Punto 8</b>	117,26	1,17	-3,20	304,6

Tabella 21 Punti cardine del ciclo ORC con recuperatore.

La differenza rispetto al caso contrario si evince dalla temperatura di ingresso al condensatore, che è diminuita da un valore di 179,7 °C ad un valore di 137,8 °C, e dalla

temperatura di ingresso all'evaporatore, che è aumentata da un valore di 117,8 °C ad un valore di 151,5°C.

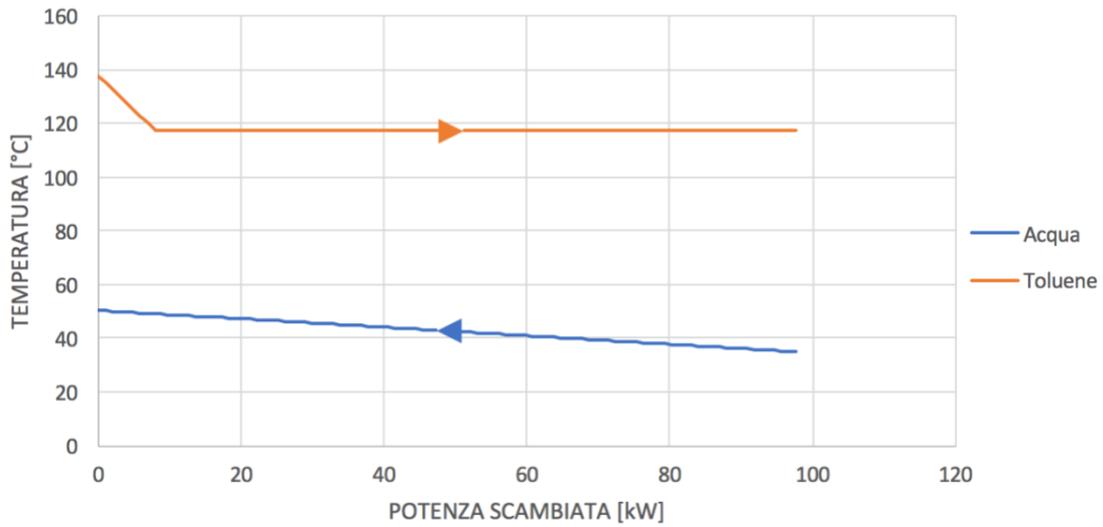


Figura 56 Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel condensatore.

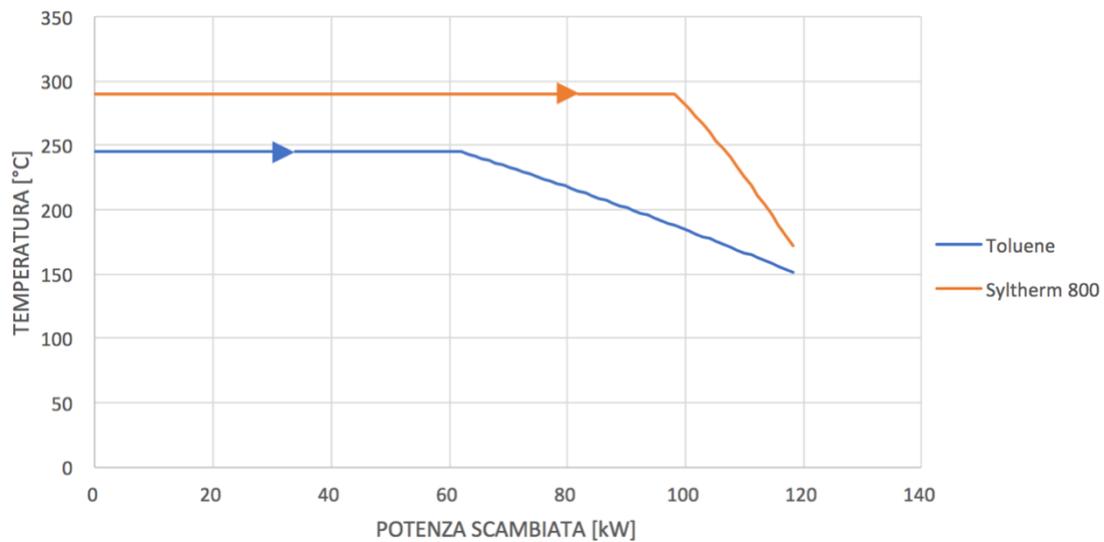


Figura 57 Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nell'evaporatore.

Grazie alla presenza del recuperatore dell'impianto si ha una diminuzione sia della potenza termica scambiata al condensatore che quella scambiata all'evaporatore.

	<b>Ciclo ORC semplice</b>	<b>Ciclo ORC con recuperatore</b>
$Q_{eva}$	135,4 kW	118,1 kW
$Q_{con}$	114,8 kW	97,5 kW

Tabella 22 Potenze scambiate nell'evaporatore e nel condensatore in assenza ed in presenza del recuperatore.

La potenza richiesta alla pompa rimane la medesima, ovvero 0,50 kW, e la potenza richiesta dal recuperatore è pari a 17,29 kW.

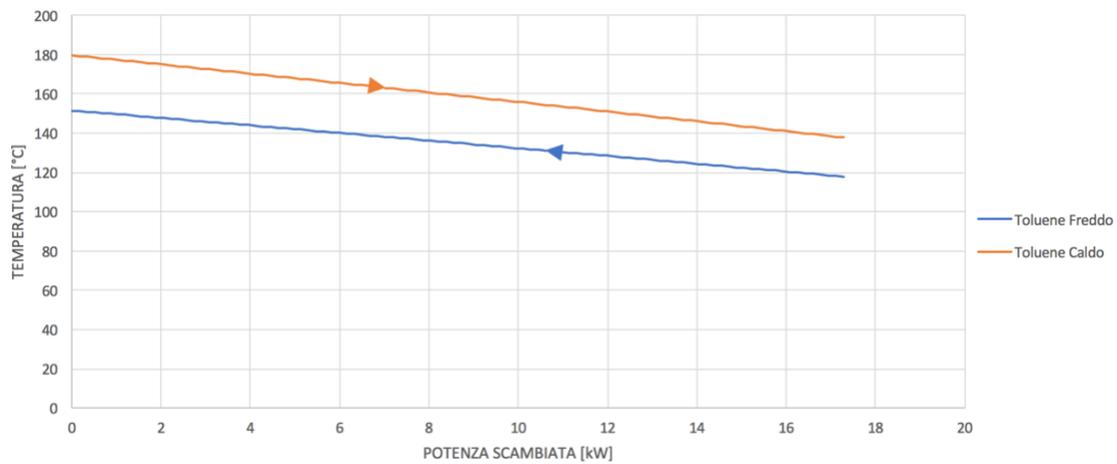


Figura 58 Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel recuperatore.

### 3.2.2 NOVEC 649

Il NOVEC 649 [89], la cui formula chimica è  $C_6F_{12}O$ , è una sostanza chimica con delle ottime proprietà chimiche, infatti questa è non infiammabile e non tossica.

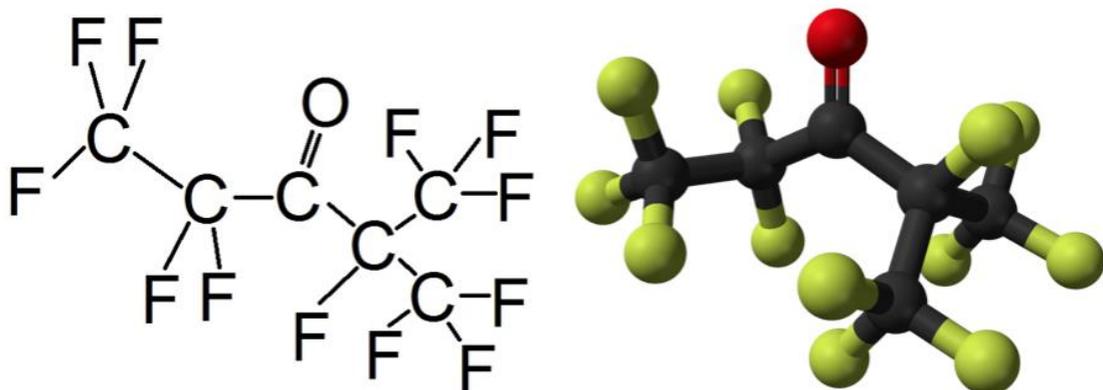


Figura 59 Struttura molecolare bidimensionale e tridimensionale del NOVEC 649. [87][88]

Anche dal punto di vista ambientale ha delle ottime proprietà, infatti il valore del GWP è pari a 1, il valore di ODP è pari a 0 [90] e il valore di ALT è pari a 5 giorni [91].

In seguito sono elencate le proprietà fisiche e chimiche fondamentali del NOVEC 649. [90]

<b>Forma</b>	Liquido
<b>Massa Molare</b>	316 g/mol
<b>Punto di ebollizione</b>	49,1 °C
<b>Calore latente</b>	88,1 kJ/kg
<b>Temperatura critica</b>	168,7 °C
<b>Pressione critica</b>	18,7 bar
<b>Punto d'infiammabilità</b>	4,4 °C

Tabella 23 Scheda tecnica NOVEC 649.

Il diagramma T-s è stato costruito tramite Aspen PLUS e i valori della temperatura critica e della pressione critica prese in considerazione appartengono al databank del software.

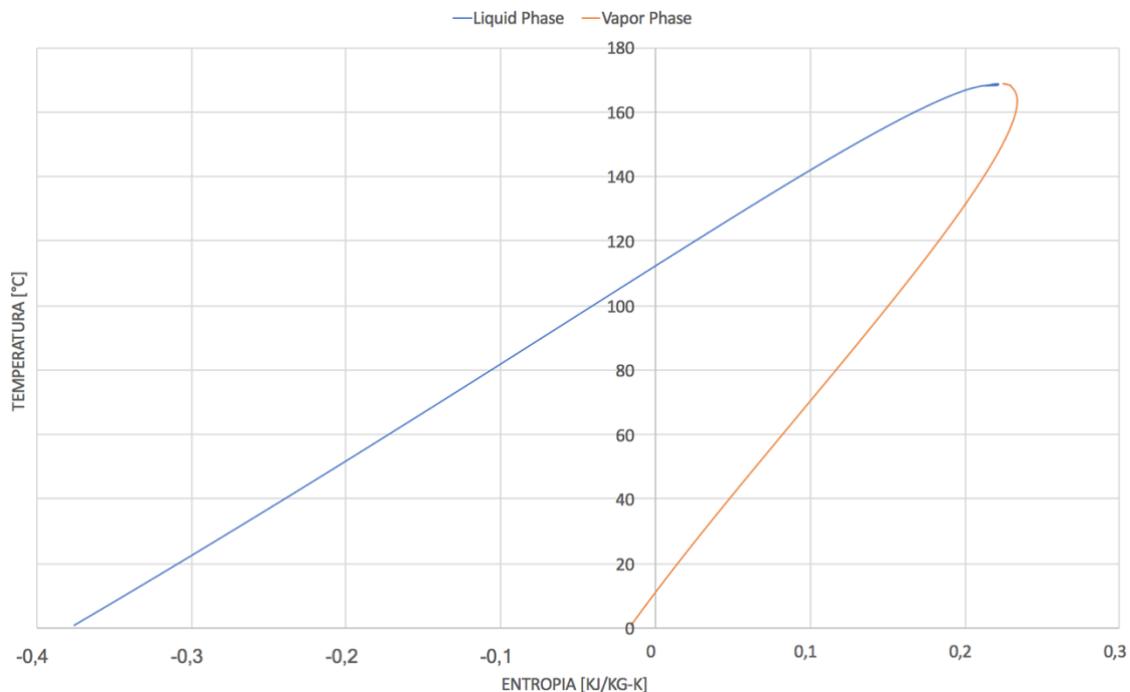


Figura 60 Diagramma T-s NOVEC 649

Dalla pendenza della curva si può osservare che il NOVEC 649 è un fluido asciutto.

### 3.2.2.1 Modellazione componenti ciclo ORC

#### **Turbina**

Il procedimento è uguale a quello eseguito per il toluene, in questo caso si è assunta una temperatura pari a 155 °C con una pressione corrispondente di 14,6 bar. La portata scelta

equivale a 1,1 kg/sec, che corrisponde a 1,15 bar di pressione ed a 116,8 °C di temperatura.

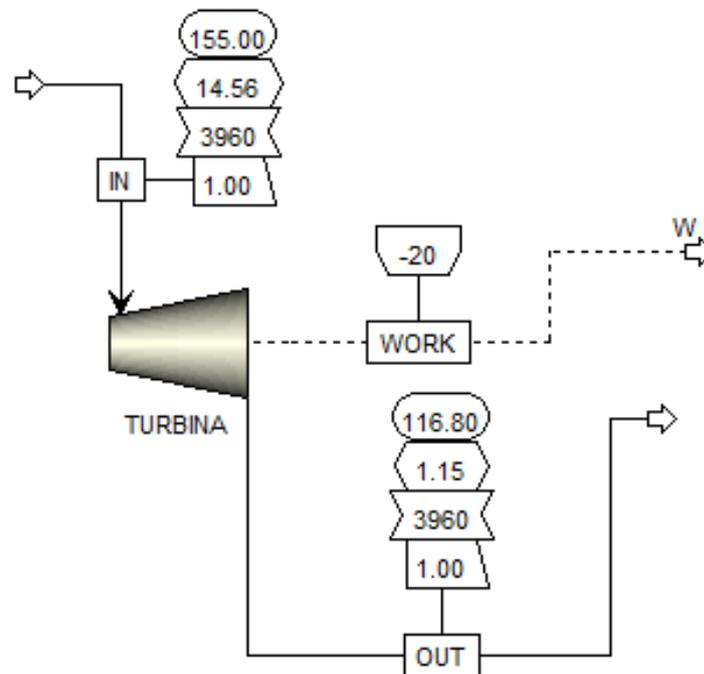


Figura 61 Modello turbina attraversata da NOVEC 649.

INGRESSO TURBINA	
Temperatura	155 °C
Pressione	14,56 bar
Entropia	0,23 kJ/kg-K
Entalpia	101,4 kJ/kg

Tabella 24 Dati del NOVEC 649 in ingresso alla turbina.

USCITA TURBINA	
Temperatura	116,8 °C
Pressione	1,15 bar
Entropia	0,24 kJ/kg-K
Entalpia	82,2 kJ/kg

Tabella 25 Dati del NOVEC 649 in uscita dalla turbina.

## Condensatore

Le condizioni di ingresso al condensatore corrispondono alle condizioni in uscita dalla turbina. Il procedimento è il medesimo seguito per il toluene. Nel caso del NOVEC 649 la temperatura in condizioni di liquido saturo è di 52,8 °C.

Con i dati posseduti si ricava una portata di 2,38 kg/sec, e una superficie di scambio termico tra il NOVEC 649 e l'acqua, pari a 11,5 m<sup>2</sup>.

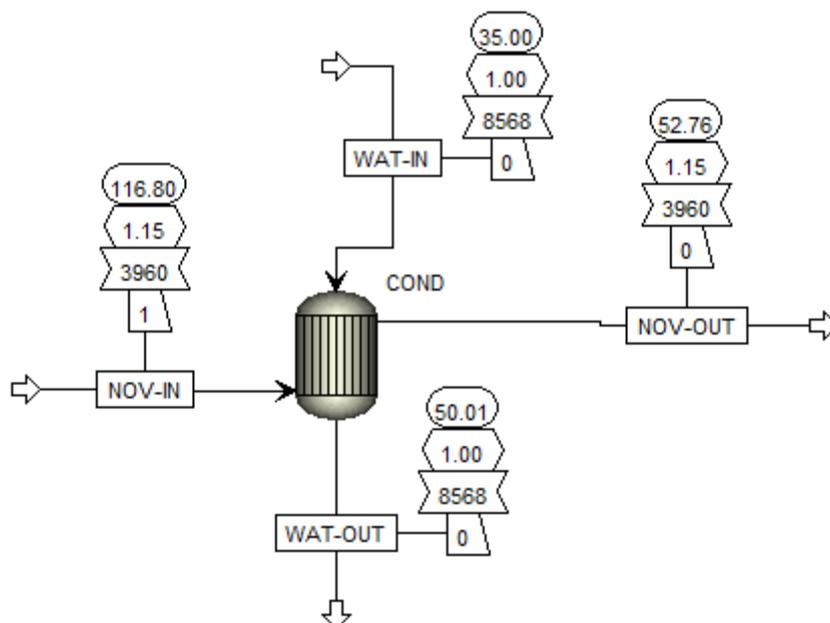


Figura 62 Modello condensatore attraversata da NOVEC 649.

INGRESSO CONDENSATORE	
Temperatura	116,8 °C
Pressione	1,15 bar
Entropia	0,24 kJ/kg-K
Entalpia	82,2 kJ/kg

Tabella 26 Dati del NOVEC 649 in ingresso al condensatore.

USCITA CONDENSATORE	
Temperatura	52,76 °C
Pressione	1,15 bar
Entropia	-0,20 kJ/kg-K
Entalpia	-64,7 kJ/kg

Tabella 27 Dati del NOVEC 649 in uscita dal condensatore.

ACQUA	
Temperatura ingresso	35 °C
Temperatura uscita	50 °C
Portata	2,38 kg/sec

Tabella 28 Dati in ingresso ed in uscita dell'acqua nel condensatore.

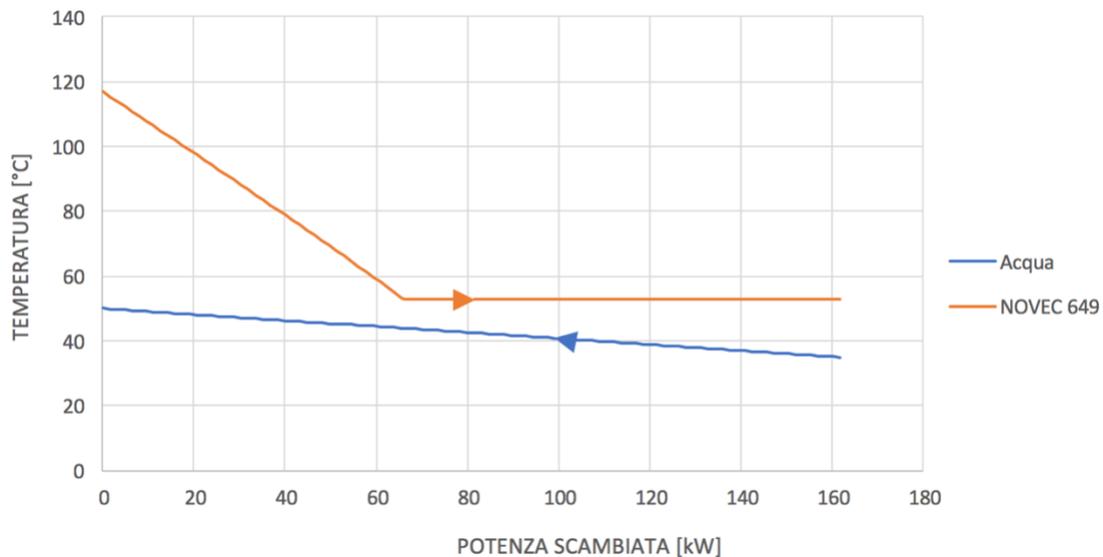


Figura 63 Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel condensatore.

### Pompa

Le condizioni di ingresso alla pompa corrispondono alle condizioni in uscita dal condensatore. La potenza necessaria alla pompa per riportare in pressione il NOVEC 649, pari a 1,01 kW.

Durante il processo di compressione la pressione viene ripristinata a 14,6 bar e la temperatura aumenta leggermente, diventando 53,4 °C.

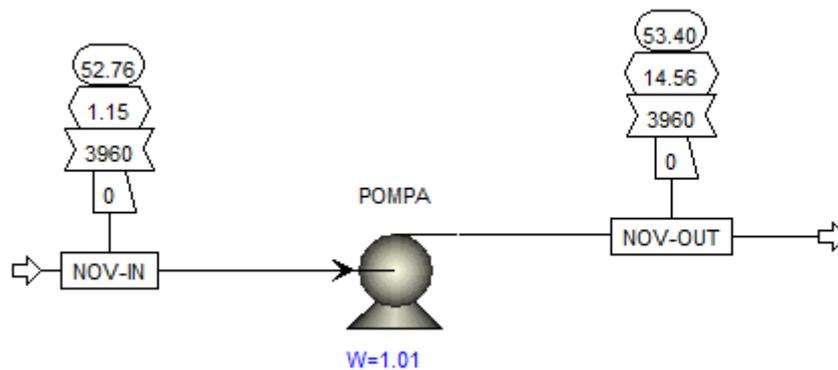


Figura 64 Modello pompa attraversata da NOVEC 649.

INGRESSO POMPA		
Temperatura	52,76	°C
Pressione	1,15	bar
Entropia	-0,20	kJ/kg-K
Entalpia	-64,7	kJ/kg

Tabella 29 Dati del NOVEC 649 in ingresso alla pompa.

USCITA POMPA		
Temperatura	53,40	°C
Pressione	14,56	bar
Entropia	-0,20	kJ/kg-K
Entalpia	-63,8	kJ/kg

Tabella 30 Dati del NOVEC 649 in uscita dalla pompa.

### Evaporatore

Il fluido termovettore scelto nel caso del NOVEC 649 è lo stesso usato per il toluene, ovvero il Syltherm 800.

Si assume che il Syltherm 800 in ingresso all'evaporatore sia allo stato gassoso ad una temperatura di 230 °C e ad una pressione di 1,04 bar.

La temperatura del Syltherm 800 all'uscita è calcolata con Aspen e sarà pari a 75,7 °C mentre la pressione si manterrà costante.

