

**ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI
BOLOGNA**

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

Dipartimento di Ingegneria delle Costruzioni Meccaniche, Nucleari, Aeronautiche e di Metallurgia

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA

in

MACCHINE M

**STUDIO PRELIMINARE DI UNA RETE
MICROCOGENERATIVA CON SISTEMA ORC**

CANDIDATO

Lorenzo Fredella

RELATORE:

Chiar.mo Prof. Ing. Antonio Peretto

CORRELATORI:

Chiar.mo Prof. Ing. Michele Bianchi

Dott. Ing. Francesco Melino

Anno Accademico 2012-2013

Sessione II

Indice

Elenco delle figure.....	4
Elenco delle tabelle.....	6
INTRODUZIONE	9
CAPITOLO 1 – Cicli Rankine a fluido organico (ORC)	11
1.1 Tipologie d’impianto	12
1.1.1 Ciclo ORC Subcritico.....	13
1.1.2 Ciclo ORC Surriscaldato	14
1.1.3 Ciclo ORC Supercritico	16
1.1.4 Ciclo ORC con spillamento.....	17
1.2 Fluidi organici.....	20
1.2.1 Caratteristiche generali	20
1.2.2 Caratteristiche termodinamiche.....	21
1.3 Fluidi scambiatori.....	22
CAPITOLO 2 - Panorama mondiale ORC.....	25
2.1 ENEF TECH	25
2.2 EXA ENERGIE	27
2.2.1. Fonte rinnovabile	28
2.2.2 Combustibile fossile.....	30
2.3 CREOENERGY+ZUCCATO ENERGIA	31
2.4 ELECTRATHERM	33
2.4.1 Pozzo petrolifero nel Mississippi	35
2.4.1 Recupero da Biomasse	36
2.5 EXERGY.....	37
2.6 GE-ENERGY.....	39
2.6.1 Bioenergia flli Boscaro	40
2.7 ICENOVA.....	42

2.8 INFINITY TURBINE	44
2.9 INGECO – PROGECO	45
2.9.1 Solare termico + biomassa	47
2.10 TRIOGEN.....	49
2.11 TURBODEN	50
2.11.1 Solare termico	53
2.12 NEWCOMEN.....	54
2.12 CONFRONTO.....	55
3 – Banco prova	60
3.1 Descrizione banco prova.....	60
3.2 Configurazione attuale del banco prova.....	61
3.3 Quadro elettrico banco prova	64
4 – Simulazione e scelta ORC	67
4.1 Simulazione ENEF TECH	67
4.2 Simulazione EXA ENERGIE.....	69
4.3 Simulazione NEWCOMEN	71
4.4 Scelta ORC	72
4.5 Caldaia.....	73
5 – Torri di raffreddamento	74
5.1 Sistemi di condensazione con condensatore ad acqua.....	74
5.2 Pennacchio.....	74
5.3 Panorama mondiale torri di raffreddamento.....	78
5.3.1 GEA	80
5.3.2. LU-VE.....	81
5.3.3. LUVATA	84
5.3.4. REFRION	86
5.3.5. THERMOKEY	88
5.3.5. ECO S.p.A.....	90
5.3.6. GREENHALGH.....	91
5.3.7. RIVACOLD.....	93

5.3.8. EKOCOIL.....	94
5.3.9. EMICOM.....	96
5.3.10. STEFANI.....	97
5.3.11. STULZ.....	98
5.3.12. GUNTNER.....	100
5.4 Scelta torre di raffreddamento	101
6 – Simulazione sistema	102
6.1 Codice di calcolo.....	103
6.1.2 Caldaia.....	103
6.1.3 Piglet.....	104
6.1.4 Torre di raffreddamento	104
6.2 Elaborazione dati acquisiti.....	104
6.2.1 Condizioni di design.....	110
6.2.2 Verifica del codice di calcolo	118
6.3 Serie di simulazioni n.1	120
6.4 Serie di simulazioni n.2	124
Bibliografia	129
Ringraziamenti.....	131

Elenco delle figure

Figura 1-Schema d'impianto di un ciclo ORC con relativo diagramma termodinamico	13
Figura 2-Diagramma termodinamico ORC surriscaldato.....	15
Figura 3-Diagramma termodinamico ORC supercritico	16
Figura 4- Schema impianto ORC con Spillamento e relativo diagramma termodinamico.....	18
Figura 5- Schema di un impianto ORC con rigeneratore e relativo diagramma termodinamico	19
Figura 6- Diagramma termodinamico fluidi bagnati(a), isoentropici(b), secchi(c)	22
Figura 7-Schema impianto ENEF TECH.....	26
Figura 8-Schema impianto EXA ENRGIE.....	27
Figura 9-Schema impianto Creoenergy-Zuccato energia	32
Figura 10-Schema impianto ELECTRATHERM.....	34
Figura 11-Schema impianto GE-ENERGY	39
Figura 12-Schema impianto ICEVOVA	43
Figura 13-Catalogo INFINITY TURBINE	44
Figura 14-Schema impianto INGECO-PROGECO.....	46
Figura 15-Schema impianto termico + biomassa INGECO-PROGECO.....	48
Figura 16-Schema impianto TURBODEN.....	51
Figura 17-Esempio di rendimento Piglet.....	54
Figura 18-Confronto potenza elettrica – rendimento	55
Figura 19-Potenza rendimento con turbina SCROLL.....	56
Figura 20-Potenza rendimento turbina RADIALE	56
Figura 21-Potenza rendimento turbina VITE-DOPPIA VITE.....	57
Figura 22-Potenza rendimento HFC-245fa.....	58
Figura 23-Potenza rendimento R-134a	58
Figura 24-Potenza rendimento TOULENE.....	59
Figura 25-Layout banco prova	60
Figura 26-Layout banco prova attuale	62
Figura 27-Vista planimetrica banco prova	63
Figura 28-Layout connessioni elettriche attuali.....	64
Figura 29-Diagramma T-s simulazione ENEF TECH	68
Figura 30-Diagramma T-s simulazione EXA ENERGIA.....	70
Figura 31-Diagramma T-s simulazione NEWCOMEN	72
Figura 32-Diagramma di Mollier aria umida	75

<i>Figura 33-Diagramma scambio termico T-q.....</i>	<i>77</i>
<i>Figura 34-Layout sistema di raffreddamento.....</i>	<i>78</i>
<i>Figura 35-Illustrazioni dimensionali catalogo GEA.....</i>	<i>81</i>
<i>Figura 36-Illustrazioni dimensionali catalogo LUVATA mod. TKE.....</i>	<i>85</i>
<i>Figura 37-Illustrazioni dimensionali catalogo LUVATA mod.KCE.....</i>	<i>86</i>
<i>Figura 38-Caratteristiche dimensionali catalogo LUVATA.....</i>	<i>86</i>
<i>Figura 39-Illustrazioni dimensionali catalogo REFRION.....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 40-Illustrazioni dimensionali catalogo THERMOKEY.....</i>	<i>89</i>
<i>Figura 41-Illustrazioni dimensionali catalogo ECO S.p.A.....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 42-Illustrazioni dimensioni catalogo GREENHALGH.....</i>	<i>92</i>
<i>Figura 43-Illustrazioni dimensionali catalogo RIVACOLD.....</i>	<i>94</i>
<i>Figura 44-Illustrazioni dimensionali catalogo EKOCOIL.....</i>	<i>95</i>
<i>Figura 45-Illustrazioni dimensionali catalogo STEFANI.....</i>	<i>98</i>
<i>Figura 46-Illustrazioni dimensionali catalogo STULZ.....</i>	<i>99</i>
<i>Figura 47-Illustrazioni dimensionali catalogo GUNTNER.....</i>	<i>101</i>
<i>Figura 48-Esempio diagramma T-s.....</i>	<i>105</i>
<i>Figura 49- Esempio diagramma T-q torre di raffreddamento.....</i>	<i>106</i>
<i>Figura 50-Diagramma T-s condizione design caldaia.....</i>	<i>111</i>
<i>Figura 51-Graphics of system.....</i>	<i>115</i>
<i>Figura 52-Graphics system, esempio Warning 1.....</i>	<i>116</i>
<i>Figura 53-Graphics system, esempio Warning 2.....</i>	<i>117</i>
<i>Figura 54-Variazione di potenza elettrica netta al variare del rendimento isoentropico.....</i>	<i>118</i>
<i>Figura 55-Variazione di rendimento totale al variare del rendimento isoentropico.....</i>	<i>118</i>
<i>Figura 56- Variazione di potenza elettrica netta al variare della perdita di calore caldaia/Piglet.....</i>	<i>119</i>
<i>Figura 57- Variazione di rendimento totale al variare della perdita di calore caldaia/Piglet.....</i>	<i>119</i>
<i>Figura 58-Diagramma T-s simulazione n.1.....</i>	<i>122</i>
<i>Figura 59-Graphics system simulation n.1.....</i>	<i>122</i>
<i>Figura 60-Variazione della potenza in funzione della stagionalità.....</i>	<i>123</i>
<i>Figura 61-Variazione del rendimento in funzione della stagionalità.....</i>	<i>124</i>
<i>Figura 62-Variazione di potenza netta al variare della temperatura di mandata.....</i>	<i>125</i>
<i>Figura 63- Variazione di rendimento totale al variare della temperatura di mandata.....</i>	<i>125</i>
<i>Figura 64- Variazione di consumo orario al variare della temperatura di mandata.....</i>	<i>126</i>

Elenco delle tabelle

Tabella 1-Catalogo ENEF TECH	26
Tabella 2-Catalogo EXA ENERGIE.....	28
Tabella 3-Impianto biodigestione anaerobica senza ORC EXA ENERGIE.....	29
Tabella 4-Impianto biodigestione anaerobica con turbina ORC EXA ENERGIE	30
Tabella 5-Impianto di generazione calore con ORC EXA ENERGIE	31
Tabella 6-Catalogo Creoenergy - Zuccato energia.....	32
Tabella 7-Catalogo ELECTRATHERM	34
Tabella 8-Catalogo EXERGY tip.EP	38
Tabella 9-Catalogo EXERGY tip.H&P.....	38
Tabella 10-Catalogo EXERGY tip.GEX.....	38
Tabella 11-Catalogo GE-ENERGY	39
Tabella 12-Catalogo ICENOVA.....	42
Tabella 13-Catalogo INGECO-PROGECO.....	45
Tabella 14-Catalogo TRIOGEN.....	49
Tabella 15-Catalogo TURBODEN tip.TD.....	52
Tabella 16-Catalogo TURBODEN tip.HR	52
Tabella 17-Catalogo TURBODEN tip.HRS.....	53
Tabella 18-Dati input simulazione ENEF TECH.....	67
Tabella 19-Dati output simulazione ENEF TECH.....	68
Tabella 20-Dati input simulazione EXA ENERGIE.....	69
Tabella 21-Dati output simulazione EXA ENERGIE.....	70
Tabella 22-Dati input simulazione NEWCOMEN.....	71
Tabella 23-Dati output simulazione NEWCOMEN.....	72
Tabella 24-Catalogo caldaia.....	73
Tabella 25- Caratteristiche tecniche catalogo GEA.....	80
Tabella 26- Caratteristiche dimensionali catalogo GEA.....	81
Tabella 27- Caratteristiche tecniche catalogo LU-VE.....	82
Tabella 28- Illustrazioni dimensionali catalogo LU-VE.....	83
Tabella 29- Caratteristiche dimensionali catalogo LU-VE	84
Tabella 30- Caratteristiche tecniche catalogo LUVATA	85
Tabella 31- Caratteristiche tecniche catalogo REFRION	87
Tabella 32- Caratteristiche dimensionali catalogo REFRION.....	88

<i>Tabella 33- Caratteristiche tecniche catalogo THERMOKEY.....</i>	<i>89</i>
<i>Tabella 34- Caratteristiche dimensionali catalogo THERMOKEY.....</i>	<i>90</i>
<i>Tabella 35- Caratteristiche tecniche catalogo ECO S.p.A.....</i>	<i>91</i>
<i>Tabella 36- Caratteristiche dimensionali catalogo ECO S.p.A.....</i>	<i>91</i>
<i>Tabella 37- Caratteristiche tecniche catalogo GREENHALGH.....</i>	<i>92</i>
<i>Tabella 38- Caratteristiche dimensionali catalogo GREENHALGH.....</i>	<i>93</i>
<i>Tabella 39- Caratteristiche tecniche catalogo RIVACOLD.....</i>	<i>94</i>
<i>Tabella 40- Caratteristiche dimensionali catalogo RIVACOLD.....</i>	<i>94</i>
<i>Tabella 41- Caratteristiche tecniche catalogo EKOCOIL.....</i>	<i>95</i>
<i>Tabella 42- Caratteristiche dimensionali catalogo EKOCOIL.....</i>	<i>95</i>
<i>Tabella 43- Caratteristiche tecniche e dimensionali catalogo EMICOM.....</i>	<i>96</i>
<i>Tabella 44- Caratteristiche tecniche catalogo STEFANI.....</i>	<i>97</i>
<i>Tabella 45- Caratteristiche dimensionali catalogo STEFANI.....</i>	<i>98</i>
<i>Tabella 46- Caratteristiche tecniche catalogo STULZ.....</i>	<i>99</i>
<i>Tabella 47- Caratteristiche dimensionali catalogo STULZ.....</i>	<i>99</i>
<i>Tabella 48- Caratteristiche tecniche catalogo GUNTNER.....</i>	<i>100</i>
<i>Tabella 49- Caratteristiche dimensionali catalogo GUNTNER.....</i>	<i>101</i>
<i>Tabella 50- Parametri condizione design.....</i>	<i>110</i>
<i>Tabella 51- Risultati condizioni design caldaia.....</i>	<i>111</i>
<i>Tabella 52- Risultati condizioni design Piglet.....</i>	<i>112</i>
<i>Tabella 53- Output simulazioni n.1.....</i>	<i>121</i>
<i>Tabella 54- Simulazioni n.2 - variabili costanti.....</i>	<i>125</i>

A mio Nonno Paolo

INTRODUZIONE

Le esigenze di avere a disposizione quantità sempre crescenti di energia sono dettate dalla progressiva domanda di soddisfacimento dei bisogni energetici che ormai devono essere considerati irrinunciabili, quali quelli che provengono dai settori dell'industria, dell'artigiano, del riscaldamento domestico, dei trasporti, ecc... La generazione di energia elettrica in un sistema che utilizza calore che altrimenti andrebbe perso è una valida alternativa da tener conto in tempi in cui il risparmio energetico e la corsa all'energia pulita sono all'ordine del giorno. Dati statistici provano che il calore a bassa temperatura disperso dalle industrie ammonta al 50% o più del totale dell'energia termica generata. Causa inefficienza dei metodi di recupero, il calore a bassa temperatura viene perso ed è diventato un serio problema energetico, in quanto provoca perdita di rendimento dei sistemi energetici, e ambientale, in quanto contribuisce all'inquinamento termico. Possono essere considerate rinnovabili anche quelle tecnologie capaci di recuperare flussi termici di scarto a bassa temperatura per produrre energia elettrica in quanto virtualmente non c'è un addizionale consumo di combustibile.

Questi fattori hanno dato una spinta allo sviluppo di nuove strategie per ridurre il consumo di energia primaria (e quindi diminuire le emissioni inquinanti in atmosfera) e migliorarne l'utilizzo, attraverso un uso più efficiente delle risorse disponibili e la realizzazione di un risparmio energetico. Una delle strade percorribili in quest'ottica è quella della *cogenerazione*, ovvero della produzione combinata di calore e potenza elettrica con lo scopo di ottenere un consumo di energia primaria inferiore a quello che si avrebbe con la produzione separata delle due energie. L'idea che sta alla base della cogenerazione è quella di limitare l'energia ceduta all'ambiente incrementando l'efficienza del sistema.

In particolare, la micro-cogenerazione riguarda l'insieme delle applicazioni con potenza elettrica installata minore di 50 kWe, che vanno ad inserirsi nel quadro più ampio della

generazione distribuita (GD). Con tale termine s'intendono la produzione e lo stoccaggio di energia in prossimità del luogo di impiego, grazie alla presenza di tante piccole centrali dislocate sul territorio. Si contrappone pertanto alla classica schematizzazione del sistema di produzione dell'energia elettrica, basata su poche grandi centrali ed una fitta rete di trasporto, permettendo di eliminare le perdite di rete. La delocalizzazione sul territorio di sistemi di produzione di energia di piccola taglia e localizzati vicino ai consumatori presenta infatti alcuni vantaggi in termini di riduzione delle emissioni, minor consumo di combustibile e maggiore sicurezza. Al momento esistono numerose tecnologie utilizzabili per la micro-cogenerazione, ciascuna di esse caratterizzata da diversi parametri di rendimento, emissioni, costi specifici ed affidabilità. Attualmente sono in fase di studio le *fuel cell* e i *cicli Rankine a fluido organico (ORC)*.

L'obiettivo del lavoro svolto è quello di scegliere un sistema completo per la produzione di energia elettrica di piccola potenza utilizzando un ciclo Rankine a fluido organico. Successivamente verranno svolte delle simulazioni per accertare il corretto funzionamento del processo, si passerà quindi all'installazione in laboratorio affiancandolo ad una *fuel cell*, già presente.

CAPITOLO 1 – Cicli Rankine a fluido organico (ORC)

I cicli ORC (Organic Rankine Cycle) sono cicli Rankine che utilizzano un particolare fluido organico come fluido di lavoro. Questa tecnologia consente di trasformare energia termica a temperature più basse delle temperature dei cicli a vapore d'acqua tradizionali in lavoro utile rendendo possibile il lavoro energetico da fonti di calore altrimenti inutilizzabili, quali energia da biomassa, calore di risulta di processi industriali o recupero da motori primi. A livelli bassi di temperature un ciclo a vapore d'acqua risulta assai inefficiente a causa degli enormi volumi che si avrebbero alle ridotte pressioni (e temperature) alle quali si deve far condensare il fluido.

È evidente che a causa delle basse temperature delle sorgenti calde cui lavora un ORC, i rendimenti di questi sono più bassi rispetto ad impianti che lavorano con ciclo tradizionali. Lo sviluppo che hanno avuto gli ORC negli ultimi anni non è legato alla possibilità di avere tecnologie con rendimenti più alti, ma dalla possibilità di poter produrre lavoro utile da fonti di calore a temperature medio basse. Cicli ORC subcritici hanno numerose applicazioni pratiche e sono la soluzione migliore per il recupero di calore. Con l'obiettivo di migliorare ulteriormente le prestazioni dei cicli Rankine a fluido organico, si valutano anche i cicli surriscaldati e i cicli supercritici; per entrambi si considera anche l'introduzione di un rigeneratore. Infine s'introduce un ciclo Rankine a fluido organico con uno spillamento. In molte applicazioni si utilizza come vettore energetico l'olio diatermico, con il vantaggio di poter evitare l'impiego di caldaie ad alta pressione e di esporre i fluidi organici a temperature elevate.

1.1 Tipologie d'impianto

I principali cicli termodinamici attualmente in commercio sono:

- *Subcritico*, la temperatura massima del ciclo è inferiore alla temperatura critica del fluido di lavoro, si tratta del ciclo Rankine nella versione più semplice;
- *Surriscaldato*, la temperatura massima del ciclo è maggiore di quella critica del fluido di lavoro, il vapore entra in turbina surriscaldato. All'uscita del vaporizzatore il vapore saturo secco attraversa un surriscaldatore, all'interno del quale il vapore viene portato allo stato di vapore surriscaldato, si tratta del ciclo di Hirn;
- *Supercritico*, è un ciclo termodinamico nel quale il fluido viene portato in condizioni di vapore surriscaldato senza subire una trasformazione di fase e seguendo una trasformazione a pressione supercritica costante;
- *Spillamento*, viene prelevata una piccola portata di vapore dalla turbina per riscaldare leggermente il fluido prima di entrare nel vaporizzatore, in questo modo il rendimento aumenta. È possibile applicare tale variante alle tre tipologie d'impianto sopra descritte.

Per tutti i cicli si considera la possibilità di introdurre un rigeneratore interno, ossia uno scambiatore che recupera parte del calore sensibile del fluido in uscita dalla turbina e preriscalda il liquido in uscita dal condensatore.

1.1.1 Ciclo ORC Subcritico

Lo schema dell'impianto, Fig.1, è costituito, come detto prima, da un ciclo Rankine nella versione più semplice. Il fluido organico dopo essere passato dal vaporizzatore, entra in turbina allo stato di vapore saturo, per poi ritornare allo stato di liquido saturo mediante il condensatore.

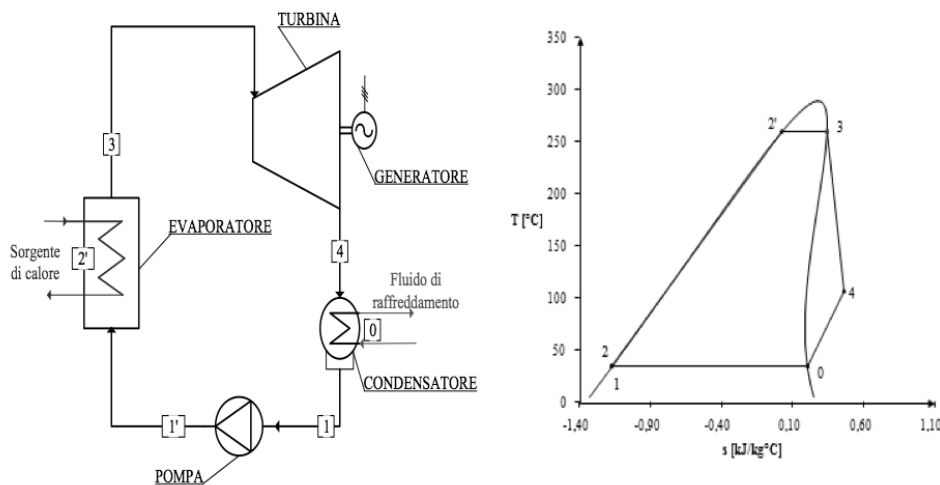


Figura 1-Schema d'impianto di un ciclo ORC con relativo diagramma termodinamico

Si nota che gli stati fisici 1 e $1'$ relativi al passaggio del fluido attraverso la pompa risultano coincidenti, questo perché si assume trascurabile il lavoro di pompaggio rispetto a quello di espansione. L'impianto è costituito da:

- *Un Evaporatore*, nel quale il fluido passa dallo stato $1'$, quindi a pressione $p_{1'}$, prefissata dalla pompa, allo stato di vapore saturo 3 passando prima dallo stato $2'$ di liquido saturo alla pressione di vaporizzazione ($1' \rightarrow 2' \rightarrow 3$);
- *Una Turbina*, nella quale il vapore saturo si espande ($3 \rightarrow 4$) e cede lavoro all'albero collegato al generatore;
- *Un Condensatore*, attraverso il quale viene asportato calore attraverso il fluido di raffreddamento ($4 \rightarrow 0 \rightarrow 1$);
- *Una Pompa*, dove il liquido passa dalla pressione p_1 alla pressione $p_{1'}$.

Applicando il primo principio della termodinamica, trascurando energia cinetica e potenziale, possiamo scrivere:

- Potenza termica recuperata nell'evaporatore

$$Q = \dot{m}_f(h_3 - h_{1'}) [W]$$

- Potenza spesa nella pompa

$$P_p = \dot{m}_f(h_{1'} - h_1) [W]$$

- Potenza elettrica prodotta in turbina

$$P_{tot} = \dot{m}_f(h_3 - h_4) [W]$$

- Potenza termica smaltita dal condensatore

$$Q_{cond} = \dot{m}_f(h_4 - h_1) [W]$$

Il rendimento indica il rapporto di ciò che è stato prodotto su quello che è stato speso, ovvero:

$$\eta = \frac{P_{tot} - P_p}{Q} \cong \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1}$$

1.1.2 Ciclo ORC Surriscaldato

Un ciclo Rankine subcritico nel quale però, dopo la vaporizzazione, subisce un ulteriore riscaldamento, portando il fluido nelle condizioni di vapore surriscaldato viene denominato *Ciclo di Hirn* o *Ciclo subcritico surriscaldato*, diagramma termodinamico Fig.2. Avremo un beneficio in quanto evitiamo che in turbina si espande un fluido bifasico con tutti i problemi ad esso connessi.

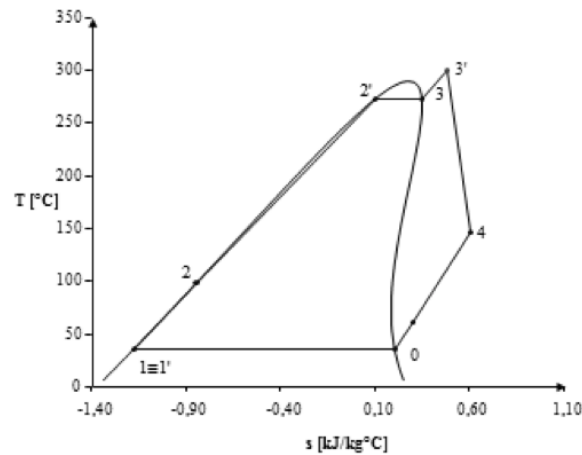


Figura 2-Diagramma termodinamico ORC surriscaldato

Si assumono le stesse ipotesi effettuate per i cicli *Subcritici*. La differenza tra le due tipologie riguarda la fase di evaporazione, durante la quale il fluido viene riscaldato a pressione prefissata $p_{1'}$, vaporizzato e surriscaldato dallo stato 3 allo stato 3', scambiando calore con la sorgente esterna ($1' \rightarrow 2' \rightarrow 3 \rightarrow 3'$).

Applicando il primo principio della termodinamica, trascurando energia cinetica e potenziale, scriviamo:

- Potenza termica recuperata nell'evaporatore

$$Q = \dot{m}_f (h_{3'} - h_{1'}) [W]$$

- Potenza spesa nella pompa

$$P_p = \dot{m}_f (h_{1'} - h_1) [W]$$

- Potenza elettrica prodotta in turbina

$$P_{tot} = \dot{m}_f (h_{3'} - h_4) [W]$$

- Potenza termica smaltita dal condensatore

$$Q_{cond} = \dot{m}_f (h_4 - h_1) [W]$$

Il rendimento sarà ovviamente superiore:

$$\eta = \frac{P_{tot} - P_p}{Q} \cong \frac{h_{3r} - h_4}{h_{3r} - h_1}$$

1.1.3 Ciclo ORC Supercritico

I fluidi organici sono caratterizzati da limitate pressioni critiche e questo rende possibile l'impiego di cicli supercritici. Come detto, la pressione massima di esercizio è superiore alla pressione critica del fluido di lavoro, che viene compresso direttamente alla pressione di ingresso turbina e raggiunge lo stato di vapore surriscaldato senza attraversare la regione di transizione di fase liquido-vapore, Fig.3. Attraverso un ciclo super critico è possibile raggiungere livelli di temperature più alte senza dover ricorrere all'aggiunta di una fase di surriscaldamento, che richiede una maggior quantità di calore in ingresso.

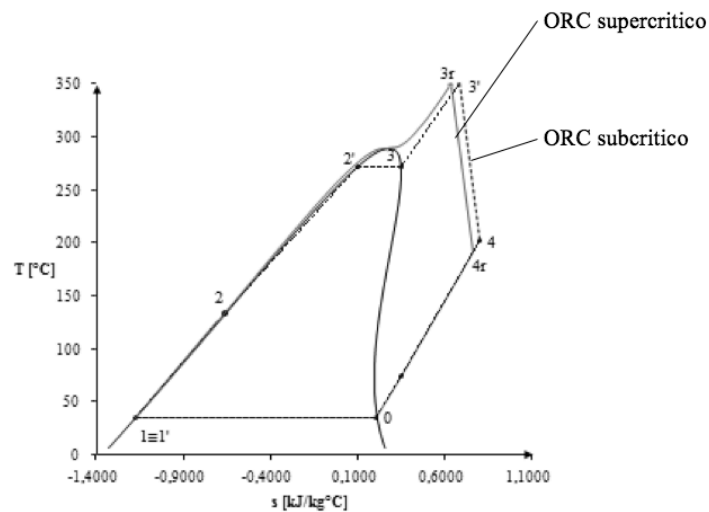


Figura 3-Diagramma termodinamico ORC supercritico

Lo schema dell'impianto è lo stesso dei precedenti. L'unica differenza la notiamo nell'evaporatore dove il fluido viene riscaldato dallo stato di liquido saturo **1** allo stato di vapore surriscaldato **3r**. Dopodichè il fluido continua il ciclo passando dall'evaporatore e infine dal condensatore.

Applicando il primo principio della termodinamica, trascurando energia cinetica e potenziale, scriviamo:

- Potenza termica recuperata nell'evaporatore

$$Q = \dot{m}_f(h_{3r} - h_{1'}) [W]$$

- Potenza spesa nella pompa

$$P_p = \dot{m}_f(h_{1'} - h_1) [W]$$

- Potenza elettrica prodotta in turbina

$$P_{tot} = \dot{m}_f(h_{3r} - h_{4r}) [W]$$

- Potenza termica smaltita dal condensatore

$$Q_{cond} = \dot{m}_f(h_{4r} - h_1) [W]$$

Il rendimento sarà ovviamente superiore:

$$\eta = \frac{P_{tot} - P_p}{Q} \cong \frac{h_{3r} - h_{4r}}{h_{3r} - h_1}$$

Dal diagramma si evince che a parità di temperatura in ingresso della turbina, il salto entalpico ($h_{3r} - h_{4r}$) di un ciclo supercritico risulta maggiore rispetto a quello del ciclo surriscaldato ($h_{3'} - h_4$) con un notevole incremento di rendimento. Il lavoro specifico in più che deve fornire la pompa per portare il fluido alla pressione supercritica rimane molto basso.

1.1.4 Ciclo ORC con spillamento

Come accennato prima, una piccola portata di vapore viene prelevata dalla turbina ed inviata ad uno scambiatore dove preriscalda il fluido di lavoro prima di entrare nel vaporizzatore, Fig.4.

Per determinare la frazione di portata (X) da spillare è applicato un bilancio energetico allo scambiatore:

$$X = \frac{h_1 - h_6}{h_5 - h_6}$$

L'effetto dello spillamento è quello di aumentare il rendimento del ciclo diminuendo il calore introdotto, ma allo stesso tempo avremo una riduzione di lavoro in turbina. L'incremento del rendimento lo otteniamo solo se la riduzione del calore introdotto è superiore alla diminuzione del lavoro in turbina.

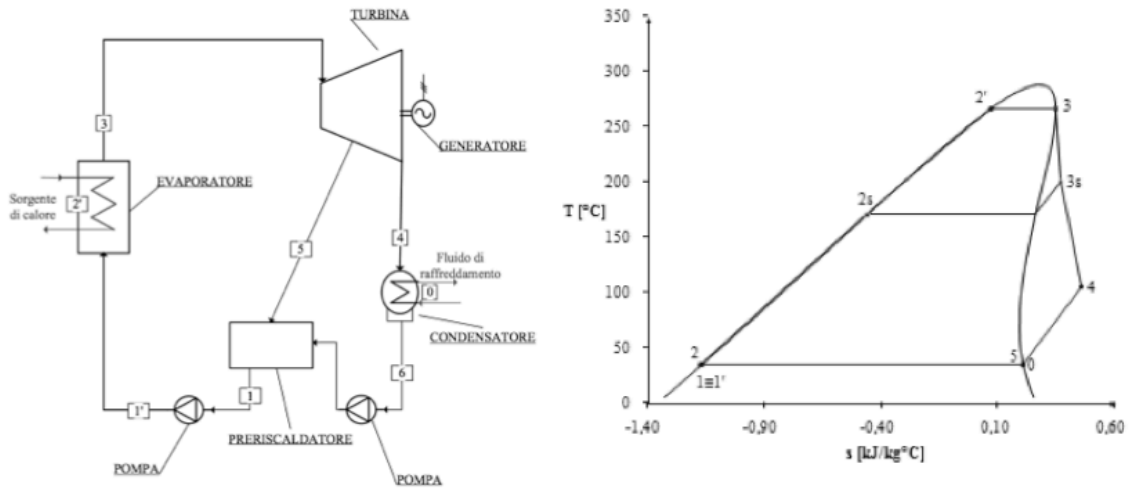


Figura 4- Schema impianto ORC con Spillamento e relativo diagramma termodinamico

Applicando il primo principio della termodinamica, trascurando energia cinetica e potenziale, scriviamo:

- Potenza termica scambiata

$$Q = \dot{m}_f (h_3 - h_2) [W]$$

- Potenza elettrica prodotta in turbina

$$P_{tot} = \dot{m}_f \eta_{is} [(h_3 - h_{4_{iso}}) + X(h_3 - h_{5_{iso}})] [W]$$

dove con η_{is} abbiamo indicato il rendimento isoentropico della turbina.

➤ Potenza termica smaltita dal condensatore

$$Q_{cond} = \dot{m}_f(h_4 - h_6) [W]$$

L'espressione del rendimento in questo caso diviene:

$$\eta = \frac{(h_3 - h_{3s}) + (1 - X)(h_{3s} - h_4) - (1 - X)(h_{1'} - h_1)}{h_3 - h_{2s}}$$

Trascurando il lavoro speso dalla pompa:

$$\eta \cong \frac{(h_3 - h_{3s}) + (1 - X)(h_{3s} - h_4)}{h_3 - h_{2s}}$$

Possiamo inoltre considerare la presenza di un rigeneratore all'uscita della turbina, tale variazione può essere inserita ad un impianto con o senza spillamento, Fig.5.

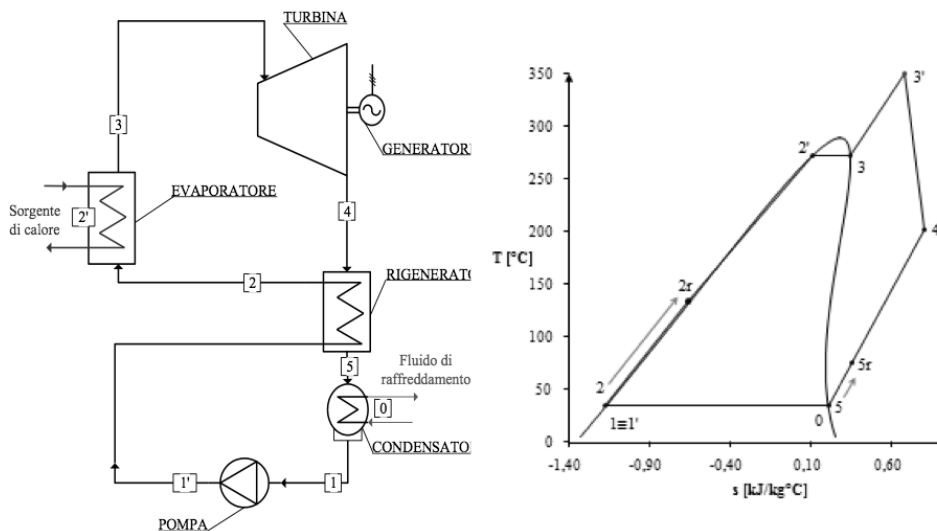


Figura 5- Schema di un impianto ORC con rigeneratore e relativo diagramma termodinamico

Il rigeneratore non è strettamente necessario, infatti negli impianti con produzione di calore non è presente, e viene utilizzato quando il fluido di lavoro termina l'espansione con un contenuto di calore che verrebbe completamente smaltito dal condensatore.