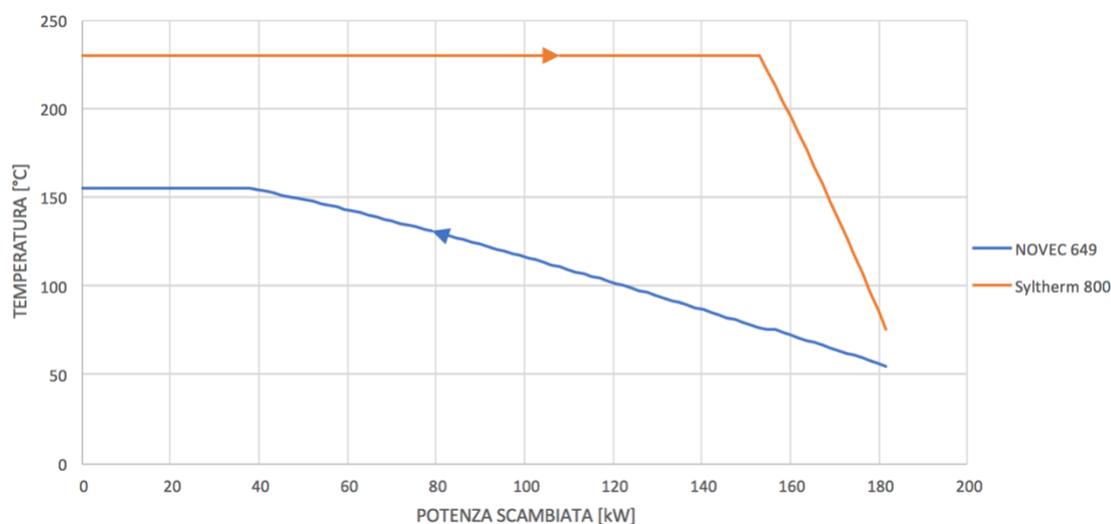


Figura 65 Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nell'evaporatore.

La portata del fluido termovettore corrispondente alle temperature ottenute è 1,68 kg/sec e la superficie di scambio termico tra il NOVEC 649 e il Syltherm 800, pari a 2,15 m<sup>2</sup>. Anche in questo caso all'interno dell'evaporatore entrambi i fluidi cambiano fase, il NOVEC 649 da fase liquida passa in fase gassosa mentre il Syltherm 800 passa da fase gassosa in fase liquida.

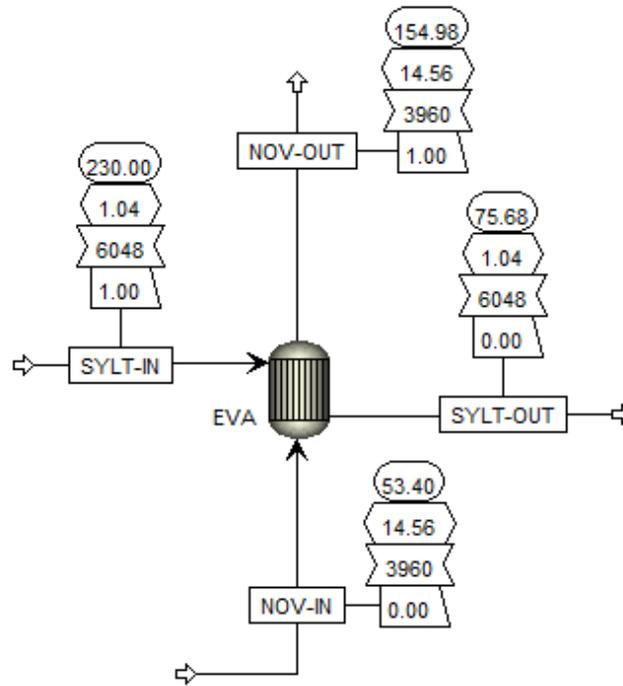


Figura 66 Modello evaporatore attraversata da NOVEC 649.

INGRESSO EVAPORATORE	
Temperatura	53,40 °C
Pressione	14,56 bar
Entropia	-0,20 kJ/kg-K
Entalpia	-63,8 kJ/kg

Tabella 31 Dati del NOVEC 649 in ingresso all'evaporatore.

USCITA EVAPORATORE	
Temperatura	155 °C
Pressione	14,56 bar
Entropia	0,23 kJ/kg-K
Entalpia	101,4 kJ/kg

Tabella 32 Dati del NOVEC 649 in uscita dall'evaporatore.

SYLTHERM 800		
Temperatura ingresso	230	°C
Temperatura uscita	75,68	°C
Pressione	1,04	bar
Portata	1,68	kg/sec

Tabella 33 Dati in ingresso ed in uscita del Syltherm 800 nell'evaporatore.

### 3.2.2.2 Analisi ciclo ORC completo

Il ciclo ORC completo prevede l'inserimento di tutti i componenti all'interno di una unica simulazione di Aspen.

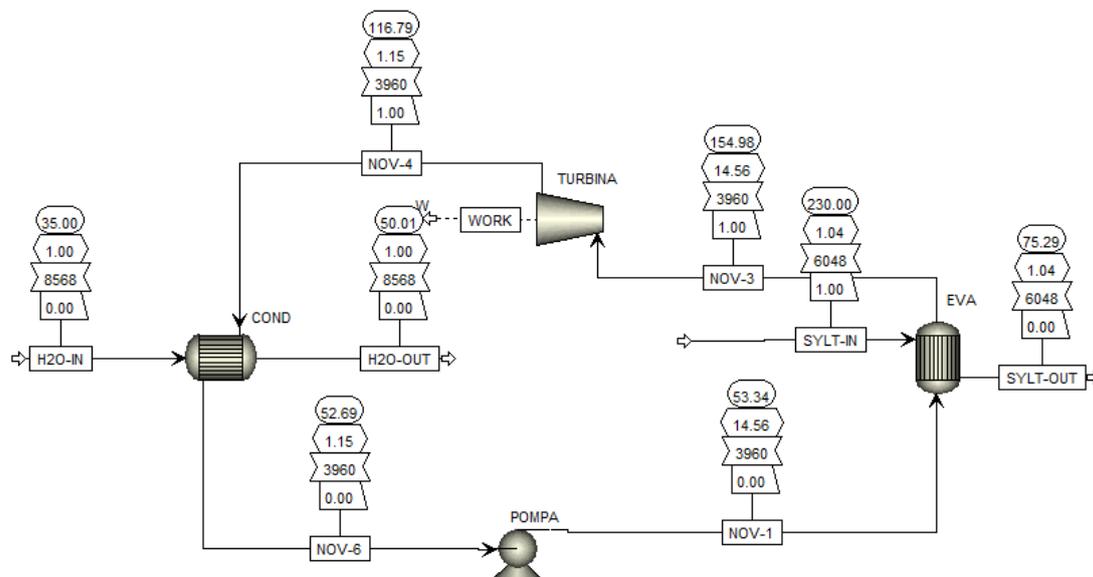


Figura 67 Ciclo ORC completo, con il NOVEC 649 come fluido di lavoro organico.

Anche in questo caso si ottengono valori di temperatura nei punti cardine del sistema che in alcuni casi presentano un errore dell'ordine di 0,1 °C, rispetto ai valori registrati precedentemente per i singoli elementi del ciclo. Il punto 1 è stato posto nuovamente all'ingresso dell'evaporatore. In Figura 68 è rappresentato il diagramma T-s relativo al ciclo ORC, il cui fluido di lavoro è il NOVEC 649.

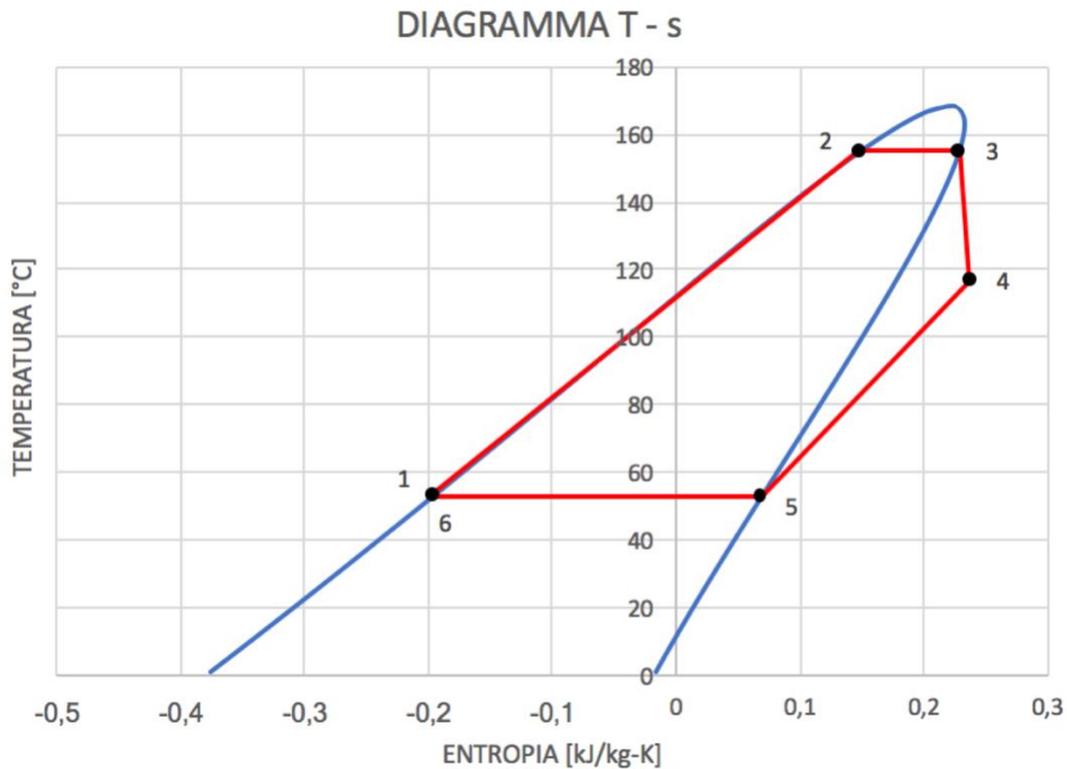


Figura 68 Diagramma T-s del ciclo ORC completo, con il NOVEC 649 come fluido di lavoro organico.

Nella tabella successiva sono presenti i valori di temperatura, pressione, entropia ed entalpia di ogni punto del ciclo.

	Temperatura [°C]	Pressione [bar]	Entropia [kJ/kg-K]	Entalpia [kJ/kg]
<b>Punto 1</b>	53,34	14,56	-0,20	-63,8
<b>Punto 2</b>	154,98	14,56	0,15	-
<b>Punto 3</b>	154,98	14,56	0,23	101,4
<b>Punto 4</b>	116,79	1,15	0,24	82,2
<b>Punto 5</b>	52,69	1,15	0,069	-
<b>Punto 6</b>	52,69	1,15	-0,20	-64,7

Tabella 34 Punti cardine del ciclo ORC semplice.

La potenza termica scambiata al condensatore è pari a 161,7 kW mentre quella all'evaporatore è 181,7 kW.

### 3.2.2.3 Analisi ciclo ORC completo con recuperatore

Nel seguente caso è stato analizzato il medesimo ciclo ORC ma con l'aggiunta di un recuperatore di calore, dedito al recupero del calore dal vapore uscente dalla turbina e alla cessione di esso al fluido entrante nell'evaporatore.

Per mantenere le temperature in ingresso e in uscita dell'acqua nel condensatore è necessario cambiarne la portata, la nuova portata di acqua equivale a 1,65 kg/sec.

Per quanto riguarda il Syltherm 800, la sua temperatura all'ingresso nell'evaporatore rimane invariata mentre la temperatura in uscita aumenta, di conseguenza la nuova portata di Syltherm 800 è pari a 1,3 kg/sec.

Variando le portate dei fluidi di scambio all'interno del condensatore e dell'evaporatore cambieranno anche le superficie di scambio termico, che saranno rispettivamente 13,3 m<sup>2</sup> e 1,78 m<sup>2</sup>. L'area di scambio termico del recuperatore è pari a 2,30 m<sup>2</sup>.

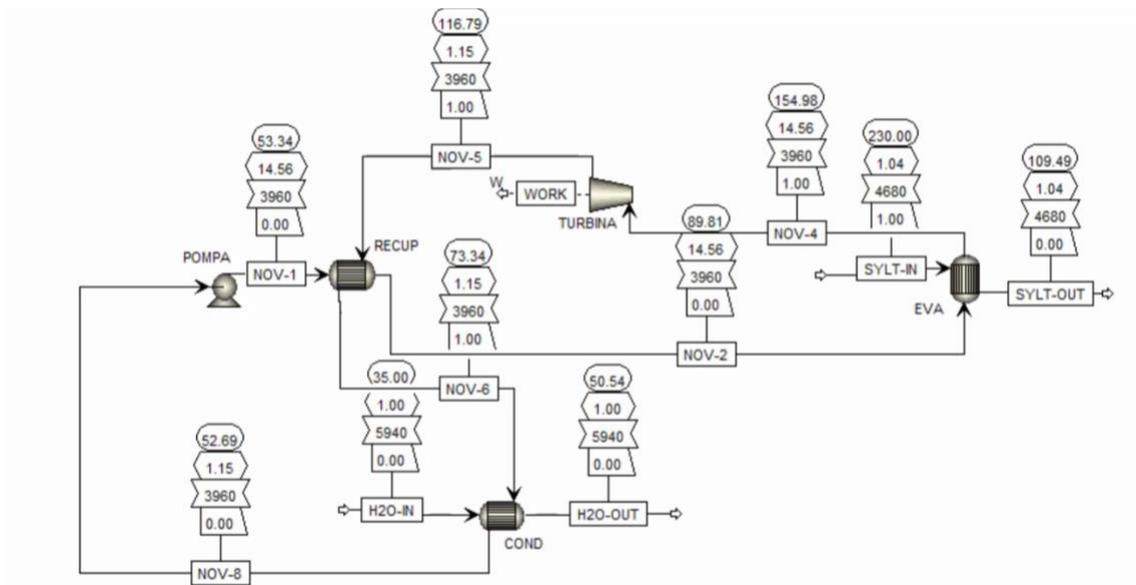


Figura 69 Ciclo ORC completo con recuperatore, con il NOVEC 649 come fluido di lavoro organico.

In Figura 70 è stato rappresentato il ciclo ORC completo di recuperatore sul diagramma T-s.

L'area in verde rappresenta la quantità di calore che si riesce a "riutilizzare" grazie al recuperatore.

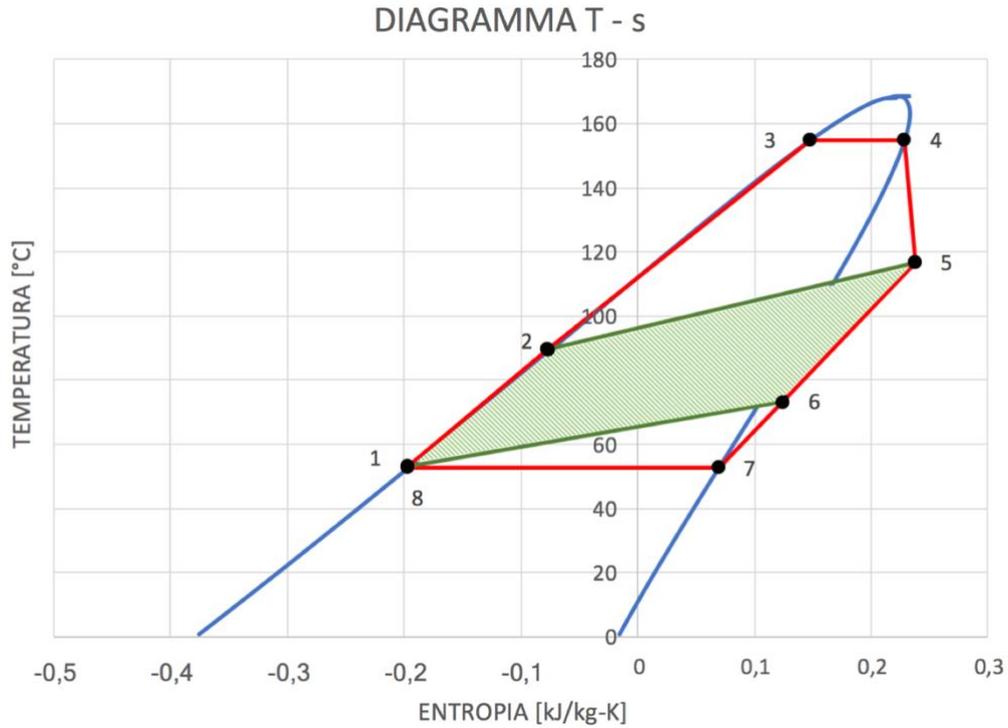


Figura 70 Diagramma T-s ciclo ORC con recuperatore, con il NOVEC 649 come fluido organico.

	<b>Temperatura [°C]</b>	<b>Pressione [bar]</b>	<b>Entropia [kJ/kg-K]</b>	<b>Entalpia [kJ/kg]</b>
<b>Punto 1</b>	53,34	14,56	-0,20	-63,8
<b>Punto 2</b>	89,81	14,56	-0,076	-22,3
<b>Punto 3</b>	154,98	14,56	0,15	-
<b>Punto 4</b>	154,98	14,56	0,23	101,4
<b>Punto 5</b>	116,79	1,15	0,24	82,2
<b>Punto 6</b>	73,34	1,15	0,12	40,7
<b>Punto 7</b>	52,69	1,15	0,069	-
<b>Punto 8</b>	52,69	1,15	-0,20	-64,7

Tabella 35 Punti cardine del ciclo ORC con recuperatore.

La differenza rispetto al caso contrario si evince dalla temperatura di ingresso al condensatore, che è diminuita da un valore di 116,8 °C ad un valore di 73,3 °C, e dalla temperatura di ingresso all'evaporatore, che è aumentata da un valore di 53,3°C ad un valore di 89,8 °C.

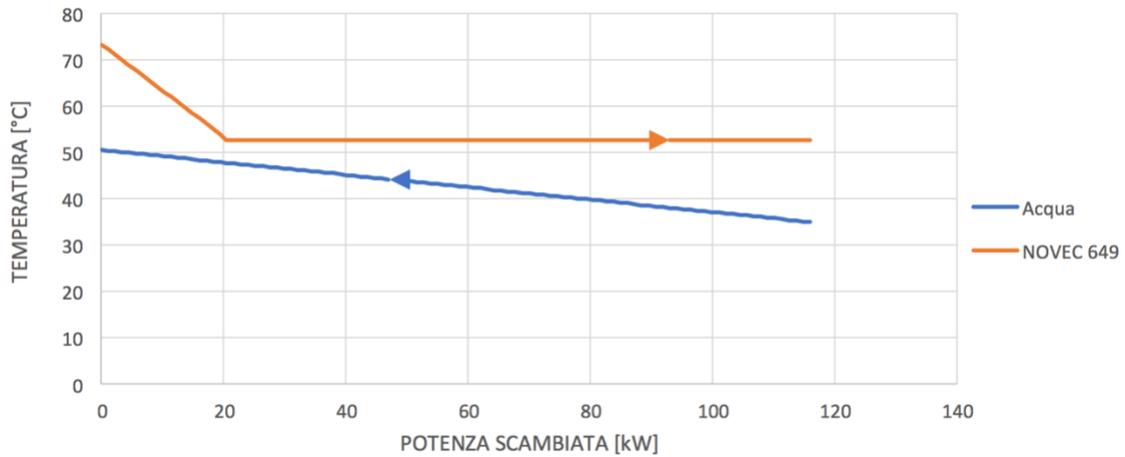


Figura 71 Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel condensatore.

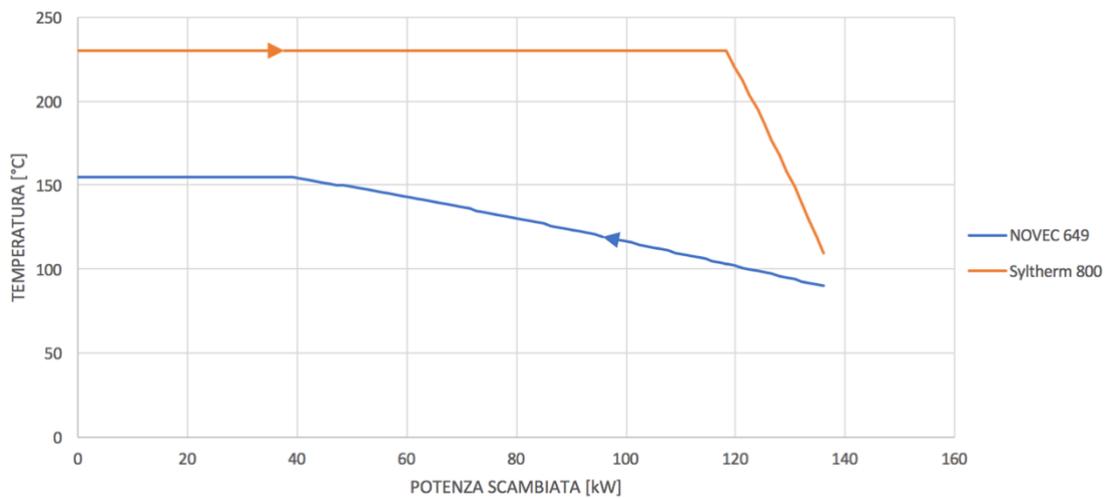


Figura 72 Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nell'evaporatore.

Grazie alla presenza del recuperatore dell'impianto si ha una diminuzione sia della potenza termica scambiata al condensatore che quella scambiata all'evaporatore.

	<b>Ciclo ORC semplice</b>	<b>Ciclo ORC con recuperatore</b>
$Q_{eva}$	181,7 kW	136,1 kW
$Q_{con}$	161,7 kW	116,0 kW

Tabella 36 Potenze scambiate nell'evaporatore e nel condensatore in assenza ed in presenza del recuperatore.

La potenza richiesta alla pompa rimane la medesima, ovvero 1,01 kW, e la potenza richiesta dal recuperatore è pari a 45,6 kW.

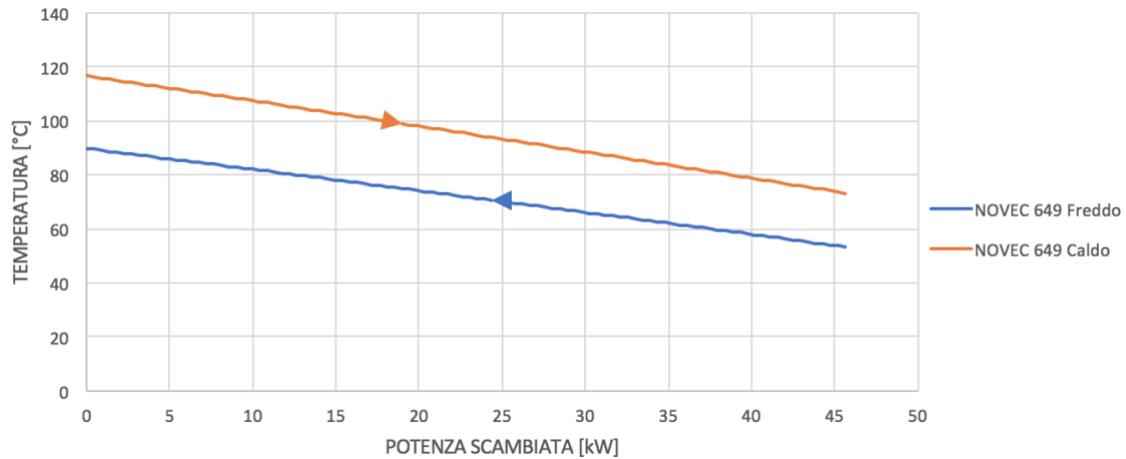


Figura 73 Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel recuperatore.

### 3.2.3 D5

Il D5 anche detto *decametilciclopentasilossano*, la cui formula chimica è  $C_{10}H_{30}Si_5O_5$ , è una sostanza chimica che fa parte dei silossani. Il D5 viene utilizzato per la produzione di prodotti cosmetici e nella fabbricazione di polimeri siliconici.

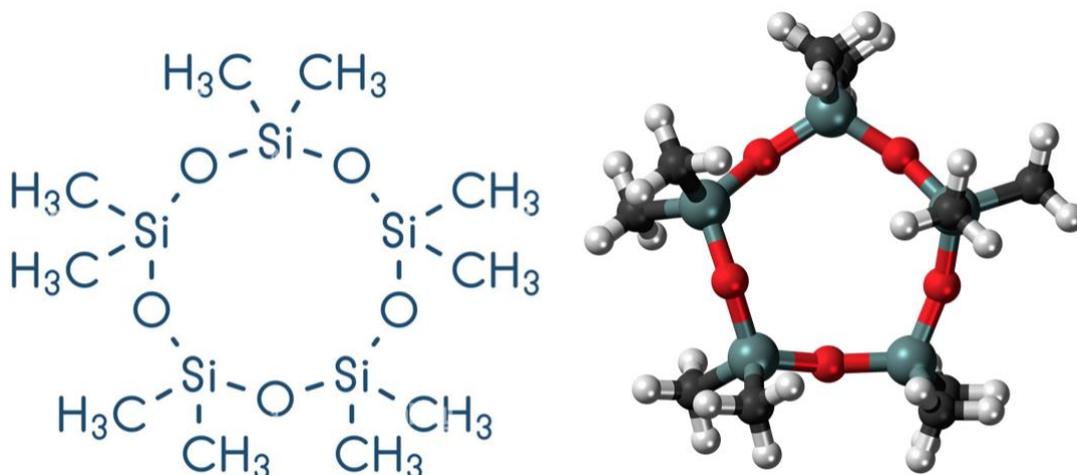


Figura 74 Struttura molecolare bidimensionale e tridimensionale del D5.[92][93]

I silossani hanno buone caratteristiche ambientali ma essendo il D5 ancora di scarso impiego in questo tipo di utilizzi non è stato possibile trovare valori precisi di queste grandezze.

In seguito sono elencate le proprietà fisiche e chimiche fondamentali del D5. [94]

<b>Forma</b>	Liquido
<b>Colore</b>	Incolore
<b>Odore</b>	Inodore
<b>Densità</b>	0,96 g/cm <sup>3</sup> a 25 °C
<b>Viscosità</b>	4 mm <sup>2</sup> /s a 25 °C
<b>Punto di ebollizione</b>	210 °C
<b>Punto di infiammabilità</b>	83 °C
<b>Temperatura critica</b>	344,25 °C
<b>Pressione critica</b>	10,35 bar

Tabella 37 Scheda tecnica del D5.

Il diagramma T-s è stato costruito tramite Aspen PLUS e i valori della temperatura critica e della pressione critica prese in considerazione appartengono al databank del software.

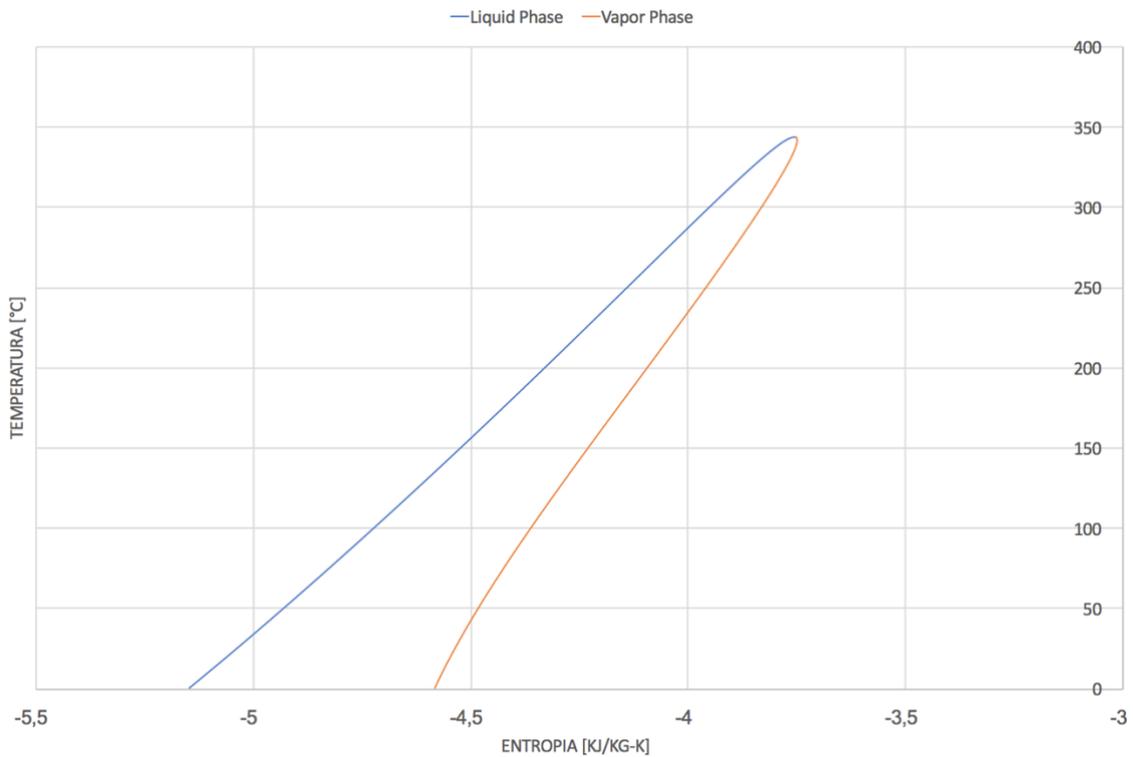


Figura 75 Diagramma T-s D5

Dalla pendenza della curva si può osservare che il D5 è un fluido asciutto.

### 3.2.3.1 Modellazione componenti ciclo ORC

#### Turbina

Il procedimento è uguale a quello eseguito per il toluene, in questo caso si è assunta una temperatura pari a 335 °C con una pressione corrispondente di 9,10 bar.

La portata scelta equivale a 1,1 kg/sec, che corrisponde a 1,11 bar di pressione ed a 308,8 °C di temperatura.

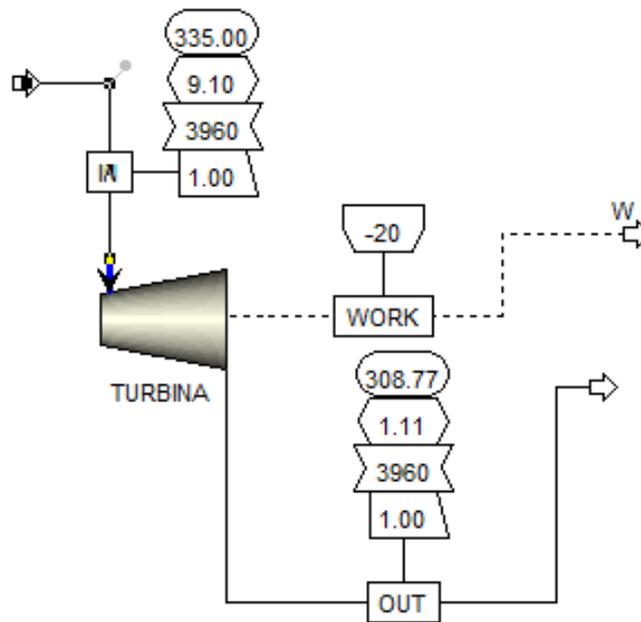


Figura 76 Modello turbina attraversata da D5.

INGRESSO TURBINA		
Temperatura	335	°C
Pressione	9,10	bar
Entropia	-3,76	kJ/kg-K
Entalpia	-6439,8	kJ/kg

Tabella 38 Dati del D5 in ingresso alla turbina.

USCITA TURBINA		
Temperatura	308,77	°C
Pressione	1,11	bar
Entropia	-3,75	kJ/kg-K
Entalpia	-6458,9	kJ/kg

Tabella 39 Dati del D5 in uscita dalla turbina.

## Condensatore

Le condizioni di ingresso al condensatore corrispondono alle condizioni in uscita dalla turbina.

Nel caso del D5 la temperatura in condizioni di liquido saturo è di 215,8 °C.

Con i dati posseduti si ricava una portata di 4,33 kg/sec e una superficie di scambio termico tra il D5 e l'acqua pari a 1,75 m<sup>2</sup>.

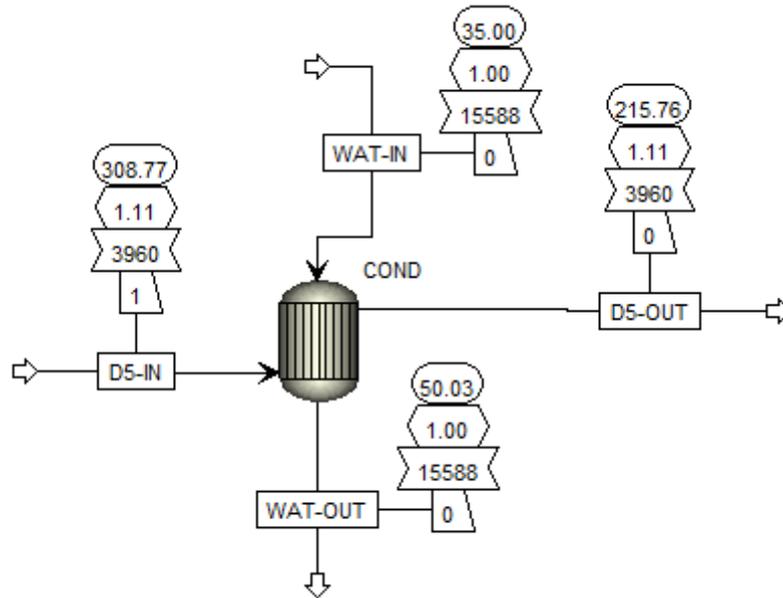


Figura 77 Modello condensatore attraversata da D5.

INGRESSO CONDENSATORE	
Temperatura	308,77 °C
Pressione	1,11 bar
Entropia	-3,75 kJ/kg-K
Entalpia	-6458,9 kJ/kg

Tabella 40 Dati del D5 in ingresso al condensatore.

USCITA CONDENSATORE	
Temperatura	215,76 °C
Pressione	1,11 bar
Entropia	-4,27 kJ/kg-K
Entalpia	-6726,6 kJ/kg

Tabella 41 Dati del D5 in uscita dal condensatore.

ACQUA		
Temperatura ingresso	35	°C
Temperatura uscita	50	°C
Portata	4,33	kg/sec

Tabella 42 Dati in uscita ed in ingresso dell'acqua dal condensatore.

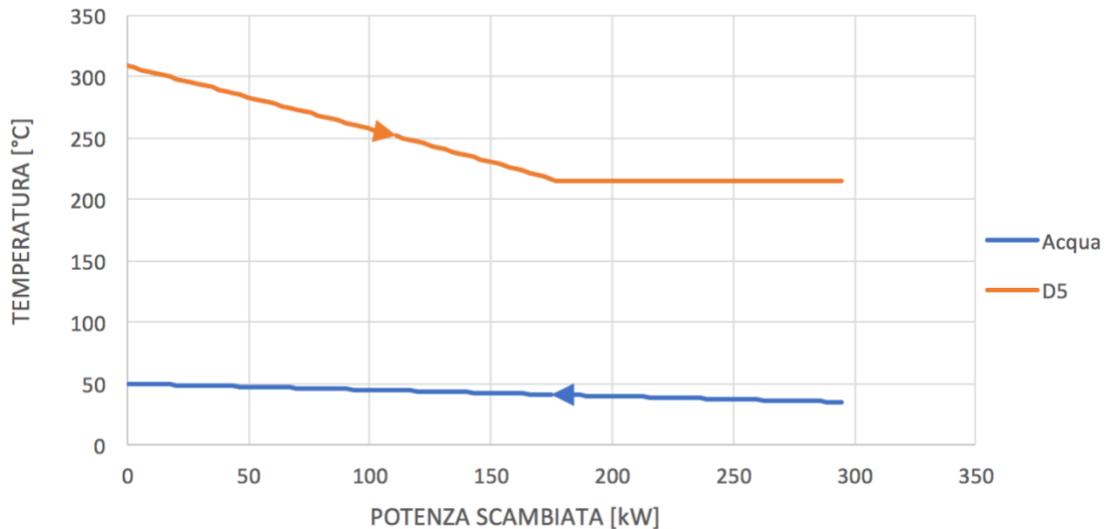


Figura 78 Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel condensatore.

### Pompa

Le condizioni di ingresso alla pompa corrispondono alle condizioni in uscita dal condensatore.

La potenza necessaria alla pompa per riportare in pressione il D5, pari a 1,34 kW.

Durante il processo di compressione la pressione viene ripristinata a 9,10 bar e la temperatura aumenta leggermente, diventando 216,4 °C.

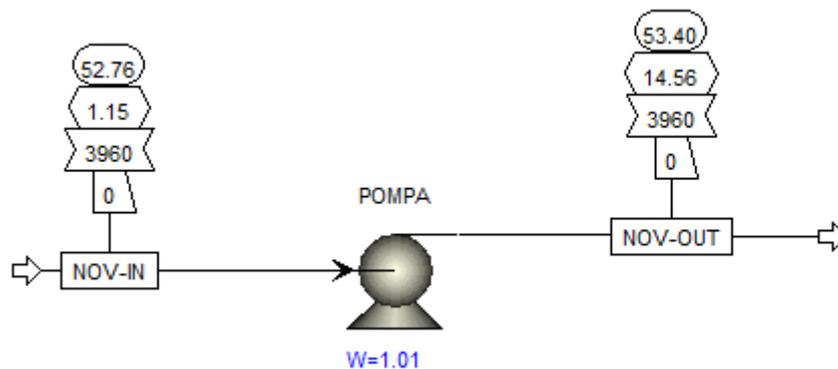


Figura 79 Modello pompa attraversata da D5.

INGRESSO POMPA	
Temperatura	215,76 °C
Pressione	1,11 bar
Entropia	-4,27 kJ/kg-K
Entalpia	-6726,6 kJ/kg

Tabella 43 Dati del D5 in ingresso alla pompa.

USCITA POMPA	
Temperatura	216,42 °C
Pressione	9,10 bar
Entropia	-4,27 kJ/kg-K
Entalpia	-6725,4 kJ/kg

Tabella 44 Dati del D5 in uscita dalla pompa.

### Evaporatore

Dato che il D5 lavora a temperature più elevate, con il Syltherm 800 non si sarebbe potuta ottenere la temperatura richiesta perciò si è optato per un fluido più performante, ovvero il Dowtherm A.

Il valore in ingresso della temperatura del Dowtherm A allo stato gassoso è stato imposto pari a 400 °C, corrispondente ad una pressione di 2,5 bar.

La temperatura del Dowtherm A all'uscita sarà pari a 304 °C mentre la pressione si manterrà costante.

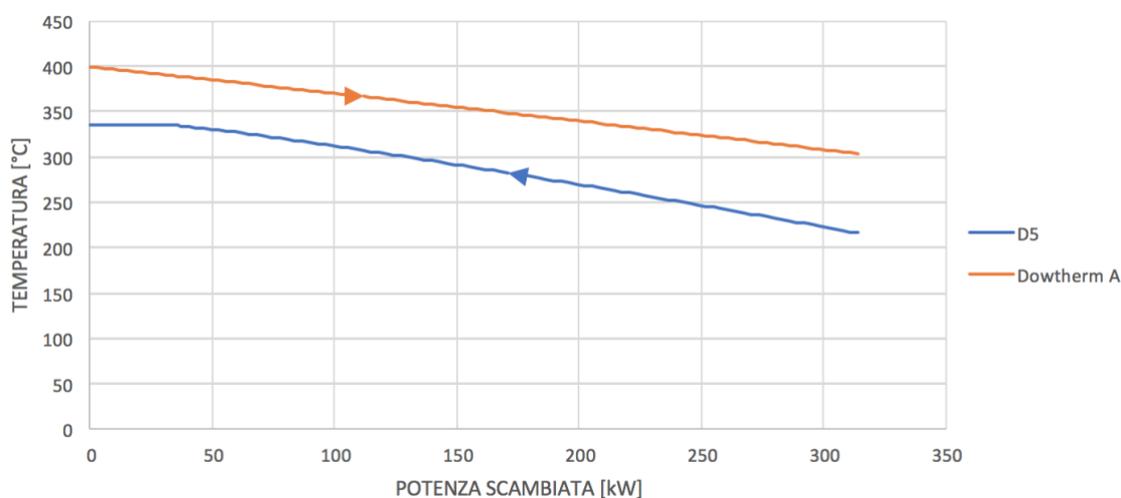


Figura 80 Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nell'evaporatore.

La portata del fluido termovettore corrispondente alle temperature ottenute è 1,6 kg/sec. L'evaporatore in tal caso avrà una superficie di scambio termico tra il D5 e il Dowtherm A pari a 4,88 m<sup>2</sup>.

All'interno dell'evaporatore il toluene passa da fase liquida in fase gassosa mentre il Dowtherm A permane nello stato gassoso.

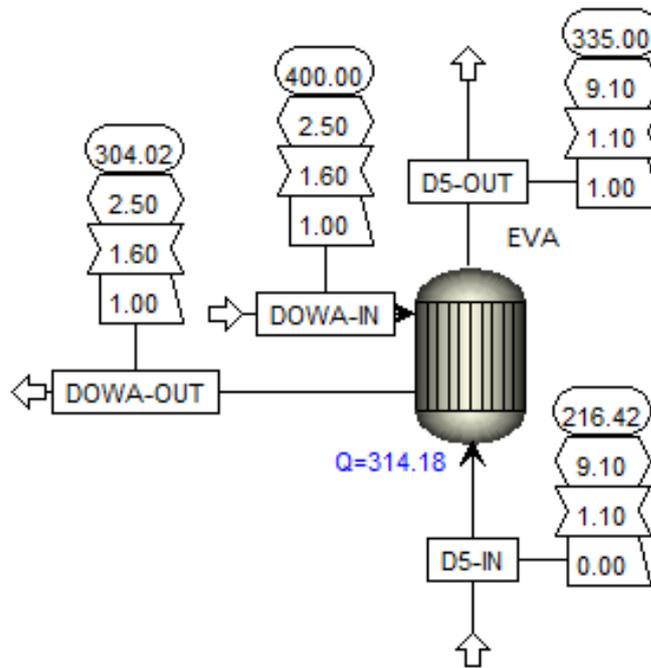


Figura 81 Modello evaporatore attraversata da D5.

INGRESSO EVAPORATORE	
Temperatura	216,42 °C
Pressione	9,10 bar
Entropia	-4,27 kJ/kg-K
Entalpia	-6725,4 kJ/kg

Tabella 45 Dati del D5 in ingresso all'evaporatore.

USCITA EVAPORATORE	
Temperatura	335 °C
Pressione	9,10 bar
Entropia	-3,76 kJ/kg-K
Entalpia	-6439,8 kJ/kg

Tabella 46 Dati del D5 in uscita dall'evaporatore.



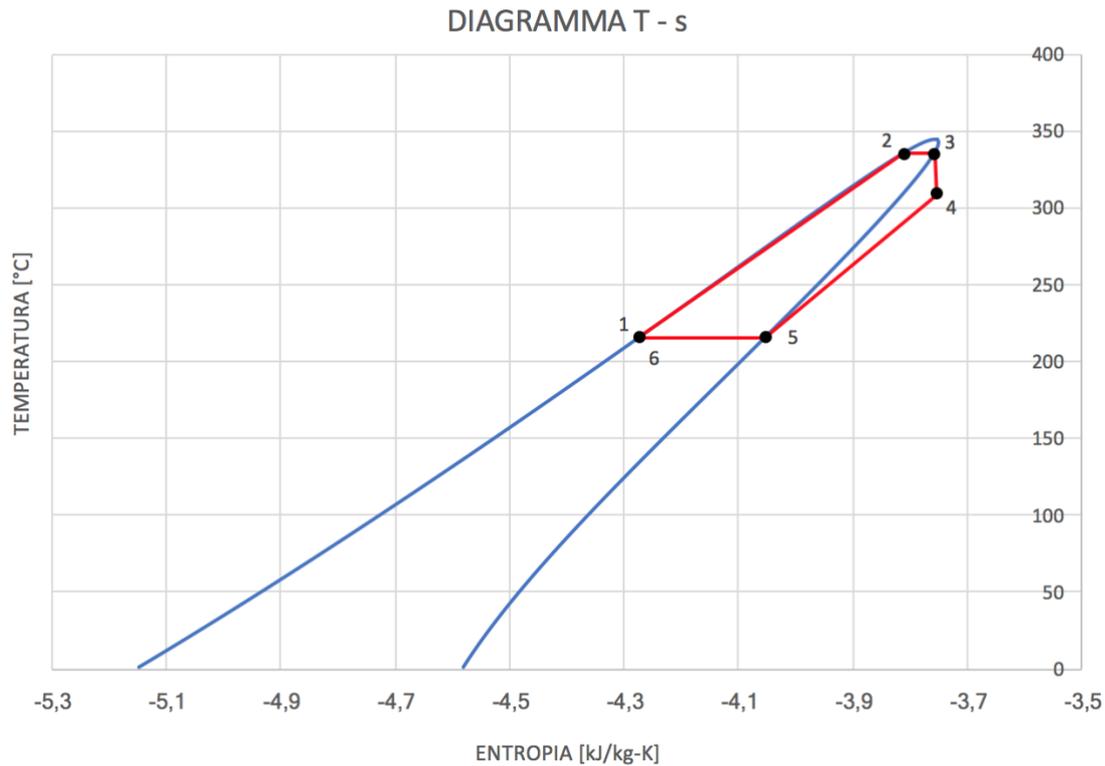


Figura 83 Diagramma T-s del ciclo ORC completo, con il D5 come fluido di lavoro organico.