Il vapore all'uscita dalla turbina attraversa un rigeneratore (4 → 5) e fornisce calore al fluido proveniente dal condensatore riscaldandolo prima di entrare nell'evaporatore. Come si può immaginare la presenza del rigeneratore permette una riduzione di calore

introdotto, aumentando il rendimento. L'unica potenza che cambia è quella termica introdotta, che diviene:

$$Q = \dot{m}_f (h_{3'} - h_2) [W]$$

Il numeratore del rendimento resta invariato, mentre diminuisce il denominatore, quindi il rapporto cresce.

1.2 Fluidi organici

Il fluido di lavoro rappresenta la vera differenza tra un ciclo ORC e un ciclo Rankine tradizionale ad acqua.

Col termine composto organico si fa riferimento a tutti quei composti chimici del carbonio ad esclusione degli ossidi di carbonio, e dei sali derivati da questi. I composti organici sono, in generale, costituiti da una struttura di atomi di carbonio e idrogeno con, eventualmente, atomi di altri elementi chimici, come azoto, zolfo, fosforo, silicio, fluoro e cloro. Tra i fluidi organici si classificano gli idrocarburi e fluorocarburi, molti comuni refrigeranti, i composti aromatici, le paraffine, i silossani, i combustibili in generale, ecc.

Le prestazioni termodinamiche dipendono fortemente dal tipo di fluido scelto e per sfruttare al meglio le fonti di calore disponibili si rivolge una particolare attenzione allo studio, alla selezione, e alla scelta del fluido organico. Dal tipo di fluido scelto dipende il costo dell'impianto, in particolare le superfici di scambio termico cambiano in base al fluido.

1.2.1 Caratteristiche generali

Le caratteristiche che rendono adatto un fluido ad un ORC sono:

- bassa temperatura di ebollizione;
- basso calore latente di vaporizzazione per avere buoni rendimenti;
- elevata densità;
- bassi livelli di tossicità;

- bassa infiammabilità e limitato pericolo di esplosione;
- buona stabilità al variare della temperatura;
- buona compatibilità con i materiali, quindi, non deve essere corrosivo verso i materiali impiegati.

Fondamentale è la temperatura massima del ciclo che incide su due parametri fondamentali:

- la stabilità termica, ossia la resistenza a rottura dei legami chimici in un ambiente inerte;
- la stabilità termochimica, ossia la resistenza di un fluido in contatto con i materiali e le sostanze che costituiranno il suo ambiente di lavoro ed è più di interesse pratico.

Con questi due parametri si arriva alla determinazione di una temperatura limite massima d'impiego.

1.2.2 Caratteristiche termodinamiche

Dal punto di vista termodinamico i fluidi organici possono essere classificati in funzione della pendenza della curva di saturazione del vapore sul diagramma Temperatura-Entropia (T-S). Si distinguono:

- *fluidi "bagnati"*, hanno pendenza negativa e hanno un basso peso molecolare, Fig. 6a;
- *fluidi "isoentropici"*, hanno curve di saturazione quasi verticali, ossia con pendenza tendente all'infinito, Fig.6b;
- *fluidi "secchi"*, hanno pendenze positive e sono caratterizzati da un peso molecolare maggiore, Fig.6c.

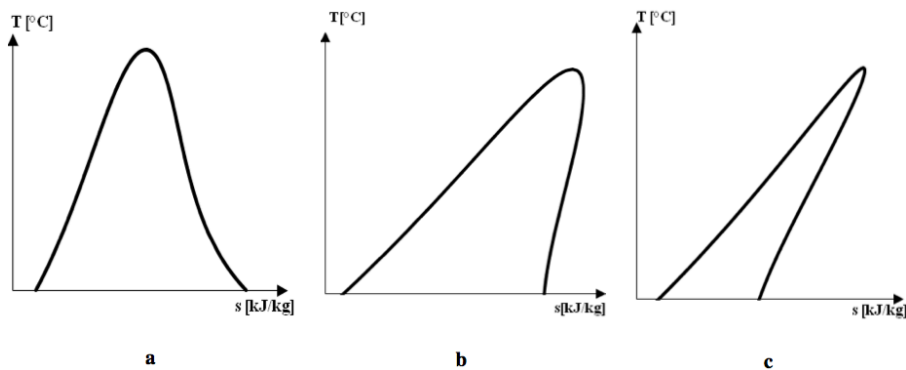


Figura 6- Diagramma termodinamico fluidi bagnati(a), isoentropici(b), secchi(c)

I “fluidi bagnati” non sono generalmente adatti per i sistemi ORC, perché diventano saturi una volta realizzato un grande salto entalpico e richiedono di surriscaldare il vapore prima dell’ingresso in turbina.

I fluidi “secchi” ed i fluidi “isoentropici” presentano migliori efficienze termodinamiche, perché al termine dell’espansione si trovano nello stato fisico di vapore surriscaldato, evitando così la presenza di condensato liquido in turbina, fonte di danneggiamento.

Se la pendenza della curva è molto positiva il fluido può uscire dalla turbina con temperature elevate, in questo caso conviene introdurre un rigeneratore che permette di sfruttare l’energia termica del fluido. Una prima selezione del fluido viene effettuata proprio in funzione della pendenza della curva di saturazione del vapore e per i cicli ORC vengono considerati solo fluidi “secchi” o al massimo “isoentropici”.

1.3 Fluidi scambiatori

Per evitare il contatto diretto del fluido di lavoro con la sorgente di calore vengono utilizzati dei vettori termici che attraversano l’evaporatore ed entrano in contatto con il fluido organico. Come vettori termici possiamo avere:

- olio diatermico;

- acqua;
- aria;
- miscele.

Nella maggior parte delle applicazioni viene utilizzato, come fluido intermedio, l'olio diatermico. Quest'ultimo è un olio minerale o sintetico la cui principale caratteristica è di avere una elevata temperatura di ebollizione, alla pressione atmosferica. Gli oli minerali sono più economici dei sintetici, e hanno una temperatura di ebollizione poco superiore ai 300°C, rispetto ai 350°C dei sintetici. La scelta dell'olio è legata dalla temperatura massima di esercizio, dalla tensione di vapore e dal punto di scorrimento, ossia dalla temperatura minima dell'olio al di sotto della quale l'olio inizia a solidificare. Come detto sopra, la principale caratteristica di un fluido diatermico è quella di avere un'elevata temperatura di ebollizione senza ricorrere ad elevate pressioni. I vantaggi dell'utilizzo di un fluido diatermico come fluido vettore intermedio sono:

- buona stabilità chimica e termica fino alla temperatura massima consentita e mantiene, infatti, molte delle sue caratteristiche chimico-fisiche anche con grande sbalzi termici;
- precisione nel controllo delle temperature in gioco ed uniformità del riscaldamento;
- trasmissione di calore utilizzando portate di fluido relativamente piccole, il che significa avere una densità abbastanza elevata, una buona conducibilità termica e un alto valore del calore specifico;
- massima sicurezza: il circuito dell'olio diatermico separa l'utilizzatore dalla fonte di calore, evitando surriscaldamenti locali e i possibili rischi legati all'utilizzo di fluidi di lavoro organici infiammabili.

Le principali caratteristiche degli oli diatermici sono:

- ottimo potere lubrificante, che assicura basse usure sui componenti del circuito;
- assenza di incrostazioni e corrosioni tipiche dell'acqua;
- basso punto di scorrimento, che consente l'avviamento dell'impianto a freddo;
- buona resistenza all'ossidazione ed al cracking: l'ossidazione provoca la formazione di depositi insolubili ed avviene quando l'olio entra a contatto con

l'aria a temperature superiori di 60°C; il cracking è dovuto al superamento della massima temperatura ammessa dall'olio diatermico (surriscaldamento): alcuni legami molecolari si spezzano formando sostanze carboniose e volatili;

- bassa tensione di vapore alle temperature d'esercizio in modo da consentirne l'impiego a pressioni non elevate per evitare lo sviluppo di vapori e il rischio di cavitazione o irregolarità di flusso;
- bassa viscosità in esercizio per limitare le perdite di carico;
- nessuna aggressività nei confronti dei materiali metallici e delle gomme, permette l'utilizzo di materiali commerciali diffusi quali gli acciai e la ghisa sferoidale;
- elevata temperatura d'infiammabilità;
- esenzione dal conduttore patentato ISPESL per la conduzione di caldaie, anche per la produzione indiretta (tramite scambiatori) di vapore o acqua surriscaldata.

La durata del fluido si riduce se si lavora a temperature più elevate di quelle consigliate, poiché la rapidità della degradazione termica aumenta sensibilmente.

CAPITOLO 2 - Panorama mondiale ORC

Il panorama mondiale offre una vasta gamma di taglie, tipologie d'installazione e d'impianto degli Organic Rankine Cycle. Varie case produttrici offrono macchine da pochi chilowatt fino a circa venti megawatt elettrici, quindi un range molto ampio. Possiamo inoltre avere delle differenze di tipologie d'impianto, come visto in precedenza. Le installazioni sono innumerevoli, infatti possiamo montare un ORC ogni qual volta abbiamo una fonte di calore che non viene utilizzata e quindi sprecata, possiamo utilizzare il fumo di scarico di un motore a combustione interna, degli scarti industriali, direttamente dalle caldaie a biomassa, dal geotermico, dai pannelli solari ecc. Per capire meglio in che modo ragionano le aziende produttrici di ORC, analizziamo più nel dettaglio ogni singolo produttore.

2.1 ENEF TECH

Azienda con sede in Rue de Champ-Colin 2C CH-1260 Nyon (SW) con sito internet www.eneftech.com.

La linea degli impianti ORC viene denominata "*ENEFCOGEN green*". Queste tipologie di macchine nascono con l'idea del 100% rinnovabile, e sono ideate per essere alimentate dal calore del sole o da una caldaia a biomassa, l'azienda però vanta della flessibilità della stessa, quindi non esclude l'installazione vicino ad altre fonti di calore.

Le dimensioni vanno da un minimo di $1700 \times 1500 \times 750 \text{ mm}$ ad un massimo di $2000 \times 1900 \times 1040 \text{ mm}$. La macchina inoltre nasce come impianto cogenerativo per la produzione di energia elettrica e termica, infatti il catalogo dell'azienda prevede installazioni vicino ad edifici, per il riscaldamento dello stesso o per il riscaldamento di una eventuale piscina. Per raggiungere una determinata potenza possiamo montare in parallelo più macchine della stessa taglia, ad esempio per raggiungere 60kW possiamo affiancare due impianti da 30kW.

2.2 EXA ENERGIE

Azienda con sede in corso S.Trentin 24 30027- San Donà di Piave (VE) con sito internet www.exaenergie.com.

Il sistema proposto può essere applicato quando esiste un impianto o un processo che abbia uno “spreco” di calore, sotto forma di fumo oppure sotto forma di acqua calda, verso l'ambiente esterno. A questo punto si tratta di recuperare il calore sprecato mediante uno scambiatore idoneo e convogliare il calore recuperato verso il sistema ORC. Il calore recuperato dalla fonte ad alta temperatura, è utilizzato per portare all'ebollizione il fluido di lavoro, R144a, R245fa o Toulene a seconda delle taglie considerate. Il ciclo è rappresentato nello schema che segue:

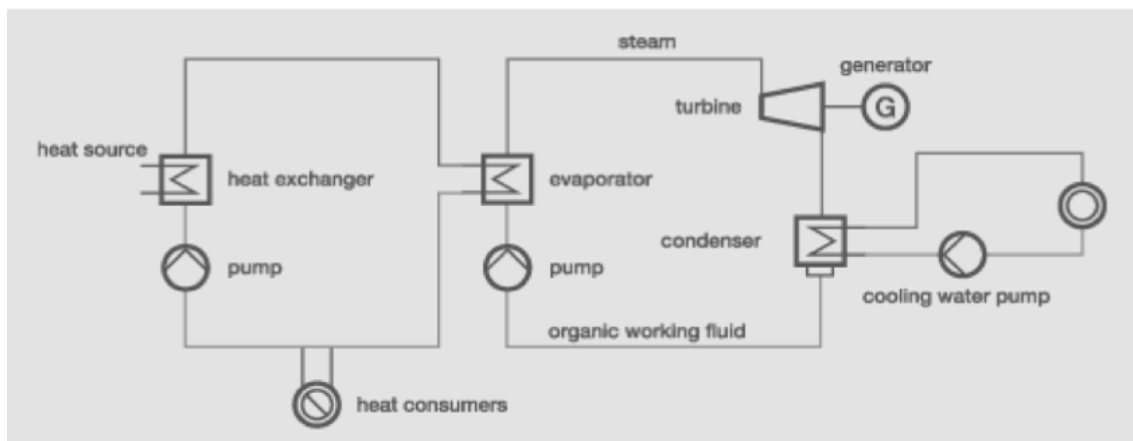


Figura 8-Schema impianto EXA ENRGIE

La EXA lavora soprattutto con le piccole taglie di ORC che vanno da 15 chilowatt elettrici ad un massimo di 150 chilowatt elettrici, schematizziamo le informazioni principali:

MODELLO	$P_{el}[kWe]$	$\eta_{ideale}[\%]$	$T_{lato_caldo}[^{\circ}C]$	$T_{lato_freddo}[^{\circ}C]$	FLUIDO
PG15	15	9,4-12,5	70-95	10-40	R134a
PG21	21	9,4-12,35	70-95	10-40	R134a
ET30	30	7,5-10	86-110	10-40	R245fa
ET40	40	7,3-10	86-110	10-40	R245fa
ET50	50	6,7-9	86-110	10-40	R245fa
ET65	65	7,65-8,7	86-110	10-40	R245fa
TR150	150	16,7	>350	10-40	Toulene

Tabella 2-Catalogo EXA ENERGIE

Tutte le macchine utilizzando una turbina a vite, mentre come vettore di scambio termico dell'olio diatermico. È inoltre possibile installare in parallelo diversi impianti per moltiplicare la potenza. Analizziamo più nel dettaglio due tipologie d'impianti attualmente installati:

- Impianto di cogenerazione funzionante con fonte rinnovabile (biomassa);
- Impianto di combustione/processo con fonte fossile.

2.2.1. Fonte rinnovabile

E' il caso d'impianti di biodigestione anaerobica, impianti di cogenerazione a olio vegetale e a biomassa solida. In tutti questi casi figura una macchina, sia essa un motore endotermico oppure una caldaia, che produce energia termica in grande quantità che poi va sprecata sotto forma di fumo in atmosfera oppure di acqua calda per il raffreddamento del motore. Tali impianti rappresentano l'applicazione ideale per i

sistemi ORC poiché questi ultimi permettono di recuperare il calore che altrimenti andrebbe perduto e produrne ulteriore energia elettrica pregiata e quindi incentivata. In tal modo l'energia elettrica prodotta dal sistema ORC viene valorizzata al massimo, cioè al pari dell'energia verde.

L'applicazione del sistema ORC comprende l'installazione di:

- un sistema di recupero calore presso il generatore elettrico; il calore recuperato dal generatore elettrico (che altrimenti andrebbe dissipato in aria mediante il dissipatore ed i fumi di scarico) viene utilizzato nel sistema ORC come sorgente calda;
- una turbina ORC di potenza adeguata alla potenza termica recuperata dal generatore;
- un sistema di condensazione per costituire la sorgente fredda del sistema ORC. Solitamente il sistema di condensazione consiste in un dissipatore in aria (dry-cooler), meglio sarebbe se ci fosse la possibilità di installare una torre evaporativa ad acqua.

Di fatto, grazie al sistema ORC, l'impianto di biodigestione anaerobica aumenta sensibilmente la produzione di energia elettrica incentivata a parità di combustibile utilizzato dal sistema poiché valorizza l'energia termica che altrimenti andrebbe dispersa. Seguono due tabelle sulla convenienza dell'installazione del sistema ORC; la prima tabella riporta il bilancio energetico della potenza e dell'energia immessa in rete senza l'impianto ORC:

SITUAZIONE A - IMPIANTO BIODIGESTIONE ANAEROBICA DA 1 MW SENZA ORC		
Potenza elettrica generata	1.000	kWe
Rendimento elettrico	39%	
Potenza termica nel combustibile	2.564	kW
Potenza termica recuperabile dai fumi	590	kWt
Potenza termica recuperabile da camice e olio lubrificante	118	kWt
Potenza termica totale recuperabile	708	kWt
Potenza elettrica autoconsumata per ausiliari	20	kWe
Potenza elettrica immessa in rete	980	kWe
Ore annue di funzionamento impianto	8.000	h/anno
Energia elettrica immessa in rete	7.840	MWh/anno

Tabella 3-Impianto biodigestione anaerobica senza ORC EXA ENERGIE

La potenza termica dei fumi pari a 590kWt è sprecata. Vista la potenza termica recuperabile dai fumi, quella recuperabile da camicie ed olio lubrificante è solitamente utilizzata dal processo di biodigestione per il mantenimento in temperatura del biodigestore, sarà possibile produrre dal sistema ORC circa 50 kWe. Dato che, come noto, l'impianto complessivo non può immettere in rete più di 1.000kWe (Tariffa Omnicomprensiva), sarà necessario settare il motore affinché produca circa 963 kWe : in tal modo la potenza complessiva generata, motore + turbina ORC, non supererà i 1.000kWe di immissione in rete. Segue la seconda tabella, riportando il bilancio energetico della potenza e dell'energia immessa in rete con turbina ORC:

SITUAZIONE B - IMPIANTO BIODIGESTIONE ANAEROBICA DA 1 MW CON TURBINA ORC	
Potenza elettrica generata	963 kWe
Rendimento elettrico	39%
Potenza termica nel combustibile	2.469 kW
Potenza termica recuperabile dai fumi	568 kWt
Potenza termica recuperabile da camicie e olio lubrificante (non recuperabile perché solitamente utilizzata per scaldare il biodigestore)	114 kWt
Potenza termica totale recuperabile	568 kWt
Potenza elettrica autoconsumata per ausiliari	19 kWe
Potenza elettrica netta generata da sistema ORC	50 kWe
Potenza elettrica immessa in rete	994 kWe
Ore annue di funzionamento impianto	8.000 h/anno
Energia elettrica immessa in rete	7.950 MWh/anno

Tabella 4-Impianto biodigestione anaerobica con turbina ORC EXA ENERGIE

Il motore consumerà combustibile per 963 kWe (non più per 1.000kWe), saranno compensati gli autoconsumi ed inoltre saranno immessi 90 MWh/anno in più in rete. Valutando tutti i costi e analizzando l'investimento con il metodo VAN (valore attuale netto), risulta un pay back time di circa due anni e mezzo.

2.2.2 Combustibile fossile

È questo il caso molto diffuso d'impianti industriali in cui vi sono caldaie o macchine che abbiano un camino con energia persa nei fumi. Tali impianti rappresentano una seconda applicazione diffusa per i sistemi ORC siccome questi ultimi permettono di

recuperare il calore che altrimenti andrebbe perduto e produrne ulteriore energia elettrica, pregiata, da utilizzare in azienda come autoconsumo. In tal modo l'energia elettrica prodotta dal sistema ORC aiuta a decurtare la bolletta elettrica dell'azienda. Senza modificare sostanzialmente l'impianto di produzione calore esistente, l'applicazione del sistema ORC permette il recupero del calore altrimenti disperso nei camini del generatore di calore, la produzione di energia preziosa elettrica ed il suo autoconsumo in azienda.

L'impianto avrà necessità di circa 568 kWt di potenza termica da recuperare, si è scelto di affiancare un impianto ORC da 50kWe. Si presume, inoltre, che l'impianto possa funzionare per circa 5000h/anno dato che è legato all'orario di funzionamento dell'azienda. Si configura pertanto la tabella che segue:

IMPIANTO DI GENERAZIONE CALORE CON APPLICAZIONE ORC		
Potenza termica recuperabile dai fumi	568	kWt
Potenza elettrica netta generata da sistema ORC	50	kWe
Ore annue di funzionamento impianto	5.000	h/anno
Energia elettrica generata ed autoconsumata	249.886	MWh/anno

Tabella 5-Impianto di generazione calore con ORC EXA ENERGIE

Valutando tutti i costi e analizzando l'investimento con il metodo VAN (valore attuale netto), risulta un pay back time di sette anni.

2.3 CREOENERGY+ZUCCATO ENERGIA

Azienda con sede in via Per Olle 40 CAP 38051- Borgo Valsugana (TN) con sito internet www.creoenergy.eu . La "Zuccato energia" con sede in via della consortia 2 CAP 37127 Verona con sito internet www.zuccatoenergia.it, fornisce il turbo espansore al gruppo ORC.

Tutti gli impianti di generazione tradizionali presentano due stadi:

- lo stadio di termogenerazione, dove energia termica viene generata;
- lo stadio di generazione elettrica, dove tale energia termica viene convertita in energia cinetica che a sua volta viene poi trasformata in elettricità.

Lo stato di generazione termica si basa sulla tecnologia della “caldaia a gassificazione” orizzontale a tre giri di fumo e utilizza biomassa lignea come combustibile. La casa produttrice presenta due taglie d’impianto, quella da 50kWe e quella da 150kWe, i principali dati sono riassunti nella seguente tabella:

MODELLO	P_{el} [kWe]	η_{id} [%]	P_{vap} [bar]	$T_{in-turb}$ [°C]	$T_{out-turb}$ [°C]	P_{cond} [bar]	T_{cond} [°C]
ZE-50-ULH	50	9,1	N/A	85	60	N/A	N/A
ZE-150	150	13,63	17,62	145	95	1,89	<40

Tabella 6-Catalogo Creoenergy - Zuccato energia

Gli impianti utilizzano come fluido di lavoro *HFC-R245fa*, la *turbina radiale* come espansore e dell’*olio diatermico* come vettore di scambio termico. Per entrambi avremo delle temperature di esercizio della caldaia di circa 170°C con delle pressioni non superiori ai 12 bar. Schematicamente il lay-out dell’impianto è così composto:

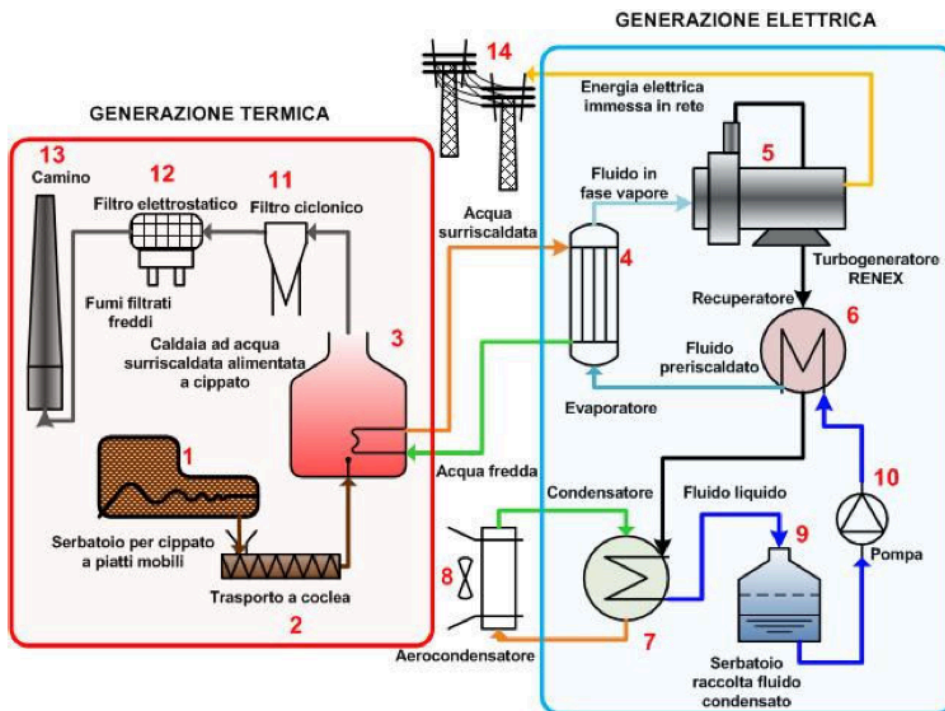


Figura 9-Schema impianto Creoenergy-Zuccato energia

Le principali applicazioni di recupero di calore sono:

- recupero termico da motori endotermici;
- recupero termico da processi industriali;
- produzione energetica da biomassa;
- energia geotermica;
- solare termodinamico.

L'azienda cita una determinata installazione avvenuta presso la "Soccar Srl"; è una concessionaria di mezzi pesanti situata a Laives (BZ), si è dotata di una microcentrale termoelettrica per usufruire della favorevole tariffa onnicomprensiva prevista dallo stato Italiano per gli impianti energetici di nuova costruzione alimentati a biomassa o a fonti rinnovabili. Il sistema fornito a Soccar Srl da Zuccato Energia è costituito da un modulo ZE-50-ULH della potenza di 50 kWe, opera effettuando il recupero termico dalle camicie di raffreddamento e dai fumi di scarico di un motore MAN 420 modello 2842 LE 211 alimentato ad olio vegetale collegato ad un generatore da 420 kWe aumentando così la produttività complessiva dell' impianto di oltre il 10%.

L'ecocarburante utilizzato, olio di colza, è una fonte energetica ecocompatibile e rinnovabile resa molto competitiva per la produzione energetica dagli incentivi statali e regionali. L'olio viene bruciato in motori marini a nafta pesante riconvertiti per usare il nuovo carburante ed usare l'energia meccanica prodotta per azionare generatori elettrici. Come tutte le biomasse, tale combustibile è a impatto zero per quanto riguarda la CO₂ (la CO₂ rilasciata è quella a suo tempo catturata dai vegetali durante la crescita).

2.4 ELECTRATHERM

Azienda con sede in 4750 Turbo Circle Reno, Nevada (USA) 89502 con sito internet www.electratherm.com.

Le macchine che lavorano secondo il ciclo ORC sono denominate "Green Machine" serie 4000, hanno una potenza elettrica lorda di 20 e 65kWe. La Green Machine grazie al suo rivoluzionario espansore a doppia vite consente di produrre energia elettrica

partendo da fonte termica a bassa temperatura consentendo quindi il recupero energetico anche da fluidi normalmente non utilizzabili. Riassumendo i principali dati:

$P_{el}[kWe]$	$\eta_{ideate}[\%]$	$T_{lato_caldo}[^{\circ}C]$	$T_{acqua.cond.}[^{\circ}C]$
20	5	77	4-43
65	7,56	116	4-43

Tabella 7-Catalogo *ELECTRATHERM*

Entrambe le macchine utilizzano come fluido di lavoro HFC-245fa e come fluido scambiatore acqua + glicole etilenico (40-50%). La Green Machine utilizza acqua calda per mettere in pressione il fluido a bassa temperatura di ebollizione, il quale a sua volta aziona il sistema di trasformazione del calore in energia. La velocità di funzionamento della macchina è bassa e non richiede un riduttore. La Green Machine non è direttamente compatibile con fonti di calore d'ingresso costituite da oli termici. Gli oli termici hanno circa la metà della capacità termica e della capacità di trasferimento termico rispetto all'acqua, e richiederebbero una portata doppia attraverso gli scambiatori di calore rispetto a quella richiesta con l'acqua. Il 200% di portata nominale, la caduta di pressione attraverso lo scambiatore di calore, la viscosità dell'olio e le limitazioni di velocità nel passaggio attraverso lo scambiatore di calore, rende impossibile il funzionamento della macchina con gli oli termici. Schematizzando l'impianto:

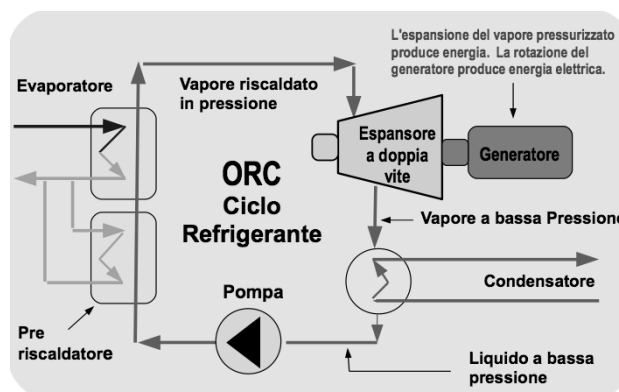


Figura 10-Schema impianto *ELECTRATHERM*

La macchina ricava energia elettrica da varie fonti di calore, tra le quali:

- motori stazionari a combustione interna;
- boiler a biomasse;
- fluidi secondari estratti con gas e petrolio, geotermia;
- boiler industriali e calore residuo di processo;
- termico solare concentrato.

Vediamo più nel dettaglio alcune applicazioni reali:

2.4.1 Pozzo petrolifero nel Mississippi

Dall'estate del 2001 la Green Machine produce energia senza consumare carburante e senza emissioni presso il sito petrolifero del Mississippi, generando energia geotermica dall'acqua calda di scarto che i produttori di petrolio e gas considerano un fastidio. La Green Machine è progettata per fornire 30-65 kWe in uscita, ma la bassa temperatura e la bassa portata presso l'impianto dimostrativo di Laurel rendono più facile una minor produzione di potenza pari a 19 kWe. Secondo l'azienda, tanto basta per compensare circa il 20 kWe dell'energia richiesta per il funzionamento della pompa installata in profondità nel pozzo di estrazione del greggio. Secondo gli esperti in geotermia della Southern Methodist University questo tipo di cogenerazione può essere particolarmente efficace per ridurre il costo energetico relativo al pompaggio del petrolio. L'acqua calda è separata dal petrolio e dal gas con il quale viene estratto e riscalda il fluido refrigerante della Green Machine che si espande in vapore ad alta pressione e a sua volta aziona un generatore. I proponenti di questo tipo di unità dicono che uno dei suoi maggiori benefici è la portabilità. Secondo il National Renewable Energy Laboratory, negli USA vengono prodotti 25 miliardi di barili l'anno di acqua calda, derivante dagli impianti petroliferi, e potenzialmente potremmo produrre circa 3 Gwe di energia pulita, è quindi una risorsa che non bisogna ignorare. Riassumendo le principali caratteristiche dell'impianto:

- potenza lorda generata 19kWe;
- potenza termica in ingresso 500kWt;
- acqua calda in ingresso 96°C;
- portata acqua calda 7,6 l/s;

- campo temperatura ambiente 15-40°C.

La velocità di rotazione dell'espansore a doppia vite è di circa 4300-4800 rpm, la sua efficienza si aggira attorno al 75%. Il sistema di raffreddamento è ad aria, in questo modo si eliminano il consumo della vasta quantità d'acqua dolce e le spese di manutenzione legate alla gestione di una torre di raffreddamento. Il rendimento totale dell'impianto ORC va dal 6 ad un massimo del 10%, naturalmente dipendente dalla temperatura. C'è però da dire che un minimo di manutenzione ci vuole, infatti la terra pompa dei depositi minerali, questi fluidi corrosivi possono causare un intasamento agli scambiatori che richiedono una pulizia costante.

2.4.1 Recupero da Biomasse

Nell'autunno del 2010, l'azienda *American Capital Resources Company* ha installato una Green Machine ElectraTherm per la conversione di calore in energia elettrica, per la sua fattoria di piante ornamentali sita in St. Helena Island, South Carolina. Qui, scarti di legname vengono bruciati ad alta temperatura e il calore viene convertito in energia pulita. L'energia così prodotta viene esportata alla *South Carolina Electric and Gas (SCE&G)*, questo è l'unico generatore di biomasse in tutto il programma della *SCE&G*. La produzione di energia da legname vergine di scarto compatto e non frazionato segna il primo utilizzo negli Stati Uniti dell'energia generata e distribuita proveniente dal calore di recupero grazie all'impiego di fluidi refrigeranti. Si tratta anche della prima applicazione USA della tecnologia ElectraTherm a Ciclo Rankine Organico (ORC) alle biomasse, grazie al suo espansore a viti accoppiate brevettato. L'azienda *American Capital Resources Co.* ha acquistato la caldaia ad acqua integrandovi il ciclo ORC dopo aver visto la grande massa di legname di scarto risultante dalle normali operazioni di taglio degli alberi e riduzione in tronchi effettuate in South Carolina, oltre al legname proveniente dai processi vivaistici e di deforestazione. Mentre ElectraTherm di solito prevede un condensatore raffreddato ad aria come fonte di raffreddamento per il fluido di lavoro, la *American Capital Resources Co.* utilizza le proprietà geotermiche di raffreddamento del sottosuolo, estraendo tutto l'anno acqua di falda a 20°C e

rimettendola in falda con un pozzo di iniezione per riutilizzarla nuovamente, eliminando l'ulteriore investimento di capitale. Inoltre, sta cercando di ampliare il progetto aggiungendo un'unità di cogenerazione calore/energia, l'azienda pensa di riscaldare una vicina serra con il calore di scarto della condensazione per fornire acqua a circa 38°C per la coltivazione invernale. In molti casi il legname di scarto viene considerato un fastidio e mandato in discariche a pagamento, letteralmente pagando per sprecare questa abbondante risorsa. Riassumiamo le principali caratteristiche dell'impianto:

- potenza lorda generata fino a 43kWe;
- potenza termica in ingresso 200-500kWt;
- acqua calda in ingresso 70-115°C;
- portata acqua calda 9,5 l/s;
- campo temperatura ambiente 15-40°C.

2.5 EXERGY

Azienda con sede in via degli Arresti 6, 40123 Bologna (BO) con sito internet www.exergy-orc.com.

Le tipologie di macchine che l'azienda mette sul mercato sono:

- EP ERS, usato principalmente quando abbiamo degli scarti termici industriali ad elevate temperature, le taglie vanno dai 500 ai 2000kWe;
- H&P, usato con la produzione contemporanea di calore ed energia, le taglie vanno dai 500 ai 2200kWe;
- GEX, usato con fonte di calore proveniente dal geotermico, le taglie vanno dal megawatt ai 5 MWe;
- NEW H&P30, in fase sperimentale dove utilizzano fonti da biomasse.