Nella tabella successiva sono presenti i valori di temperatura, pressione, entropia ed entalpia di ogni punto del ciclo.

	<b>Temperatura [°C]</b>	<b>Pressione [bar]</b>	<b>Entropia [kJ/kg-K]</b>	<b>Entalpia [kJ/kg]</b>
<b>Punto 1</b>	216,42	9,10	-4,27	-6725,4
<b>Punto 2</b>	335	9,10	-3,81	-
<b>Punto 3</b>	335	9,10	-3,76	-6439,8
<b>Punto 4</b>	308,77	1,11	-3,75	-6458,9
<b>Punto 5</b>	215,76	1,11	-4,05	-
<b>Punto 6</b>	215,76	1,11	-4,27	-6726,6

Tabella 48 Punti cardine del ciclo ORC semplice.

La potenza termica scambiata al condensatore è pari a 294,5 kW mentre quella all'evaporatore è 314,2 kW.

### 3.2.3.3 Analisi ciclo ORC completo con recuperatore

Nel seguente caso è stato analizzato il medesimo ciclo ORC ma con l'aggiunta di un recuperatore di calore, dedito al recupero del calore dal vapore uscente dalla turbina e alla cessione di esso al fluido entrante nell'evaporatore.

Per mantenere le temperature in ingresso e in uscita dell'acqua nel condensatore è necessario cambiarne la portata, la nuova portata di acqua equivale a 2,25 kg/sec.

Per quanto riguarda il Dowtherm A, la sua temperatura all'ingresso nell'evaporatore rimane invariata mentre la temperatura in uscita aumenta, di conseguenza la nuova portata di Dowtherm A è pari a 0,88 kg/sec.

Le superfici di scambio termico del condensatore e dell'evaporatore saranno in tal caso rispettivamente 1,04 m<sup>2</sup> e 5,22 m<sup>2</sup>. Mentre l'area di scambio termico del recuperatore è pari a 6,94 m<sup>2</sup>.

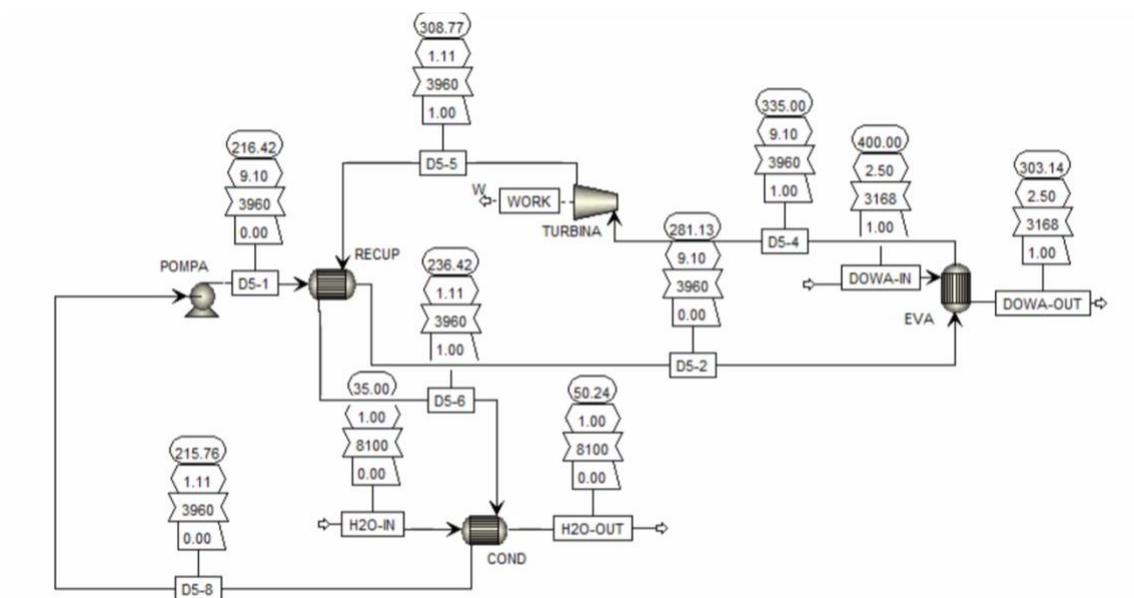


Figura 84 Ciclo ORC completo con recuperatore, con il D5 come fluido di lavoro organico.

In Figura 85 è stato rappresentato il ciclo ORC completo di recuperatore sul diagramma T-s.

L'area in verde rappresenta la quantità di calore che si riesce a recuperare grazie al recuperatore.

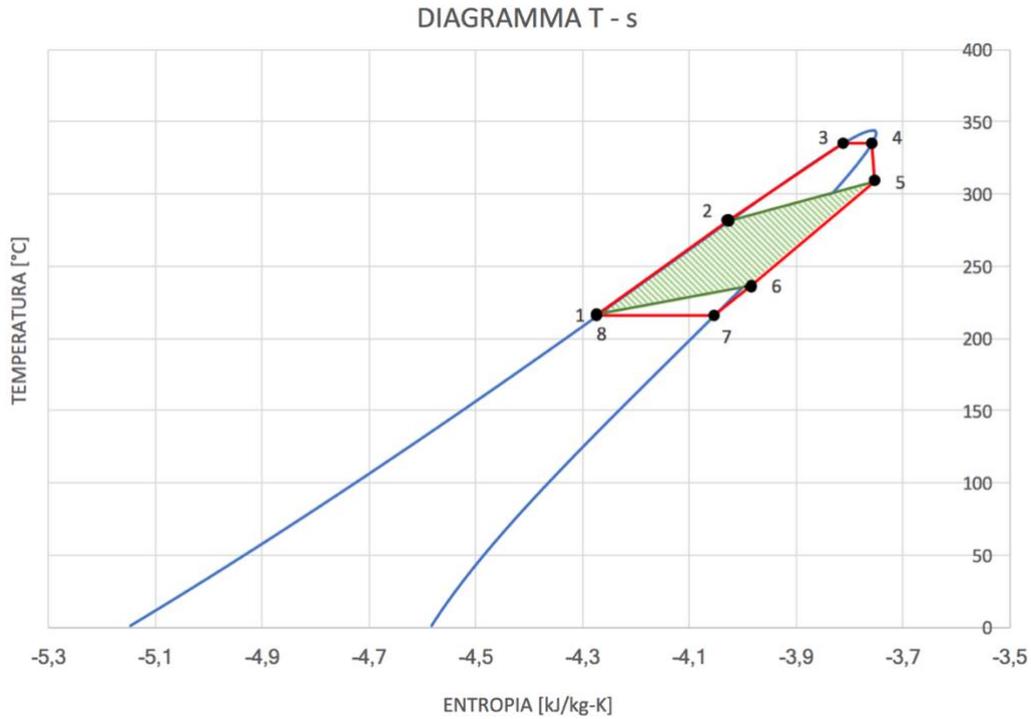


Figura 85 Diagramma T-s ciclo ORC con recuperatore, con il D5 come fluido organico.

	Temperatura [°C]	Pressione [bar]	Entropia [kJ/kg-K]	Entalpia [kJ/kg]
<b>Punto 1</b>	216,42	9,10	-4,27	-6725,4
<b>Punto 2</b>	281,13	9,10	-4,03	-6598,7
<b>Punto 3</b>	335	9,10	-3,81	-
<b>Punto 4</b>	335	9,10	-3,76	-6439,8
<b>Punto 5</b>	308,77	1,11	-3,75	-6458,9
<b>Punto 6</b>	236,42	1,11	-3,98	-6585,5
<b>Punto 7</b>	215,76	1,11	-4,05	-
<b>Punto 8</b>	215,76	1,11	-4,27	-6726,6

Tabella 49 Punti cardine del ciclo ORC con recuperatore.

La differenza rispetto al caso contrario si evince dalla temperatura di ingresso al condensatore, che è diminuita da un valore di 308,8 °C ad un valore di 236,4 °C, e dalla temperatura di ingresso all'evaporatore, che è aumentata da un valore di 216,4°C ad un valore di 281,1°C.

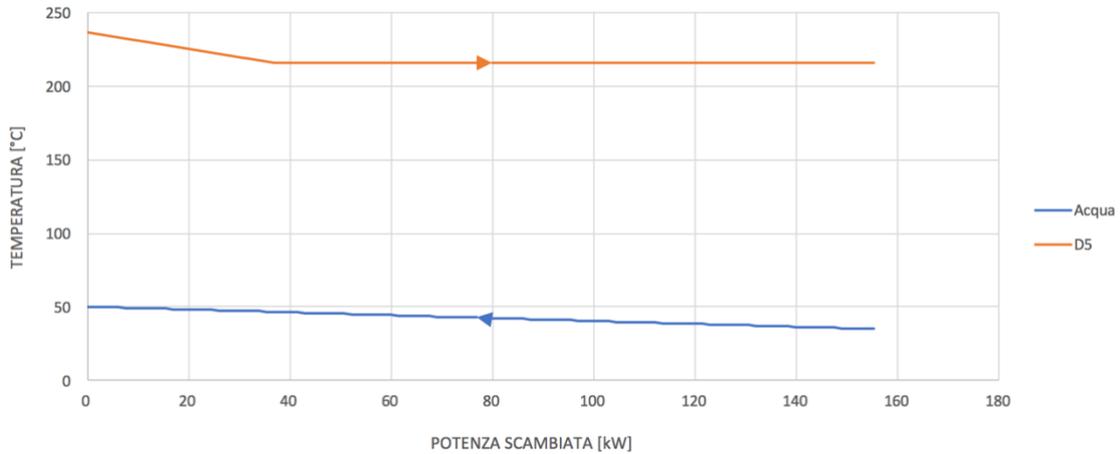


Figura 86 Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel condensatore.

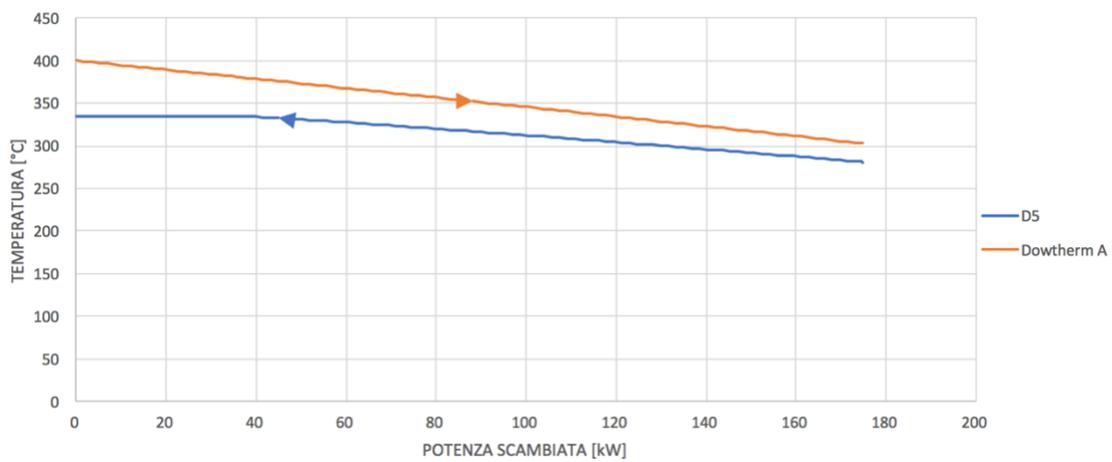


Figura 87 Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nell'evaporatore.

Grazie alla presenza del recuperatore dell'impianto si ha una diminuzione sia della potenza termica scambiata al condensatore che quella scambiata all'evaporatore.

	<b>Ciclo ORC semplice</b>	<b>Ciclo ORC con recuperatore</b>
$Q_{eva}$	314,2 kW	174,9 kW
$Q_{con}$	294,5 kW	155,1 kW

Tabella 50 Potenze scambiate nell'evaporatore e nel condensatore in assenza ed in presenza del recuperatore.

La potenza richiesta alla pompa rimane la medesima, ovvero 1,3 kW, e la potenza richiesta dal recuperatore è pari a 139,3 kW.

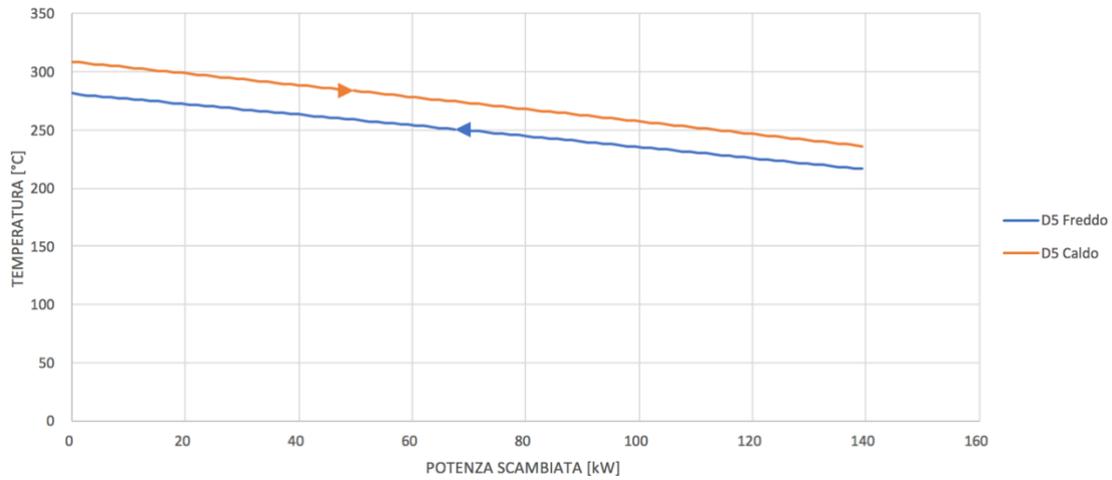


Figura 88 Temperatura dei fluidi in relazione alla potenza scambiata, nel recuperatore.

### 3.3 Dimensionamento concentratore solare

L'analisi del funzionamento del ciclo viene effettuata nelle condizioni climatiche peggiori, ovvero nella stagione invernale, poiché se si dimensiona il sistema in tali condizioni il funzionamento è garantito anche nelle condizioni migliori. Nelle immagini successive sono state calcolate le medie giornaliere della temperatura rilevata al ricevitore per i mesi invernali e dato che il sistema entra in funzionamento se e solo se la temperatura rilevata è uguale o maggiore alla temperatura in uscita dal concentratore solare del fluido termovettore sono stati plottati tali valori per ogni fluido organico utilizzato.

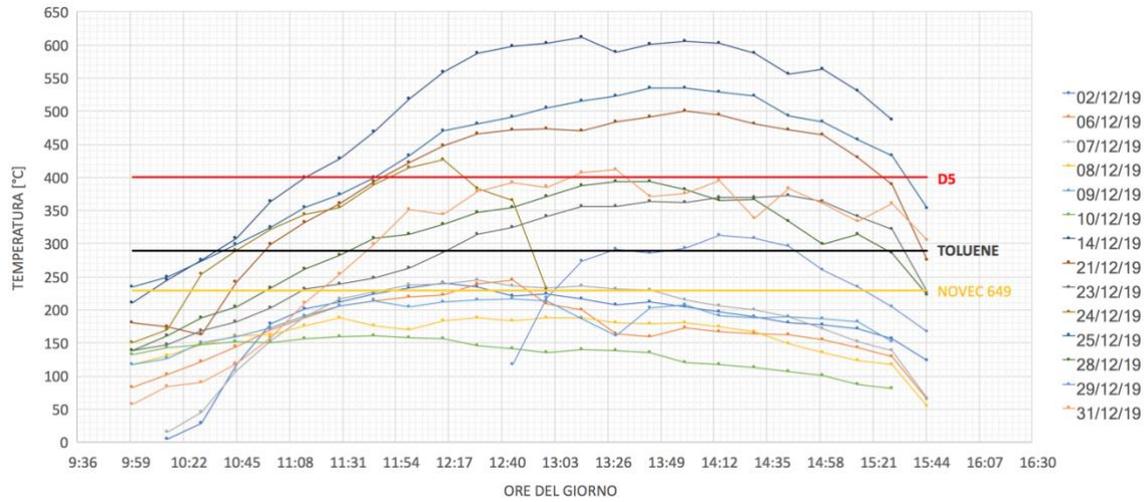


Figura 89 Media giornaliera Dicembre.

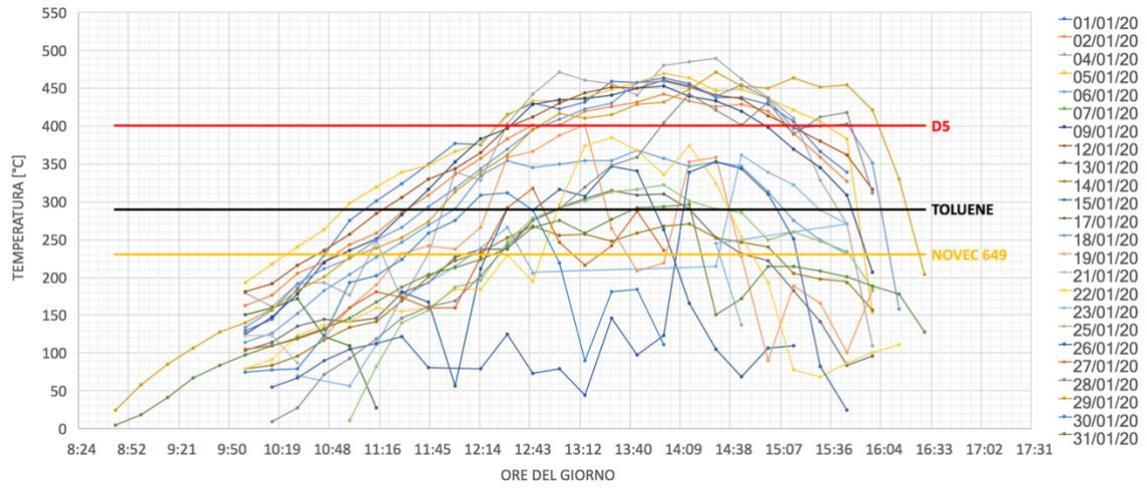


Figura 90 Media giornaliera Gennaio.

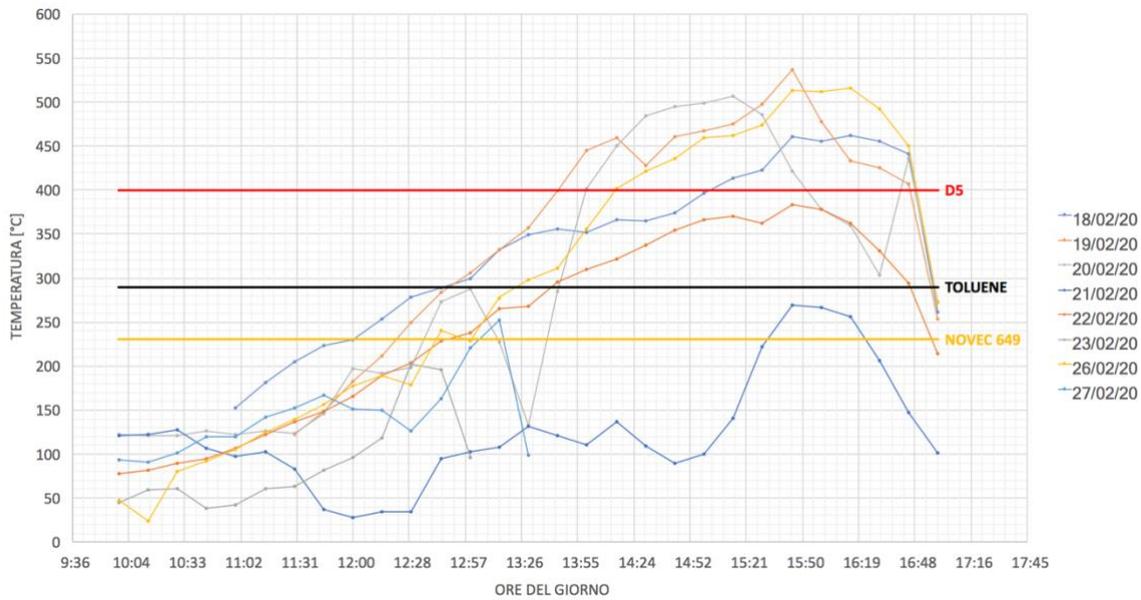


Figura 91 Media giornaliera Febbraio.

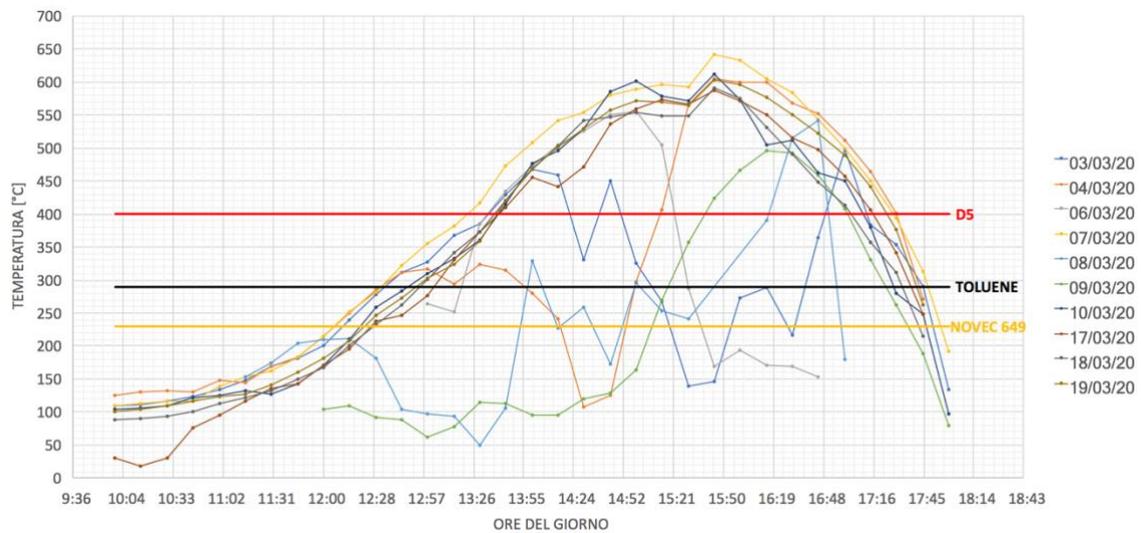


Figura 92 Media giornaliera Marzo.

Infine è stato realizzato un grafico riassuntivo riguardante le medie mensili della temperatura rilevata dal ricettore.

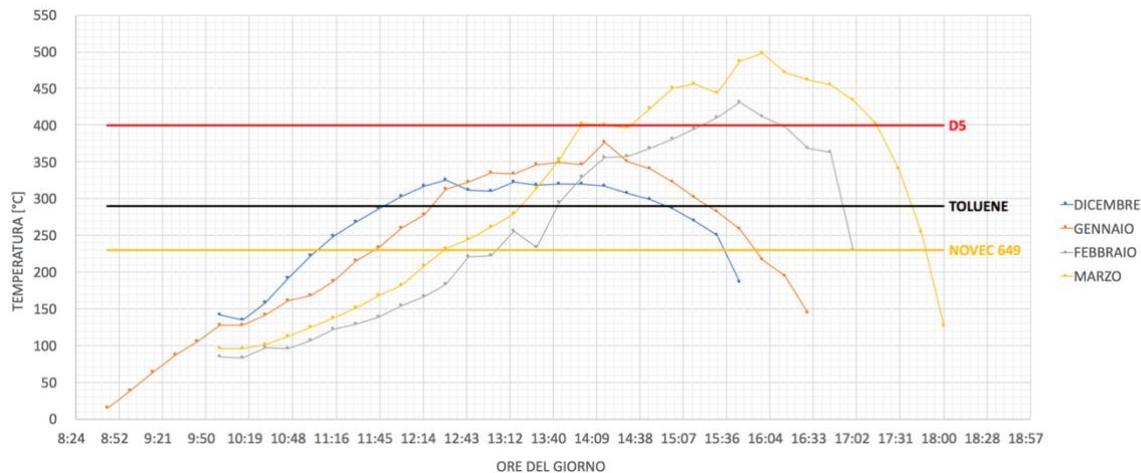


Figura 93 Media mensile stagione invernale.

Le figure precedenti mostrano come il sistema più adatto alla stagione invernale, ovvero operante anche a temperature più basse, è quello avente come fluido organico il NOVEC 649 e come fluido termovettore il Syltherm 800.

Il sistema toluene - Syltherm 800 risulta anch'esso abbastanza utilizzabile. I veri problemi si hanno con il sistema D5 – Dowtherm A, il quale lavora a temperature troppo alte non permettendo il funzionamento invernale se non nelle giornate più favorevoli.

Il secondo passo riguarda il calcolo del numero di collettori necessari per supportare il fabbisogno di potenza dell'evaporatore.

	$Q_{eva}$ [kW]
<b>Toluene</b>	135,4
<b>NOVEC 649</b>	181,7
<b>D5</b>	314,2

Tabella 51 Potenza richiesta all'evaporatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.

La potenza sviluppata dal concentratore solare,  $Q_{CSP}$  è pari a:

$$Q_{CSP} = A_{par} * \eta_{coll} * I_{rif} \quad (49)$$

dove:

- $A_{par}$  è la superficie del paraboloide, ovvero 4,5 m<sup>2</sup>;
- $\eta_{coll}$  è l'efficienza ottica del collettore, ovvero l'80%;
- $I_{rif}$  è la radiazione diretta di riferimento, [W/ m<sup>2</sup>].

Per dimensionare il campo di collettori è stato deciso di selezionare le giornate della stagione invernale con radiazione diretta media più bassa che garantiscono il funzionamento dell'impianto nelle condizioni peggiori, in tal modo l'impianto funzionerà con la maggiore frequenza possibile.

Per l'impianto a toluene è stato scelto il 14/12/19 in cui è stata registrata una radiazione diretta mediata sulle ore di funzionamento dell'impianto pari a 297,6 W/ m<sup>2</sup>.

Per l'impianto a NOVEC 649 è stato scelto il 21/12/19 in cui è stata registrata una radiazione diretta mediata sulle ore di funzionamento dell'impianto pari a 287,4 W/ m<sup>2</sup>.

Per l'impianto a D5 è stato scelto il 07/03/20 in cui è stata registrata una radiazione diretta mediata sulle ore di funzionamento dell'impianto pari a 449,8 W/ m<sup>2</sup>.

Per ogni impianto funzionante con un fluido di lavoro diverso è stata calcolata la potenza sviluppata al concentratore solare.

	<b>Q<sub>CSP</sub> [kW]</b>
<b>Toluene</b>	1,07
<b>NOVEC 649</b>	1,03
<b>D5</b>	1,62

*Tabella 52 Potenza sviluppata dal concentratore solare nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.*

Affinché l'impianto entri in funzionamento è necessario che la potenza sviluppata al concentratore solare eguagli la richiesta di potenza richiesta all'evaporatore, dunque è così possibile calcolare il numero minimo di collettori necessari all'impianto.

	<b>N° collettori</b>
<b>Toluene</b>	127
<b>NOVEC 649</b>	176
<b>D5</b>	195

*Tabella 53 Numero di collettori necessari per soddisfare le richieste del ciclo ORC semplice nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.*

L'area solare captante, ovvero la superficie di collettore che viene colpita dalla radiazione diretta, è pari al numero di collettori moltiplicato per la superficie del paraboloide.

	<b>Area captante solare [m<sup>2</sup>]</b>
<b>Toluene</b>	571,5
<b>NOVEC 649</b>	792,0
<b>D5</b>	877,5

*Tabella 54 Area captante solare necessaria per soddisfare le richieste del ciclo ORC semplice nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.*

Le condizioni cambiano considerando l'inserimento di un recuperatore all'interno dei tre sistemi. In tal caso il calore richiesto all'evaporatore sarebbe inferiore dato che il fluido organico sarebbe preriscaldato e dunque anche il numero di collettori richiesti sarebbe ridotto.

	<b>N° collettori</b>
<b>Toluene</b>	111
<b>NOVEC 649</b>	132
<b>D5</b>	108

*Tabella 55 Numero di collettori necessari per soddisfare le richieste del ciclo ORC con recuperatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.*

L'area solare captante relativa ad ogni sistema è elencata nella tabella seguente.

	<b>Area captante solare [m<sup>2</sup>]</b>
<b>Toluene</b>	499,5
<b>NOVEC 649</b>	594,0
<b>D5</b>	486,0

*Tabella 56 Area captante solare necessaria per soddisfare le richieste del ciclo ORC con recuperatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.*

Tramite l'utilizzo del recuperatore il sistema che ha una percentuale maggiore di efficienza recuperativa è quello con fluido di lavoro D5. Chiaramente in tutti i casi si nota un miglioramento rilevante, che indica la convenienza dell'installazione di un recuperatore.

### 3.4 Analisi comparativa

L'efficienza elettrica è il rapporto tra la potenza elettrica totale diviso la potenza prodotta dai collettori solari.

La potenza elettrica totale sarà pari alla potenza elettrica prodotta dalla turbina meno la potenza elettrica che si deve fornire alla pompa.

$$\eta_{el} = \frac{P_{tur} - P_{pom}}{I_{rif} * A_{par} * n^{\circ} \text{collettori}} \quad (50)$$

	<b>Toluene</b>	<b>NOVEC 649</b>	<b>D5</b>
$\eta_{el} \text{ base}$	10,3 %	7,46 %	4,22 %
$\eta_{el} \text{ rec}$	11,8 %	9,95 %	7,62 %

Tabella 57 Efficienza elettrica del ciclo ORC semplice e con recuperatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.

I dati mostrati in tabella mostrano che in tutti e tre i casi l'efficienza elettrica aumenta con l'utilizzo del recuperatore. L'efficienza elettrica migliore si registra nel caso del toluene, sia in assenza che in aggiunta del recuperatore.

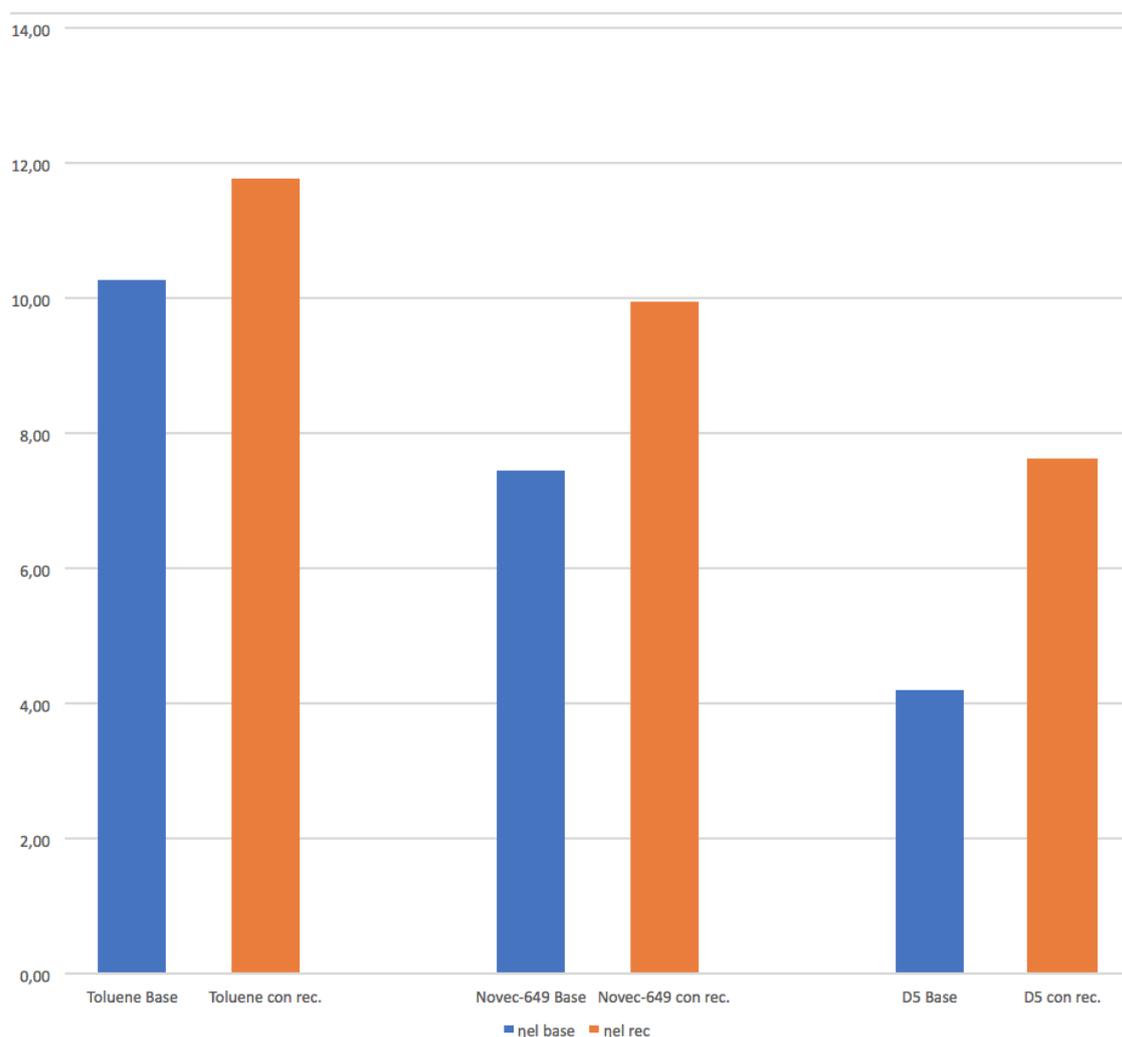


Figura 94 Diagramma efficienze elettriche degli impianti utilizzanti come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5, sia nel caso base che nel caso del recuperatore.

L'efficienza dell'impianto è pari al rapporto tra la potenza totale diviso la potenza prodotta dai collettori solari. La potenza totale sarà pari alla potenza elettrica prodotta dalla turbina, sommata alla potenza termica prodotta nel condensatore, meno la potenza elettrica che si deve fornire alla pompa.

$$\eta_{imp} = \frac{P_{tur} + Q_{con} - P_{pom}}{I_{rif} * A_{par} * n^{\circ} \text{collettori}} \quad (51)$$

	<b>Toluene</b>	<b>NOVEC 649</b>	<b>D5</b>
$\eta_{imp} \text{ base}$	77,8 %	78,5 %	78,8 %
$\eta_{imp} \text{ rec}$	77,4 %	77,9 %	78,6 %

Tabella 58 Efficienza dell'impianto del ciclo ORC semplice e con recuperatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.

La situazione cambia al momento in cui si valuta il rendimento totale dell'impianto. In tal caso l'impianto migliore sia nel caso base che nel caso con il recuperatore è quello che utilizza il D5. Per quanto riguarda la differenza che si genera nel caso base e in quello con il recuperatore essa è minima, questo poiché nel caso del recuperatore così come diminuisce la potenza al condensatore diminuisce anche il numero di collettori.

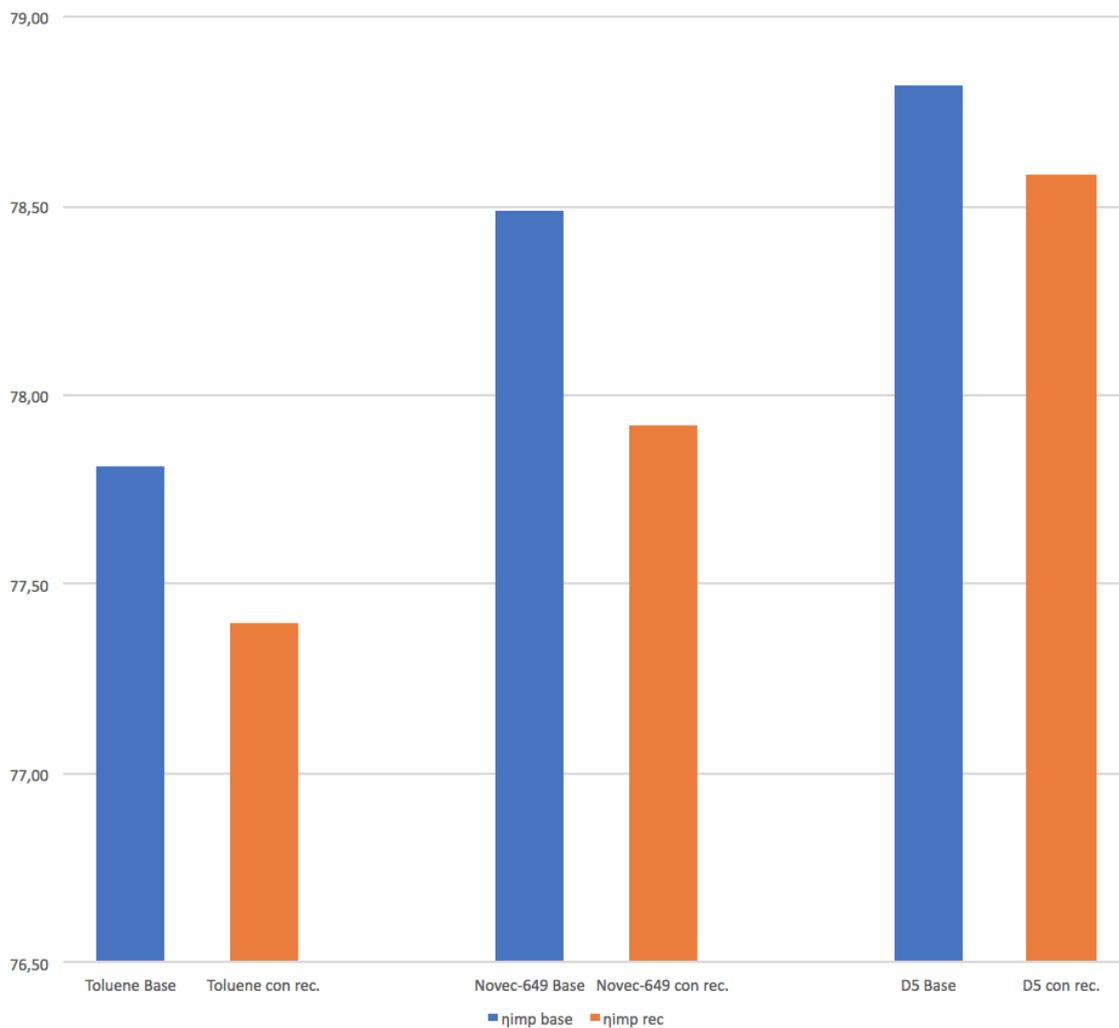


Figura 95 Diagramma efficienze degli impianti utilizzando come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5, sia nel caso base che nel caso del recuperatore.

# Capitolo 4

## Analisi Exergetica dell'impianto ORC

Il termine exergia è stato utilizzato per la prima volta nell'anno 1956 da Rant anche se il suo significato si è ben delineato con il passare tempo. L'analisi exergetica ha così preso forma in diversi campi ed è stata utilizzata per diversi scopi come la valutazione delle risorse naturali terrestri, o l'analisi dei sistemi energetici, o l'analisi termoeconomica e così via. In questa tesi verrà trattata l'analisi exergetica relativa agli impianti descritti nel capitolo precedente.

L'exergia è definita come la massima quantità di lavoro ottenibile da un sistema che interagisce con l'ambiente esterno finché non raggiunge un equilibrio termodinamico con esso.

Per giungere all'equilibrio meccanico, chimico e fisico con la biosfera il sistema dovrà chiaramente realizzare delle trasformazioni, se queste ultime non risultano essere reversibili, il lavoro ottenuto sarà inferiore a quello massimo.

L'exergia può essere di due tipologie fisica e chimica, la loro differenza è definita dalla tipologia di ciò che viene scambiato tra il sistema e l'ambiente. Se viene scambiata solo potenza termica si tratterà di exergia fisica, nel caso in cui si verificano reazioni chimiche sarà presente anche una quota di exergia chimica. [95]

Di seguito vengono elencate le formulazioni relative all'exergia chimica per unità di massa,  $\xi$ , e all'exergia fisica per unità di massa,  $b$ .

$$\xi = h - T_0 s \quad (52)$$

$$b = \xi - \xi_0 = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \quad (53)$$

dove  $\xi_0$  è l'exergia chimica definita rispetto alle condizioni dell'ambiente esterno:

$$\xi_0 = h_0 - T_0 s_0 \quad (54)$$

Nel nostro caso non avremo alcun tipo di reazione chimica e quindi l'exergia chimica non sarà presa in considerazione.

L'equazione di bilancio exergetico è la seguente[95]:

$$\sum_{i=1}^N \Phi_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) - W = \left(\frac{\partial A}{\partial t}\right)_{VC} + \sum_{k=1}^{NC} \dot{m}_k b_k + T_0 \Sigma_i \quad (55)$$

- $N$  è il numero di sorgenti o pozzi termici;
- $\Phi_i$  è il flusso scambiato con l' $i$ -esima sorgente ( $>0$ ) o l' $i$ -esimo pozzo ( $<0$ ) alla temperatura  $T_i$ ;
- $W$  è la potenza prodotta ( $>0$ ) o assorbita ( $<0$ );
- $\left(\frac{\partial A}{\partial t}\right)_{VC} = \left(\frac{\partial(U' + p_0 V - T_0 S)}{\partial t}\right)_{VC}$  (56)

$A$  rappresenta l'*exergia interna utile*.

dove  $U'$  è pari alla somma di energia interna, cinetica e potenziale,  $T_0 S$  rappresenta il termine entropico e  $p_0 V$  rappresenta la variazione di volume.

- $VC$  è il volume di controllo;
- $NC$  è il numero di condotti attraverso i quali sono scambiati flussi di massa;
- $\dot{m}_k$  è la portata in massa del  $k$ -esimo componente;
- $b_k$  è l'*exergia* fisica del  $k$ -esimo componente;
- $T_0$  è la temperatura dell'ambiente esterno;
- $\Sigma_i$  è l'entropia generata.

Il termine  $T_0 \Sigma_i$  viene definito *irreversibilità*, ovvero la misura delle perdite causate dalla distruzione dell'*exergia*.

Nella seguente trattazione è stato effettuato il calcolo delle irreversibilità relative ad ogni componente sia del ciclo ORC semplice che dotato di recuperatore.

### **Ciclo ORC semplice**

La biosfera è in continuo mutamento e per definizione un sistema non in equilibrio, per questo motivo nell'ambito ingegneristico il suo stato termodinamico si considera costante. A tal proposito la pressione dell'ambiente esterno è stata fissata a 1 atm mentre la temperatura a 3,7 °C, quest'ultimo valore è la media delle temperature relative ai mesi di Dicembre, Gennaio, Febbraio e Marzo. [96]

L'assunzione fondamentale prevede che il sistema sia in condizioni stazionarie.

### Turbina

Considerando che il volume di controllo circonda la turbina, essa vedrà come flusso in ingresso e poi in uscita quello relativo al fluido organico. La potenza prodotta in tal caso è di tipo meccanico ed ha un valore maggiore di zero. Nella figura sottostante è presente una raffigurazione del volume di controllo e delle grandezze che entrano in gioco nell'analisi exergetica.