Analizziamo più nel dettaglio le tre classi di prodotti:

MODELLO	$P_{el}[kWe]$	$\eta_{ideale}[\%]$	$T_{in-out_EVA}[^{\circ}C]$	$T_{cond.}[^{\circ}C]$
EP 60 ERS	400-650	15-22	230-170	40
EP 80 ERS	700-850	16-22	230-170	40
EP 110 ERS	900-1100	15-23	230-170	40

EP 150 ERS	1200-1600	16-23	230-170	40
EP 180 ERS	1600-1800	16-23	230-170	40

Tabella 8-Catalogo EXERGY tip.EP

La temperatura del fluido scambiatore, olio diatermico, in ingresso va dai 230 ai 320°C mentre in uscita dallo scambiatore va dai 170 ai 250°C.

MODELLO	$P_{el}[kWe]$	$\eta_{ideale}[\%]$	$T_{in_EVA}[^{\circ}C]$	$T_{out_EVA}[^{\circ}C]$	$T_{in_COND.}[^{\circ}C]$	$T_{out_COND.}[^{\circ}C]$
H&P 60	400-650	13-19	230-315	170-250	50-70	70-90
H&P 80	700-850	14-19	230-315	170-250	50-70	70-90
H&P 110	900-1100	15-20	230-315	170-250	50-70	70-90
H&P 150	1200-1600	15-20	240-320	170-250	50-70	70-90
H&P 180	1600-1850	15-20	240-320	170-250	50-70	70-90
H&P 220	1900-2250	15-20	240-320	170-250	55-75	75-95

Tabella 9-Catalogo EXERGY tip.H&P

Anche per questa tipologia di macchina è utilizzato olio diatermico come vettore termico all'evaporatore e utilizza acqua come fluido condensatore.

MODELLO	$P_{el}[kWe]$	$\eta_{ideale}[\%]$	$T_{in_GEO}[^{\circ}C]$	$T_{out_GEO}[^{\circ}C]$
GEX 110	800-1200	8-19	90-200	60-100
GEX 220	1800-2400	8-19	90-200	60-100
GEX 350	2900-3800	8-19	80-200	60-100
GEX 500	4000-5500	8-19	80-200	60-100

Tabella 10-Catalogo EXERGY tip.GEX

Tutte le classi di prodotti che abbiamo citato lavorano secondo un ciclo semplice con rigeneratore, inoltre tutte le macchine hanno una turbina a flusso radiale centrifugo

come espansore. Purtroppo l'azienda non fornisce informazioni sul fluido di lavoro, tantomeno sugli impianti installati.

2.6 GE-ENERGY

Azienda con sede in 2901 S.E. Monroe Street Stuart, Florida 34997, USA con sito internet www.ge.energy.com.

L'azienda produce solo una macchina, la "Clean Cycle 125" da 125 kWe. La macchina non presenta caldaia nella forma di base, poiché si può recuperare calore da qualunque fonte, ma comunque è possibile acquistare l'impianto completo con il boiler a biomassa. Schematizziamo l'impianto come segue:

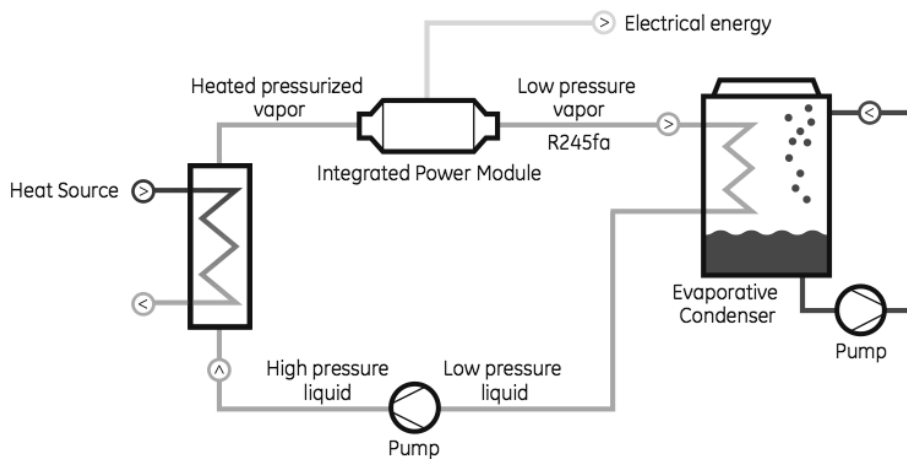


Figura 11-Schema impianto GE-ENERGY

La GE-Energy prevede un ritorno dell'investimento iniziale dai 18 ai 36 mesi di continuo funzionamento dell'impianto.

Riassumiamo le principali caratteristiche della Clean Cycle 125:

$\eta_{id}[\%]$	$P_{vap}[\text{bar}]$	$T_{vap}[^{\circ}\text{C}]$	$T_{in_turb}[^{\circ}\text{C}]$	$T_{out_turb}[^{\circ}\text{C}]$	$P_{cond}[\text{bar}]$	$T_{cond}[^{\circ}\text{C}]$	$T_{caldaia}[^{\circ}\text{C}]$
12,8	20	121	124	117	1,4	21	125-145

Tabella 11-Catalogo GE-ENERGY

La macchina utilizza una turbina radiale a singolo stadio come espansore, mentre usa come fluido di lavoro HFC R245fa. È possibile installare più macchine in parallelo per moltiplicare la potenza.

La macchina è in grado di recuperare calore:

- di scarto della cogenerazione;
- da cascami termici di processi industriali;
- biogas o biomassa bruciati in loco;
- da discariche o impianti di depurazione acque;
- dal solare termico;
- dalla geotermia.

Tra gli impianti installati, citiamo:

2.6.1 Bioenergia f.lli Boscaro

“*Biogenera*” è il primo impianto in Italia realizzato con questo tipo di tecnologia: la F.lli Boscaro srl di Vigliano Biellese ha, infatti, rinnovato l'impianto termico tradizionale con alimentazione a gasolio con un innovativo sistema di cogenerazione con biomassa legnosa. L'idea del nuovo impianto è nata principalmente dalla volontà di diversificare l'attività a causa del calo di lavoro, all'esigenza di sostituire la caldaia ormai obsoleta per riscaldare i saloni e alla disponibilità della materia prima. L'energia termica prodotta dal nuovo impianto viene utilizzata per riscaldare saloni ed uffici aziendali eliminando quindi l'impianto a gasolio; viene anche utilizzata per alimentare due turbine che producono energia elettrica che viene ceduta completamente alla rete nazionale, così facendo l'azienda ha ottimizzato il processo di compostaggio recuperando totalmente i residui ligneo cellululosici. L'impianto primo in Italia per il tipo di tecnologia adottata è composto da una caldaia che produce acqua surriscaldata a 150°C a 5 bar, integrata a due generatori a ciclo ORC da 125 kWe ciascuno. La centrale è alimentata da materiale prodotto dalla manutenzione del verde del territorio locale, e non vengono abbattuti alberi perché è un impianto dimensionato in base alle necessità di riscaldamento e alla disponibilità di biomassa legnosa. La filosofia base del progetto “*Biogenera*” è quello di aver valorizzato gli scarti del legno (potature, cortecce,

tronchi..) per produrre ecologicamente ed efficientemente energia elettrica e termica, cioè produrne il più possibile, diminuendo al minimo le emissioni in atmosfera. Il legno è una fonte rinnovabile per eccellenza, perché la quantità di anidride carbonica liberata durante il processo di combustione è pari a quella sottratta all'atmosfera durante la fase di crescita della pianta, quindi l'utilizzo della biomassa legnosa come fonte energetica è il modo per chiudere il cerchio della CO2.

Riassumiamo i dati dell'impianto:

- potenza utile installata 2093 kWt;
- consumo di biomassa annua 8000 Ton;
- energia elettrica erogata 220 kWe;
- CO2 evitata annua 1250 Ton;
- Gasolio risparmiato annuo 140000 lt.

L'investimento iniziale si ammortizza in due anni, sia per il mancato gasolio consumato che per la vendita di energia elettrica alla rete, inoltre non da meno il prezzo della discarica per i materiali di scarto legnosi.

La *IBT Group* con sede in via G.Marconi 51- 31020 Villorba (TV) con sito internet www.ibtgroup.com è l'azienda distributrice della Clean Cycle 125 in Italia.

Il progetto Clim-Wastener, partito all'inizio del 2011 e frutto di un progetto di ricerca Life+ da circa 2.5 milioni di Euro finanziato dall'Unione Europea, è nato per contrastare le cause dei cambiamenti climatici legate all'inefficienza energetica nell'industria dello smaltimento dei rifiuti. Attualmente, infatti, la maggior parte del calore prodotto da turbine o motori alimentati dal biogas ottenuto dai rifiuti è disperso nell'ambiente o comunque poco valorizzato, impedendo agli impianti di raggiungere valori di efficienza energetica superiori al 30%. L'implementazione del progetto ha visto per la prima volta al mondo la progettazione e la realizzazione di un'innovativa applicazione composta da un generatore Clean Cycle integrato all'interno di due impianti di cogenerazione con tecnologia a microturbina Capstone, situati

rispettivamente nelle discariche di Saint Laurent des Hommes e Orange in Francia. Il recupero del calore di scarto proveniente dalle turbine alimentate a biogas ha innalzato la potenza prodotta dagli impianti di 125 kW da utilizzare in loco, migliorandone l'efficienza elettrica di oltre il 5%, il tutto con zero emissioni.

2.7 ICENOVA

Azienda con sede legale in via Legler 14- 24030 Brembate di Sopra (BG) con sito internet www.icenova.eu.

Icenova Engineering progetta e realizza impianti per il recupero e la valorizzazione del calore di scarto attraverso la fornitura di macchine altamente innovative che convertono il calore in nuova energia disponibile. In questo modo fumi da cogenerazione a metano, a olio, a valle d'impianti biogas, da processi industriali quali forni, stampaggio, tornerie, cotture, essiccazione vengono trasformati in energia pregiata. L'azienda realizza due sole taglie, di 15 e 30 kWe, ma è possibile installare più macchine in parallelo per moltiplicare la potenza. Per entrambe le macchine viene utilizzata una turbina di tipo scroll come espansore. Riassumiamo i pochi dettagli che si trovano in rete:

$P_{el}[kWe]$	$\eta_{ideale}[\%]$	$T_{in-EVA}[^{\circ}C]$	$T_{cond.}[^{\circ}C]$	$T_{caldaia}[^{\circ}C]$
15	N/A	150	30-50	125-150
30	20	150	30-50	125-150

Tabella 12-Catalogo ICENOVA

Viene utilizzato un fluido di lavoro del tipo pentafluoropropano e acqua o olio diatermico come fluido scambiatore. Le più importanti applicazioni sono:

- biogas, si valorizzano i fumi derivanti dalla combustione del biogas, applicando al cogeneratore un recupero di calore;
- biomassa solida, legno, cippato trucioli, corteccia, sansa, lolla, nocciolino ecc per la valorizzazione della biomassa è necessaria una caldaia a griglia mobile in

grado di funzionare a 150°C;

- biomassa liquida, oli vegetali di colza, soia, girasole, mais, arachidi e olio di palma ecc analogo all'impianto che utilizza biogas;
- fumi industriali, si valorizzano i fumi di scarto derivanti da un processo industriale con temperature pari ad almeno 150°C. Ciò consente di ridurre da un lato l'impiego di fonti fossili e dall'altro le emissioni di CO₂;
- energia solare, si valorizza l'energia termica solare catturata;
- energia geotermica, si valorizza il calore a bassa temperature, circa 150°C, proveniente dal suolo in siti idonei.

Schematizziamo l'impianto come segue:

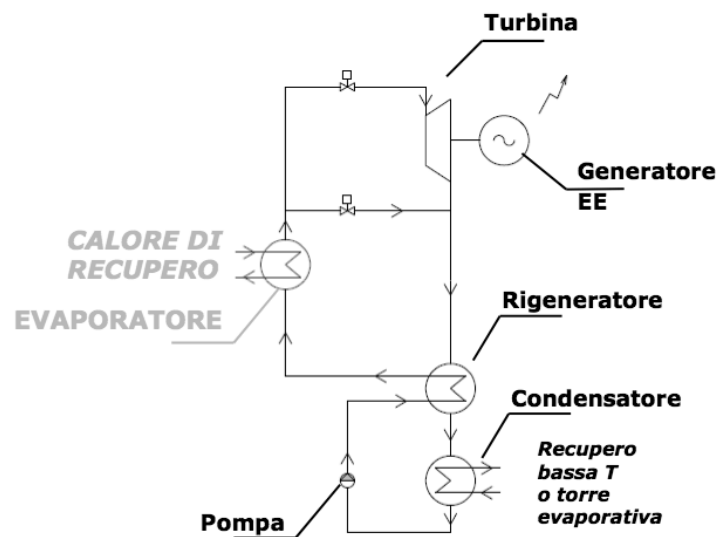


Figura 12-Schema impianto ICEVOVA

L'azienda cita l'impianto di Rovereto (TN) con le seguenti caratteristiche:

- n.4 motori endotermici da 400kWe cadauno;
- recupero termico camicie motori e raffreddamento olio, usato per il teleriscaldamento;
- recupero termico da fumi usato per alimentare due microturbine ORC da 30kWe cad.
- potenza di recupero a 30-40°C pari a 260kW th;
- rendimento sul 10%.

Grazie all'installazione dell'ORC gli incrementi dell'azienda sono saliti del 3%. Attualmente la Icenova sta riprogettando l'impianto con la possibilità di convertirlo in trigenerazione introducendo la climatizzazione nei mesi caldi.

2.8 INFINITY TURBINE

Azienda con sede negli USA con sito internet www.infinityturbine.com.

La *Infinity Turbine* presenta tre diverse taglie di potenza, le principali caratteristiche sono riassunte nella seguente tabella:

MODELLO	$P_{el}[kWe/h]$	Fluido	$P_{vap}[bar]$	$T_{out-EVA}[^{\circ}C]$
IT 5	5	R134a-R245fa	32-20	65
IT 10	10	R134a-R245fa	32-20	65
IT 50	50	R134a-R245fa	32-20	65

Figura 13-Catalogo INFINITY TURBINE

Le macchine possono funzionare con due fluidi di lavoro, il tutto dipende dalla temperatura d'ingresso, infatti, se la temperatura della sorgente calda è inferiore ai 90°C, è preferibile usare R134a, se invece la temperatura è compresa tra i 90 e i 120°C è preferibile usare R245fa. Utilizzano acqua o olio diatermico come fluido scambiatore. Possiamo utilizzare dei condensatori con torri di raffreddamento ad aria oppure abbinare un sistema di riscaldamento esterno, quindi possiamo utilizzare l'impianto anche per la produzione di calore. Anche in questo caso possiamo utilizzare come fonte di calore biomassa, biogas, geotermico, solare e scarti industriali. L'espansore è costituito da una turbina ideata e progettata dalla *Infinity Turbine* in grado di girare a 3600 rpm, tipicamente le temperature d'ingresso vanno dai 70 ai 110°C.

L'azienda offre la possibilità di costruire il proprio impianto ORC in base alle proprie esigenze.

2.9 INGECO – PROGECO

Azienda con sede legale in via Alzaia sul Sile 26/D 31057 Silea (TV) con sito internet www.ingeco-enr.it.

Dal 2009 è il distributore del turbogeneratore ORC prodotto dall'americana *CALNETIX POWER SOLUTION*. Grazie alle sue caratteristiche tecniche e alla versatilità d'uso è la soluzione ideale per ottimizzare i processi termici industriali, aumentare l'efficienza energetica di motori o turbine, valorizzare energeticamente vari tipi di biomasse (legna, sarmenti di vite, stocchi di mais, digestato, paglia, pollina). Il turbogeneratore CLEAN CYCLE mod. WHG125, di piccola taglia e prodotto in serie, si sta rivelando una soluzione impiantistica molto promettente per la realizzazione di piccoli impianti di generazione elettrica, e termica se richiesta, con limitati costi d'investimento. Il gruppo ORC, associato ad una caldaia ad acqua surriscaldata alimentata a biomassa (legno o altri combustibili di origine vegetale), diventa un'ottima soluzione di semplice gestione per la produzione di energia elettrica ed eventualmente calore a bassa temperatura, se esistono in vicinanza utenze per l'energia termica. Analizziamo più nel dettaglio le caratteristiche della macchina:

$\eta_{id}[\%]$	$T_{vap}[^{\circ}C]$	$T_{in_turb}[^{\circ}C]$	$T_{out_turb}[^{\circ}C]$	$P_{cond}[bar]$	$T_{cond}[^{\circ}C]$	$T_{caldaia}[^{\circ}C]$	$P_{caldaia}[bar]$
13,8	15,5	121,8	62,2	1,5	21	140	<24

Tabella 13-Catalogo INGECO-PROGECO

Ha una potenza lorda di 125 kWe, utilizza HFC-245fa come fluido di lavoro, inoltre l'espansore è una turbina radiale a singolo stadio.

Schematizziamo l'impianto come segue:

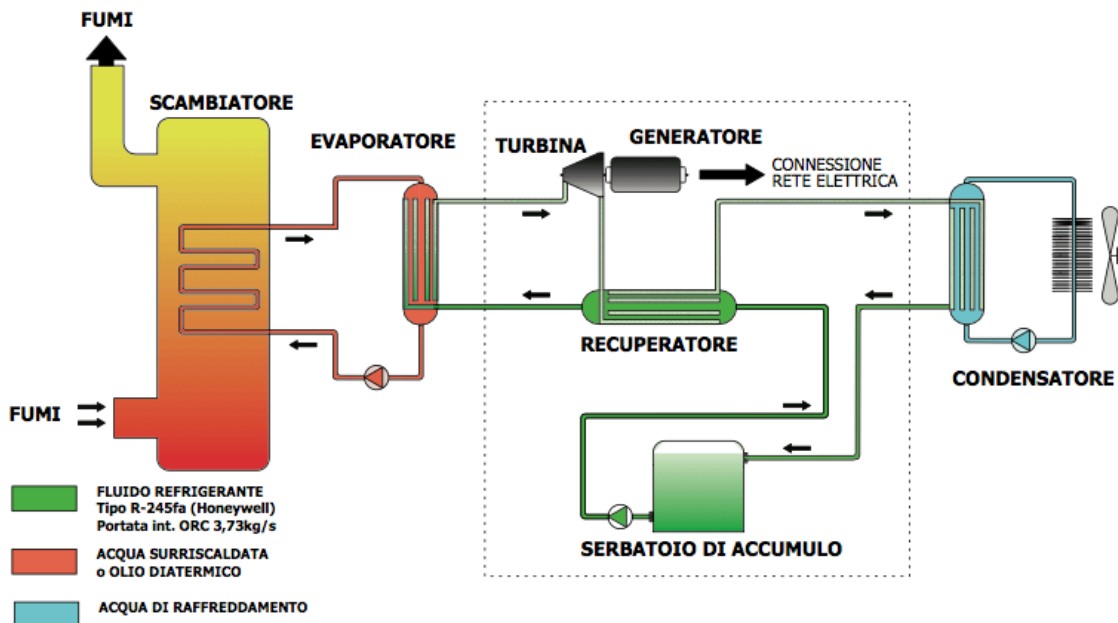


Figura 14-Schema impianto INGECCO-PROGECO

I fumi caldi sono inviati verso uno scambiatore di calore tra i fumi stessi e l'olio diatermico o acqua, quest'ultimo viene poi inviato all'evaporatore.

Con l'utilizzo di combustibili di origine agricola e forestale, i costi di produzione dell'energia diminuiscono in modo significativo per effetto del minor costo del combustibile. Le emissioni in termini di gas serra, CO₂, si riducono poi a zero, utilizzando le biomasse (o il biogas) come combustibile, grazie al ciclo del carbonio che si chiude con lo sviluppo delle piante che assorbono CO₂ dall'atmosfera.

L'elevata efficienza di queste soluzioni permette di raggiungere notevoli benefici per quanto riguarda il risparmio energetico nell'impiego del combustibile, nonché in termini di impatto ambientale grazie alle emissioni ridotte di sostanze inquinanti rispetto ai sistemi tradizionali. Negli impianti con biogas povero di metano, è possibile ottenere ottimi risultati dal punto di vista del recupero energetico, grazie ad una particolare configurazione che prevede il *CLEAN CYCLE* accoppiato ad un bruciatore a biogas ed ad uno scambiatore, che cede il calore al fluido organico. Con tale sistema è possibile

sfruttare l'energia del Biogas, anche quando la concentrazione del metano in quest'ultimo è molto bassa (CH₄ min. 25%). L'azienda, inoltre, cita le seguenti applicazioni:

- recupero cascami termici industriali (vetriere, cementifici, cartiere, inceneritori ecc);
- recupero calore prodotto da motori a combustione interna alimentati a biogas o olio vegetale;
- recupero calore prodotto da microturbine alimentate a biogas, gas naturale e olio vegetale;
- produzione energia elettrica in abbinamento a collettori solari termodinamici;
- produzione energia elettrica da fonti geotermiche.

Il payback stimato si aggira intorno ai 3-5 anni. Vediamo alcune installazioni reali:

2.9.1 Solare termico + biomassa

Sito in provincia di Siracusa presso la *Società Agricola Zasoli*, il presente impianto costituirà un'innovazione a livello Italiano per quello che riguarda l'integrazione di diverse tecnologie nel settore rinnovabili. Concepito come impianto solare termodinamico CSP con pannelli tipo *Linear Fresnel*, il sistema complementa l'energia termica prodotta dal campo solare con l'energia prodotta dalla combustione di biomasse di scarto, prodotte localmente in ambito agricolo, per coprire durante le ore notturne il fabbisogno termico dei generatori di energia elettrica. Il sistema CSP (Concentrated Solar Power) tipo *Linear Fresnel*, è costituito da una serie di pannelli a concentrazione semipiani disposti su più file parallele ; la particolare conformazione consente di movimentare gli specchi da remoto secondo angoli diversi di radiazione solare. I raggi solari vengono direzionati verso un collettore lineare disposto ad una certa altezza dagli specchi dove all'interno scorre un fluido vettore, in questo caso acqua e glicole, che si riscalda alla temperatura necessaria per il processo di generazione a valle. Una seconda superficie riflettente è disposta sopra il collettore per evitare la dispersione della luce e riconcentrare i raggi solari. Per garantire il fabbisogno termico ai generatori di energia elettrica 24 h su 24 h, sia in caso di maltempo che durante le ore notturne, il sistema CSP viene integrato con un sistema di combustione delle biomasse costituito da una

caldaia a vapore. Dovendo utilizzare biomasse di scarto di qualità molto variabile, è stata scelta una caldaia a griglia mobile con accorgimenti particolari che la rendono adatta a bruciare biomasse di bassa qualità (compresi corteccia, ramaglie e foglie). La caldaia è completamente automatizzata dal sistema di caricamento della biomassa fino alla raccolta ed estrazione delle ceneri. Il sistema di generazione elettrica è composto da un ciclo termodinamico Vapore +ORC della gamma *Combi Cycle* di *INGECO*. Il vapore saturo generato da CSP e/o Biomasse, viene inviato ad una pressione di circa 20 bar ad un espansore di vapore che lavora tra i 20 e 5 bar; questo range di pressione consente di mantenere portate volumetriche di vapore ridotte e quindi la turbina risulta molto compatta ed economica. La pressione di uscita turbina a 5 bar, con temperatura a 150°C, costituisce la condizione ideale di input per il generatore ORC *Clean Cycle 125 General Electric*, dotato di turbina con supporti a levitazione magnetica che annullano di fatto gli attriti e consentono un funzionamento in continuo dell'unità di generazione.

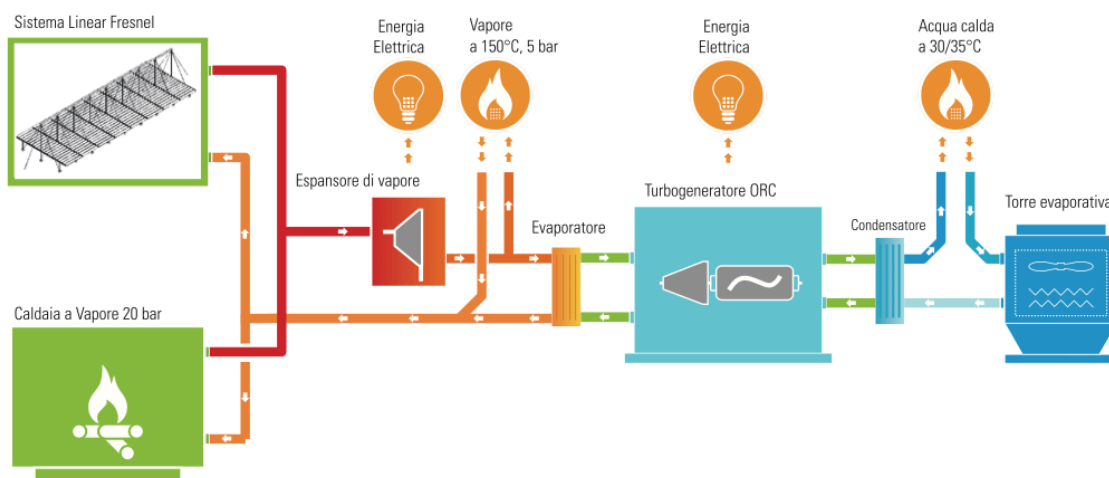


Figura 15-Schema impianto termico + biomassa INGECO-PROGECO

Dati tecnici:

- pannelli a concentrazione 800kW;
- caldaia a biomassa, vapore 20 bar, potenza 1,0 MW;
- espansore a vapore 60kWe;
- sistema ORC 120kWe.

2.10 TRIOGEN

Azienda con sede legale in Nieuwenkampsmaten 6-01, 7472 DE Goor, the Netherlands, con sito internet www.triogen.nl.

La *Triogen* offre potenze che vanno dai 60 ai 165kWe ottenuta convertendo il calore residuo, o la biomassa, in pregiata elettricità e acqua calda, utilizzabili sia dai gestori di rete elettrica sia dagli utenti finali. Il fluido di lavoro è riscaldato direttamente dalla fonte di calore: non è quindi necessario un circuito intermedio a olio diatermico o acqua surriscaldata. Questa soluzione rende il sistema più efficiente, ne limita gli ingombri, i costi di manutenzione e di gestione. Le principali caratteristiche delle macchine:

$P_{el}[kWe]$	$P_{th}[kW th]$	$T_{cond}[^{\circ}C]$	$T_{caldaia}[^{\circ}C]$
60	450	35	>350
165	900	55	>350

Tabella 14-Catalogo TRIOGEN

Tutte le taglie utilizzano toluene come fluido lavoro e una turbina radiale a singolo stadio come espansore. L'azienda offre una tipologia di macchina utilizzata per la produzione di calore, la *WB-1 VARIO* in grado di incrementare la temperatura, lato freddo, oltre i 90°C. Tra le applicazioni di recupero calore citiamo:

- recupero di calore delle discariche, il biogas è utilizzato per movimentare motori per la produzione di energia elettrica. Gli scarichi di questi ultimi vengono utilizzati come fonte calda del ORC incrementando la produzione di energia elettrica fino al 10%;
- recupero di calore dai motori Diesel, in esecuzione col biodiesel, gasolio, petrolio greggio ecc. Collegando un ORC ai fumi di scarico motore, si riescono a convertire i gas di combustione in energia elettrica. Anche in questo caso l'incremento di energia elettrica è intorno al 10%;
- produzione di energia elettrica sfruttando il calore proveniente dalla combustione di biomassa, quale trucioli, corteccia, legno trattato, paglia, riso ecc;
- recupero di calore da processi termici industriali come forni di vetro, ceramica, pietra, acciaierie ecc.

Tra gli impianti realmente installati che sfruttano le biomasse citiamo l'impianto di *San Giusto Cavanese* e *San Croce sull'Arno* situati in Italia, mentre per quelli che sfruttano gli il calore proveniente dalle discariche e dai motori a gas citiamo gli impianti di *Smolotey(CZ)*, *Horni Sucha(CZE)*, *Sermon de(PRT)*, *Wilp(NLD)*, *Narbonne(FRA)*, *Esbeek(NLD)*, *Wanroij(NLD)*, *Grevel(DEU)*, *Marseille(FRA)*, purtroppo l'azienda non fornisce un report con i dati tecnici per ogni impianto.

2.11 TURBODEN

Azienda con sede legale in via Cernaia,10 25124 Brescia, con sito internet www.turboden.it.

La Turboden suddivide quattro classi di prodotti in base al recupero di calore:

- CHP, recupero calore da biomassa legnosa;
- HR, recupero calore da processi industriali e cicli combinati;
- HRS, recupero calore da biomassa agricola e forestale, ma con discontinua possibilità di allocare energia termica;
- Unità speciali, progettate su misura per determinate applicazioni, come solare o geotermico.

CHP

La potenza dei turbogeneratori è generalmente compresa tra i 250 kW elettrici ed i 3 MW elettrici. Il sistema split Turboden permette di ottimizzare la produzione di energia elettrica a parità di consumo di biomassa grazie ad un maggiore e più efficiente sfruttamento dell'energia termica proveniente dalla caldaia. Le unità ORC Turboden possono essere alimentate anche da vapore saturo o da acqua surriscaldata. Le applicazioni:

- società di teleriscaldamento che forniscono calore a nuclei abitativi, utenze pubbliche o utenze industriali;
- segherie di dimensioni medio-grandi che utilizzano il calore per l'essiccazione del legname;
- produttori di pellet che utilizzano il calore per l'essiccazione della segatura;
- produttori di pannelli MDF (pannelli di fibra di legno a media densità)
- serre, impianti termali, piscine;

- trigenerazione, produzione di freddo in ambito industriale.

È possibile utilizzare come combustibile biomassa legno (segatura, cippato, corteccia, legno trattato) o altra biomassa come fanghi biologici, paglia, scarti di potature, bucce di cereali, lolla di riso, sansa, vinacce, ecc. oppure rifiuti. Il turbogeneratore utilizza l'olio diatermico ad alta temperatura per preriscaldare e vaporizzare l'olio silconico che sarà inviato all'espansore. Schematizziamo l'impianto come segue:

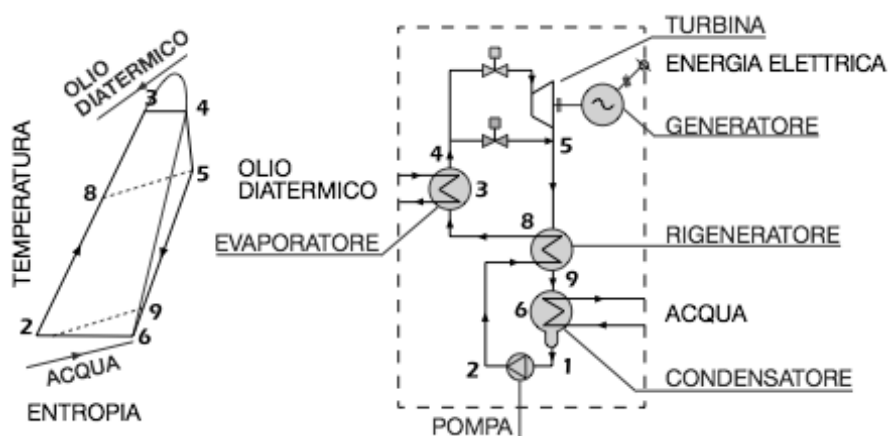


Figura 16-Schema impianto TURBODEN

Riassumiamo le principali caratteristiche dell'impianto:

MODELLO	$P_{el}[kWe]$	$\eta_{ideale}[\%]$	$T_{in/out-water.cond.}[^{\circ}C]$	$T_{in/out-boiler}[^{\circ}C]$
TD 6 CHP	611	18,3	60/80	302/242
TD 7 CHP	702	18	60/80	302/242
TD 10 CHP	968	18,8	60/80	300/240
TD 14 CHP	1281	19,1	60/80	300/240
TD 18 CHP	1784	18,2	60/90	300/240

<u>MODELLO</u>	<u>$P_{el}[kW_e]$</u>	<u>$\eta_{ideale}[\%]$</u>	<u>$T_{in/out-water\ cond.} [^{\circ}C]$</u>	<u>$T_{in/out-boiler} [^{\circ}C]$</u>
TD 22 CHP	2207	18,4	60/90	300/240
TD 30 CHP	2946	16,8	65/95	310/231

Tabella 15-Catalogo TURBODEN tip.TD

HR

Lo schema dell'impianto è lo stesso della tipologia CHP, così come lo sarà per la tipologia HRS. Riassumendo le principali caratteristiche delle macchine:

<u>MODELLO</u>	<u>$P_{el}[kW_e]$</u>	<u>$\eta_{ideale}[\%]$</u>	<u>$T_{in/out-water\ cond.} [^{\circ}C]$</u>	<u>$T_{in/out-oil} [^{\circ}C]$</u>
6 HR	480	16	25/35	240/170
7 HR	575	19	25/35	270/140
10 HR	850	16	25/35	240/170
14 HR	1062	19	26/38	290/145
18 HR	1650	16	25/40	240/170
24 HR	2040	18	22/40	285/120
27 HR	2500	16	20/45	250/170
40 HR	3800	18	22/54	315/130
50 HR	4500	16	25/40	240/150
100 HR	9620	19	32/47	280/140

Tabella 16-Catalogo TURBODEN tip.HR

HRS

Turboden ha sviluppato nuovi modelli di turbogeneratori “HRS” in grado di garantire elevate prestazioni in termini di rendimento elettrico per contesti con forte presenza di biomassa agricola e forestale, ma con discontinua possibilità di allocare l’energia termica. I modelli HRS possono operare sia in regime dissipativo, massimizzando la produzione elettrica, che in regime cogenerativo, con la possibilità di fornire calore con acqua a temperatura fino a 60° a eventuali utenze termiche stagionali e valorizzando al massimo la biomassa, possono essere alimentate anche da vapore saturo.

<u>MODELLO</u>	<u>$P_{el}[kWe]$</u>	<u>$\eta_{ideale}[\%]$</u>	<u>$T_{in/out-water.cond.}[^{\circ}C]$</u>	<u>$T_{in/out-boiler}[^{\circ}C]$</u>
12 HRS-1MW	964	23,8	25/35	305/204
12 HRS	1139	23,6	25/35	305/206
24 HRS	2244	23,3	24/37	310/212
32 HRS	3067	23,5	25/40	310/214

Tabella 17-Catalogo TURBODEN tip.HRS

L’azienda non dà informazione sul tipo di espansore utilizzato sui loro prodotti. Tra i 251 impianti installati in tutto il mondo citiamo:

2.11.1 Solare termico

Impianto installato a Honolulu, Hawaii dal 2012, in grado di abbinare il turbogeneratore ORC ad un impianto solare. Le principali caratteristiche:

- superficie pannelli circa 75000mq;
- temperatura trasferita all’olio diatermico per ORC di circa 270°C;
- condensazione con torre di raffreddamento umida;
- potenza totale elettrica di 6 MW;
- installazione di due unità turboden di circa 3 MW l’uno;
- rendimento del circa 20,5%;

2.12 NEWCOMEN

Azienda con sede legale in via Davoli, 7, 25124 Guastalla (RE), con sito internet www.newcomen.it.