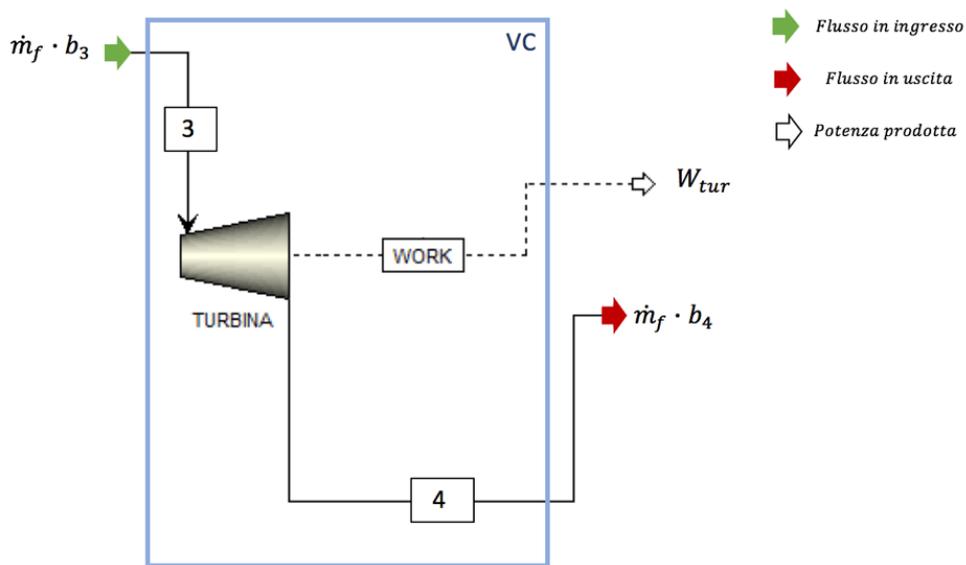


Figura 96 Volume di controllo della turbina per l'analisi exergetica.

$$\Psi_{tur} = \dot{m}_{fluido\ organico} \cdot (b_3 - b_4) - W_{tur} \quad (57)$$

### Condensatore

Nel caso del condensatore i flussi in ingresso e poi in uscita sono due, ovvero uno di acqua e uno di fluido organico. In tal caso non è presente alcun tipo di potenza prodotta o assorbita.

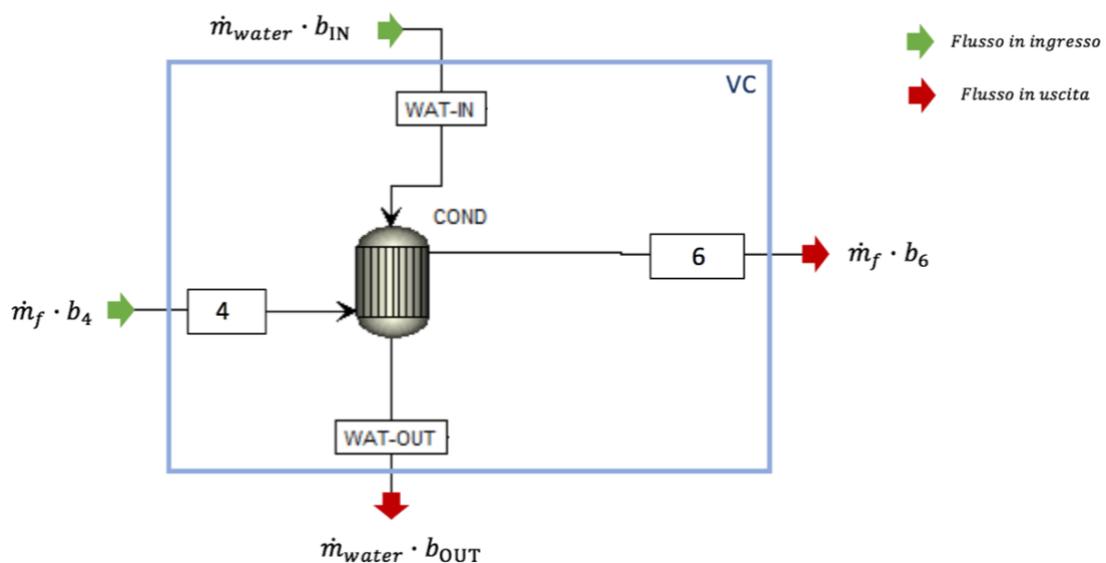


Figura 97 Volume di controllo del condensatore per l'analisi exergetica.

$$\Psi_{con} = \dot{m}_{fluido\ organico} \cdot (b_4 - b_6) + \dot{m}_{acqua} \cdot (b_{in} - b_{out}) \quad (58)$$

## Pompa

La pompa vedrà come flusso in ingresso e poi in uscita quello relativo al fluido organico. La potenza necessaria per il funzionamento della pompa è di tipo elettrico ed ha un valore minore di zero.

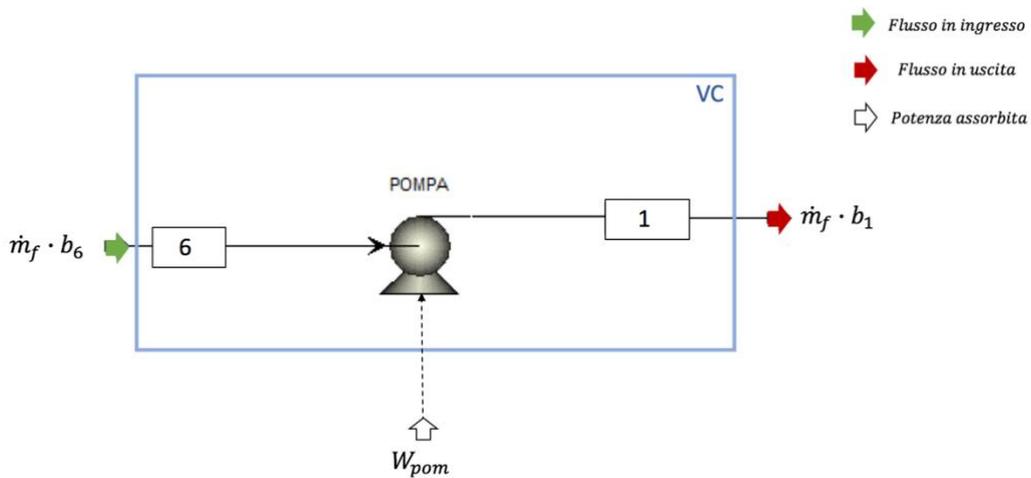


Figura 98 Volume di controllo della pompa per l'analisi exergetica.

$$\Psi_{pom} = \dot{m}_{fluido\ organico} \cdot (b_6 - b_1) + W_{pom} \quad (59)$$

## Evaporatore

Nel caso dell'evaporatore i flussi in ingresso e poi in uscita sono due, ovvero uno di fluido termovettore e uno di fluido organico. In tal caso non è presente alcun tipo di potenza prodotta o assorbita.

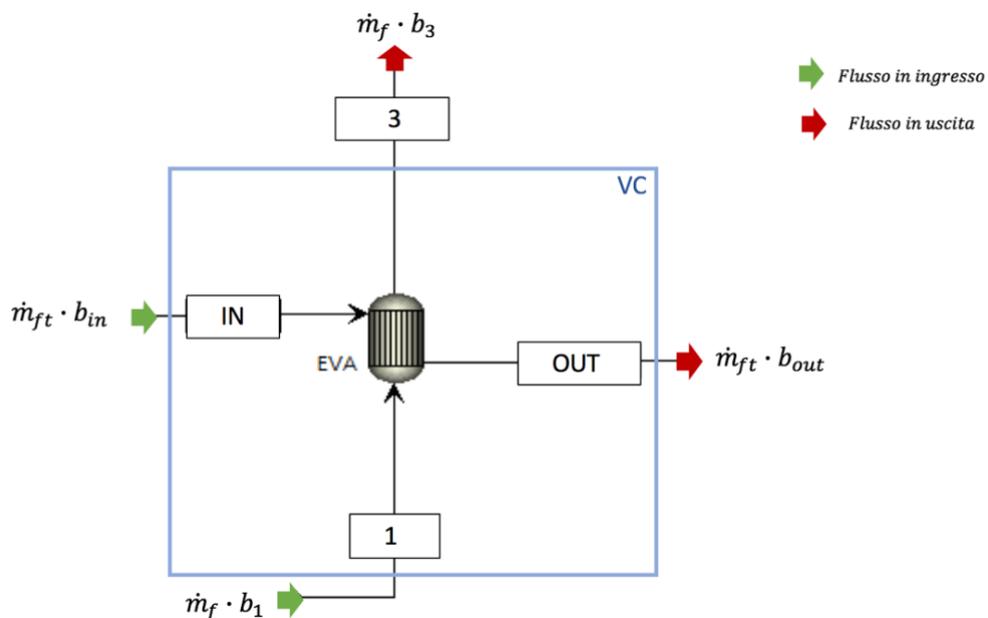


Figura 99 Volume di controllo dell'evaporatore per l'analisi exergetica.

$$\Psi_{eva} = \dot{m}_{fluido\ organico} \cdot (b_1 - b_3) + \dot{m}_{fluido\ termovettore} \cdot (b_{in} - b_{out}) \quad (60)$$

### Collettore

Il collettore ha come flusso in ingresso la potenza radiativa solare e poi in uscita quello relativo al fluido termovettore. In tal caso il flusso scambiato con la sorgente, ovvero il sole, sarà positivo.

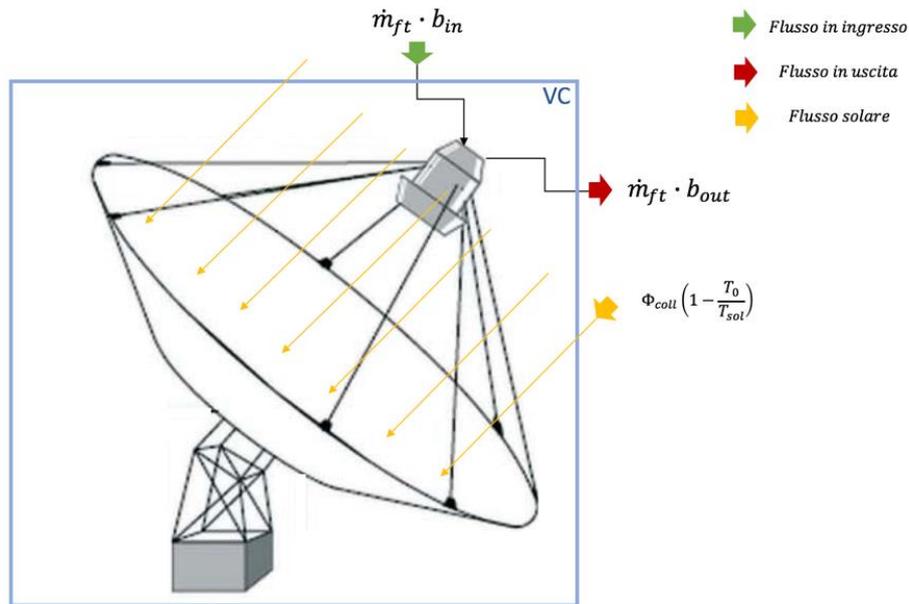


Figura 100 Volume di controllo del collettore per l'analisi exergetica.

$$\Psi_{coll} = \dot{m}_{fluido\ termovettore} \cdot (b_{in} - b_{out}) + \Phi_{coll} \left(1 - \frac{T_0}{T_{sol}}\right) \quad (61)$$

Dove  $T_{sol}$  è fissa e pari a 5780 K, mentre  $\Phi_{coll}$  è calcolato come prodotto tra la radiazione diretta e l'area di captazione solare totale.

	<b>Toluene</b>	<b>NOVEC 649</b>	<b>D5</b>
$\Phi_{coll}$ [kW]	170,1	227,6	394,7

Tabella 59 Flusso solare nel ciclo ORC semplice nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.

## Exergia totale

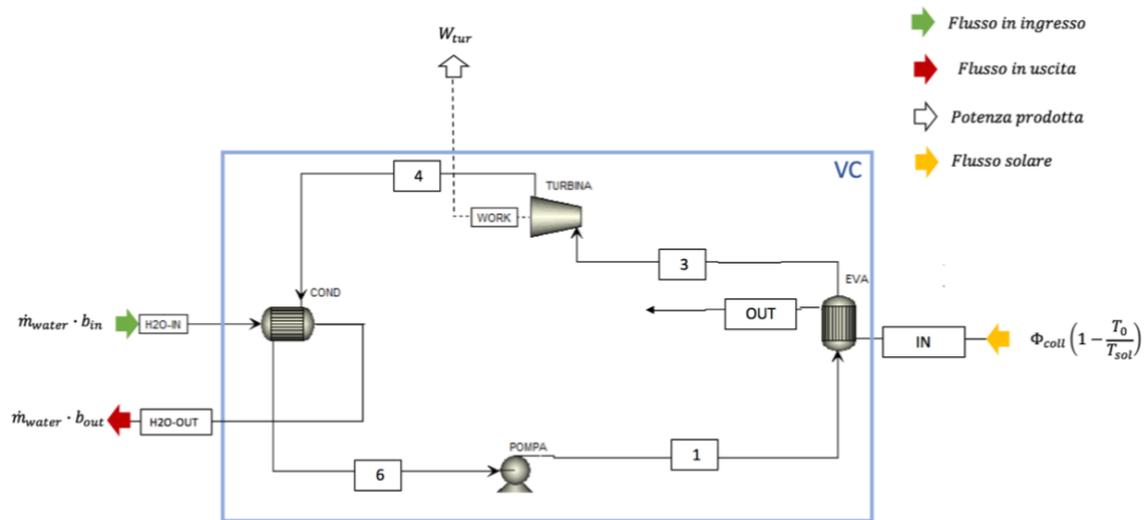


Figura 101 Volume di controllo del ciclo ORC semplice per l'analisi exergetica.

Considerando l'intero sistema si otterrà:

$$\Psi = \Phi_{coll} \left(1 - \frac{T_0}{T_{sol}}\right) + \dot{m}_{acqua} \cdot (b_{in} - b_{out}) - W_{tur} \quad (62)$$

In questo caso il flusso entrante nel VC è quello solare, la potenza prodotta è quella alla turbina e il flusso di masse in ingresso ed in uscita appartengono all'acqua riscaldata nel condensatore. La potenza richiesta alla pompa in tal caso verrà considerata trascurabile.

Il risultato della (62) equazione dovrà coincidere con la somma di tutte le irreversibilità del sistema, ovvero con la seguente:

$$\Psi = \Psi_{tur} + \Psi_{con} + \Psi_{pom} + \Psi_{eva} + \Psi_{coll} \quad (63)$$

L'uguaglianza delle (62) e (63) si verifica a pieno, perciò il valore a cui si farà riferimento è il risultato della (63).

### Efficienza exergetica o di secondo principio

L'efficienza exergetica è il rapporto tra il ciò che otteniamo dal sistema, ovvero la potenza alla turbina e il riscaldamento dell'acqua, e la risorsa utilizzata, ovvero l'energia solare.

Questa efficienza definisce quanto sia efficientemente utilizzata la risorsa.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{acqua} \cdot (b_{out} - b_{in}) + W_{tur}}{\Phi_{coll} \left(1 - \frac{T_0}{T_{sol}}\right)} \quad (64)$$

## Risultati

Nella tabella seguente sono presenti tutti i valori calcolati relativi ai cicli ORC alimentati dai 3 diversi fluidi termovettore.

	<b>Toluene</b>	<b>NOVEC 649</b>	<b>D5</b>
$\Psi_{tur}$ [kW]	3,35	3,70	2,82
$\Psi_{con}$ [kW]	20,7	9,49	100,2
$\Psi_{pom}$ [kW]	0,036	0,059	0,055
$\Psi_{eva}$ [kW]	9,17	26,7	17,1
$\Psi_{coll}$ [kW]	95,1	137,9	200,9
$\Psi$ [kW]	128,4	177,9	321,0
$\eta_{II}$	0,21	0,18	0,15

Tabella 60 Irreversibilità dei componenti, totale ed efficienza exergetica del ciclo ORC semplice nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.

Successivamente per ogni componente del ciclo è stato calcolato il difetto di efficienza, come il rapporto tra l'irreversibilità del componente stesso e la risorsa dell'intero sistema.

$$\delta_i = \frac{\Psi_i}{\Phi_{coll} \left(1 - \frac{T_0}{T_{sol}}\right)} \quad (65)$$

	<b>Toluene</b>	<b>NOVEC 649</b>	<b>D5</b>
$\delta_{tur}$ [kW]	0,021	0,017	0,0075
$\delta_{con}$ [kW]	0,13	0,044	0,27
$\delta_{pom}$ [kW]	0,00022	0,00027	0,00015
$\delta_{eva}$ [kW]	0,057	0,12	0,045
$\delta_{coll}$ [kW]	0,59	0,64	0,53

Tabella 61 Difetto di efficienza dei singoli componenti del ciclo ORC semplice nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.

## Ciclo ORC con recuperatore

In tal caso i componenti del ciclo verranno trattati in egual modo al caso precedentemente, l'unica novità risulta essere il recuperatore.

### Recuperatore

Nel caso del recuperatore i flussi in ingresso e poi in uscita sono due, entrambi di fluido organico. In tal caso non è presente alcun tipo di potenza prodotta o assorbita.

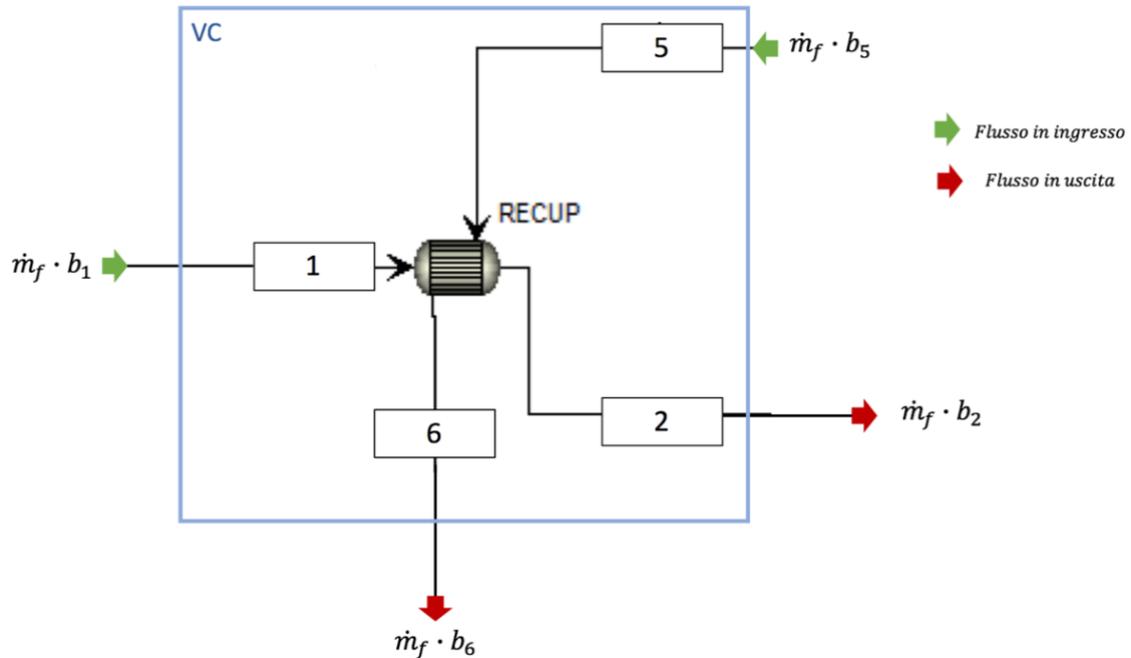


Figura 102 Volume di controllo del recuperatore per l'analisi exergetica.

$$\Psi_{rec} = \dot{m}_{fluido\ organico} \cdot (b_1 - b_2) + \dot{m}_{fluido\ organico} \cdot (b_5 - b_6) \quad (66)$$

### Collettore

Per quanto riguarda il collettore l'equazione (61) rimane la stessa, l'unico valore che cambia è il flusso del collettore, poiché cambia l'area di captazione solare.

	<b>Toluene</b>	<b>NOVEC 649</b>	<b>D5</b>
$\Phi_{coll}$ [kW]	148,6	170,7	218,6

Tabella 62 Flusso solare nel ciclo di ORC con recuperatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.

## Exergia totale

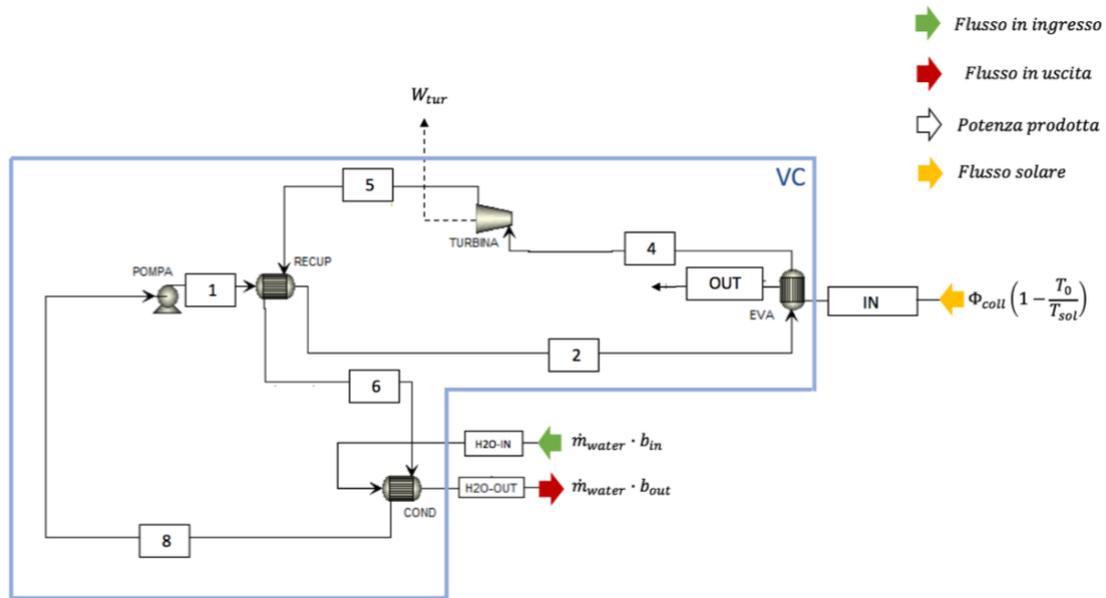


Figura 103 Volume di controllo del ciclo ORC con recuperatore per l'analisi exergetica.

Il risultato della (62) equazione dovrà coincidere con la somma di tutte le irreversibilità del sistema, ovvero con la seguente:

$$\Psi = \Psi_{tur} + \Psi_{rec} + \Psi_{con} + \Psi_{pom} + \Psi_{eva} + \Psi_{coll} \quad (67)$$

Anche in questo caso l'uguaglianza delle (62) e (67) si verifica a pieno, perciò il valore a cui si farà riferimento è il risultato della (67).

## Risultati

Nella tabella seguente sono presenti tutti i valori calcolati relativi ai cicli ORC alimentati dai 3 diversi fluidi termovettore.

	<b>Toluene</b>	<b>NOVEC 649</b>	<b>D5</b>
$\Psi_{tur}$ [kW]	3,35	3,70	2,82
$\Psi_{rec}$ [kW]	0,65	2,33	3,19
$\Psi_{con}$ [kW]	16,60	3,68	48,7
$\Psi_{pom}$ [kW]	0,036	0,059	0,055
$\Psi_{eva}$ [kW]	6,86	16,8	4,83
$\Psi_{coll}$ [kW]	82,6	102,7	110,9

$\Psi$ [kW]	110,1	129,2	170,5
$\eta_{II}$	0,23	0,21	0,19

Tabella 63 Irreversibilità dei componenti, totale ed efficienza exergetica del ciclo ORC con recuperatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.

Successivamente per ogni componente del ciclo è stato calcolato il difetto di efficienza, come il rapporto tra l'irreversibilità del componente stesso e la risorsa dell'intero sistema.

$$\delta_i = \frac{\Psi_i}{\Phi_{coll} \left(1 - \frac{T_0}{T_{sol}}\right)} \quad (68)$$

	<b>Toluene</b>	<b>NOVEC 649</b>	<b>D5</b>
$\delta_{tur}$ [kW]	0,024	0,023	0,014
$\delta_{rec}$ [kW]	0,0046	0,014	0,015
$\delta_{con}$ [kW]	0,12	0,023	0,23
$\delta_{pom}$ [kW]	0,00025	0,00036	0,00026
$\delta_{eva}$ [kW]	0,049	0,10	0,023
$\delta_{coll}$ [kW]	0,58	0,63	0,53

Tabella 64 Difetto di efficienza dei singoli componenti del ciclo ORC con recuperatore nel caso in cui il fluido operativo sia Toluene, Novec 649 o D5.

### Confronto

Nel seguente paragrafo verrà effettuata un'analisi comparativa dei dati ricavati che si prefissa di definire il ciclo exergeticamente migliore.

La prima analisi riguarda l'exergia relativa ad ogni componente, in generale il Toluene presenta i valori più bassi di irreversibilità per ogni componente, eccetto per il condensatore.

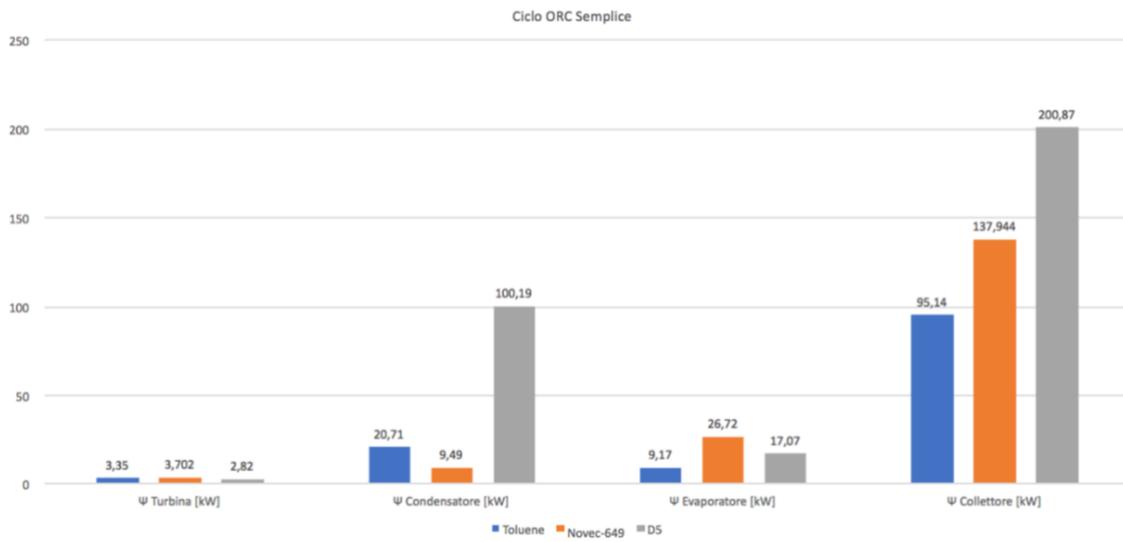


Figura 104 Diagramma irreversibilità dei singoli componenti dell'impianto ORC semplice utilizzando come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5.

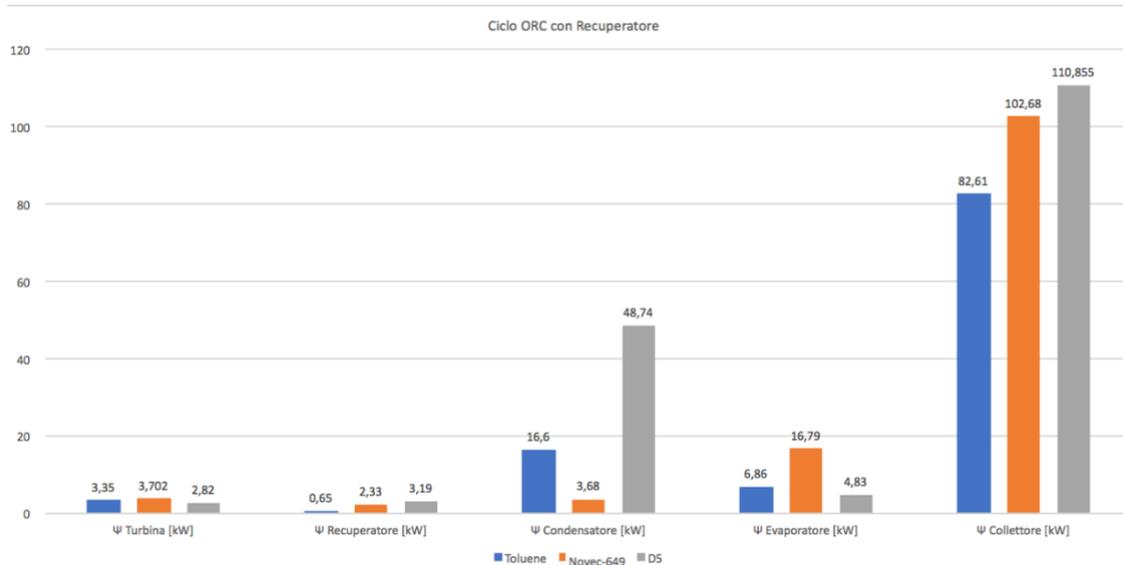


Figura 105 Diagramma irreversibilità dei singoli componenti dell'impianto ORC con recuperatore utilizzando come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5.

Ciò che salta all'occhio è la riduzione delle perdite che si ha con l'utilizzo del recuperatore, come si può appunto notare dalle percentuali di miglioramento riportate nella tabella sotto.

	<b>Ψ Condensatore</b>	<b>Ψ Evaporatore</b>	<b>Ψ Collettore</b>
<b>Toluene</b>	19,9 %	25,2 %	13,2 %
<b>NOVEC 649</b>	61,2 %	37,2 %	25,6 %
<b>D5</b>	51,4 %	71,7 %	44,8 %

Tabella 65 Percentuali di miglioramento delle irreversibilità del condensatore, dell'evaporatore e del collettore grazie all'inserimento del recuperatore.

Le irreversibilità rimangono costanti solo per la turbina e la pompa, la quale presenta valori talmente piccoli da risultare irrilevanti se paragonati agli altri. Questo è dovuto al fatto che le condizioni in ingresso ed uscita da questi componenti resta invariato nei due casi di studio.

Lo stesso tipo di comportamento si evince anche dall'analisi dell'irreversibilità del ciclo completo.

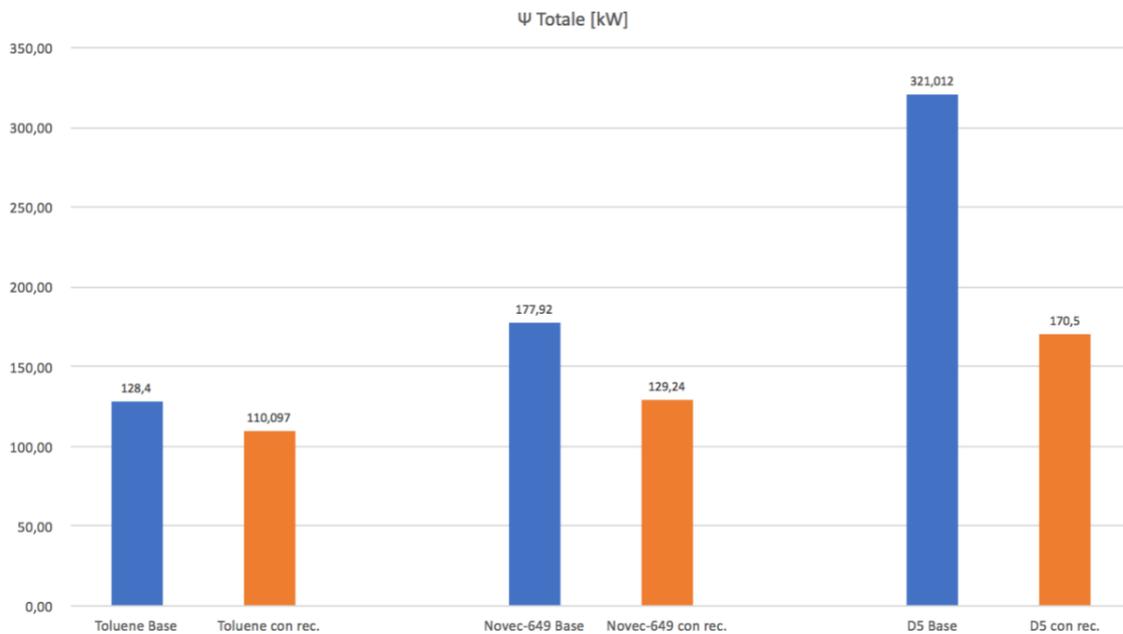


Figura 106 Diagramma irreversibilità totale degli impianti utilizzando come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5, sia nel caso base che nel caso del recuperatore.

$\Psi$	
<b>Toluene</b>	14,3 %
<b>NOVEC 649</b>	27,4 %
<b>D5</b>	46,9 %

Tabella 66 Percentuali di miglioramento dell'irreversibilità totale del ciclo grazie all'inserimento del recuperatore.

Dunque il D5 è il fluido organico che riporta una diminuzione delle irreversibilità maggiore con l'inserimento del recuperatore nel ciclo, mentre in generale il Toluene presenta il valore migliore.

Anche per quanto riguarda l'efficienza di secondo principio è il toluene ad avere i valori maggiori sia con che senza recuperatore, ma comunque anche il Novec grazie all'impiego del recuperatore permettere di raggiungere un buon risultato con un'efficienza superiore al 20%.

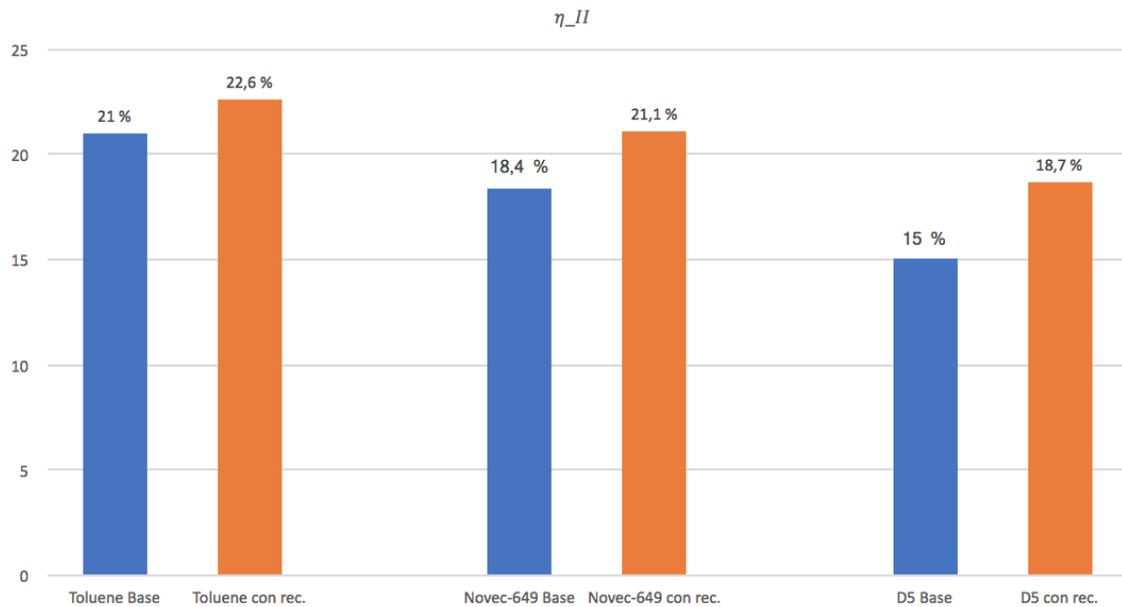


Figura 107 Diagramma efficienza exergetica degli impianti utilizzanti come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5, sia nel caso base che nel caso del recuperatore.

$\eta_{II}$	
<b>Toluene</b>	7,08 %
<b>NOVEC 649</b>	12,8 %
<b>D5</b>	19,8 %

Tabella 67 Percentuali di miglioramento del rendimento exergetico del ciclo grazie all'inserimento del recuperatore.

L'ultimo aspetto analizzato è il difetto di efficienza, il quale rappresenta la percentuale di irreversibilità che ogni componente apporta all'intero sistema.

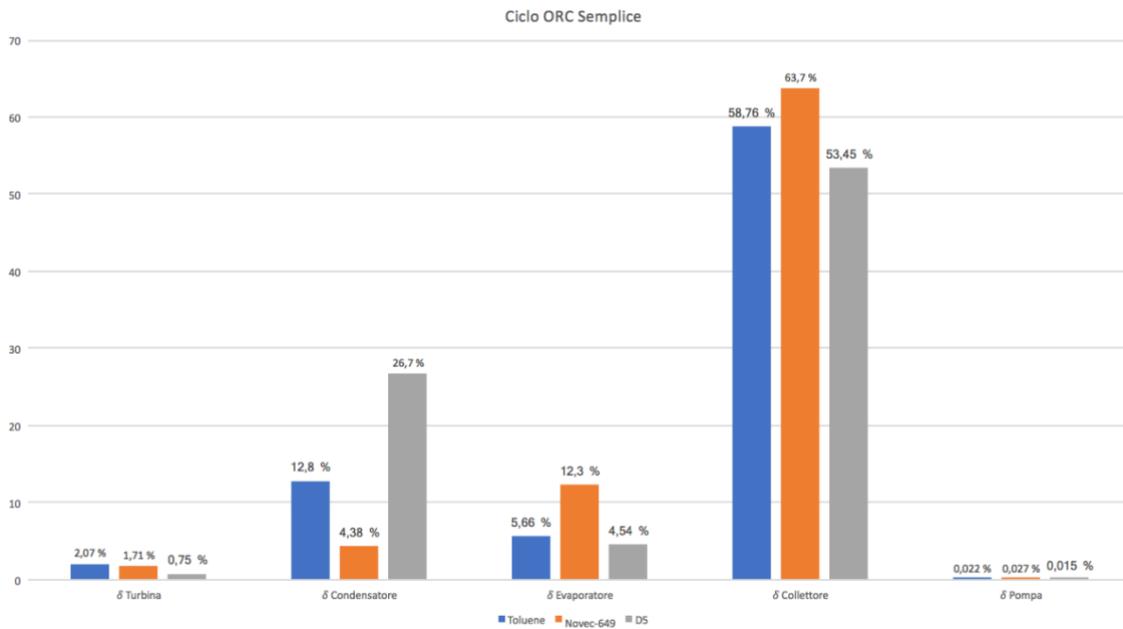


Figura 108 Diagramma difetti di efficienza dei singoli componenti dell'impianto ORC semplice utilizzando come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5.

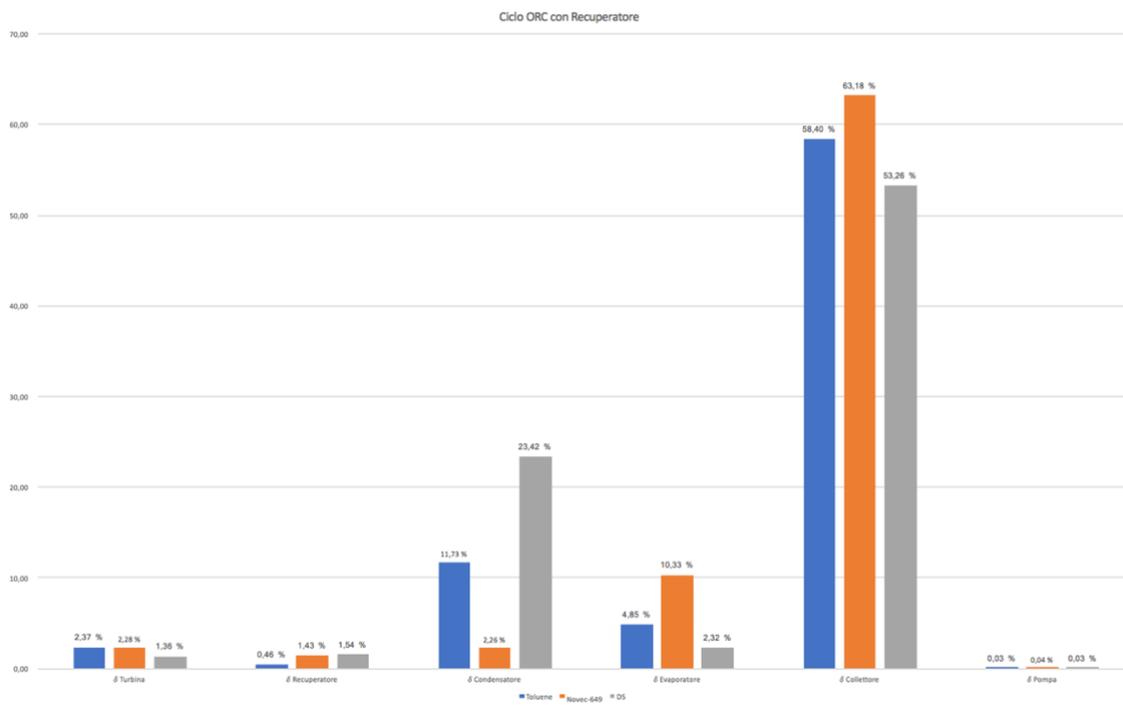


Figura 109 Diagramma difetti di efficienza dei singoli componenti dell'impianto ORC con recuperatore utilizzando come fluido organico il toluene, il NOVEC 649 e il D5.

Sia nel ciclo semplice che in quello dotato di recuperatore, i difetti di efficienza più alti sono stati registrati nel collettore, mentre saranno praticamente impercettibili nella pompa.

Grazie al recuperatore tale parametro è migliorato secondo le seguenti percentuali:

	$\delta$ Condensatore	$\delta$ Evaporatore	$\delta$ Collettore
<b>Toluene</b>	8,36 %	14,3 %	0,61 %
<b>NOVEC 649</b>	48,3 %	16,0 %	0,82 %
<b>D5</b>	12,3 %	48,9 %	0,36 %

*Tabella 68 Percentuali di miglioramento dei difetti di efficienza del condensatore, dell'evaporatore e del collettore grazie all'inserimento del recuperatore.*

# Conclusioni

Lo scopo di questa tesi è stato quello di dimensionare un ciclo ORC su piccola scala che potesse garantire una produzione di potenza elettrica sufficiente ad alimentare un piccolo condominio di sei appartamenti. Per questo motivo considerando 3kW di potenza elettrica utile per singola unità abitativa si è partiti dall'ipotesi di ottenere dal ciclo produttivo una potenza elettrica pari ad almeno 18 kW. In concomitanza, sfruttando il condensatore, si produce energia termica utile, scaldando una portata di acqua da 35 °C a 50 °C utilizzabile sia per un eventuale impianto di riscaldamento a pavimento che come ACS.

Il collettore solare è stato dimensionato prendendo in considerazione come elemento di base il Parabolic Dish Collector installato sul tetto dell'Energy Center di Torino, descritto al paragrafo 3.1. Per lo studio si è deciso di non utilizzare dati teorici, bensì quelli reali ottenuti dalle misure di appositi strumenti installati nello stesso luogo del CSP, in grado di registrare temperatura ambiente e del ricevitore, radiazione solare globale e caratteristiche atmosferiche ad intervalli regolari. Dato che queste ultime sono riportate ogni 15 minuti è stato scelto di rielaborare anche i dati relativi a radiazione solare e temperatura del ricevitore (registrate ogni minuto) effettuando una media dei valori a cavallo di questo range temporale.

I dati a disposizione erano quelli dei mesi invernali (dicembre, gennaio, febbraio e marzo) del 2019/2020, perciò si è pensato ai fini del dimensionamento di utilizzare, per ogni fluido scelto, le condizioni climatiche "peggiori" che garantissero però il funzionamento dell'impianto. Questa supposizione iniziale permette di assicurare che la potenza minima necessaria indicata sopra possa essere prodotta per un numero di giorni annui nettamente superiore rispetto ad un dimensionamento effettuato basandosi su condizioni medie annuali che prendano in considerazione anche il periodo estivo.