Il sistema Piglet si basa su un ciclo termodinamico Rankine con fluido organico (ORC) funzionante tra due fonti di calore (una calda ed una fredda) con salto di temperatura medio basso; il limite sperimentale è di 45°C. Il cuore del sistema è costituito da un cinematisimo con espansione volumetrica brevettata che trasforma la potenza termica assorbita in potenza meccanica mettendo in rotazione l'albero. La potenza meccanica viene poi trasformata in potenza elettrica mediante un generatore a magneti permanenti ad altissimo rendimento calettato sull'albero che eroga corrente continua che viene trasformata in alternata da un inverter dedicato. Il sistema viene presentato in versione completa munito di scambiatori di calore ed inverter. La fonte di calore può essere:

- solare termico, il calore prodotto dai pannelli viene mandato al Piglet ed utilizzato per produrre energia elettrica;
- caldaia a legna/pellet/cippato, il calore prodotto dalla caldaia viene mandato al Piglet ed utilizzato per produrre energia elettrica.

Nel seguito alcuni esempi di rendimento del Piglet:

ESEMPIO DI RENDIMENTO PIGLET*						
Sorgente di calore disponibile	Potenza termica disponibile	T di evaporazione	Sorgente fredda disponibile	T di condensazione	Rendimento	Potenza elettrica
Pannelli solari (circa 20 mq)	20 Kw	80 °C	Condensatore ad aria	45 °C	8,00%	1,6 Kw
Pannelli solari (circa 20 mq)	20 Kw	80 °C	Condensatore ad acqua	35 °C	9,00%	1,8 Kw
Caldaia a cippato Tatano Kalorina (40.000 Kcal/h)	30 Kw	85 °C	Condensatore ad aria	45 °C	8,30%	2,49 Kw
Caldaia a cippato Tatano Kalorina (40.000 Kcal/h)	30 Kw	85 °C	Condensatore ad acqua	35 °C	10,06%	3,02 Kw

Figura 17-Esempio di rendimento Piglet

Tra le varie aziende non abbiamo citato la *Ormat*, *Calnetix*, *Freepower*, *UTC Power*, *Energetix*, *Otag*, *Cogen Microsystem* e *Adoratec* per scarsi dati ritrovati in rete.

2.12 CONFRONTO

Con una serie di grafici confrontiamo tutti i prodotti analizzati finora. Grafichiamo la potenza in base al rendimento di tutte le macchine analizzate:

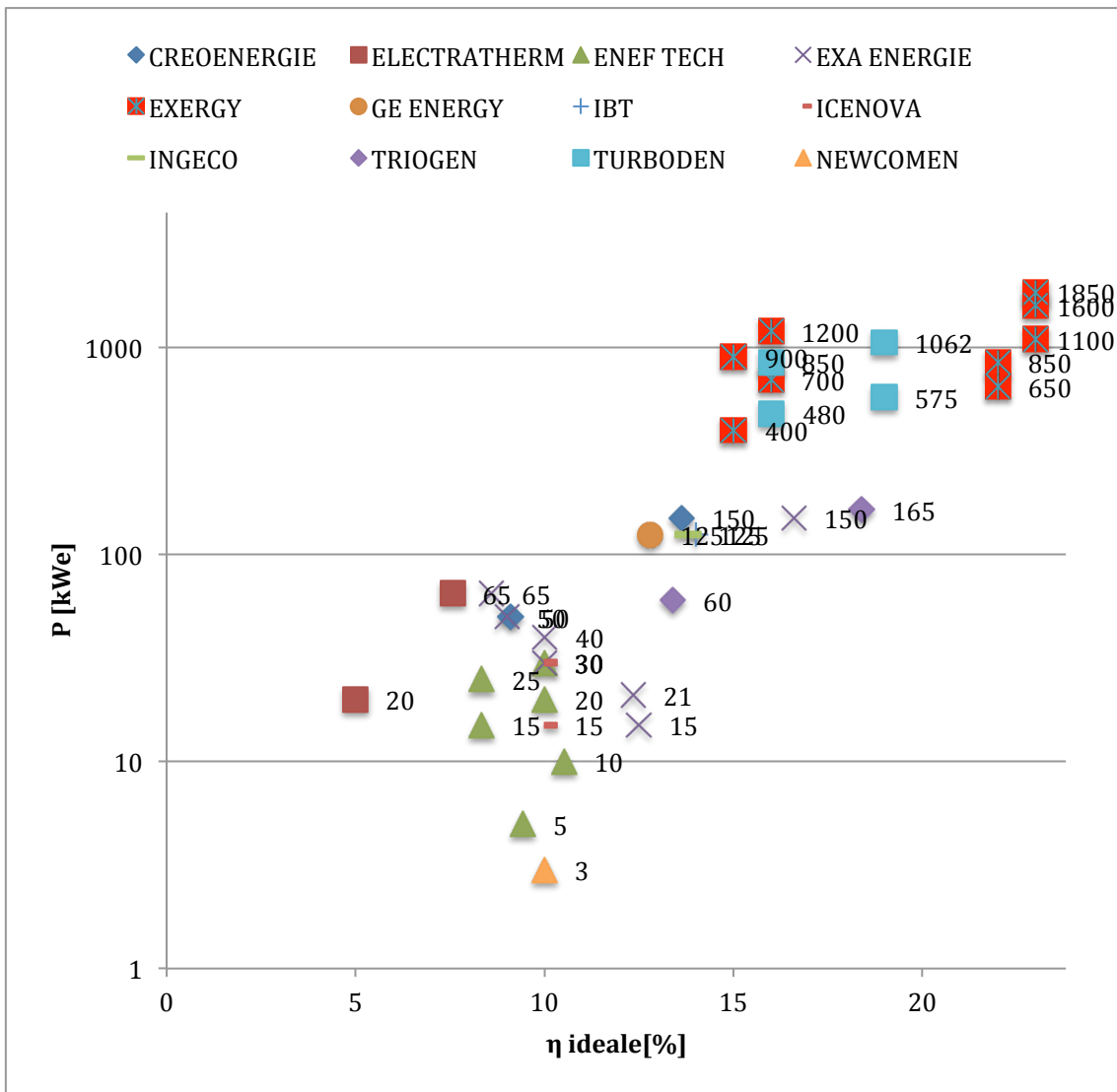


Figura 18-Confronto potenza elettrica – rendimento

Dalla figura spicca l'azienda *Exergy* dove presenta il miglior rapporto tra potenza e rendimento.

Analizziamo ora un grafico potenza-rendimento ma suddividendoli per tipologia di turbina:

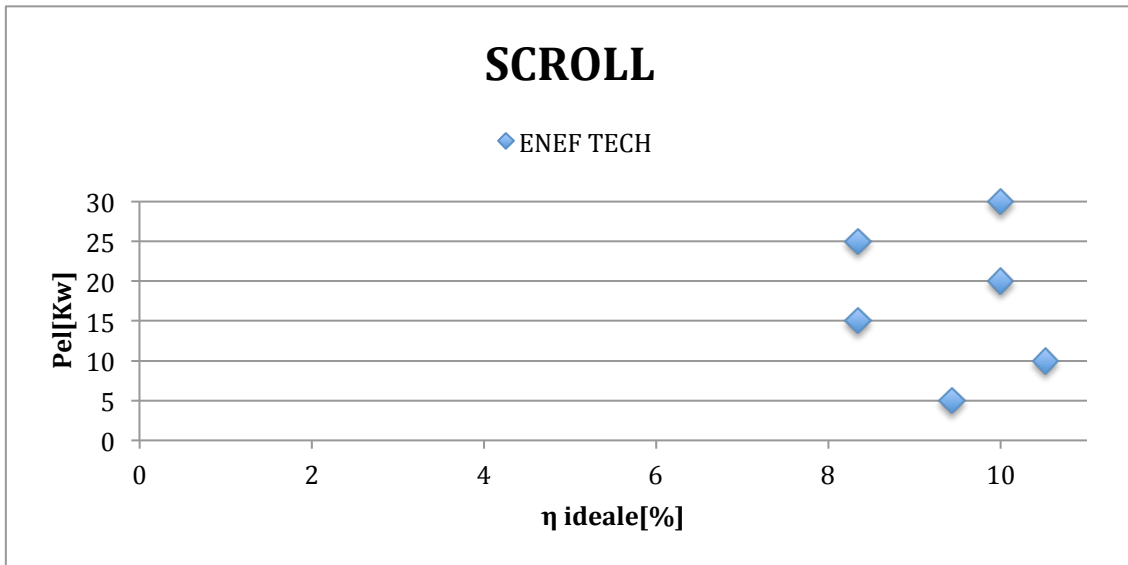


Figura 19-Potenza rendimento con turbina SCROLL

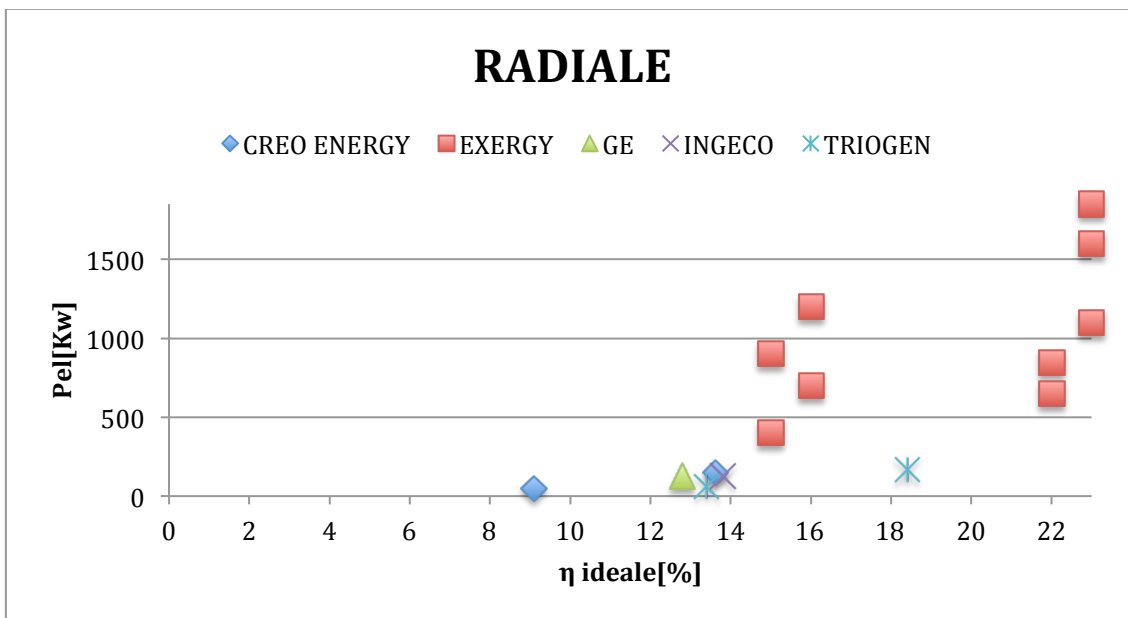


Figura 20-Potenza rendimento turbina RADIALE

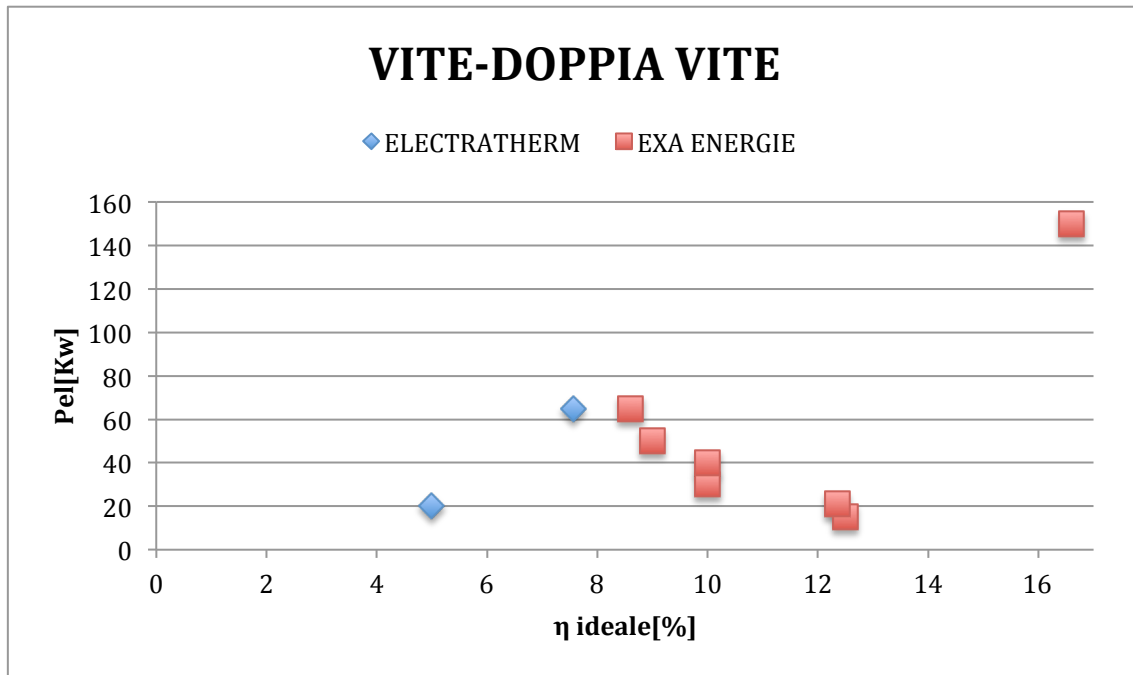


Figura 21-Potenza rendimento turbina VITE-DOPPIA VITE

Possiamo notare una suddivisione di tre tipologie, ovvero:

- basse potenza, max. 30kWe, tendenza ad utilizzare la scroll;
- medie potenze, da un min. di 15 ad un max. di 150 kWe, tendenza ad utilizzare turbina a vite (max.65kwe) e doppia vite;
- alte potenze, tendenza ad utilizzare turbine radiali.

Gli ultimi grafici distinguono le potenze in base al tipo di fluido:

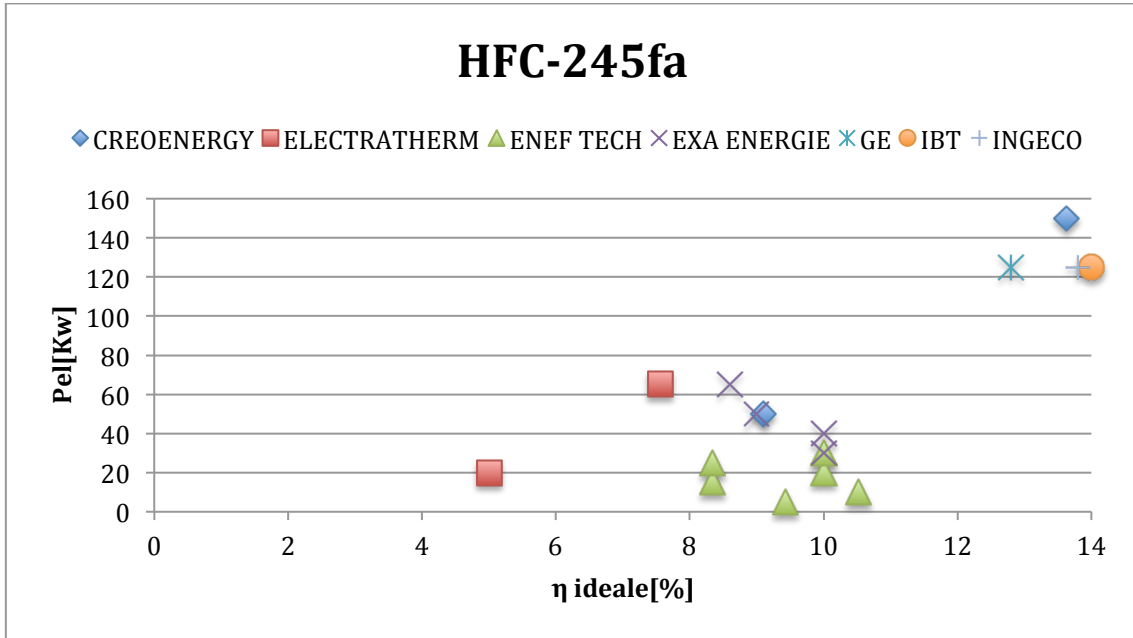


Figura 22-Potenza rendimento HFC-245fa

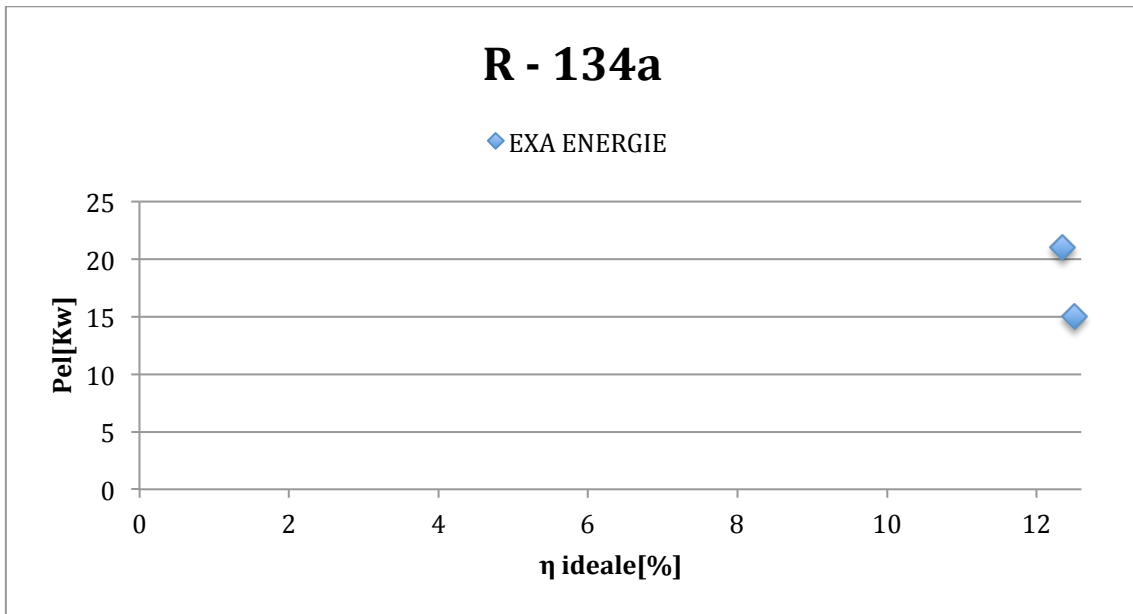


Figura 23-Potenza rendimento R-134a

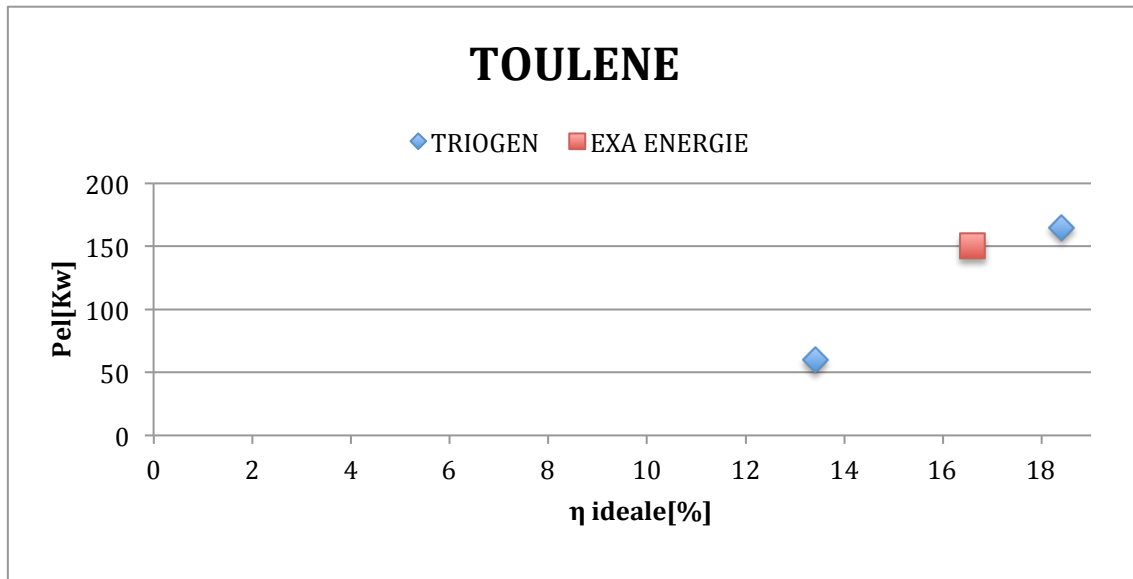


Figura 24-Potenza rendimento TOULENE

Anche per questi ultimi grafici abbiamo una suddivisione per potenze:

- basse potenza, max. 21kWe, tendenza ad utilizzare R134a;
- medie potenze, 165 kWe, tendenza ad utilizzare Toulene;
- alte potenze, tendenza ad utilizzare HFC-245fa.

3 – Banco prova

3.1 Descrizione banco prova

Il banco prova che s'intende implementare rappresenta un sistema energetico integrato, comprendente sistemi di generazione innovativi anche di tipo cogenerativo ed alimentati con fonti energetiche rinnovabili, sistemi di accumulo dell'energia elettrica e termica, sistemi di assorbimento e dissipazione dell'energia (carichi elettrici), nonché sistemi di misura, acquisizione e controllo delle principali grandezze di interesse per la valutazione dei flussi energetici, Fig.24.

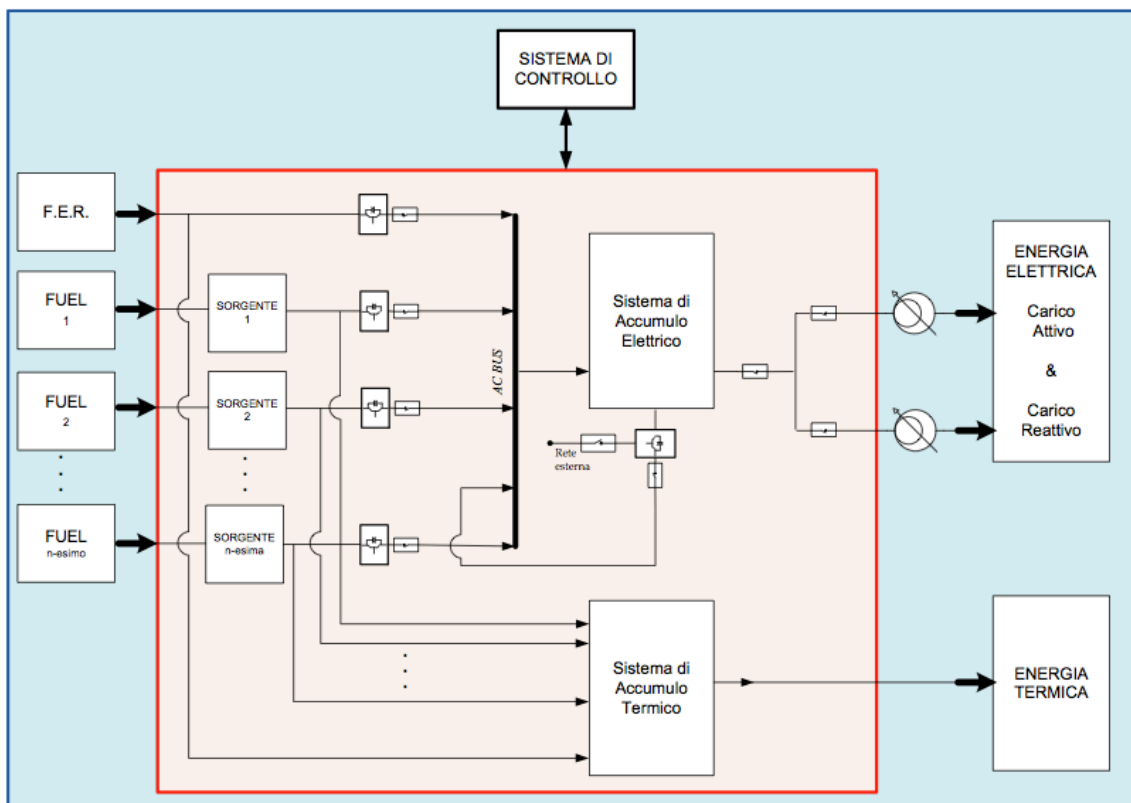


Figura 25-Layout banco prova

Lo scopo del banco prova è quello di testare ed integrare dispositivi di tecnologia innovativa, svolgendo ricerche applicative sia su specifici componenti, sia sulle caratteristiche ottimali di gestione del sistema integrato.

3.2 Configurazione attuale del banco prova

Allo stato attuale, il banco prova sperimentale è costituito dai seguenti componenti,

Fig.3.2:

- un sistema a celle a combustibile a membrana polimerica (di tecnologia PEM), indicato come FC, con taglia di potenza elettrica pari a 5kWe, alimentata ad idrogeno;
- un sistema di stoccaggio dell'idrogeno, costituito da 16 bombole (+ 1 di riserva) contenenti idrogeno alla pressione di 200 bar, ciascuna di volume pari a 40 l;
- un sistema di accumulo elettrochimico composto da 4 batterie da 12 V e capacità di 100 Ah, collegate in serie;
- un dispositivo “emulatore fotovoltaico”;
- un sistema di simulazione del carico composto da dissipatori resistivi ed induttivi e da due variatori di tensione (VARIAC);
- un “bus in AC”, che collega le diverse sorgenti con il sistema dei carichi elettrici;
- tre diversi inverter, per la conversione DC/AC della potenza della PEM-FC, delle batterie e dell'emulatore fotovoltaico, connessi sul bus in AC; in particolare l'inverter delle batterie è un convertitore DC/AC bidirezionale;
- un quadro elettrico, che contiene fisicamente al suo interno il bus in AC, gli interruttori di intercettazione dei collegamenti tra sorgenti e carichi e l'unità di acquisizione e controllo;
- l'unità di acquisizione e controllo, costituita da un sistema microcontrollore “embedded” di tipo CRio™.

Il banco prova s'interfaccia con alcuni servizi ausiliari e/o sistemi di sicurezza, che sono attualmente installati nel laboratorio DIN - Area Macchine, nella cosiddetta “Sala prove pompe”, in cui si colloca il banco prova.

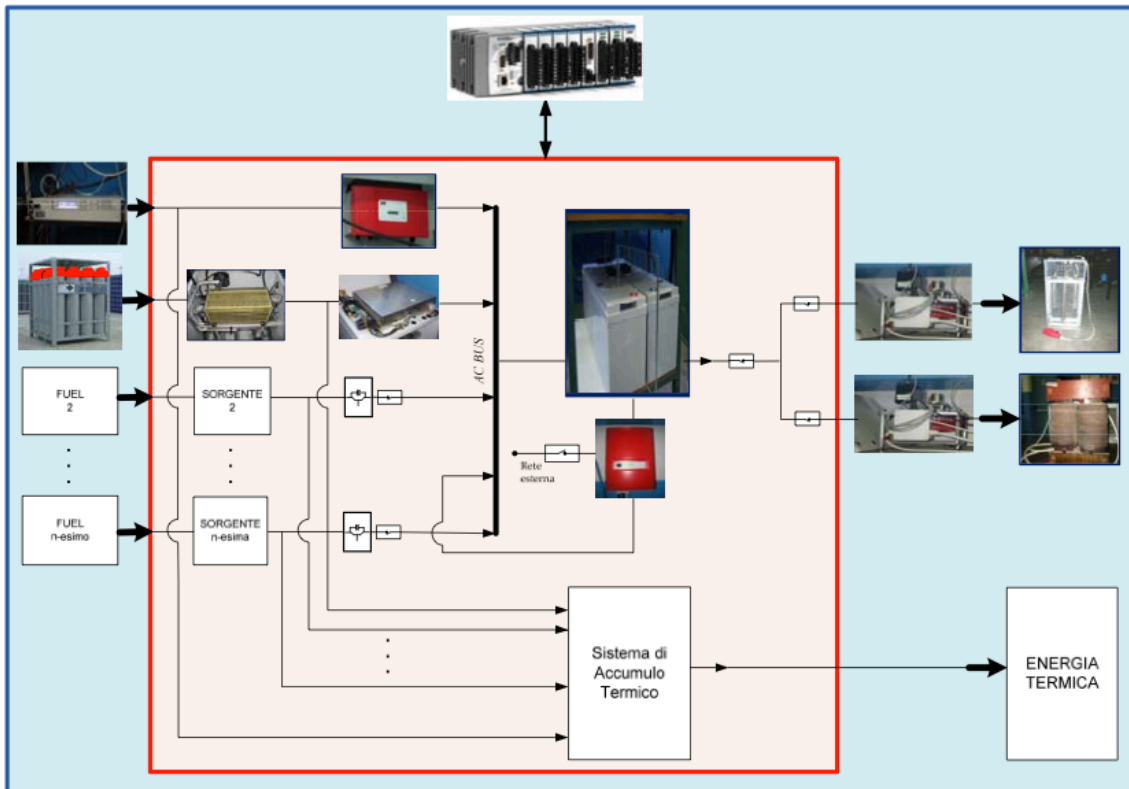


Figura 26-Layout banco prova attuale

La configurazione attuale e la collocazione dei componenti ausiliari è riportata nella vista planimetrica di Figura 3.3.

In tale area sono presenti una valvola di intercettazione dell'idrogeno collocata in prossimità della FC e l'impianto di rilevazione di gas costituito da un rilevatore, un allarme ottico-acustico e una centralina CITY CE400 della Tecno Control. Collocato a muro, vi è anche un gruppo di riduzione di 2° stadio, che riduce la pressione da 5 bar alla pressione di esercizio della PEM-FC.

La PEM-FC è inoltre dotata di un sistema per il raffreddamento interno ad acqua, il cui approvvigionamento avviene, tramite condotte idrauliche ed una pompa collegata al pozzo della sala pompe.

Nell'area perimetrale esterna al laboratorio, in prossimità del pacco bombole, vi è una rampa a due posti, collocata sul muro dell'edificio, in cui vi sono un gruppo di riduzione di 1° stadio, il quale riduce la pressione da 200 bar (pressione dell'idrogeno entro le bombole) fino a circa 5 bar, una valvola di sovrappressione ed una elettrovalvola di sicurezza.

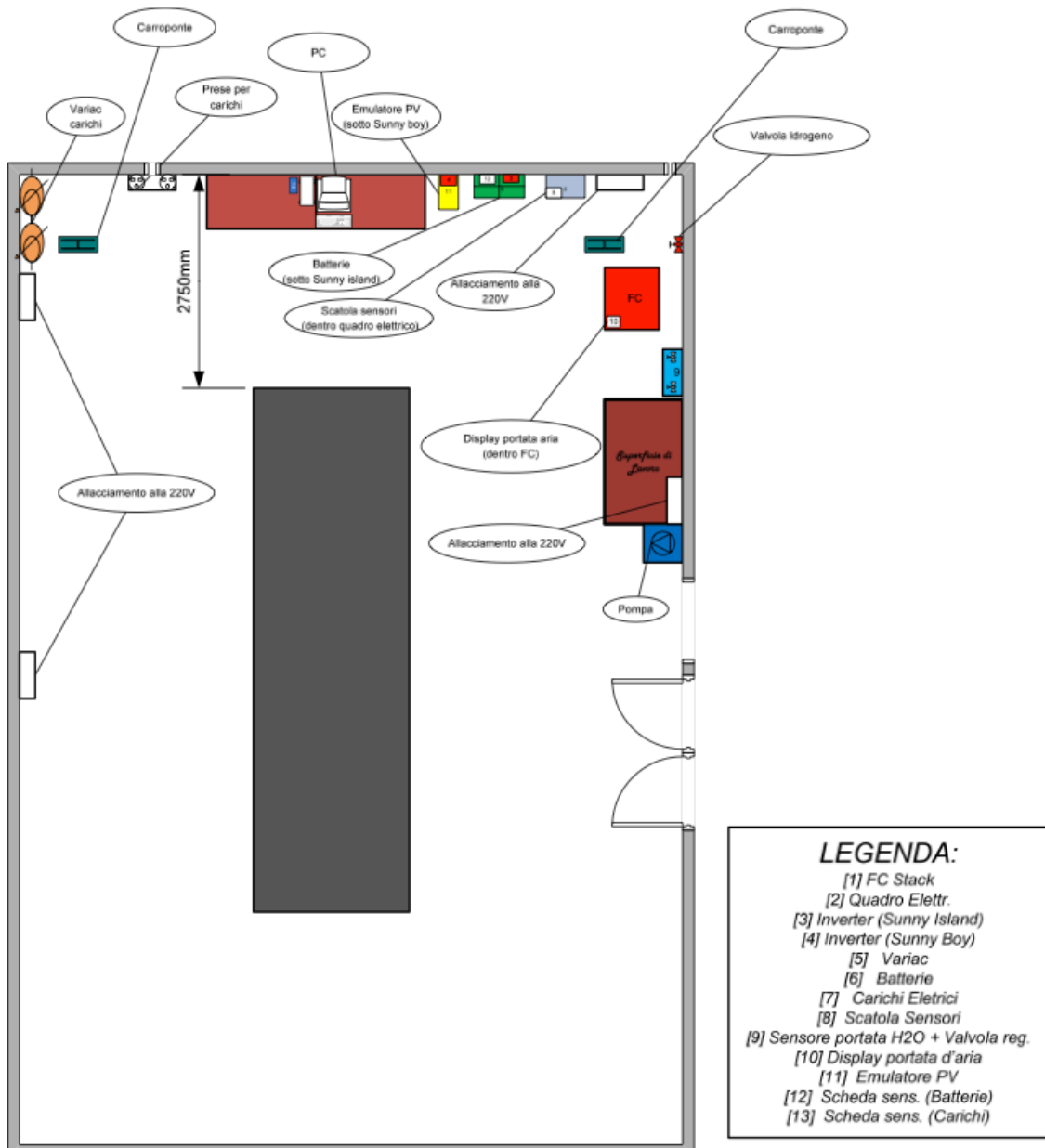


Figura 27-Vista planimetrica banco prova

3.3 Quadro elettrico banco prova

Lo schema elettrico del banco prova attuale è mostrato in Figura 3.4, dove si evidenziano le sorgenti elettriche, i carichi elettrici e i rami di collegamento. La microrete elettrica è composta da tre rami di generazione così denominati: ramo batteria, ramo FC e ramo emulatore fotovoltaico (PV). All'inizio di ciascun ramo si collocano le sorgenti di potenza e i relativi inverter. I rami sono stati connessi in parallelo su un bus AC, al quale si allaccia anche "il ramo carichi", mentre la rete elettrica esterna si connette all'impianto direttamente sulla porta d'ingresso dell'inverter bidirezionale.

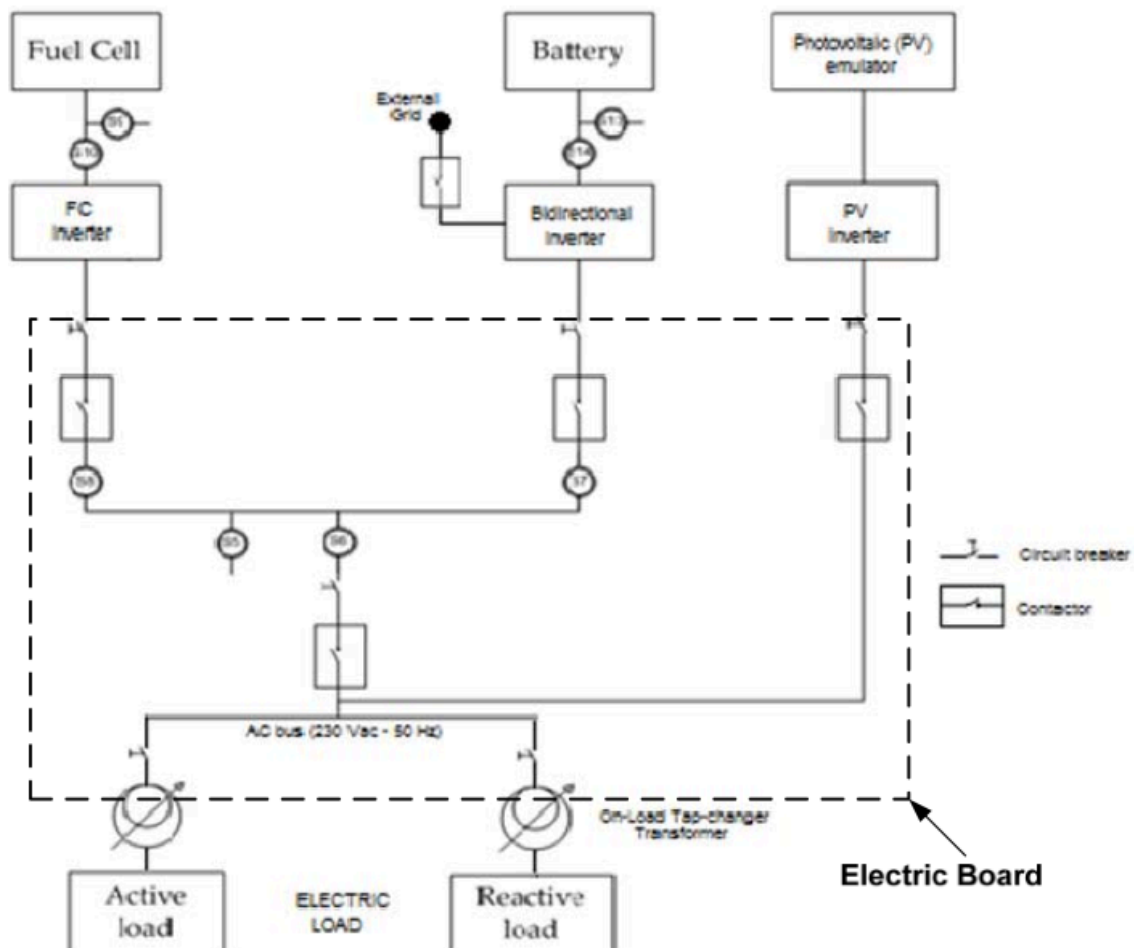


Figura 28-Layout connessioni elettriche attuali

Tale configurazione è progettata per potere operare in isola, ma è altresì prevista la modalità “gri-connected”. Il passaggio dall’una all’altra condizione operativa è assicurato dall’inverter bidirezionale delle batterie (*Sunny Island 4248*, con potenza nominale pari a 4200 W) capace di imporre una tensione di riferimento di 230 V e frequenza 50 Hz sul AC bus.

Sui vari rami del circuito elettrico di potenza sono stati inseriti sia degli interruttori magnetotermici di protezione sia dei contattori allo scopo di poter eseguire le manovre di apertura e chiusura delle linee. La logica di controllo dei tre contattori posti su tali rami è stata concepita in modo tale da poter essere pilotati dal software di controllo del microcontrollore *National Instruments Compact Rio (NI-CRio)*, installato nell’impianto. Tale comando è assente solo per la rete, per la quale è previsto unicamente un interruttore magnetotermico, pertanto, nel momento stesso in cui la rete viene allacciata all’impianto operante in modalità stand-alone, essa comincia a fornire immediatamente l’alimentazione. I rami suddetti presentano le seguenti caratteristiche:

- *ramo batteria*: è realizzato con un cavo di sezione bipolare da 6 mm² (più terra) e termina sul bus AC. Tale linea è protetta da un interruttore magnetotermico “hager” in curva C 40A. È previsto il sezionamento affidato ad un teleruttore “hager” avente $I_{th} = 40 A$ e $U_i = 400 V$. La fase del ramo batteria viene fatta passare attraverso un trasduttore ad effetto Hall per la misura della corrente transitante;
- *ramo FC*: è realizzato con un cavo di sezione bipolare da 6 mm² (più terra) e termina sul bus AC. La protezione è affidata ad un interruttore magnetotermico “hager” in curva C 32A. È stato previsto il sezionamento affidato a un teleruttore “hager” con $I_{th} = 40 A$ e $U_i = 400 V$. La fase del ramo FC viene fatta passare attraverso un trasduttore ad effetto Hall per la misura di corrente transitante;
- *ramo carichi*: è realizzato con un cavo di sezione bipolare da 6 mm² (più terra), parte dal bus AC per diramarsi in ramo carico attivo e ramo carico passivo. La protezione generale è affidata ad un interruttore magnetotermico “hager” in curva B 50A. Le due derivazioni sono anch’esse protette da magnetotermici “hager” in curva B 50A. È previsto il sezionamento del ramo generale con un teleruttore “hager” avente $I_{th} = 40 A$ e $U_i = 400 V$. La fase del ramo generale viene fatta passare attraverso un trasduttore ad effetto Hall per la misura di

corrente transitante;

- *ramo rete*: è realizzato con un cavo bipolare di sezione 6 mm² (più terra) e termina sul bus AC. Su tale ramo si è previsto l'inserimento di un interruttore magnetotermico "hager" in curva C 40A. All'uscita del magnetotermico è stato collegato un TV in modo da poter monitorare il valore della tensione del bus AC.

4 – Simulazione e scelta ORC

La scelta della macchina ORC sarà fatta in base a delle simulazioni svolte in *Excel* con l'ausilio dell'estensione *FluidpropTM* per il calcolo delle proprietà del fluido. Si vuole installare una macchina con basse potenze, qualche kW, quindi da catalogo sceglieremo solo queste tipologie di macchine. Per le simulazioni sono state individuate le seguenti macchine:

- ENEF TECH, modello *010-GRE-01*, con potenza elettrica pari a 5kWe;
- EXA ENERGIE, modello *PG15*, con potenza elettrica pari a 15 kWe;
- NEWCOMEN, modello *Piglet*, con potenza elettrica pari a 3 kWe.

4.1 Simulazione ENEF TECH

Riassumiamo i dati d'input della simulazione:

MODELLO	010-GRE-01
POTENZA [kW]	5
FLUIDO	HFC-245fa
RENDIMENTO IDEALE [%]	9,43
TEMPERATURA SCAMBIATORE [°C]	125

Tabella 18-Dati input simulazione ENEF TECH

Tutte le simulazioni sono state svolte ipotizzando dei valori di pressione di vaporizzazione e condensazione plausibili, in modo da ottenere il rendimento ideale del catalogo dell'azienda, in pratica è come fare delle simulazioni in retroazione migliorando di volta in volta il rendimento. Proporranno le seguenti ipotesi:

- siccome non abbiamo informazioni sulle superfici di scambio (lato caldo) della macchina, ipotizzeremo che la differenza di temperatura tra lo scambiatore e la vaporizzazione del fluido organico sia di circa 25°C;
- la differenza di temperatura tra ingresso ed uscita (lato caldo) del fluido

scambiatore sia di 15°C;

- la temperatura di condensazione è pari a circa 40°C, temperatura plausibile nel caso si vuole utilizzare il calore di scarto come teleriscaldamento;
- i rendimento isoentropici della turbina non sono molto spinti, di solito vanno da 0,7 a circa 0,85.

Nelle simulazioni non sarà preso in considerazione il lato freddo, ovvero il raffreddamento del fluido, questo argomento verrà trattato nel dettaglio nel capitolo 5.

In base a queste ipotesi avremo i seguenti output, con il relativo ciclo termodinamico:

Pressione vaporizzazione [bar]	12,6
Temperatura massima ciclo [°C]	99,94
Pressione condensazione [bar]	2,43
Salto entalpico utile (h3-h4)	21,57
Rendimento	9,5

Tabella 19-Dati output simulazione ENEF TECH

Diagramma T-s

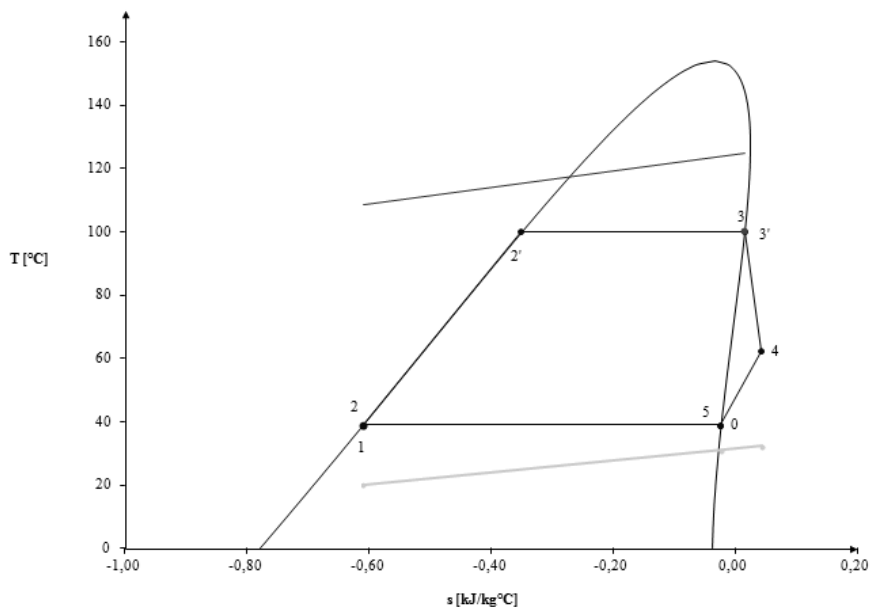


Figura 29-Diagramma T-s simulazione ENEF TECH

4.2 Simulazione EXA ENERGIE

Riassumiamo i dati d'input della simulazione:

MODELLO	PG15
POTENZA [kW]	15
FLUIDO	R134a
RENDIMENTO IDEALE [%]	9,4-12,5
TEMPERATURA SCAMBIATORE [°C]	70-95

Tabella 20-Dati input simulazione EXA ENERGIE

Proporremo le seguenti ipotesi:

- non abbiamo informazioni sulle superfici di scambio (lato caldo) della macchina, ipotizzeremo che la differenza di temperatura tra lo scambiatore e la vaporizzazione del fluido organico sia di circa 10°C;
- simuleremo la tipologia di macchina con temperatura allo scambiatore (lato caldo) pari a 95°C;
- la differenza di temperatura tra ingresso ed uscita (lato caldo) del fluido scambiatore sia di 10°C;
- la temperatura di condensazione è pari a circa 35°C, temperatura plausibile nel caso si vuole utilizzare una torre di raffreddamento ad aria;
- i rendimento isoentropici della turbina non sono molto spinti, di solito vanno da 0,7 a circa 0,85;
- considereremo un leggero surriscaldamento di 5°C.

In base a queste ipotesi avremo i seguenti output:

Pressione vaporizzazione [bar]	27
Temperatura massima ciclo [°C]	85
Pressione condensazione [bar]	8,85

4.3 Simulazione NEWCOMEN

Riassumiamo i dati d'input della simulazione:

MODELLO	PIGLET
POTENZA [kW]	3
FLUIDO	R134a
RENDIMENTO IDEALE [%]	10,06
TEMPERATURA EVAPORAZIONE [°C]	85
TEMPERATURA CONDENSAZIONE [°C]	35

Tabella 22-Dati input simulazione NEWCOMEN

Proporremo le seguenti ipotesi:

- non abbiamo informazioni sulle superfici di scambio (lato caldo) della macchina, ipotizzeremo che la differenza di temperatura tra lo scambiatore e la vaporizzazione del fluido organico sia di circa 10°C;
- la differenza di temperatura tra ingresso ed uscita (lato caldo) del fluido scambiatore sia di 10°C;
- i rendimenti isoentropici della turbina non sono molto spinti, di solito vanno da 0,7 a circa 0,85;
- considereremo un leggero surriscaldamento di 5°C.

In base a queste ipotesi avremo i seguenti output, con il relativo ciclo termodinamico:

Pressione vaporizzazione [bar]	29,43
Temperatura massima lato caldo [°C]	100
Pressione condensazione [bar]	8,88

Salto entalpico utile (h3-h4)	19,32
Rendimento	10,04

Tabella 23-Dati output simulazione NEWCOMEN

Il relativo diagramma termodinamico:

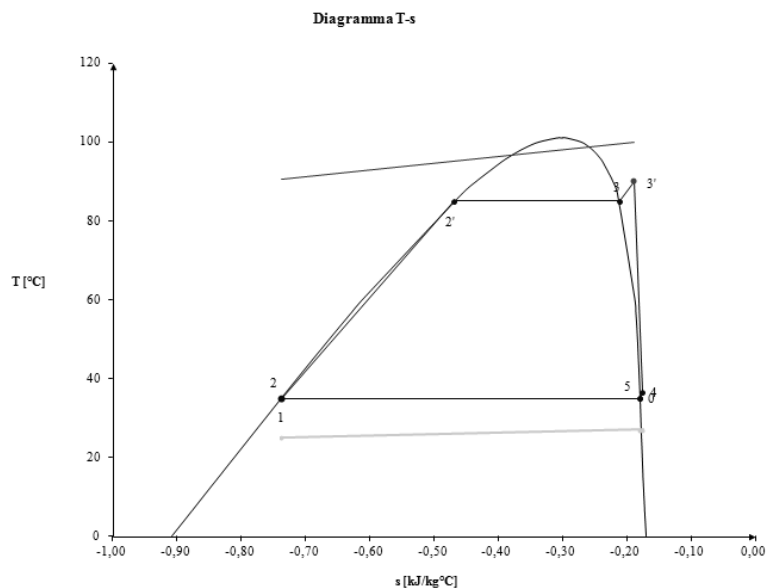


Figura 31-Diagramma T-s simulazione NEWCOMEN

4.4 Scelta ORC

La scelta andrà fatta guardando:

- il rendimento;
- la temperatura massima di mandata, in quanto in base a quest'ultima avremo un maggiore o minore costo di alimentazione della caldaia;
- la temperatura minima del ciclo; in quanto in base a quest'ultima un sistema di raffreddamento meno o più spinto, quindi economicamente più conveniente o meno.

In base alle simulazioni effettuate notiamo che il miglior rendimento lo otteniamo con il modello *Piglet*, lo stesso modello presenta una temperatura di vaporizzazione, insieme al *PG15*, più bassa. Dobbiamo però considerare che il finanziamento regionale lo

otterremo soltanto se il modello sarà scelto nel territorio Emiliano, quindi un buon compromesso tra i modelli è senz'alcun dubbio il *Piglet*.

4.5 Caldaia

Contattando l'azienda *Newcomen* per l'acquisto del *Piglet*, ci ha consigliato la seguente caldaia dell'azienda *Tatano*.

La caldaia può essere alimentata a pellet di legna, legna, sansa, pellet, nocciolino, gusci triti o cereali mod. BK; lo scambiatore termico è di tipo a fascio tubiero che grazie alla sua particolare geometria e ad un dimensionamento ottimale assicura un rendimento elevato, il trasporto delle biomasse dal sito alla camera di combustione avviene mediante l'alimentatore costituito da coclea dosatrice con salto (dispositivo di protezione contro il ritorno di fiamma) e da coclea subalimentata (Stoken). Il silo di stoccaggio combustibile da 190 litri, provvisto di sensore capacitivo che assicura lunghe autonomie di funzionamento. Sulle basi dei dati del *Piglet* sceglieremo una caldaia con potenza termica pari a 46kW con le seguenti caratteristiche:

MODELLO	T_max	Larghezza	Profondità	Altezza	Canna fumaria
K2204 E	85°C	1309 mm	979 mm	1265 mm	φ200 mm

Tabella 24-Catalogo caldaia

L'installazione della suddetta caldaia prevede anche di predisporre uno spazio (esterno ai locali del laboratorio) finalizzato allo stoccaggio della biomassa che si intende impiegare.

5 – Torri di raffreddamento

5.1 Sistemi di condensazione con condensatore ad acqua

Nei sistemi di condensazione con condensatore ad acqua il vapore, dopo l'espansione in turbina, condensa, all'interno del condensatore, sulla superficie esterna di tubi all'interno dei quali fluisce l'acqua refrigerante (*cooling water*) con una velocità che di solito varia tra 1 m/s e 4 m/s. Questa, riscaldatasi grazie allo scambio termico, può provenire da un circuito chiuso (nel caso deve essere a sua volta raffreddata prima di poter essere reimpiegata), o prelevata da bacini esterni (come fiumi o laghi o mari).

I sistemi di condensazione con condensatore ad acqua si differenziano in base al tipo di soluzione adottata per il raffreddamento dell'acqua refrigerante. In generale si distinguono:

- sistemi di raffreddamento ad acqua in ciclo aperto;
- sistemi di raffreddamento ad acqua in ciclo semi-chiuso con:
 - vasche evaporative;
 - torri evaporative (ad umido o *wet cooling towers*) a tiraggio naturale o meccanico;
- torri a secco (o *dry cooling towers*);
- torri ibride (o *wet/dry cooling towers*).

5.2 Pennacchio

Le torri di raffreddamento ad umido danno luogo ad un pennacchio visibile e particolarmente esteso in climi freddi e umidi. L'impatto ambientale di tale pennacchio costituito da gocce d'acqua, comporta alcuni inconvenienti:

- corrosione e formazione di ghiaccio sui componenti posti nelle vicinanze;
- nel caso di impianti di grandi dimensioni vi possono essere alterazioni del micro-clima con formazioni di banchi di nebbia locali con effetti negativi ad esempio in aree agricole;

- ricaduta al suolo di gocce d'acqua che contengono sostanze usate per il trattamento con concentrazione variabile a seconda delle caratteristiche di funzionamento della torre;
- trasporto di materia organica dovuta a crescita microbiologica all'interno della torre (batterio della legionellosi);
- aumento delle emissioni di polveri che rientrano nella categoria PM_{10} .

Per capire l'origine del pennacchio si può fare riferimento al diagramma di Mollier dell'aria umida:

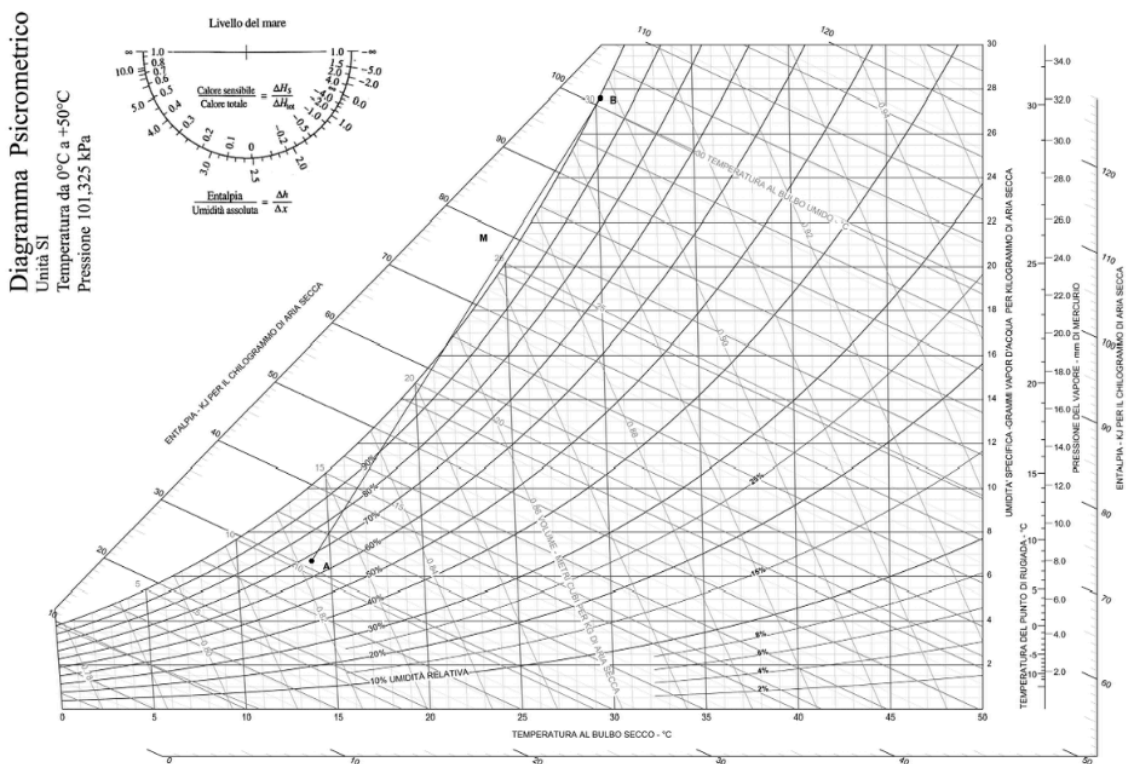


Figura 32-Diagramma di Mollier aria umida

Il punto A rappresenta l'aria ambiente esterna alla torre (con umidità relativa $UR \cong 70\%$ e temperatura ambiente $T_{amb} \cong 15^\circ C$) la portata d'aria in uscita ad una torre ad umido si trova ad un'umidità relativa $UR \cong 100\%$, punto B. L'aria umida e calda uscente dalla torre ad umido entra in contatto con l'aria circostante ambiente. Il risultato della miscelazione (punto M) che si trova oltre la linea di saturazione

($UR = 100\%$). In tal caso parte del contenuto d'acqua condensa, passando allo stato di liquido sotto forma di piccole gocce in sospensione; sono queste gocce di liquido che vanno a formare il caratteristico pennacchio di colore bianco. Naturalmente quanto maggiore è la frazione d'acqua rilasciata tanto maggiore risulterà la visibilità del pennacchio. La frazione d'acqua rilasciata e quindi la visibilità del pennacchio dipendono da:

- temperatura ed umidità relativa dell'aria ambiente;
- temperatura dell'aria in uscita dalla torre (assumendo pari al 100% la sua umidità relativa);
- portata d'aria satura in uscita dalla torre, a sua volta dipendente dal diametro della bocca di uscita, dalla densità e dalla velocità di uscita (che dipende dal tipo di ventilatori impiegati).

La massima visibilità del pennacchio, per date condizioni ambientali esterne e di funzionamento della torre, si ha in corrispondenza della bocca di uscita della torre stessa e diminuisce man mano che ci si allontana da tale zona, questo perché lontano dalla suddetta sezione di uscita, la miscela avrà già preso gran parte del contenuto d'acqua in eccesso rispetto alla saturazione e si troverà a valori di umidità relativa vicini al 100%. Raggiunta la saturazione o in condizioni di sottosaturazione termina il rilascio d'acqua ed il pennacchio non risulta più visibile.

Nelle stagioni invernali il fenomeno del pennacchio sarà più evidente (punto A più spostato verso basse temperature), mentre d'estate (quando la temperatura dell'aria arriva a 30-35°C e l'umidità può facilmente essere tra il 30 e il 50%) il fenomeno è praticamente assente.

L'uso delle torri ibride o a secche consente di limitare in maniera drastica il problema del pennacchio. Infatti in tal caso i punti di congiunzione tra A e B non usciranno dalla curva ad umidità relativa pari al 100%.

Siccome la torre di raffreddamento andrà installata fuori dall'edificio, a pochi metri dalla strada di via Terracini, non possiamo permetterci di usare una torre umida, in tal caso il

pennacchio potrà essere causa di scarsa visibilità da parte degli automobilisti. La scelta andrà quindi fatta tra le torri a secco raffreddate ad aria.

Nello studio dei sistemi di raffreddamento, i seguenti parametri (indicati in figura 28, che riporta il tipico diagramma di scambio termico di un condensatore o torre) sono rilevanti per il dimensionamento delle superfici di scambio:

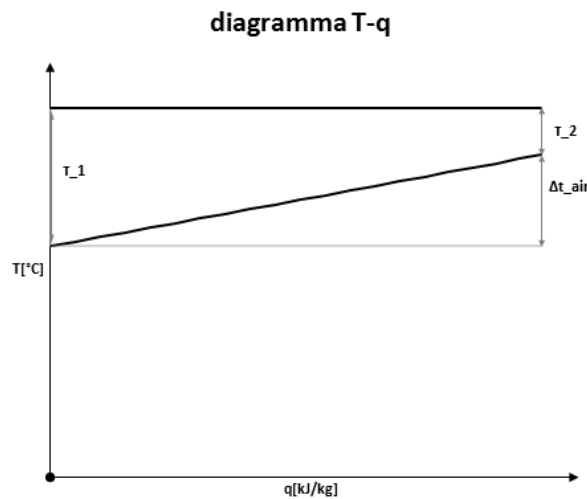


Figura 33-Diagramma scambio termico T-q

- *Cooling Air Temperature Rise* (ΔT_{air}), ossia l'incremento di temperatura dell'aria (o acqua se si considera un condensatore) che attraversa lo scambiatore. Si tratta dunque della differenza tra la temperatura dell'aria all'uscita della torre T_{out_air} , e quella dell'aria in ingresso T_{in_air} :

$$\Delta T_{air} = T_{out_air} - T_{in_air}$$

- *Hot Cooling Air Approach to Hotwell Temperature* (τ_2) ossia la differenza tra la temperatura di condensazione del vapore, T_k , e la temperatura dell'aria in uscita dalla torre:

$$\tau_2 = T_k - T_{out_air}$$

Un τ_2 piccolo è indice di uno scambio termico ad elevata efficienza, ma comporta allo stesso tempo l'esigenza di una maggiore superficie di scambio e conseguentemente un maggior costo.

5.3 Panorama mondiale torri di raffreddamento

Come detto poc'anzi la scelta andrà fatta per le torri a secco, il layout sarà del tipo:

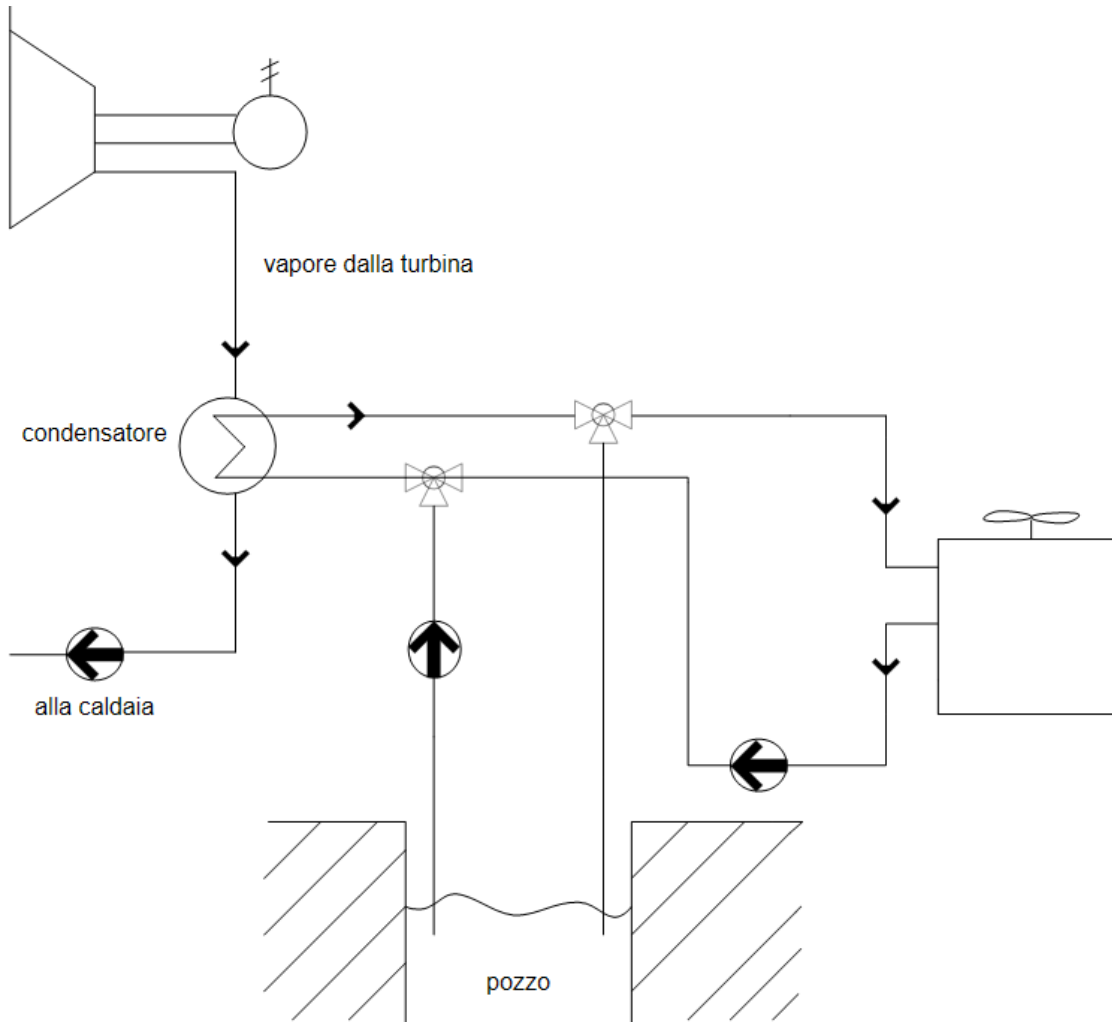


Figura 34-Layout sistema di raffreddamento

L'acqua di raffreddamento sarà prelevata da un pozzo, già esistente in laboratorio, comune con la sala motori. La macchina ORC ha già un suo condensatore, quindi dovremmo soltanto scegliere la torre di raffreddamento ad aria. Sulla base dei seguenti calcoli andremo a scegliere la potenza della torre di raffreddamento:

$$P_{el} = \dot{m}_{H_2O} * C_{p_{H_2O}} * (T_{in} - T_{out}) = \dot{m}_{orc} * (h_{3'} - h_4)$$

Abbiamo bilanciato la potenza che fornisce lo scambiatore di calore con la potenza che è in grado di sviluppare la macchina ORC. Con l'aiuto dell'estensione *Fluidprop* di *Excel* abbiamo calcolato gli stati fisici:

- $h_{3'} = \text{Enthalpy}(\text{fluido}; "PT"; p_v; T_{3'};)$
- $h_4 = h_{3'} - \eta_{iso} * (h_{3'} - h_{4iso})$
- $h_{4iso} = \text{Enthalpy}(\text{fluido}; "Ps"; s_{4iso};)$
- $s_{4iso} = s_{3'}$

Sostituendo troviamo la portata di fluido organico:

$$\dot{m}_{ORC} = \frac{P_{el}}{h_{3'} - h_4} = \frac{3,02}{19,32} \left[\frac{kW}{kJ/kg} \right] = 0,16 \frac{kg}{s}$$

Calcoliamo la potenza da smaltire al condensatore:

$$Q_{cond} = \dot{m}_{ORC} * (h_4 - h_1) = \dot{m}_{water} * c_{p_water}(\Delta T) = 27,05k W$$

Dal precedente bilancio possiamo calcolarci la portata d'acqua che cirolerà nella torre di raffreddamento:

$$\dot{m}_{water} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{c_{p_water} * \Delta T} = 0,65 \frac{kg}{s}$$

ipotizzando un riscaldamento dell'acqua nella torre di 10°C.

Si vuole inoltre collegare tale torre al pozzo presente nella sala prova pompe e al sistema di raffreddamento motore della sala prova MCI. La scelta della torre nei seguenti cataloghi andrà quindi effettuata a sistemi di raffreddamento con potenza pari a circa 50kW.

5.3.1 GEA

Azienda con sede legale in via Oberdiller Strabe, 23, D-82065 Baierbrunn (GE), con sito internet www.gea.com.

La gamma MS di raffreddatori ad aria prevede 9 modelli da 5 a 27,6 kW con un singola ventola, è possibile montare due unità affiancate arrivando fino a 55 kW di potenza. L'apparecchio può essere montato sia verticalmente sia orizzontalmente, a pavimento o a parete. I ventilatori sono di estrema qualità offrendo livelli di rumorosità estremamente ridotti. Le alette sono costituite in alluminio o rame distanziate di 2,1mm. Il case è in acciaio zincato cotto a 180°C, sono applicati inoltre dei prodotti anti corrosione. Le superfici di scambio sono state calcolate in base alla EN1048 con le seguenti condizioni:

- temperatura ambiente 25°C;
- temperatura di condensazione 40°C;
- fluido R404A.