I fluidi scelti per l'analisi sono stati il Toluene, il Novec-649 ed il D5. Si tratta di tre fluidi "secchi" al fine di evitare la formazione di condensa durante la fase di espansione in turbina.

E' stato poi utilizzato il software Aspen Plus come strumento di modellazione del ciclo ORC, definendone le caratteristiche dei capisaldi e le potenze scambiate. I dati ottenuti sono stati rielaborati sia da un punto di vista energetico al fine di ottenere il rendimento

elettrico e globale dell'impianto, che da un punto di vista exergetico per valutare le irreversibilità totali e dei singoli componenti. I risultati ottenuti mostrano come da un punto di vista prettamente orientato al rendimento, il Toluene sia il fluido più performante con un'efficienza d'impianto pari a 77,4% a fronte di un rendimento elettrico dell'11,8% nel caso di ciclo con recuperatore interno (rispettivamente si ha 77,8% e 10,3% nel caso di ciclo semplice). Anche nel caso dell'efficienza di secondo principio ( $\eta_{II}$ ) con 22,6% il Toluene è il fluido dal quale si ottiene la prestazione migliore.

Il D5, invece, anche a causa della sua temperatura di utilizzo maggiore è quello che ha presentato il migliore rendimento d'impianto (oltre il 78% in entrambe le configurazioni) ma con un valore di  $\eta_{el}$  di 7,62% con l'ausilio del recuperatore (questo valore scende solo al 4,22% senza quest'ultimo). E' però interessante notare come sia la configurazione che ha ottenuto maggiore beneficio dall'inserimento del recuperatore con una riduzione delle irreversibilità totali del 46,9% rispetto al ciclo semplice. Un'ipotesi interessante sarebbe quella di valutare l'utilizzo di questa sostanza in aree geografiche che presentino condizioni climatiche più favorevoli rispetto a Torino.

Infine il Novec-649, molto utilizzato come fluido refrigerante ma ancora poco considerato per queste applicazioni, ha restituito dei buoni risultati. Il rendimento elettrico del 9,95%, con recuperatore, non è molto distante da quanto ottenuto con il Toluene (così come il 77,9% di  $\eta_{imp}$ ). Altri punti a favore che lo rendono una valida scelta sono le caratteristiche ambientali (GWP e ODP praticamente nulli) e di sicurezza (non infiammabile e non tossico). Inoltre la bassa temperatura di utilizzo (ingresso in turbina a 155 °C) fa sì che riesca a garantire un maggior numero di giorni di funzionamento.

Analizzando i risultati ottenuti dall'analisi exergetica si evince infine che i componenti all'interno dei quali si verificano le perdite maggiori sono gli scambiatori di calore ed il collettore solare (oltre il 50%) perciò le ricerche e gli studi futuri dovranno concentrarsi sul trovare nuovi materiali e configurazioni che permettano di ridurre le irreversibilità. Solo a quel punto si riuscirà a ridurre le superfici di ricezione necessaria a soddisfare la potenza richiesta, rendendo in questo modo più accessibile il costo di realizzazione di impianti ORC di questo tipo.



# Bibliografia

- [1] [https://elearn.ing.unipi.it/pluginfile.php/96784/mod\\_resource/content/1/ORC.pdf](https://elearn.ing.unipi.it/pluginfile.php/96784/mod_resource/content/1/ORC.pdf)  
visitato il 13/02/2022
- [2] [https://en.wikipedia.org/wiki/Ormat\\_Technologies](https://en.wikipedia.org/wiki/Ormat_Technologies) visitato il 13/02/2022
- [3] T. Tartière, M. Astolfi – “A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market” – Energy Procedia 129 (2017) 2-9
- [4] [https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030\\_it](https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030_it) visitato il 28/06/2020
- [5] <http://fiscatecnica.pbworks.com/w/page/13977820/03%20Macchine%20a%20ciclo%20diretto%20e%20a%20ciclo%20inverso> visitato il 28/06/2020
- [6] L.Y. Bronicki – “History of Organic Rankine Cycle systems” – in “Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems” – a cura di E. Macchi, M. Astolfi (2017) 25-66
- [7] A. Guercio, R. Bini – “Biomass-fired Organic Rankine Cycle combined heat and power systems” – in “Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems” – a cura di E. Macchi, M. Astolfi (2017) 527-567
- [8] “IL CONDUTTORE PATENTATO” – Associazione Regionale Conduttori Caldaie in associazione con PORTA SRL
- [9] C. Spadacini, L.G. Xodo, M. Quaia – “Geothermal energy exploitation with Organic Rankine Cycle technologies” – in “Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems” – a cura di E. Macchi, M. Astolfi (2017) 473-525
- [10] [http://www.agorascienza.it/application/files/5014/9908/8302/B\\_energia-geotermica\\_Guglielmetti.pdf](http://www.agorascienza.it/application/files/5014/9908/8302/B_energia-geotermica_Guglielmetti.pdf) visitato il 06/07/2020
- [11] <https://www.rinnovabili.it/energia/geotermia/energia-geotermica-mondiale/>  
visitato il 06/07/2020
- [12] <http://www.exergy-orc.com/heat-recovery-from-industrial-process> visitato il 08/07/2020
- [13] B.F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis – “Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications” – Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (2011) 3963-3979
- [14] T. Engin, V. Ari – “Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems – A case study” – Energy Conversion and Management 46 (2005) 551-562

- [15] E. Macchi – “Theoretical basis of the Organic Rankine Cycle” – in “Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems” – a cura di E. Macchi, M. Astolfi (2017) 3-24
- [16] M. Astolfi – “Technical options for Organic Rankine Cycle systems” – in “Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems” – a cura di E. Macchi, M. Astolfi (2017) 67-89
- [17] M. Orosz, R. Dickes – “Solar thermal powered Organic Rankine Cycles” – in “Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems” – a cura di E. Macchi, M. Astolfi (2017) 569-612
- [18] A. Ustaoglu, J. Okajima, X.R. Zhang, S. Maruyama – “Assessment of a solar energy powered regenerative organic Rankine cycle using compound parabolic involute concentrator” – *Energy Conversion and Management* 184 (2019) 661-670
- [19] A. Ramos, M.A. Chatzopoulou, J. Freeman, C.N. Markides – “Optimisation of a high-efficiency solar-driven organic Rankine cycle for applications in the built environment” – *Applied Energy* 228 (2018) 755-765
- [20] F. Ferrara, A. Gimelli, A. Luongo – “Small-scale concentrated solar power (CSP) plant: ORCs comparison for different organic fluids” – *Energy Procedia* 45 (2014) 217-226
- [21] A. Mueller, M. Orosz, A. Kumar Narasimhan, R. Kamal, H. Hemond, Y. Gosmani – “Evolution and feasibility of decentralized concentrating solar thermal power systems for modern energy access in rural areas” – *MRS Energy Sustainability* 3 (2016)
- [22] G. Manfrida, R. Secchi, K. Stanczyk – “Modelling and simulation of phase change material latent heat storages applied to a solar-powered Organic Rankine Cycle” – *Applied Energy* 179 (2016) 378-388
- [23] F.A. Al-Sulaiman – “Exergy analysis of parabolic trough solar collectors integrated with combined steam and organic Rankine cycles” – *Energy Conversion and Management* 77 (2014) 441-449
- [24] H. Singh, R.S. Mishra – “Performance analysis of solar parabolic trough collectors driven combined supercritical CO<sub>2</sub> and organic Rankine cycle” – *Engineering Science and Technology, an International Journal* 21 (2018) 451-464
- [25] J. Bao, L. Zhao – “A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle” – *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 24 (2013) 325-342

- [26] J. Oyekale, F. Heberle, M. Petrollese, D. Brüggeman, G. Cau – “Thermo-economic evaluation of actively selected siloxane mixtures in a hybrid solar-biomass organic Rankine cycle power plant” – Applied Thermal Engineering 165 (2020) 114607
- [27] X. Zhang, Y. Zhang, J. Wang – “New classification of dry and isentropic working fluids and a method used to determine their optimal or worst condensation temperature used in Organic Rankine Cycle” – Energy 201 (2020) 117722
- [28] Y. Krishna, M. Faizal, R. Saidur, K.C. Ng, N. Aslfattahi – “State-of-the-art heat transfer fluids for parabolic trough collector” – International Journal of Heat and Mass Transfer 152 (2020) 119541
- [29] I.H. Bell, E.W. Lemmon – “Organic fluids for Organic Rankine Cycle systems: classification and calculation of thermodynamic and transport properties” – in “Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems” – a cura di E. Macchi, M. Astolfi (2017) 91-119
- [30] H. Chen, D.Y. Goswami, M.M. Rahman, E.K. Stefanakos – “A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power” – Energy 36 (2011) 549-555
- [31] [https://it.wikipedia.org/wiki/Nucleo\\_solare](https://it.wikipedia.org/wiki/Nucleo_solare) visitato il 4/08/2021
- [32] <https://www.enea.it/it/seguici/le-parole-dellenergia/radiazione-solare/quant-energia-solare-arriva-sulla-terra> visitato il 4/08/2021
- [33] [https://it.wikipedia.org/wiki/Radiazione\\_solare](https://it.wikipedia.org/wiki/Radiazione_solare) visitato il 4/08/2021
- [34] J. Phelan, M.C. Pignocchino – “Scopriamo le scienze della Terra. Capitolo 9” – Zanichelli editore 2018
- [35] <https://www.enea.it/it/seguici/le-parole-dellenergia/radiazione-solare/la-radiazione-al-suolo.-il-ruolo-dell2019atmosfera> visitato il 4/08/2021
- [36] Luca Biagioni – Tesi di Laurea Specialistica in Ingegneria Energetica - “Analisi Numerica delle Prestazioni di un Collettore Parabolico Composto”
- [37] [http://www.solarconcentrators.eu/thermodynamic/it/introduzione-ai-concentratori-solari/35-descrizione-sistemi-solari-a-concentrazione/46-collettori-solari-a-concentrazione.html#:~:text=Ne%20consegu%2C%20dal%20grafico%20precedente,angolo%20%20%EF%81%A5\)%20non%20sia](http://www.solarconcentrators.eu/thermodynamic/it/introduzione-ai-concentratori-solari/35-descrizione-sistemi-solari-a-concentrazione/46-collettori-solari-a-concentrazione.html#:~:text=Ne%20consegu%2C%20dal%20grafico%20precedente,angolo%20%20%EF%81%A5)%20non%20sia) visitato il 01/09/2020
- [38] [https://www.enea.it/it/Ricerca\\_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/climatizzazione-rinnovabili/rds-254.pdf](https://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/climatizzazione-rinnovabili/rds-254.pdf) visitato il 02/09/2020

- [39] R. Dobriyal, P. Negi, N. Sengar, D.B. Singh – “A brief review on solar flat plate collector by incorporating the effect of nanofluid” – *Materials Today: Proceedings* 21 (2020) 1653-1658
- [40] <http://www.itcfodera.it/images/stories/iniziativa/leonardo/agrigento/pannelli%20solari%20termici.pdf> visitato il 4/08/2021
- [41] <https://www.fromi.net/solare-termico> visitato il 4/08/2021
- [42] M.J. Muhammad, I.A. Muhammad, N.A.C. Sidik, M.N.A.W. Muhammad Yazid – “Thermal performance enhancement of flat-plate and evacuated tube solar collectors using nanofluid: A review” – *International Communications in Heat and Mass Transfer* 76 (2016) 6-15
- [43] K. Farhana, K. Kadirgama, M.M. Rahman, D. Ramasamy, M.M. Noor, G. Najafi, M. Samyano, A.S.F. Mahamude – “Improvement in the performance of solar collectors with nanofluid – A state-of-the-art review” – *Nano-Structures & Nano-Objects* 18 (2019) 100276
- [44] L.S. Sundar, Y.T. Sintie, Z. Said, M.K. Singh, V. Punnaiah, A.C.M. Sousa – “Energy, efficiency, economic impact, and heat transfer aspects of solar flat plate collector with Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluids and wire coil with core rod inserts” – *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 40 (2020) 100772
- [45] T. Yousefi, F. Veysi, E. Shojaeizadeh, S. Zinadini – “An experimental investigation on the effect of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O nanofluid on the efficiency of flat-plate solar collectors” – *Renewable Energy* 39 (2012) 293-298
- [46] M.A. Sabiha, R. Saidur, S. Mekhilef, O. Mahian – “Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors” – *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 51 (2015) 1038-1054
- [47] <https://solarpaces.nrel.gov/> visitato il 11/09/2020
- [48] I.H. Yilmaz, A. Mwesigye – “Modeling, simulation and performance analysis of parabolic trough solar collectors: A comprehensive review” – *Applied Energy* 225 (2018) 135-174
- [49] H. Fathabadi – “Novel low-cost parabolic trough solar collector with TPCT heat pipe and solar tracker: Performance and comparing with commercial flat-plate and evacuated tube solar collectors” – *Solar Energy* 195 (2020) 210-222
- [50] C. Kutscher, F. Burkholder, J. K. Stynes – “Generation of a Parabolic Trough Collector Efficiency Curve From Separate Measurements of Outdoor Optical

- Efficiency and Indoor Receiver Heat Loss” – Journal of Solar Energy Engineering (2012) Vol.134
- [51] A. Mwesigye, Z. Huan, J. P. Meyer – “Thermodynamic optimisation of the performance of a parabolic trough receiver using synthetic oil-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluid” – Appl. Energy 156 (2015), 398-412
- [52] A. Mwesigye, Z. Huan, J. P. Meyer – “Thermal performance and entropy generation analysis of a high concentration ratio parabolic trough solar collector with Cu-Therminol VP-1 nanofluid” – Energy Conversion and Management 120 (2016), 449-465
- [53] A. Mwesigye, J. P. Meyer – “Optimal thermal and thermodynamic performance of a solar parabolic trough receiver with different nanofluids and at different concentration ratios” – Applied Energy 193 (2017) 393-413
- [54] A. Mwesigye, I. H. Yilmaz, J. P. Meyer – “Numerical analysis of the thermal and thermodynamic performance of a parabolic trough collector using SWCNTs-Therminol VP-1 nanofluid” – Renewable Energy 119 (2017) 844-862
- [55] M.J. Montes, C. Rubbia, R. Abbas, J.M. Martinez-Val – “A comparative analysis of configuration of linear Fresnel collectors for concentrating solar power” – Energy 73 (2014) 192-203
- [56] E. Bellos, C. Tzivanidis – “Multi-criteria evaluation of a nanofluid-based linear Fresnel solar collector” – Solar Energy 163 (2018) 200-214
- [57] H. Zhai, Y. J. Dai, J. Y. Wu, R. Z. Wang, L. Y. Zhang – “Experimental investigation and analysis on a concentrating solar collector using linear Fresnel lens” – Energy Conversion and Management 51 (2010) 48-55
- [58] S. Kiwan, A.L. Khammash – “Investigations into the spiral distribution of the heliostat field in solar central tower system” – Solar Energy 164 (2018) 25-37
- [59] P. Hu, W. Huang – “Performance analysis and optimization of an integrated azimuth tracking solar tower” – Energy 157 (2018) 247-257
- [60] <https://www.infobuildenergia.it/approfondimenti/impianti-solari-a-concentrazione-a-torre-centrale-una-proposta-di-gestione-ottimizzata/#:~:text=Il%20solare%20a%20concentrazione%20a,dalla%20concentrazione%20dei%20raggi%20solari> visitato il 15/09/2020
- [61] A. Moretti, A. Parretta, M. Montecchi, A. Mittiga – “Il programma Enea sull’energia solare a concentrazione ad alta temperatura” – a cura di M. Falchetta (2014)

- [62] R. Bergermann, G. Weinrebe, W. Schiel – “Design of Commercial Solar Updraft Tower Systems – Utilization of Solar Induced Convective Flows for Power Generation” – Journal of Solar Energy Engineering (2005) Vol. 127 / 117
- [63] S.K. Natarajan, V. Thampi, R. Shaw, V.S. Kumar, R.S. Nandu, V. Jayan, N. Rajagopalan, R.K. Kandasamy – “Experimental analysis of a two-axis tracking system for solar parabolic dish collector” – Wiley International Journal of Energy Research 2018
- [64] <https://www.elettrocostruzionisrl.it/rinnovabili/il-sistema-piu-innovativo-deuropa-limpianto-a-riflettore-parabolico-circolare/> visitato il 27/08/2021
- [65] <http://www.rinnovabilandia.it/concentratori-solari-parabolici-a-disco-con-stirling-come-funzionano/> visitato il 27/08/2021
- [66] <https://www.alternative-energy-tutorials.com/solar-hot-water/solar-dish-collector.html> visitato il 27/08/2021
- [67] <https://www.pannellisolari.name/collettori-solari-parabolici-circolari.php> visitato il 27/08/2021
- [68] [https://www.enea.it/it/Ricerca\\_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/climatizzazione-rinnovabili/rds-254.pdf](https://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/climatizzazione-rinnovabili/rds-254.pdf) visitato il 27/08/2021
- [69] N. Mohammad, T. Karim – Design and Implementation of hybrid automatic solar-tracking system – Journal of Solar Energy Engineering, February 2013, Vol. 135 / 011013-1
- [70] S. Jin Oh, Y. Joon Lee, K. Chen, Y. Min Kim, S. Hoon Lim e W. Chun – “Development of an embedded solar tracker for the enhancement of solar energy utilization” – International Journal of Energy Research 2012; 36:249-258
- [71] J. Song, Y. Yang, Y. Zhu, Z. Jin – “A high precision tracking system based on a hybrid strategy designed for concentrated sunlight transmission via fibers” – Renewable Energy 57 (2013) 12-19
- [72] R. Karimi, T. T. Gheinani, V. M. Avargani - “A detailed mathematical model for thermal performance analysis of a cylindrical cavity receiver in a solar parabolic dish collector system” – Renewable Energy 125 (2018) 768-782
- [73] S. Pavlovic, A. M. Daabo, E. Bellos, V. Stefanovic, S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah – “Experimental and numerical investigation on the optical and thermal performance of solar parabolic dish and corrugated spiral cavity receiver” – Journal of Cleaner Production 150 (2017) 75-92

- [74] S. Pavlovic, E. Bellos, R. Loni – “Exergetic investigation of a solar dish collector with smooth and corrugated spiral absorber operating with various nanofluids” – Journal of Cleaner Production 174 (2018) 1147-1160
- [75] M. Moradi, M. Mehrpooya – “Optimal design and economic analysis of a hybrid solid oxide fuel cell and parabolic solar dish collector, combined cooling, heating and power (CCHP) system used for a large commercial tower” – Energy 130 (2017) 530-543
- [76] <https://www.aspentech.com/en/products/engineering/aspem-plus> visitato il 07/02/2022
- [77] <http://www.roshanchemicals.com/products/trading/chemicals/> visitato il 24/01/2021
- [78] <https://it.wikipedia.org/wiki/Toluene> visitato il 24/01/2021
- [79] P. Artaxo et al – “Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing”
- [80] “Supplementary Material (ESI) for Green Chemistry” – Journal “The Royal Society of Chemistry 2010”
- [81] V. Tiwari, Y. Hanai and S. Masunaga – “Ambient levels of volatile organic compounds in the vicinity of petrochemical industrial area of Yokohama, Japan” – Air Qual Atmos Health. 2010; 3(2): 65-75
- [82] <https://www.starbene.it/medicina-a-z/toluene#:~:text=Metilbenzene.,nell%27organismo%20ad%20acido%20benzoico> visitato il 10/02/22
- [83] [https://slovnaft.sk/images/slovnaft/pdf/about\\_us/sustainable\\_development\\_and\\_HSE/safety\\_data\\_sheets/it/toluene\\_vers\\_12\\_0\\_it.pdf](https://slovnaft.sk/images/slovnaft/pdf/about_us/sustainable_development_and_HSE/safety_data_sheets/it/toluene_vers_12_0_it.pdf) visitato il 30/12/2021
- [84] [https://moodle2.units.it/pluginfile.php/218639/mod\\_resource/content/1/TERMO\\_7.pdf](https://moodle2.units.it/pluginfile.php/218639/mod_resource/content/1/TERMO_7.pdf) visitato il 30/12/2021
- [85] Tesi di Laurea di Carlos Mendoza González – “Indagine sperimentale della miscela R1234yf+R32 mediante metodo isocorico” – Università Politecnica delle Marche – Anno Accademico 2017/2018
- [86] <https://it.scribd.com/document/374862552/186419383-Syltherm-800> visitato il 24/01/2021
- [87] [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:CF3CF2C\(O\)CF\(CF3\)2.png](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:CF3CF2C(O)CF(CF3)2.png) visitato il 24/01/2021
- [88] <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Novec-1230-3D-balls.png> visitato il 24/01/2021

- [89] [https://www.3m.com/3M/en\\_US/p/d/b5005005025/](https://www.3m.com/3M/en_US/p/d/b5005005025/) visitato il 8/02/2022
- [90] Q. Blondel, N. Tauveron, N. Caney and N. Voeltzel – “Experimental Study and Optimization of the Organic Rankine Cycle with Pure Novec<sup>TM</sup>649 and Zeotropic Mixture Novec<sup>TM</sup>649/HFE7000 as Working Fluid” – Applied Sciences 2019, 9, 1865
- [91] [https://en.wikipedia.org/wiki/Novec\\_649/1230](https://en.wikipedia.org/wiki/Novec_649/1230) visitato il 30/12/2021
- [92] <https://www.alamy.it/foto-immagine-il-decametilciclopentasilossano-d5-molecola-di-silicone-ciclico-sostanze-chimiche-frequentemente-utilizzati-nei-prodotti-cosmetici-deodoranti-sunblocks-capelli-e-cura-della-pelle-ecc-162035143.html> visitato il 24/01/2021
- [93] <https://it.cleanpng.com/png-760jxu/> visitato il 24/01/2021
- [94] <https://www.farmalabor.it/schede/2018/16914257.PDF> visitato il 30/12/2021
- [95] Vittorio Verda ed Elisa Guelpa- “Metodi Termodinamici per l’uso efficiente delle Risorse Energetiche” – 2015 Società Editrice Esculapio
- [96] <https://it.climate-data.org/europa/italia/piemonte/torino-1108/> visitato il 20/01/2022