Riportiamo le principali caratteristiche tecniche:

MODELLO	<i>MEA132-N504-1</i>	POTENZA INPUT [kW]	<i>1630</i>
POTENZA [kW]	<i>50,3</i>	ME	<i>4 poli</i>
VOLUME D'ARIA[m³/s]	<i>5,72</i>	N.FANS	<i>3</i>
LIVELLO SUONO [dB]	<i>50</i>	ΔT[R404A]	<i>15</i>

Tabella 25- Caratteristiche tecniche catalogo GEA

Riportiamo le caratteristiche dimensionali:

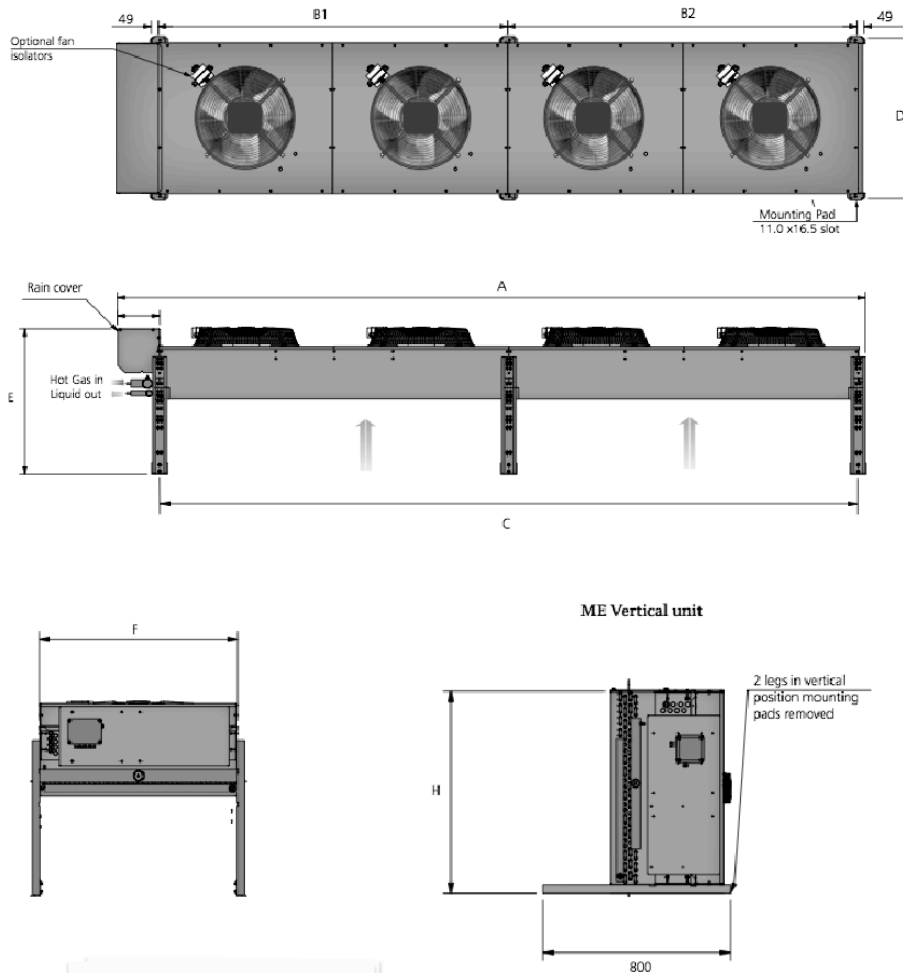


Figura 35-Illustrazioni dimensionali catalogo GEA

A[mm]	C[mm]	D[mm]	E[mm]	F[mm]	H[mm]	D.fan[mm]	kg
2501	2403	898	997	826	860	500	164

Tabella 26-Caratteristiche dimensionali catalogo GEA

5.3.2. LU-VE

Azienda con sede legale in via Caduti della Liberazione Strabe, 53, 21040 Uboldo (VA), Italy, con sito internet www.luve.it.

La straordinaria efficienza dello scambiatore di calore deriva dalla combinazione ottimale di nuove alette di alluminio con tubi di rame. I vantaggi ottenuti con il nuovo scambiatore di calore sono:

- potenza elevata con bassa portata d'aria;
- basso assorbimento elettrico dei motori;
- funzionamento silenzioso.

La carenatura è realizzata in acciaio zincato, verniciata a polvere *Epoxy-Polyester* e resistente alla corrosione. La batteria è collaudata ad una pressione di 15 bar, accuratamente sgrassata ed essiccata con aria secca; con l'aggiunta di glicol all'acqua possiamo utilizzare il sistema fino a -60°C. Le potenze dei raffreddatori sono testate in base alla EN 1048 secondo le seguenti condizioni:

- temperatura ambiente 25°C;
- temperatura di condensazione 40°C;
- fluido refrigerante acqua.

Riportiamo le principali caratteristiche tecniche con connessione triangolare:

MODELLO	SHLN-73C	SHLS-59C	SHLN-53C
POTENZA[kW]	<i>60.5</i>	<i>45.5</i>	<i>49</i>
PORTATA FLUIDO [m³/s]	<i>11.3</i>	<i>8.5</i>	<i>9.1</i>
PERDITE DI CARICO [bar]	<i>0.77</i>	<i>0.46</i>	<i>0.3</i>
VOLUME D'ARIA [m³/s]	<i>5.75</i>	<i>3.67</i>	<i>4.34</i>
LIVELLO SUONO [dB]	<i>54</i>	<i>44</i>	<i>48</i>
POTENZA INPUT [W]	<i>2340</i>	<i>960</i>	<i>1140</i>
ME	<i>4 poli</i>	<i>6 poli</i>	<i>6 poli</i>
N. FAN	<i>3</i>	<i>3</i>	<i>2</i>
ΔT = 15°C [water+34%glicol]	<i>15</i>	<i>15</i>	<i>15</i>

Tabella 27-Caratteristiche tecniche catalogo LU-VE

Le caratteristiche dimensionali:

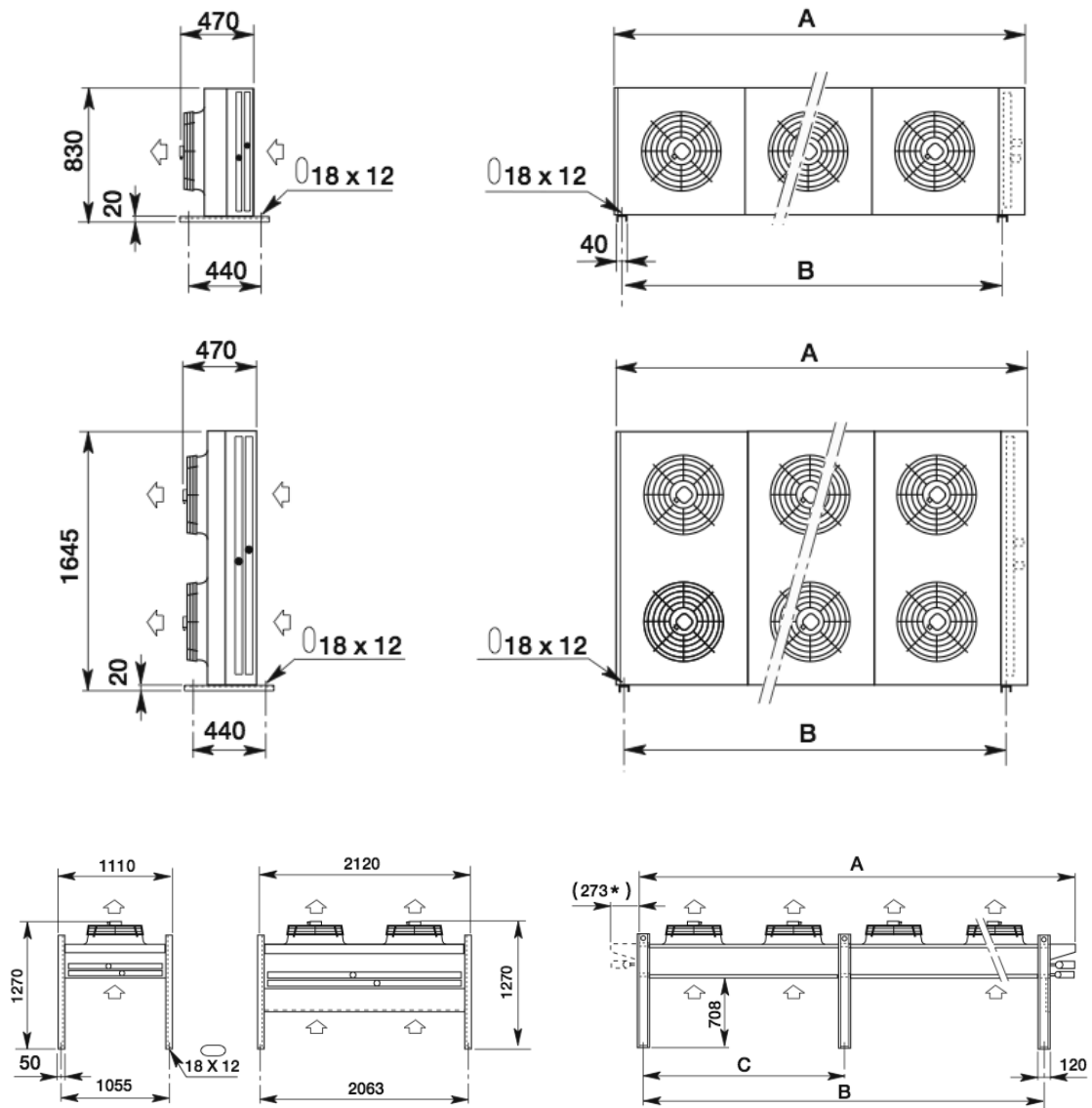


Tabella 28-Illustrazioni dimensionali catalogo LU-VE

MODELLO	A[mm]	B[mm]	D. Fan[mm]
SHLN-73C	2705	2403	500

MODELLO	A[mm]	B[mm]	D. Fan[mm]
SHLS-59C	2705	2430	500
SHLN-53C	2373	2000	630

Tabella 29-Caratteristiche dimensionali catalogo LU-VE

5.3.3. LUVATA

Azienda con sede legale in via Giulio Locatelli, 22, 33050 Pordenone (UD), Italy, con sito internet www.luvata.com.

Gli scambiatori ad elevata efficienza sono realizzati con alette in alluminio dal profilo speciale e tubi di rame studiati per l'applicazione con i nuovi fluidi refrigeranti, soluzioni specifiche sono inoltre disponibili per i fluidi ecocompatibili. Per ogni applicazione proponiamo una geometria appropriata. Particolare cura è rivolta alla costruzione delle fiancate d'appoggio, per evitare il danneggiamento delle tubazioni. Gli scambiatori vengono forniti puliti e collaudati ad una pressione di 30 bar. La carrozzeria viene realizzata in lega di alluminio a finitura liscia, in lamiera zincata preverniciata, inoltre:

- possiede un'elevata resistenza meccanica e alla corrosione;
- è infrangibile alle basse temperature;
- è atossica;
- non produce particelle inquinanti;

Le potenze sono state testate secondo la EN 327 con le seguenti caratteristiche:

- temperatura ambiente 25°C;
- temperatura di condensazione 40°C;
- fluido impiegato R404A.

I modelli possono essere utilizzati indifferentemente in versione con flusso d'aria orizzontale H o verticale V.

Riportiamo le principali caratteristiche tecniche:

MODELLO	TKE – 453A4	KCE – 52A3
POTENZA [kW]	55.8	52.6
VOLUME D'ARIA [m^3/s]	4.07	3.71
LIVELLO SUONO [dB]	52	53
POTENZA ASSORBITA [W]	1470	1300
ME	4 poli	4 poli
$\Delta T = 15^\circ C$ [R404A]	15	15
RPM	1310	1390
N.FAN	3	3
RANGE TEMPERATURA [°C]	-30/+45	-30/+45

Tabella 30-Caratteristiche tecniche catalogo LUVATA

Le caratteristiche dimensionali:

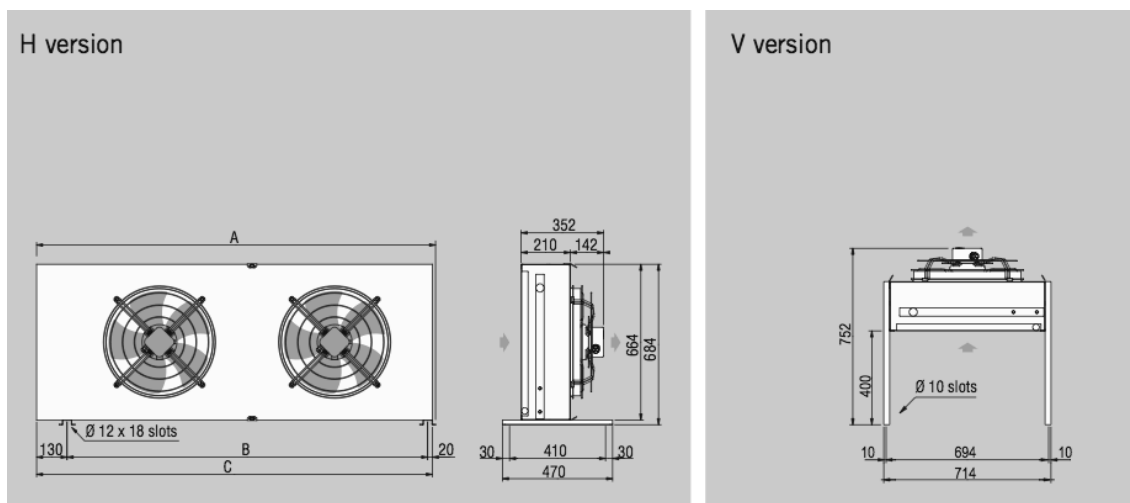


Figura 36-Illustrazioni dimensionali catalogo LUVATA mod. TKE

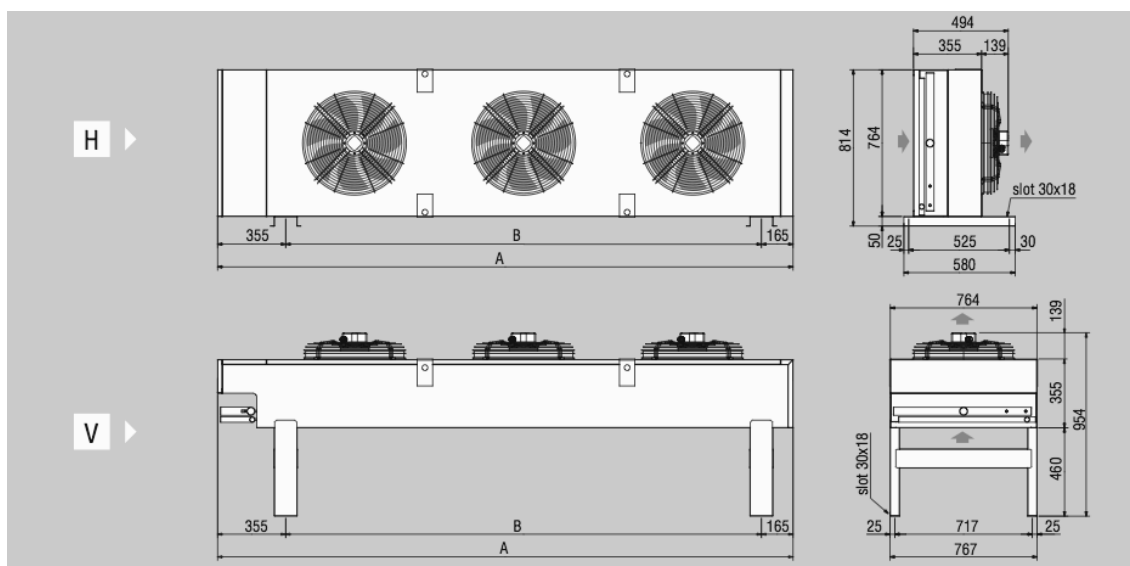


Figura 37-Illustrazioni dimensionali catalogo LUVATA mod.KCE

MODELLO	TKE – 453A4	KCE – 52A3
A[mm]	2290	2120
C[mm]/B[mm]	2440	1600
D. FAN[mm]	450	500

Figura 38- Caratteristiche dimensionali catalogo LUVATA

5.3.4. REFRION

Azienda con sede legale in vicolo Malvis, 1, 33030, Flumignano di Talmassons (UD), Italy, con sito internet www.refrion.com.

La carenatura viene costruita utilizzando lamiera di alluminio preverniciato. Gli elementi di fissaggio (viti, inserti filettati, rivetti, rosette e dadi) sono tutti in acciaio inossidabile. La batteria viene costruita utilizzando tubi lisci in rame con diametro nominale di 7 mm disposti secondo geometrie a passo sfalsato ed alette in alluminio ad alta efficienza distanziate con passo 2,1mm. I tegoli sono in acciaio zincato a caldo, mentre le fiancate sono in alluminio per evitare che i tubi si danneggino in seguito alle

dilatazioni termiche. I circuiti sono progettati in condizione di controcorrente, i collettori sono in rame. Il collaudo è fatto con aria secca conforme a quanto disposto dalla Direttiva 97/23/CE PED. I calcoli delle superfici d scambio sono stati effettuati secondo la EN 327 con le seguenti condizioni:

- temperatura ambiente 25°C;
- temperatura di condensazione 40°C;
- fluido R404A.

Riassumiamo le principali caratteristiche tecniche:

MODELLO	POTENZA [kW]	LIVELLO SUONO [dB]	N.FAN	ΔT [R404A]
KAM 13 50	45.9	62	3	15

Tabella 31-Caratteristiche tecniche catalogo REFRION

Le caratteristiche dimensionali invece:

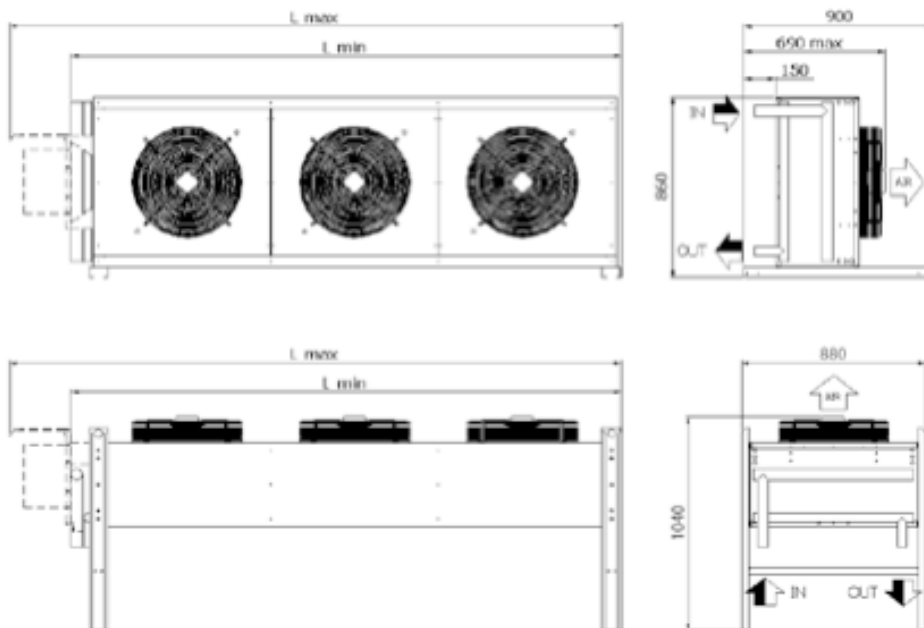


Figura 39-Illustrazioni dimensionali catalogo REFRION

Lmax[mm]	Lmin[mm]	D.FAN.	PESO[kg]
2625	2920	500	186

Tabella 32-Caratteristiche dimensionali catalogo REFRION

5.3.5. THERMOKEY

Azienda con sede legale in via dell'industria, 1, 33050, Rivarotta di Teor (UD), Italy, con sito internet www.thermokey.com.

La combinazione di tre fattori quali geometria alette (diametri tubo differenziati ed alette speciali), ventilatori appropriati e moduli differenziati permettono di coniugare in modo ottimale i seguenti aspetti:

- massima capacità in rapporto alle dimensioni dello scambiatore;
- perdite di carico ottimizzate grazie all'impiego di differenti diametri di tubo;
- rispetto delle più severe norme ambientali in termini di inquinamento acustico.

La carenatura è costruita in acciaio zincato, verniciata a forno con resine poliuretaniche per garantire la massima robustezza e solidità dell'apparecchio. Le superfici di scambio sono state calcolate secondo la EN 1048 con le seguenti condizioni:

- temperatura ambiente 25°C;
- temperatura di condensazione 40°C;
- fluido acqua + 35% glicol.

Riassumiamo qui di seguito le principali caratteristiche tecniche:

MODELLO	WH1163.C
POTENZA[kW]	50.2
PORTATA FLUIDO [m³/s]	9.6
PERDITE DI CARICO [bar]	0.27
VOLUME D'ARIA [m³/s]	3.94
LIVELLO SUONO [dB]	58

MODELLO	WH1163.C
RPM	<i>1340</i>
N.FAN.	<i>1</i>
ΔT [WATER+35%glicol]	<i>15</i>

Tabella 33-Caratteristiche tecniche catalogo THERMOKEY

Le caratteristiche dimensionali:

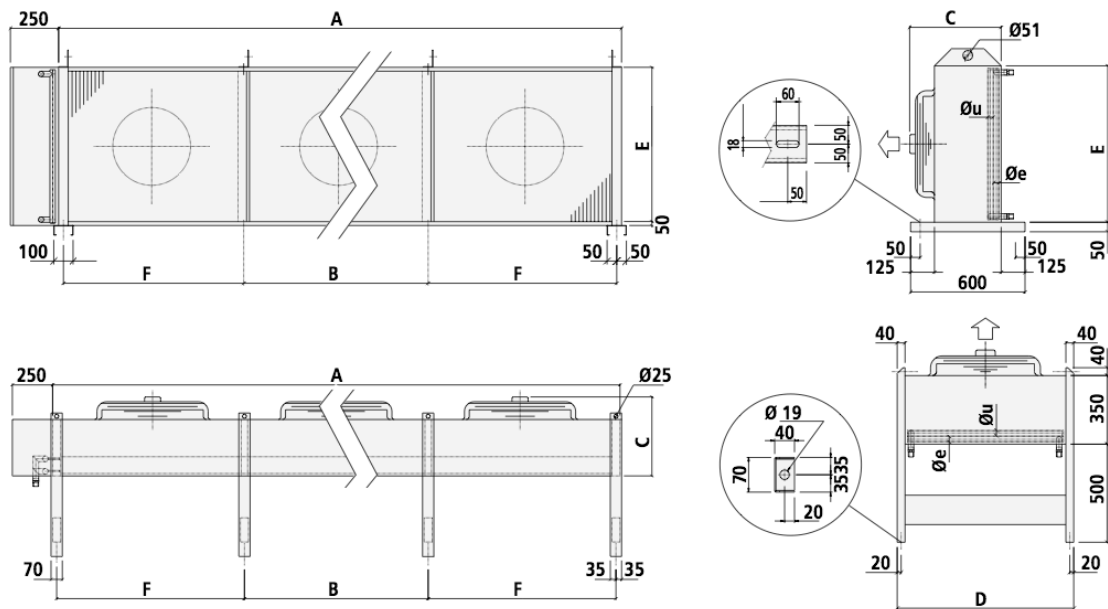


Figura 40-Illustrazioni dimensionali catalogo THERMOKEY

A[mm]	<i>1240</i>
C[mm]	<i>440</i>
D[mm]	<i>1260</i>
E[mm]	<i>1180</i>

F[mm]	<i>1190</i>
PESO[kg]	<i>96</i>
D.FAN	<i>630</i>

Tabella 34-Catteristiche dimensionali catalogo THERMOKEY

5.3.5. ECO S.p.A.

Azienda con sede legale in via Giulio Locatelli, 22, 33050, Pordenone (UD), Italy, con sito internet www.ecogroup.com.

Le prestazioni dichiarate a catalogo sono state provate secondo la norma EN 327 con le seguenti caratteristiche:

- temperatura ingresso fluido 25°C;
- temperatura di condensazione 40°C;
- fluido R404A.

Gli scambiatori sono costruiti con alette in alluminio e tubi di rame a doppia rigatura incrociata da 1/2" disposti secondo la geometria 37,5*32,48mm; il passo tra le alette è di 2,1mm. Tutti gli scambiatori sono accuratamente sgrassati e collaudati in acqua con una pressione d'aria di 30 bar. La carrozzeria è realizzata in alluminio al magnesio per garantire la massima protezione alla corrosione. Riassumiamo le principali caratteristiche tecniche:

MODELLO	52 A3
POTENZA [kW]	<i>50</i>
VOLUME D'ARIA [m³/s]	<i>3.63</i>
LIVELLO SUONO [dB]	<i>54</i>
POTENZA ASSORBITA [W]	<i>1720</i>
RPM	<i>1400</i>
ΔT [R404A]	<i>15</i>

MODELLO	52 A3
N.FAN.	2

Tabella 35-Caratteristiche tecniche catalogo ECO S.p.A.

Le caratteristiche dimensionali:

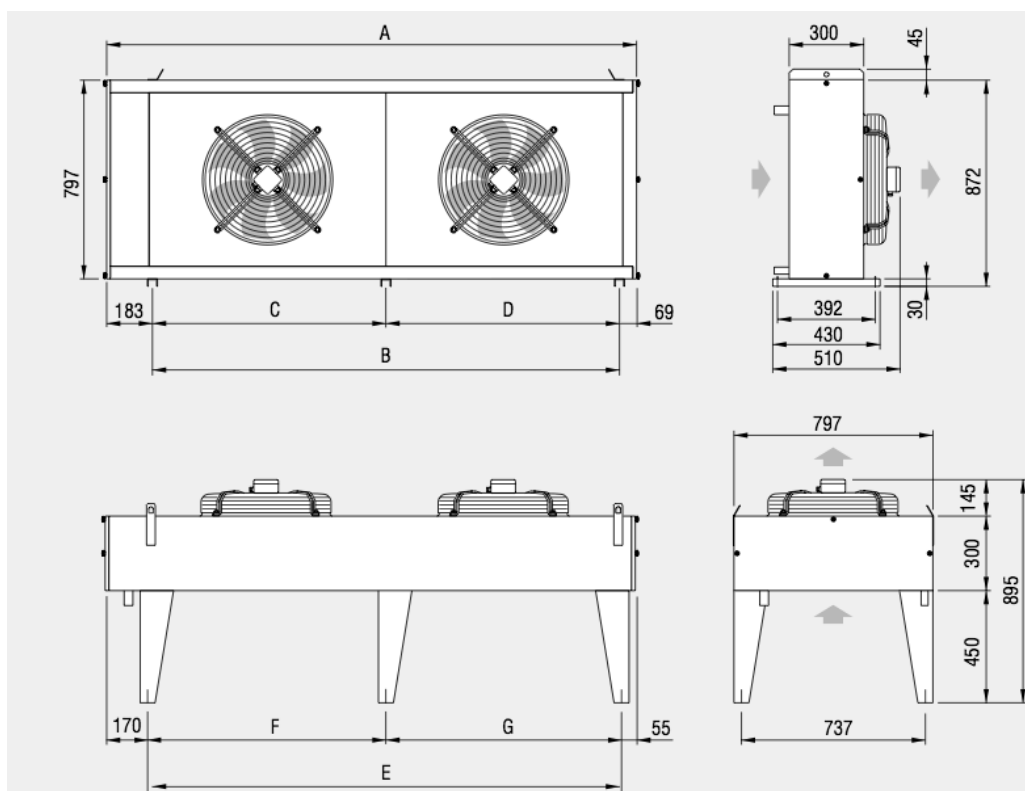


Figura 41-Illustrazioni dimensionali catalogo ECO S.p.A.

A[mm]	B[mm]	E[mm]	D.FAN.[mm]	PESO[kg]
2125	1873	1900	500	87

Tabella 36-Catteristiche dimensionali catalogo ECO S.p.A.

5.3.6. GREENHALGH

Azienda con sede legale in Enterprise Street, 26, 4551, Colundra Queensland, Australia, con sito internet www.greenhalgh.com.au.

I calcoli delle superfici di scambio sono stati fatti secondo le seguenti caratteristiche:

- temperatura esterna 35°C;
- temperatura condensazione 45°C;
- liquido R404A.

Riassumiamo qui di seguito le caratteristiche tecniche:

MODELLO	C2-0050-C3
POTENZA [kW]	<i>50</i>
LIVELLO SUONO [dB]	<i>60</i>
POTENZA ASSORBITA [W]	<i>2340</i>
N.FAN.	<i>3</i>
ΔT [R404A]	<i>10</i>

Tabella 37-Caratteristiche tecniche catalogo GREENHALGH

E le relative caratteristiche dimensionali:

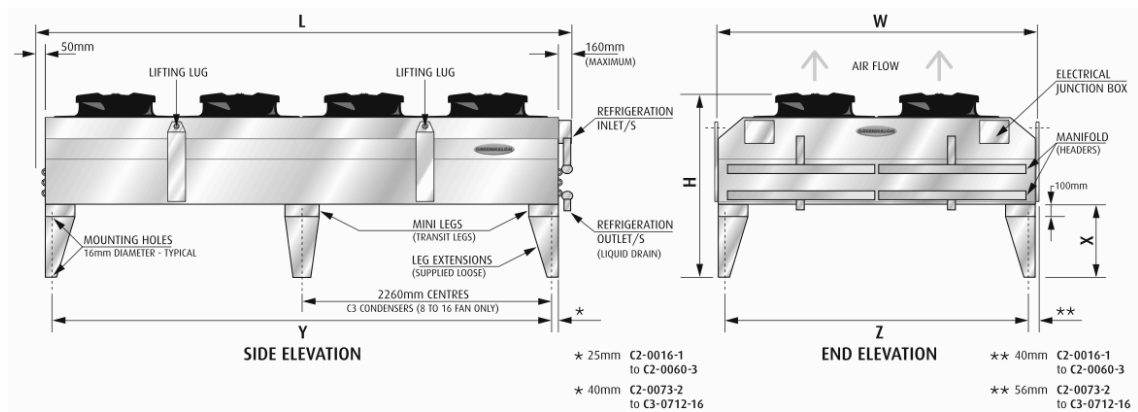


Figura 42-Illustrazioni dimensioni catalogo GREENHALGH

L[mm]	<i>2820</i>
W[mm]	<i>850</i>
H[mm]	<i>980</i>

X[mm]	<i>350</i>
Y[mm]	<i>2650</i>
Z[mm]	<i>800</i>
D.FAN.[mm]	<i>500</i>
Peso[kg]	<i>249</i>

Tabella 38-Caratteristiche dimensionali catalogo GREENHALGH

5.3.7. RIVACOLD

Azienda con sede legale in via Sicilia, 7, 61020, Montecchio (PU), Italy, con sito internet www.rivacold.com.

Gli scambiatori ad elevata efficienza che equipaggiano l'intera serie sono realizzati con alette in alluminio dal profilo piramidale e tubi di rame da 12mm con rigatura interna. Permette l'installazione dello stesso modello sia con flusso d'aria orizzontale H che con flusso d'aria verticale V. Tutte le batterie vengono sottoposte a collaudo con azoto ad una pressione di 30 bar. La carenatura è realizzata in lamiera elettrozincata con verniciatura a polvere grigio. All'interno della struttura, ogni singola ventola è separata singolarmente con divisori che ne impediscono il riflusso dell'aria. Le principali caratteristiche tecniche:

MODELLO	RRC035003V
ΔT [R404A]	<i>15/10</i>
POTENZA [kW]	<i>74.2/49</i>
VOLUME D'ARIA [m^3/s]	<i>6.73</i>
LIVELLO SUONO [dB]	<i>46</i>
ASSORBIMENTO MOTORI [W]	<i>2070</i>
ME	<i>4 poli</i>

MODELLO	RRC035003V
RPM	1350
N.FAN.	3
RANGE TEMPERATURE [°C]	-40/+65

Tabella 39-Caratteristiche tecniche catalogo RIVACOLD

Le caratteristiche dimensionali:

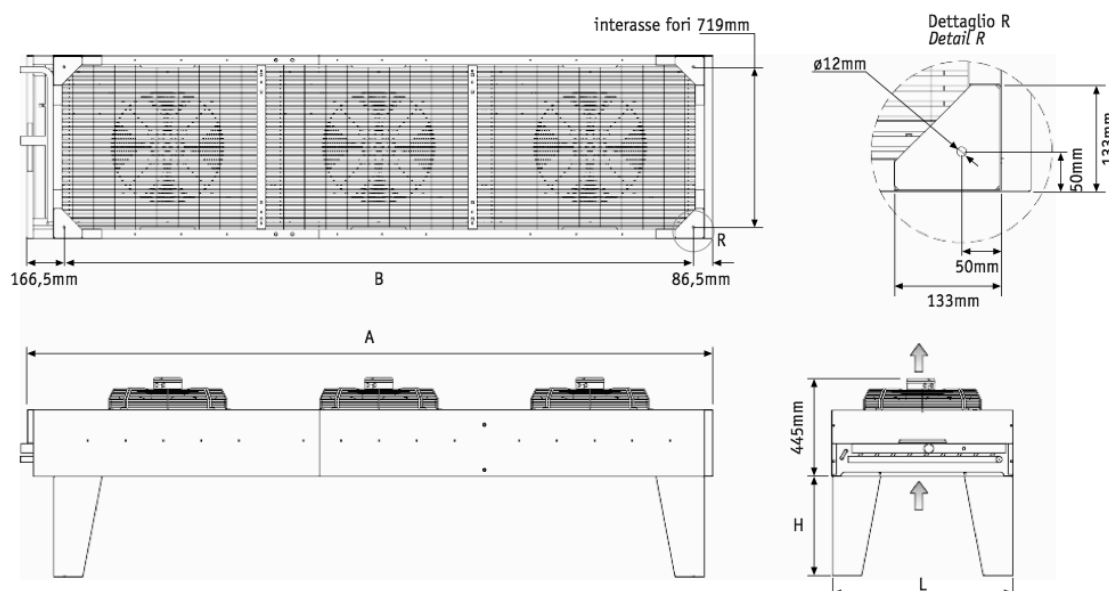


Figura 43-Illustrazioni dimensionali catalogo RIVACOLD

A[mm]	B[mm]	D.FAN.[mm]	PESO [kg]
3083	2830	500	205.4

Tabella 40-Caratteristiche dimensionali catalogo RIVACOLD

5.3.8. EKOCOIL

Azienda con sede legale in Leppakuja, 3, 14200, Turenki, Finland, con sito internet www.ekocoil.fi.

I calcoli delle superfici di scambio sono stati fatti secondo la EN 327 con le seguenti caratteristiche:

- temperatura esterna 25°C;
- temperatura condensazione 40°C;
- liquido R404A.

Le principali caratteristiche tecniche sono qui di seguito riportate:

MODELLO	ECO 056-5
POTENZA[kW]	49
VOLUME D'ARIA [m³/s]	4.56
LIVELLO SUONO [dB]	57
RPM	1400
N.FAN.	2
ΔT [WATER+25%GLYCOL]	15

Tabella 41-Caratteristiche tecniche catalogo EKOCOIL

Riassumiamo le caratteristiche dimensionali:

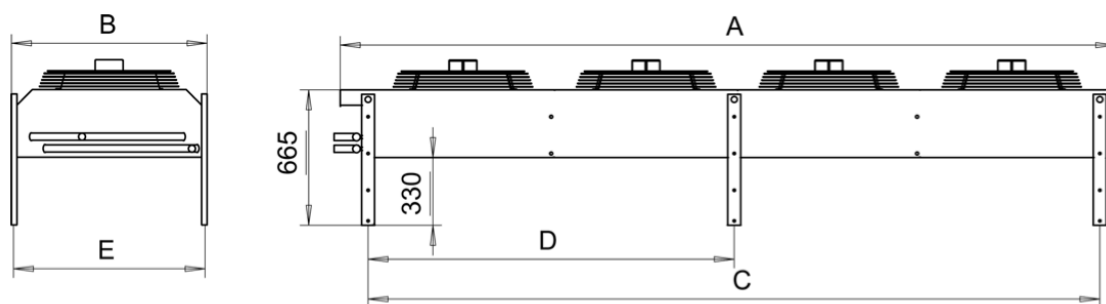


Figura 44-Illustrazioni dimensionali catalogo EKOCOIL

A[mm]	B[mm]	C[mm]	E[mm]	D.FAN.[mm]
2015	960	1800	940	560

Tabella 42-Caratteristiche dimensionali catalogo EKOCOIL

5.3.9. EMICOM

Azienda con sede legale in Via Monsignor Oscar Romeo, 8, 60007, Osimo, Italy, con sito internet www.emicom.it.

Le prestazioni dichiarate a catalogo sono state provate secondo la norma EN 327 con le seguenti caratteristiche:

- temperatura ingresso fluido 25°C;
- temperatura di condensazione 40°C;
- fluido R407C.

La batteria di scambio ad elevata efficienza, è realizzata con alette in alluminio e tubi di rame con rigatura interna. Riassumiamo le principali caratteristiche:

MODELLO	<i>CRK-59</i>
POTENZA [kW]	<i>49,4</i>
VOLUME D'ARIA [m^3/s]	<i>4.08</i>
LIVELLO SUONO [dB]	<i>47</i>
RPM	<i>1210</i>
ME	<i>4 poli</i>
N.FAN.	<i>2</i>
ΔT [R407C]	<i>15</i>
PESO[kg]	<i>87</i>
LUNGHEZZA [mm]	<i>2125</i>
LARGHEZZA [mm]	<i>510</i>
ALTEZZA [mm]	<i>797</i>
D.FAN.	<i>500</i>

Tabella 43-Caratteristiche tecniche e dimensionali catalogo EMICOM

5.3.10. STEFANI

Azienda con sede legale in Via del Lavoro, 9, 36020, Castegnero (VI), Italy, con sito internet www.stefani-online.it.

Le capacità dichiarate sono conformi alle normative ENV 327 con:

- temperatura aria ingresso 25°C;
- temperatura di condensazione 40°C;
- fluido R404A;

I tubi scambiatori sono rigati internamente per realizzare un ottimale scambio termico. La carenatura è in acciaio zincato e verniciato a polveri, il telaio batteria in acciaio zincato, tubi in rame e alette in alluminio. Le batterie vengono collaudate ad una pressione di 33 bar con aria secca. Le principali caratteristiche tecniche:

MODELLO	SCS 050/2 B4
POTENZA [kW]	<i>51.6</i>
VOLUME D'ARIA [m³/s]	<i>4.22</i>
LIVELLO SUONO [dB]	<i>55</i>
ME	<i>4 poli</i>
RPM	<i>1340</i>
ΔT [R404A]	<i>15</i>
N.FAN.	<i>2</i>

Tabella 44-Caratteristiche tecniche catalogo STEFANI

Le caratteristiche dimensionali:

SCS 050

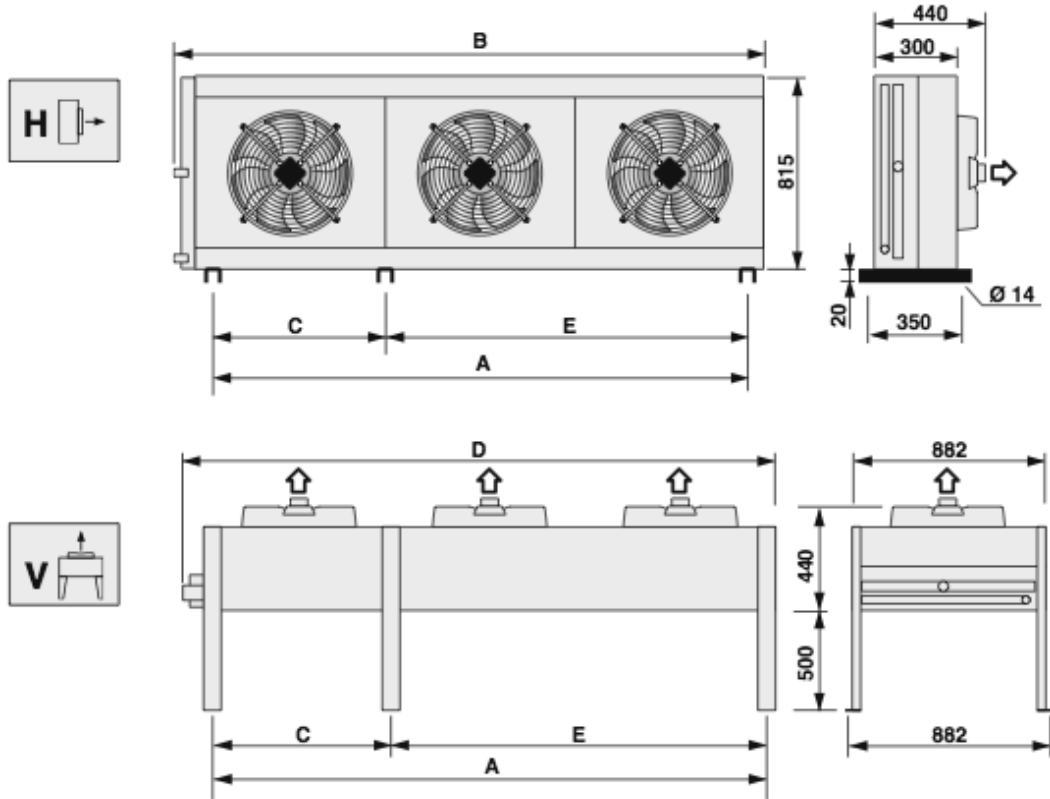


Figura 45-Illustrazioni dimensionali catalogo STEFANI

A[mm]	B[mm]	D[mm]	D.FAN.[mm]	PESO[kg]
1700	1875	1875	500	90

Tabella 45-Catteristiche dimensionali catalogo STEFANI

5.3.11. STULZ

Azienda con sede legale in Via Torricelli, 3, 37067, Valeggio sul Mnicio (VR), Italy, con sito internet www.stulz.com.

Le capacità dichiarate sono conformi alle seguenti condizioni al contorno:

- temperatura aria ingresso 32°C;
- temperatura di condensazione 45°C;
- fluido R134A;

Le principali caratteristiche tecniche:

MODELLO	POTENZA [kW]	ΔT [R134A]	N.FAN.
<i>KSV045A21p</i>	<i>48.4</i>	<i>13</i>	<i>2</i>

Tabella 46-Caratteristiche tecniche catalogo STULZ

Le caratteristiche dimensionali:

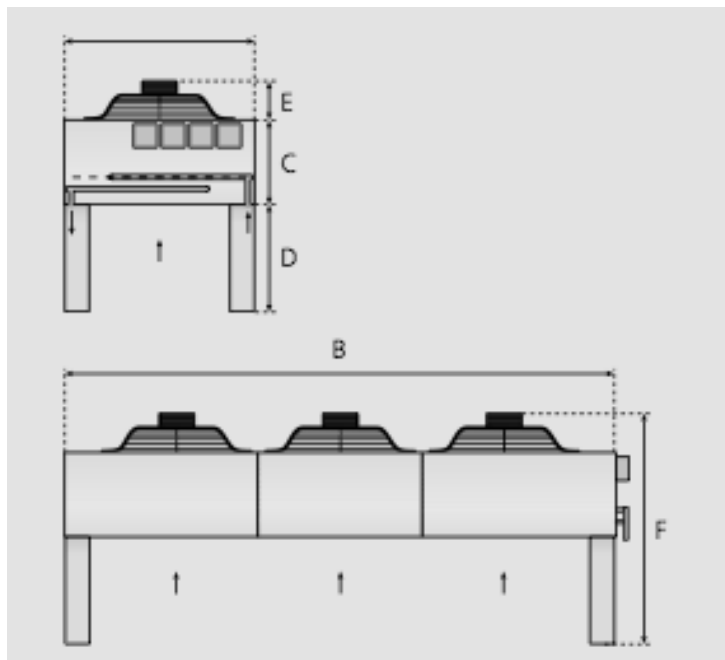


Figura 46-Illustrazioni dimensionali catalogo STULZ

A[mm]	<i>920</i>
B[mm]	<i>1860</i>
C[mm]	<i>450</i>
D[mm]	<i>400</i>
E[mm]	<i>140</i>
F[mm]	<i>990</i>
D.FAN.[mm]	<i>900</i>

Tabella 47-Caratteristiche dimensionali catalogo STULZ

5.3.12. GUNTNER

Azienda con sede legale in Hans-Guntner-Strabe, 2, 37067, Furstenfeldbruck, Germany, con sito internet www.guntner.de.

Le capacità dichiarate sono conformi alle seguenti condizioni al contorno:

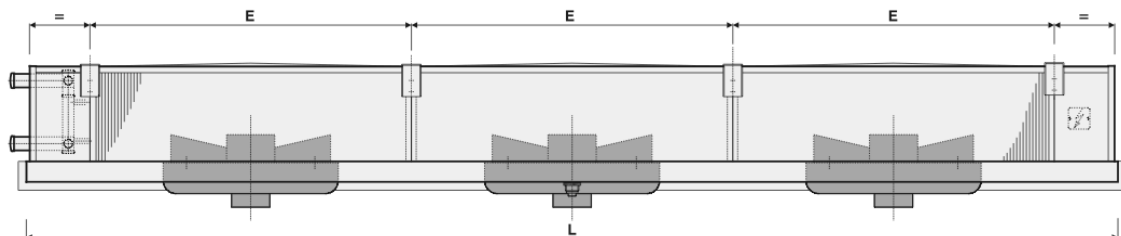
- temperatura aria ingresso 25°C;
- temperatura di condensazione 45°C;
- fluido acqua + 25%glicol;

Le principali caratteristiche tecniche:

MODELLO	066C/37
POTENZA [kW]	<i>61.8</i>
PORTATA FLUIDO [m³/s]	<i>10.6</i>
PERDITE DI CARICO [bar]	<i>0.4</i>
VOUME D'ARIA [m³/s]	<i>7.06</i>
LIVELLO SUONO	<i>73</i>
ASSORBIMENTO [kW]	<i>19200</i>
N.FAN.	<i>3</i>

Tabella 48-Caratteristiche tecniche catalogo GUNTNER

Le caratteristiche dimensionali:



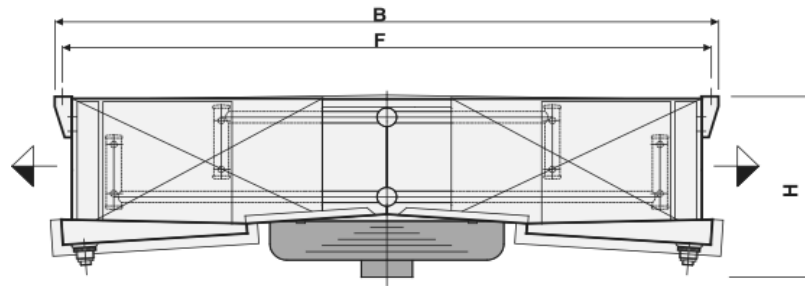


Figura 47-Illustrazioni dimensionali catalogo GUNTNER

L[mm]	<i>4250</i>
B[mm]	<i>1950</i>
H[mm]	<i>510</i>
E[mm]	<i>1200</i>
F[mm]	<i>1890</i>
D.FAN.[mm]	<i>660</i>
PESO[kg]	<i>164</i>

Tabella 49-Caratteristiche dimensionali catalogo GUNTNER

5.4 Scelta torre di raffreddamento

Da catalogo notiamo che grossomodo le caratteristiche della maggior parte delle torri si assomigliano, bisogna quindi fare una valutazione economica, anche in questo caso usufruiremo di finanziamenti regionali, e una valutazione d'ingombro.

6 – Simulazione sistema

Siamo arrivati al punto di dover assemblare tutto il sistema, quindi caldaia ORC e torre di raffreddamento, e con delle simulazioni, effettuate con un codice scritto in *Excel* con l'aiuto dell'estensione *FluidpropTM*, cercare di capire come si comporta la macchina.

Riassumiamo gli elementi:

- *caldaia*: Tatano mod. *K2204 E* con temperatura massima di esercizio di 85°C;
- *ORC*: Newcomen mod. *Piglet* da 3,02 kWe con temperatura di vaporizzazione di 85°C e temperatura di condensazione di 35 °C operante con fluido di lavoro R134a;
- *torre di raffreddamento*: come detto pocanzi non è stata ancora scelta la torre ideale, ma per i nostri calcoli ci basta sapere che la maggior parte delle torri lavorano con un salto di temperatura tra condensazione e ingresso aria di 15°C.

Siccome non abbiamo ancora installato il sistema in laboratorio e non possiamo effettuare delle misurazioni, faremo delle ipotesi:

- *perdita di calore allo scambiatore caldaia-ORC*, $\Delta T_{H_2O} = 5$ [°C]: tale variabile esprime la differenza di temperatura che c'è tra la mandata dell'acqua proveniente dalla caldaia e l'uscita del fluido organico in uscita dallo scambiatore;
- *perdita di calore allo scambiatore caldaia-circuito con olio diatermico*, $\Delta T_{oil} = 5$ [°C]: tale variabile esprime la differenza di temperatura che c'è tra la mandata dell'acqua proveniente dalla caldaia e l'uscita dell'olio diatermico in uscita dallo scambiatore;

Ovviamente tali valori possono essere variati quando si andranno a fare le misurazioni, ricordarsi però di cambiare le condizioni di design (ved. Cap. 6.3) qualora si facesse.

6.1 Codice di calcolo

Il foglio di calcolo è suddiviso in vari sotto fogli, collegati tutti tra loro:

- *FLUIDO*: saranno calcolati tutti gli stati fisici del fluido di lavoro e dei fluidi scambiatori;
- *CALDAIA*: sono riportate tutte le caratteristiche della caldaia e i calcoli inerenti ad essa;
- *OLIO DIATERMICO*: sono riportate tutte le caratteristiche del circuito scambiatore;
- *PIGLET*: oltre alle caratteristiche dell'ORC verranno eseguiti i calcoli delle variabili necessarie per le simulazioni;
- *TORRE DI RAFFREDDAMENTO*: sono riportate tutte le caratteristiche della torre di raffreddamento e i calcoli inerenti alla stessa e al condensatore;
- *OUTPUT*: in questo foglio sono riassunti tutti i punti calcolati nei fogli precedenti, inoltre è presente una voce che riassume le condizioni di design, in aggiunta vi è il diagramma termodinamico T-s;
- *GRAPHICS*: è riportato uno schema grafico che riassume tutte le variabili calcolate, come ad esempio temperature, pressioni, portate, potenze ecc.

Per eseguire le simulazioni occorrono inserire degli input:

- T_{max} [°C], temperatura mandata acqua calda;
- $T_{in,air}$ [°C], temperatura ingresso aria alla torre di raffreddamento, equivalente alla temperatura ambiente;
- indicare se presente o meno il circuito con olio diatermico;

Nel seguito analizzeremo più nel dettaglio ogni singolo foglio e ogni singolo calcolo eseguito.

6.1.2 Caldaia

Sono presenti i seguenti input e parametri:

- Q_{th} [kWt] potenza termica caldaia;
- T_{max} [°C] temperatura mandata acqua calda;
- $\rho_{H_2O} = 1000 \text{ kg/m}^3$ densità acqua;
- $cp_{H_2O} = 4,186 \text{ kJ/kg}$ calore specifico acqua;

- ΔT_{H_2O} [°C] perdita calore scambiatore;
- $\eta_{caldaia}$ [%] rendimento caldaia.

6.1.3 Piglet

Input e parametri presenti in questo foglio di calcolo:

- τ_{min} [°C] differenza tra la temperatura dell'acqua calda della caldaia e la temperatura del punto 2', punto A (ved. Fig.48). La temperatura dell'acqua sarà presa alla stessa entropia del punto 2'. Tale variabile dipende dalla superficie di scambio e in base ad essa varierà la temperatura d'ingresso dell'acqua in caldaia;
- ΔT_{sh} [°C] valore del surriscaldamento, inoltre è anche presente un menù a tendina che può omettere il valore del surriscaldamento;
- $\eta_{caldaia}$ [%] rendimento isoentropico turbina.

6.1.4 Torre di raffreddamento

I successivi input e parametri sono presenti in questa sezione:

- τ_{in_air} [°C] temperatura esterna;
- τ_{1_air} [°C] differenza tra la temperatura di condensazione e la temperatura esterna dell'aria, dipende dal tipo di torre;
- ΔT_{air} [°C] incremento di temperatura dell'aria nell'attraversamento nella torre, anche questo parametro dipende dal tipo di torre;
- τ_{2_water} [°C] differenza tra la temperatura di condensazione e la temperatura d'uscita dell'acqua dal condensatore;
- ΔT_{water} [°C] incremento di temperatura dell'acqua nell'attraversamento nel condensatore;

6.2 Elaborazione dati acquisiti

Una volta acquisiti tutti gli input e i parametri saranno calcolati tutti gli stati fisici, in termini di temperatura, pressione, entalpia ed entropia, del ciclo termodinamico. La temperatura e pressione di vaporizzazione sarà calcolata secondo il seguente procedimento:

$$T_{vap} = T_{max} - \Delta T_{min} - \Delta T_{sh}$$

dove il ΔT_{min} esprime la perdita di calore negli scambiatori, quindi se non è presente il circuito con olio diatermico sarà equivalente a ΔT_{H_2O} , in caso contrario dovrà essere aggiunto il parametro ΔT_{oil} . La pressione dipenderà dal tipo di fluido e dalla temperatura appena calcolata. La temperatura massima del ciclo sarà la somma della temperatura di vaporizzazione e dal valore del surriscaldamento, ovviamente qualora non fosse presente, l'ultimo termine sarà nullo:

$$T_{3'} = T_{vap} + \Delta T_{sh}$$

Graficamente:

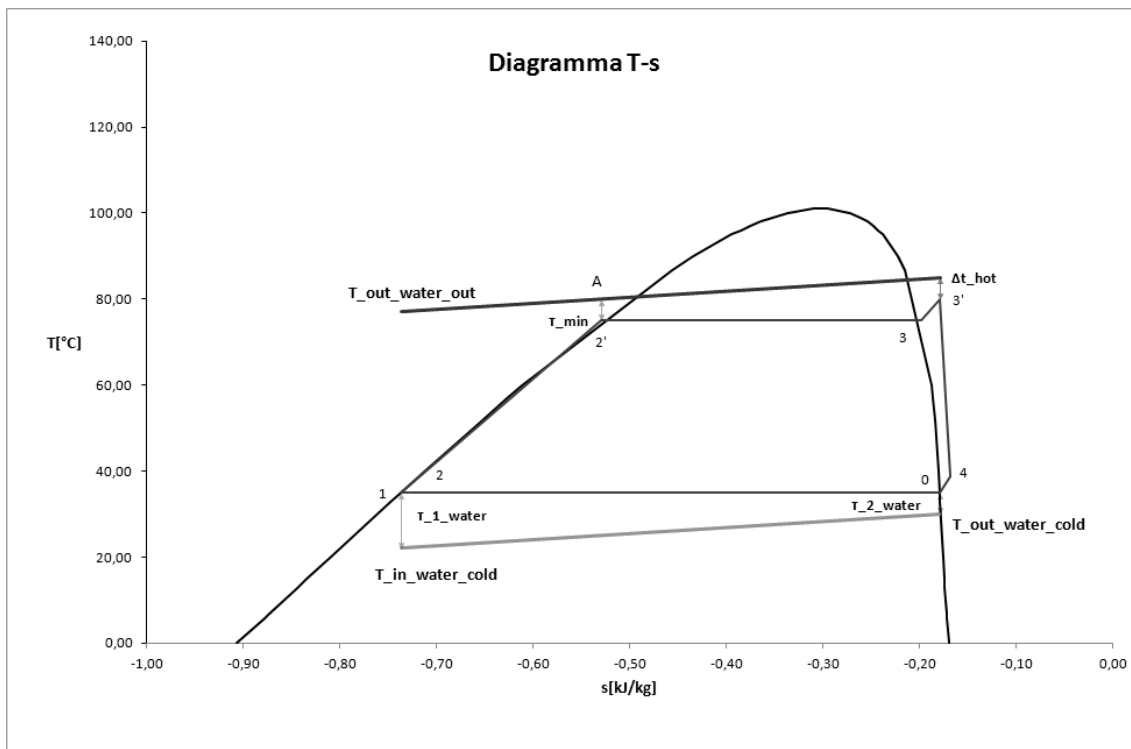


Figura 48-Esempio diagramma T-s

Dal foglio di calcolo “Torre di raffreddamento” siamo in grado di calcolare la temperatura e pressione di condensazione:

$$T_K = T_{in_air} + T_{1_air}$$

Graficamente:

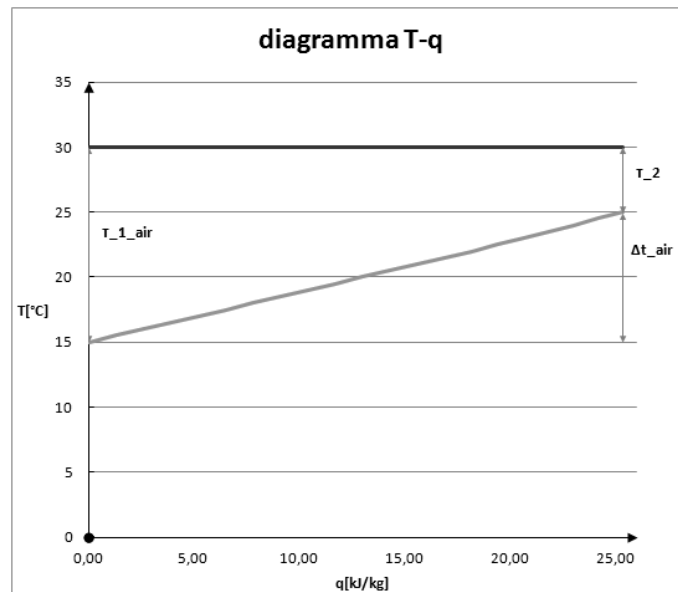


Figura 49- Esempio diagramma T-q torre di raffreddamento

Mentre la pressione di condensazione dipenderà dal fluido di lavoro e dalla temperatura appena calcolata. La differenza tra la temperatura di condensazione e la temperatura di uscita dell'aria dalla torre di raffreddamento:

$$\tau_2 = T_K - T_{out\,air} = (T_{in\,air} + \Delta T_{air})$$

Una volta calcolata la temperatura di vaporizzazione e quella di condensazione possiamo completare il ciclo termodinamico con i punti mancanti:

$$T_1 = T_2 = T_k$$

$$T_{2'} = T_3 = T_{vap}$$

Le relative entalpie sono state calcolate secondo i seguenti codici:

$$h_1 = h_2 = Enthalpy(Fluido; "PT"; p_k; T_k)$$

Ovvero in base al fluido, R134a, alla pressione e temperatura di condensazione il programma calcolerà la corrispettiva entalpia.

$$h_{2'} = Enthalpy(R134a, "Tq"; T_{2'}; 0)$$

Questa volta calcoliamo l'entalpia in base alla temperatura e al titolo del fluido di lavoro, siccome siamo nella curva limite inferiore sarà $x = 0$, il punto 3 sarà calcolato allo stesso modo ma con $x = 1$ visto che si trova sulla curva limite superiore:

$$h_3 = \text{Enthalpy}(\text{R134a}, "Tq"; T_3; 1)$$

$$h_{3'} = \text{SE}(\text{surriscaldamento} = "si"; \text{Enthalpy}(\text{R134a}, "PT"; P_{vap}; T_{3'}); h_3)$$

Dipende dal surriscaldamento, se presente, l'entalpia sarà calcolata in base alla pressione di vaporizzazione e alla temperatura massima del ciclo, in caso contrario sarà equivalente ad h_3 . Le corrispondenti entropie:

$$s_1 = s_2 = \text{Entropy}(\text{R134a}, "PT"; P_k; T_k)$$

$$s_{2'} = \text{Entropy}(\text{R134a}, "Tq"; T_{2'}; 0)$$

$$s_3 = \text{Entropy}(\text{R134a}, "Tq"; T_3; 1)$$

$$s_{3'} = \text{SE}(\text{surriscaldamento} = "si"; \text{Entropy}(\text{R134a}, "PT"; P_{vap}; T_{3'}); s_3)$$

Siccome $s_{3'} = s_{4_iso}$ e conosciamo il rendimento isoentropico della turbina, siamo in grado di calcolare:

$$h_{4_iso} = \text{Enthalpy}(\text{R134a}, "Ps"; P_k; s_{4_iso})$$

In questo caso oltre al fluido, l'entalpia sarà calcolata considerando la pressione e l'entropia.

$$T_{4_iso} = \text{Temperature}(\text{R134a}, "Ph"; P_k; h_{4_iso})$$

La temperatura sarà calcolata in base alla pressione e all'entalpia. Dall'espressione del rendimento isoentropico della turbina:

$$\eta_{is} = \frac{h_{3'} - h_4}{h_{3'} - h_{4_iso}}$$

siamo in grado di calcolare:

$$h_4 = h_{3'} - \eta_{is} * (h_{3'} - h_{4_iso})$$

La rispettiva temperatura ed entropia:

$$T_4 = \text{Temperature}(\text{R134a}; "Ph"; P_k; h_4)$$

$$s_4 = \text{Entropy}(\text{R134a}; "PT"; P_k; T_4)$$

Infine il punto zero:

$$T_0 = \text{Temperature}(\text{R134a}; "Pq"; P_k; 1)$$

$$s_0 = \text{Entropy}(\text{R134a}; "Tq"; T_0; 1)$$

$$h_0 = \text{Enthalpy}(\text{R134a}; "Tq"; T_0; 1)$$

Il salto entalpico utile in turbina e quindi il rendimento termodinamico:

$$W = h_{3'} - h_4 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\eta_{ciclo} = \frac{h_{3'} - h_4}{h_{3'} - h_2}$$

Oltre a ricostruire il diagramma termodinamico possiamo fare delle considerazioni sul condensatore, calcoliamo la temperatura dell'acqua in uscita e in ingresso nello stesso:

$$T_{out_water_cold} = T_k - \tau_{2_water}$$

$$T_{in_water_cold} = T_{out_water} - \Delta T_{water}$$

La potenza scaricata al condensatore:

$$Q_s = \frac{P_{el}}{\eta_{ciclo}}$$

e la rispettiva portata d'acqua:

$$\dot{m}_{water_cold} = \frac{Q_s}{C_{p_water} * \Delta T_{water}}$$

Molto utile è calcolare la temperatura di uscita dell'acqua calda dallo scambiatore. Come primo passo andrà calcolata l'entalpia massima del ciclo, riferita alla T_{max} :

$$h_{max} = \text{Enthalpy}(\text{water}; "PT"; 1; T_{max})$$

Il fluido sarà ovviamente acqua e la pressione equivalente a quella atmosferica. Nel seguito troveremo lo stato fisico A dell'acqua calda, corrispondente alla stessa entropia del punto 2':

$$T_A = T_{vap} + \tau_{min}$$

$$h_A = \text{Enthalpy}(\text{water}; "PT"; 1; T_A)$$

con un bilancio tra la potenza utile nel Piglet e quella fornita dalla caldaia siamo in grado di avere un rapporto di portate:

$$\dot{m}_{ORC} * (h_{3'} - h_{2'}) = \dot{m}_{water_{hot}} * (h_{max} - h_A)$$

$$\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{water_{hot}}} = \frac{(h_{max} - h_A)}{(h_{3'} - h_A)}$$

Riscriviamo il bilancio di potenza, questa volta però consideriamo tutto lo scambio termico, quindi non più il punto 2' ma il punto 2 e non più il punto A ma il punto di uscita dell'acqua dallo scambiatore, che chiameremo "out_water_hot":

$$h_{out_water_hot} = h_{max} - \frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{water_{hot}}} * (h_{3'} - h_2)$$

$$T_{out_water_hot} = \text{Temperature}(\text{water}; "Ph"; 1; h_{out_water_hot})$$

Le portate del fluido di lavoro e dell'acqua in caldaia non varieranno e dobbiamo calcolarle considerando i parametri di progetto riportati nel catalogo dal costruttore.

6.2.1 Condizioni di design

Le condizioni di design servono sostanzialmente per calcolare alcuni parametri che i cataloghi non forniscono, come la portata. Scorporeremo ogni singolo elemento e in base alle condizioni di catalogo la calcoleremo, per poi utilizzarla nelle successive simulazioni. Le condizioni di design della caldaia sono:

- $Q_{th} = 46 \text{ kWt}$;
- $T_{max} = 85^\circ\text{C}$;

I seguenti parametri sono stati scelti con un minimo di buon senso, e saranno uguali per tutte le simulazioni che andremo a fare:

ΔT_{H_2O}	5	$^\circ\text{C}$
$\eta_{caldaia}$	85	%
τ_{min}	5	$^\circ\text{C}$
ΔT_{sh}	5	$^\circ\text{C}$
η_{is}	83	%
T_{inair}	20	$^\circ\text{C}$
T_{1water}	5	$^\circ\text{C}$
ΔT_{water}	8	$^\circ\text{C}$

Tabella 50-Parametri condizione design

In queste condizioni avremo i seguenti output:

T_{vap}	75	$^\circ\text{C}$
P_{vap}	23,79	<i>bar</i>
$T_{3'}$	80	$^\circ\text{C}$

$T_{out\ air}$	30	°C
$T_{in\ water\ cold}$	22	°C
$T_{out\ water\ cold}$	30	°C
T_k	35	°C
P_k	8,89	bar
W	16,46	kJ/kg
$T_{out\ water\ hot}$	77,15	°C
η_{ciclo}	8,6	%

Tabella 51-Risultati condizioni design caldaia.

Secondo questi dati possiamo calcolarci tutti gli stati fisici del ciclo e ricavare il relativo diagramma termodinamico:

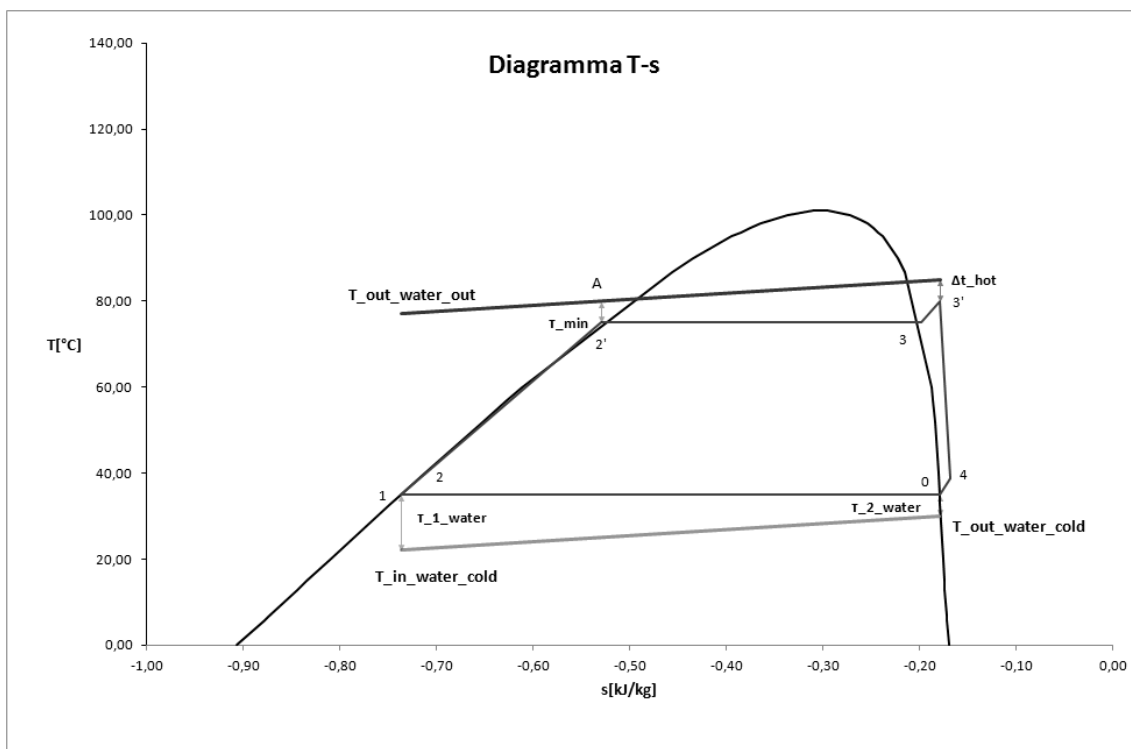


Figura 50-Diagramma T-s condizione design caldaia

Con un semplice bilancio calcoleremo la portata d'acqua che circola in caldaia:

$$Q_{th} = C_{p_{H_2O}} * \dot{m}_{water_{hot}} [T_{max} - (T_{max} - T_{out_{water}})]$$

$$\dot{m}_{water_{hot}} = \frac{Q_{th}}{C_{p_{H_2O}} * [T_{max} - (T_{max} - T_{out_{water}})]} = 1,4 \frac{kg}{s}$$

Con dei passaggi analoghi possiamo calcolare la portata del fluido R134a che circolerà nel sistema Piglet, questa volta imporrò le caratteristiche del proprio catalogo e di conseguenza avremo le variabili della caldaia che non saranno uguali a quelle di design.

Da catalogo Newcomen:

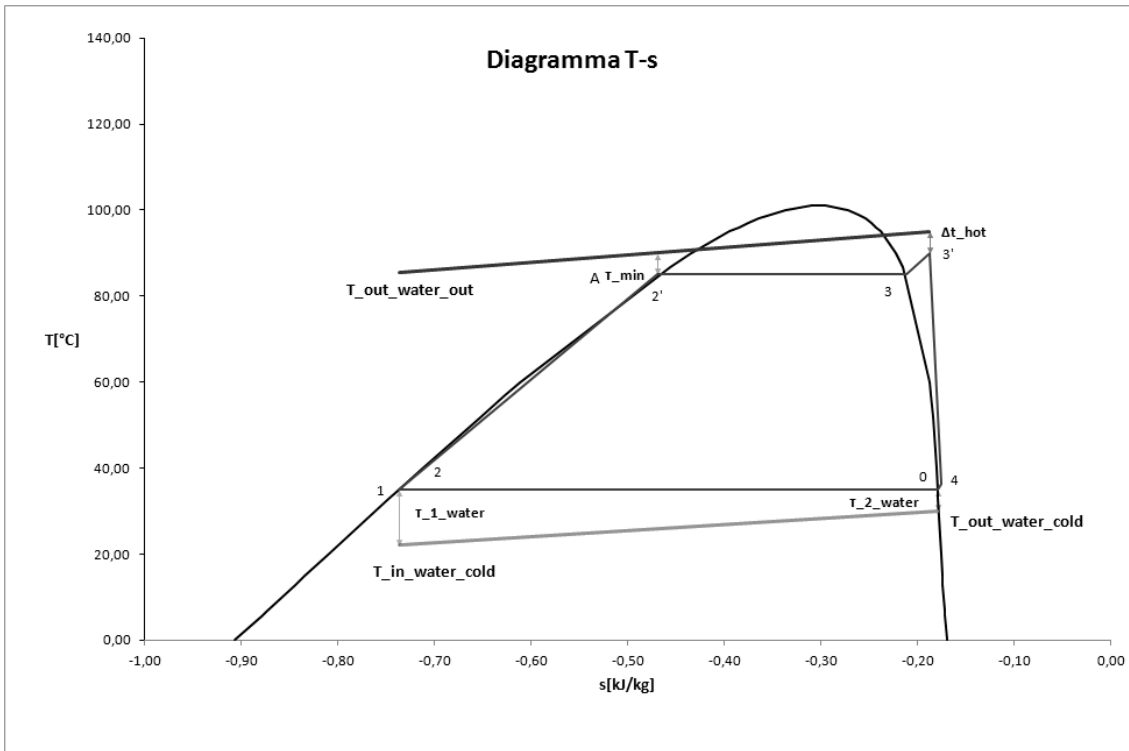
- $P_{el} = 3,02 \text{ kW}$;
- $T_{vap} = 85^\circ\text{C}$;
- $T_k = 35^\circ\text{C}$;
- $\eta_{ciclo} = 10,4\%$

Con questi input avremo i successivi output:

T_{max}	95	$^\circ\text{C}$
$T_{3'}$	90	$^\circ\text{C}$
$T_{out_{air}}$	30	$^\circ\text{C}$
$T_{in_{water_{cold}}}$	22	$^\circ\text{C}$
$T_{out_{water_{cold}}}$	30	$^\circ\text{C}$
W	19,32	kJ/kg
$T_{out_{water_{hot}}}$	77,15	$^\circ\text{C}$
η_{ciclo}	10,35	%

Tabella 52-Risultati condizioni design Piglet

Dai risultati notiamo che il rendimento corrisponde a quello riportato a catalogo, quindi possiamo ritenerci soddisfatti della simulazione.



La portata del fluido:

$$\dot{m}_{ORC} = \frac{P_{el}}{W} = 0,156 \frac{kg}{s}$$

Queste due portate non varieranno più durante le simulazioni e le prenderemo come dati d'input, invece le potenze elettriche e termiche non saranno più input ma diventeranno variabili da calcolare. Siamo in grado di valutare la potenza termica d'ingresso e quindi il consumo di pellet:

$$Q_{th_in} = \frac{Q_{th}}{\eta_{caldaia}}$$

Generalmente il potere calorifico dei pellet è:

$$LHV_{pellet} = 4500 \text{ kcal/kg} = 18837 \text{ kJ/kg}$$

Banalmente facendo un bilancio di potenza troveremo la portata di pellet consumata:

$$Q_{th_in} = \dot{m}_{pellet} * LHV_{pellets}$$

$$\dot{m}_{pellet} = \frac{Q_{th_in}}{LHV_{pellets}}$$

Analogamente faremo lo stesso ragionamento per la torre di raffreddamento, dato che non è stata ancora individuata la casa costruttrice ma, come visto prima (ved. cap. 5.4), non c'è una sostanziale differenza tra le varie scelte, considereremo:

- $Q_{th_cold} = 50kW$;
- $T_{amb} = 25^{\circ}C$;
- $\tau_{1air} = 15^{\circ}C$;
- $T_{cond} = T_{amb} + \tau_{1air} = 40^{\circ}C$;
- $\Delta T_{air} = 10^{\circ}C$;
- $\tau_{2air} = 5^{\circ}C$

Abbiamo inoltre ipotizzato un incremento di temperatura dell'acqua nell'attraversamento dal condensatore pari a $8^{\circ}C$. Con un semplice bilancio siamo in grado di calcolare la portata d'acqua che circola nella torre:

$$Q_{th_cold} = \dot{m}_{water_cold} * c_{pwater} * \Delta T_{water}$$

$$\dot{m}_{water_cold} = \frac{Q_{th_cold}}{c_{pwater} * \Delta T_{water}} = 1,493 \frac{kg}{s}$$

In questa fase di calcolo si farà l'ipotesi di lavorare solo con la torre di raffreddamento, quindi senza l'intervento del pozzo d'acqua (ved. Cap.5.3).

L'ultimo foglio ci mostra graficamente tutti gli output appena calcolati

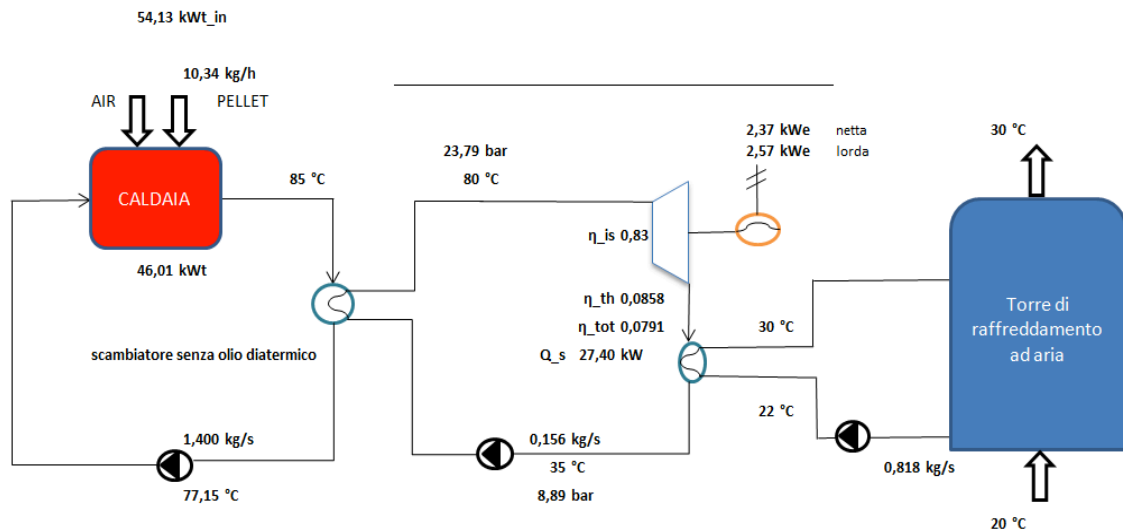


Figura 51-Graphics of system

come le temperature e le pressioni, le potenze termiche ed elettriche, le portate e i vari rendimenti. Gli ultimi sono divisi in rendimento termodinamico, come visto in precedenza, e il rendimento totale, ovvero:

$$\eta_{tot} = \eta_{th} * \eta_{pump} * \eta_{mecc} * \eta_{alt}$$

dove:

- η_{pump} rendimento meccanico della pompa, stimato al 96%;
- η_{mecc} rendimento meccanico, tiene conto di tutte le perdite per attrito, stimato al 98%;
- η_{alt} rendimento dell'alternatore, stimato al 98%.

Dal disegno notiamo che ci sono due potenze elettriche, la lorda e la netta, la seconda tiene conto di tutte le perdite:

$$P_{el_netta} = P_{el_lorda} * \eta_{pump} * \eta_{mecc} * \eta_{alt}$$

Nel foglio di calcolo sono presenti dei “Warning” che avvertono il mal funzionamento del sistema:

1. *temperatura mandata acqua troppo elevata*, siccome la caldaia può lavorare ad una temperatura massima di 85°C, se provassimo a digitare un valore maggiore potremmo rompere la caldaia e quindi la simulazione non sarà veritiera, in tal caso comparirà l’avvertimento nella parte alta del foglio;
2. *temperatura ingresso aria troppo bassa, ridurre la temperatura di mandata acqua*, questo avvertimento compare se la temperatura esterna è troppo bassa e la potenza elettrica netta supera quella di design provocando una sollecitazione meccanica eccessiva dei cuscinetti della turbina con possibile rottura della stessa. In tal caso è consigliabile diminuire la temperatura di mandata della caldaia in modo da mantenere il salto entalpico utile nei limiti strutturali, andando anche a risparmiare qualcosa in termini di combustibile;
3. *non si riesce a smaltire il calore con la torre, attivare pozzo*, quando la potenza scaricata al condensatore supera quella nominale della torre comparirà tale avvertimento, bisognerà quindi attivare la pompa del pozzo e mettere in circolazione l’acqua dello stesso.

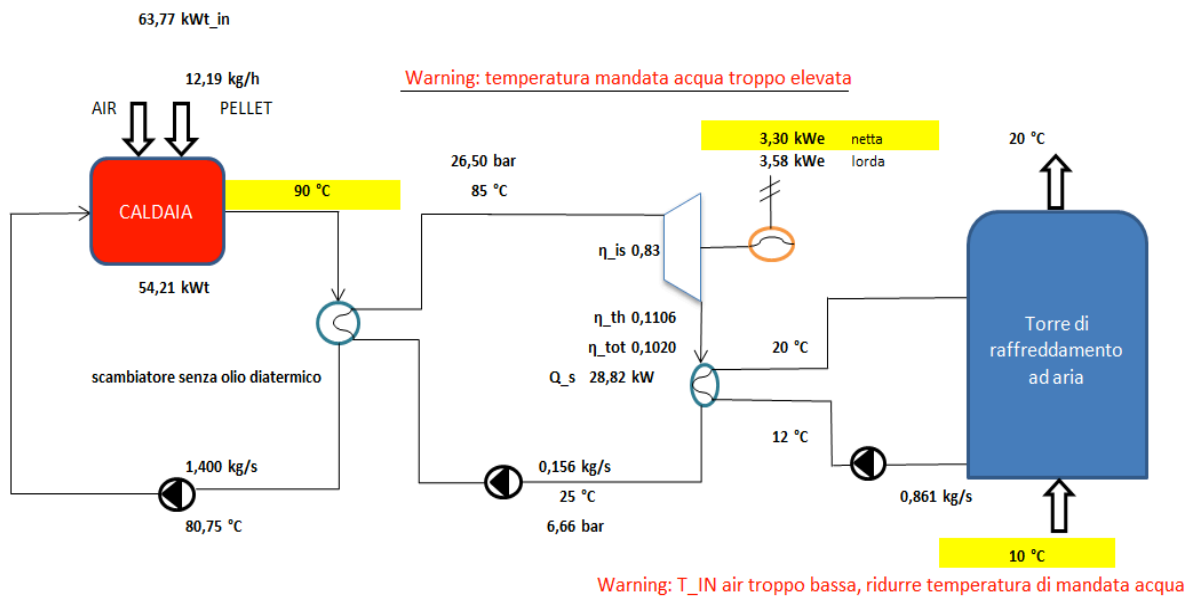


Figura 52-Graphics system, esempio Warning 1

Notiamo che sono comparsi i due “Warning” sopra citati. Il primo è strettamente legato alla temperatura della caldaia, il secondo compare poiché la potenza netta supera quella di design.

Se ipotizzassimo di essere in un clima più mite con una temperatura esterna superiore o ridurremmo la temperatura di mandata della caldaia, tale avviso scomparirebbe:

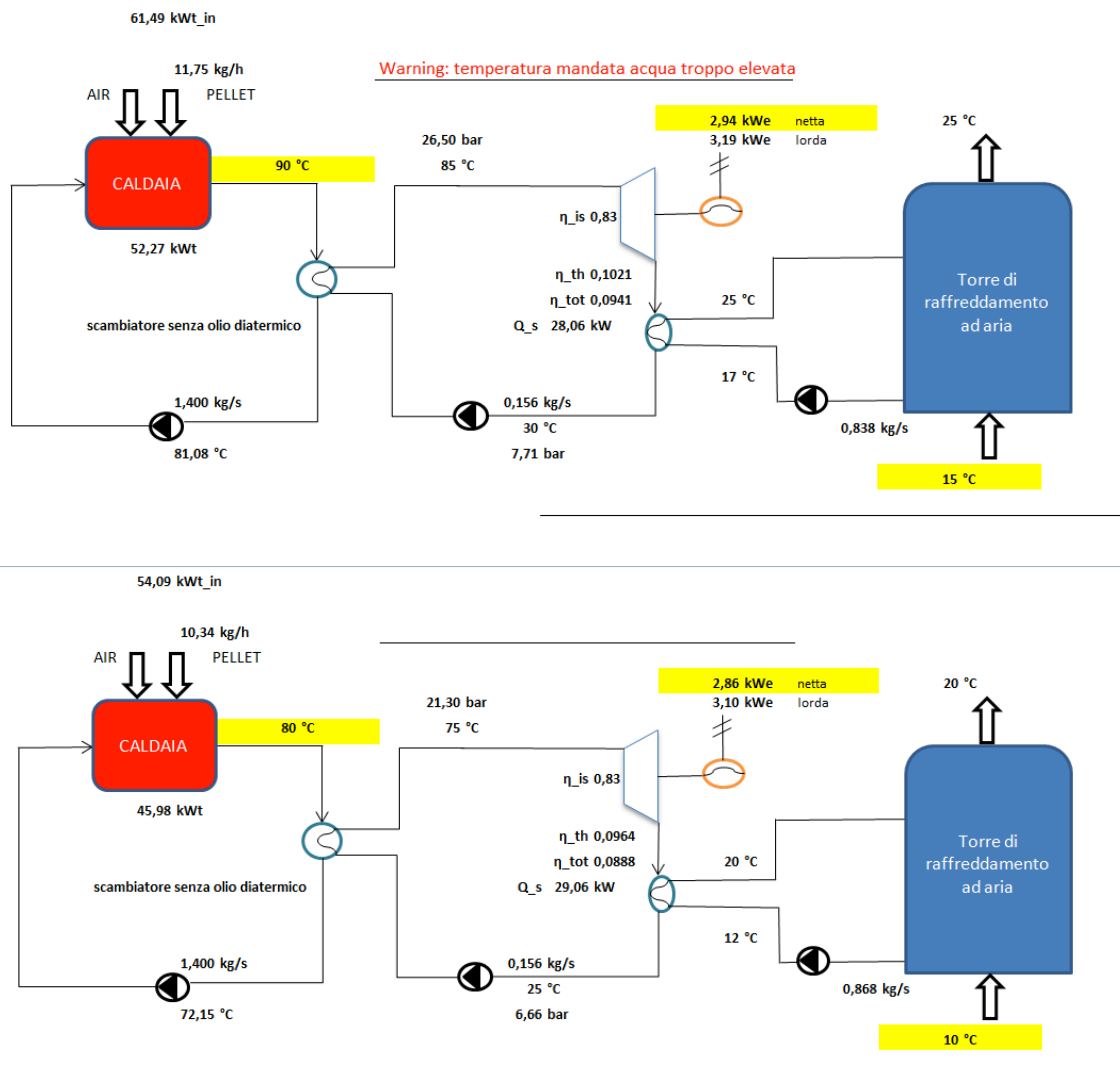


Figura 53-Graphics system, esempio Warning 2

Dopo aver spiegato brevemente come ragiona il codice di calcolo, andremo ad effettuare delle simulazioni in off-design da analizzare.

6.2.2 Verifica del codice di calcolo

Prima di passare alle simulazioni occorre verificare se il programma restituisce i valori che ci attendiamo. Dalle condizioni di design del Piglet potremmo provare a variare il rendimento isoentropico e vedere come varia la potenza e il rendimento:

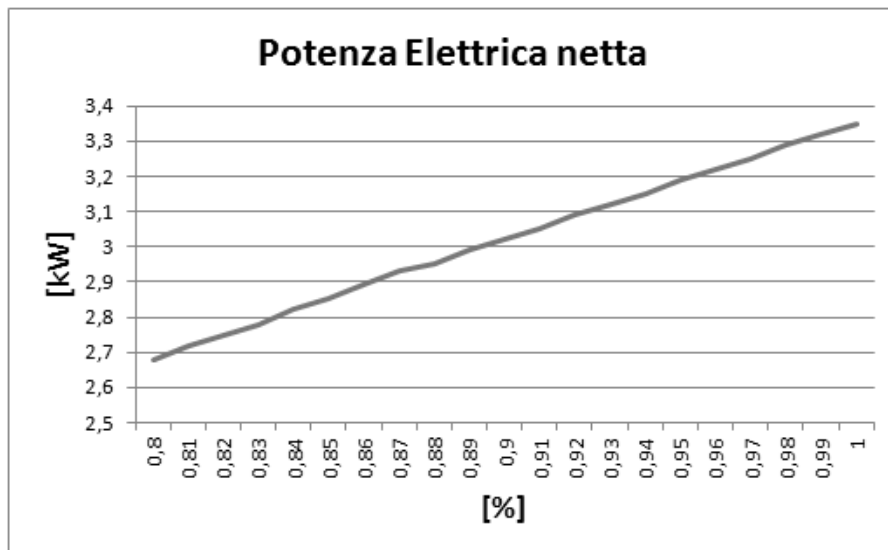


Figura 54-Variatione di potenza elettrica netta al variare del rendimento isoentropico

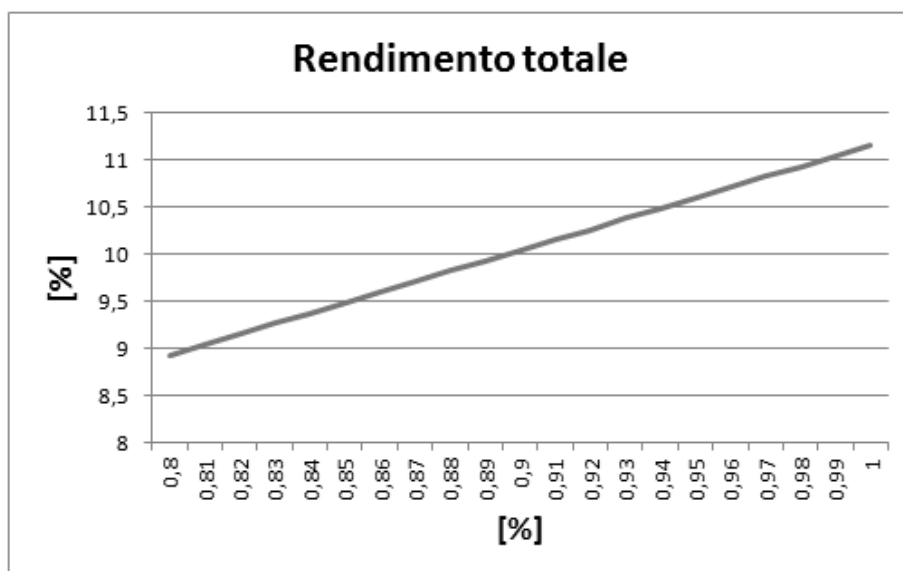


Figura 55-Variatione di rendimento totale al variare del rendimento isoentropico

Dai grafici notiamo un incremento di rendimento e potenza al crescere del rendimento isoentropico, ovviamente ciò è quello che ci attendevamo poiché la turbina sarà sempre più ideale e i valori non possono che aumentare. Un'altra prova potrebbe essere quella di variare la perdita di calore allo scambiatore tra caldaia e Piglet:

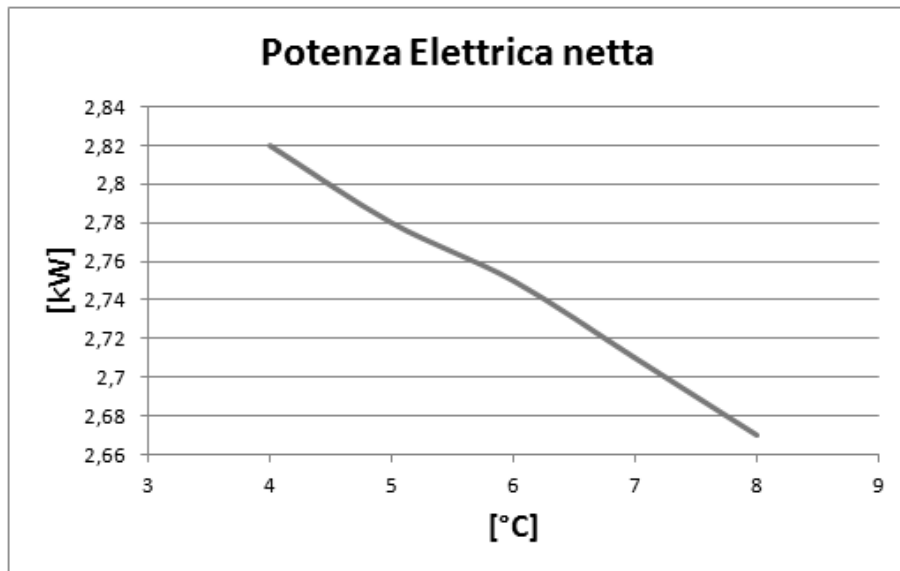


Figura 56- Variazione di potenza elettrica netta al variare della perdita di calore caldaia/Piglet

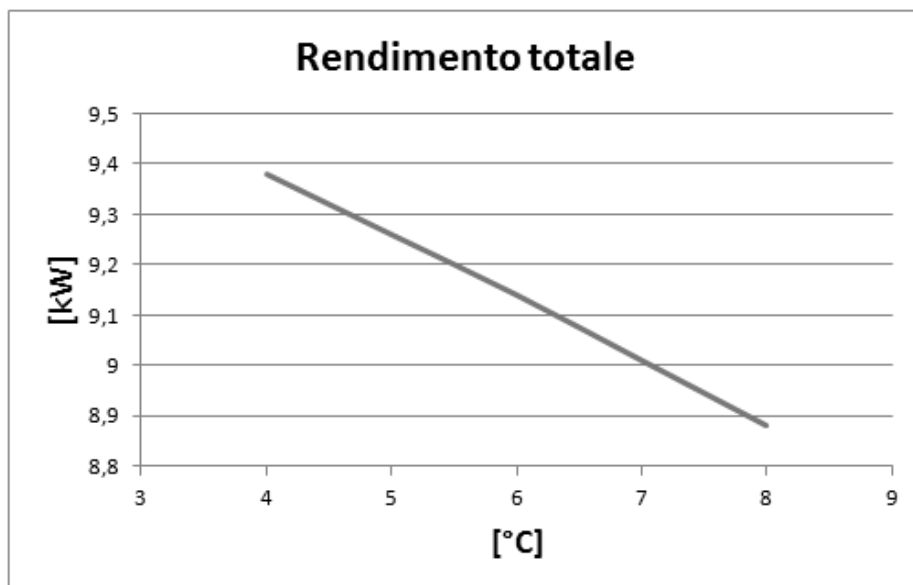


Figura 57- Variazione di rendimento totale al variare della perdita di calore caldaia/Piglet

Come giusto che sia la potenza e il rendimento diminuiscono se lo scambiatore risulta meno efficiente. Accurata la validità del codice di calcolo possiamo passare alle simulazioni dell'intero sistema.

6.3 Serie di simulazioni n.1

Immaginiamo di voler sfruttare al massimo la caldaia per ottenere la massima potenza e il massimo rendimento, siamo però in estate con temperatura esterna dell'aria pari a 35°C. I dati d'input sono:

- $T_{max} = 85^{\circ}C$;
- $T_{in_{air}} = 35^{\circ}C$.

Acquisiti gli input, il codice calcolerà tutte le variabili e restituirà:

Potenza elettrica lorda	P_{el_lorda}	kWe	1,51
Potenza elettrica netta	P_{el_netta}	kWe	1,39
Salto entalpico	W	kJ/kg	9,64
Temperatura massima ciclo	$T_{3'}$	°C	80
Temperatura di vaporizzazione	T_{vap}	°C	75
Temperatura di condensazione	T_k	°C	50
Temperatura uscita fluido scambiatore W/R134a	$T_{out_water_hot}$	°C	78,13
Pressione di vaporizzazione	P_{vap}	bar	23,79
Pressione di condensazione	P_k	bar	13,23

Temperatura uscita aria	$T_{out\,air}$	°C	45
Rendimento termodinamico	η_{ciclo}	%	5,74
Rendimento totale	η_{tot}	%	5,29
Potenza termica scaricata al condensatore	Q_s	kWt	24,73
Temperatura ingresso acqua nel condensatore	$T_{in\,water_cold}$	°C	37
Temperatura uscita acqua nel condensatore	$T_{out\,water_cold}$	°C	45
Potenza termica caldaia	Q_{th}	kWt	40,27
Potenza termica introdotta in caldaia	Q_{th_in}	kWt	47,37
Portata di pellets	\dot{m}_{pellet}	kg/h	9,054

Tabella 53-Output simulazioni n.1

Il relativo diagramma T-s:

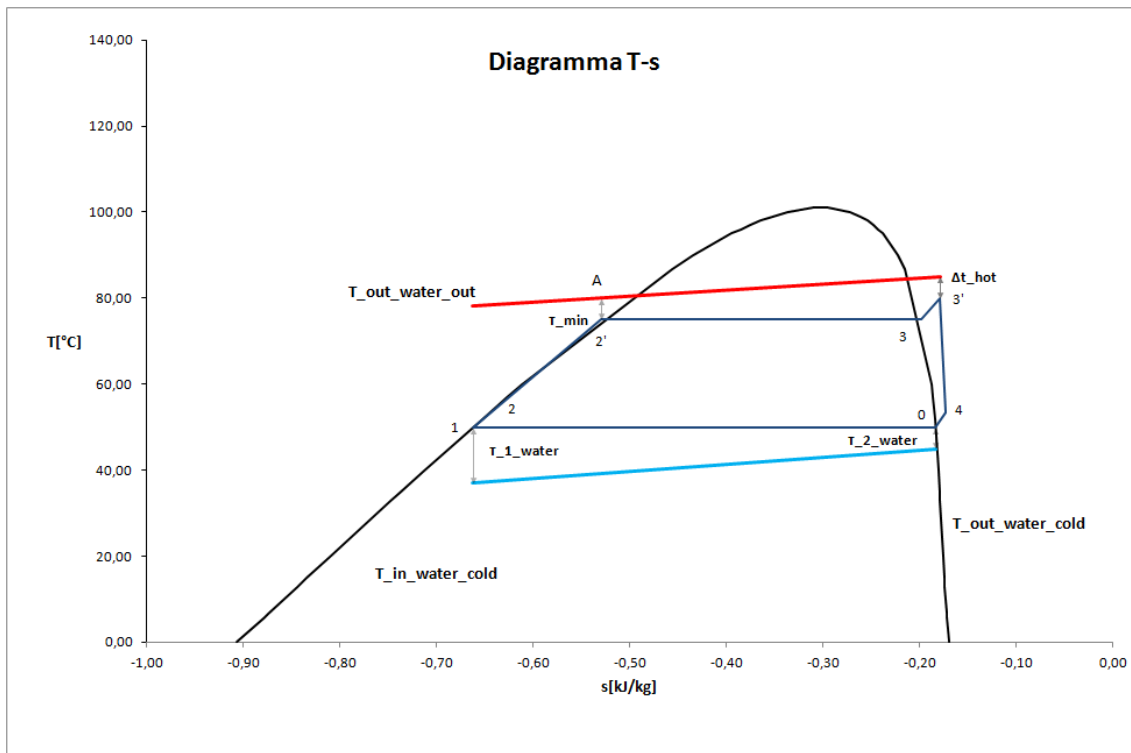


Figura 58-Diagramma T-s simulazione n.1

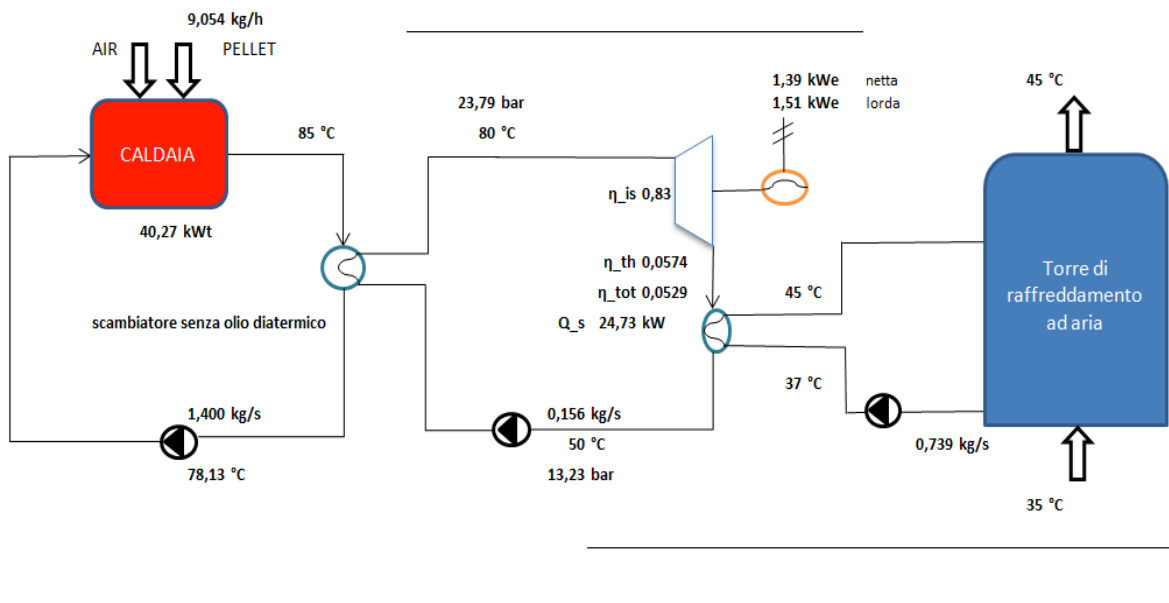


Figura 59-Graphics system simulation n.1

Dai risultati notiamo che, per quanto sfruttiamo al massimo la caldaia, la potenza elettrica è una funzione del raffreddamento, quindi della temperatura di condensazione. Purtroppo conosciamo la limitazione delle torri di raffreddamento ad aria e si può supporre che tale sistema non sarà mai usato se si vuole una produzione stabile e costante di potenza. Senza effettuare altre simulazioni è possibile immaginare come la potenza elettrica cresca passando dall'estate all'inverno:

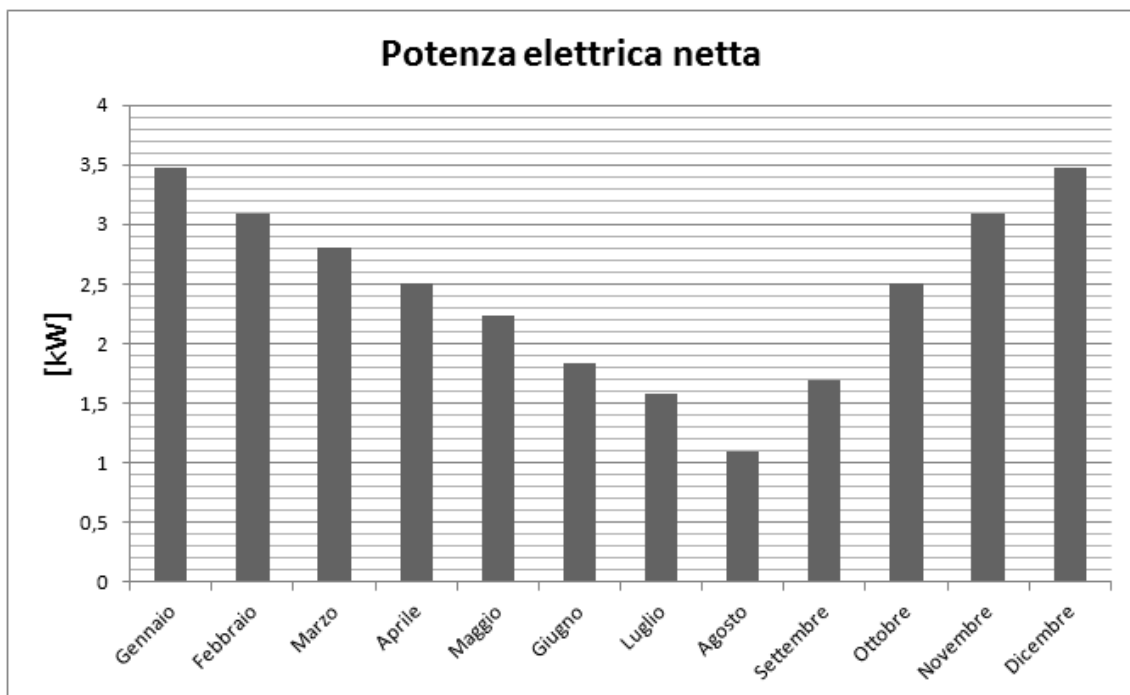


Figura 60-Variatione della potenza in funzione della stagionalità

L'ultimo grafico è stato ottenuto mantenendo costante la temperatura di mandata dell'acqua e variando la temperatura ambiente, nei mesi che vanno da novembre a febbraio, superiamo la potenza di design, in tal caso dovremmo abbassare la temperatura di mandata dell'acqua, andando però a risparmiare sul combustibile.

Analogamente il rendimento totale:

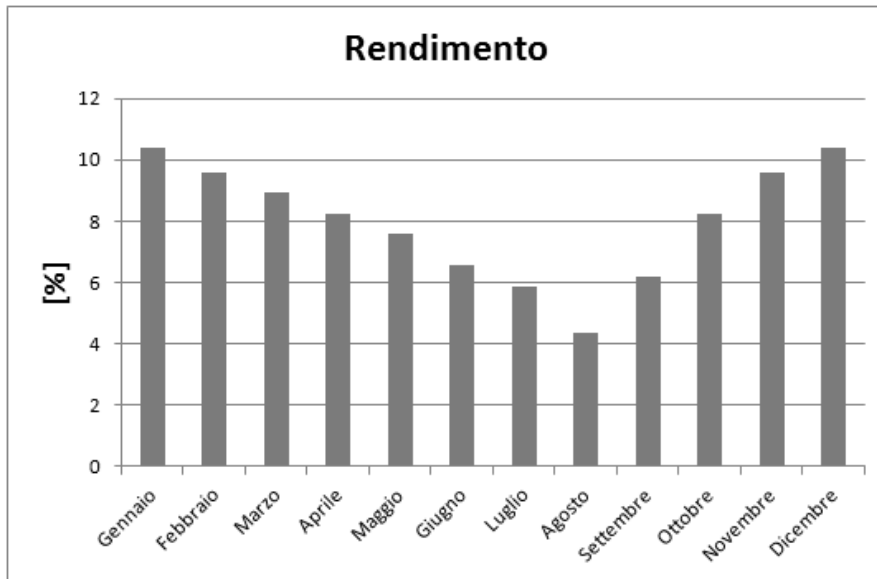


Figura 61-Variatione del rendimento in funzione della stagionalità

Le conclusioni sono le stesse del grafico precedente, quindi con un rendimento scarso nei mesi più caldi e uno più alto nei mesi più freddi.

6.4 Serie di simulazioni n.2

L'ultima serie di simulazioni mostra come variano le variabili principali al variare della temperatura di mandata, quindi al variare del consumo orario. Tali variabili sono tenute costanti:

Temperatura ingresso aria	$T_{in_{air}}$	°C	20
Temperatura di condensazione	T_k	°C	35
Temperatura ingresso acqua nel condensatore	$T_{in_{water_cold}}$	°C	22

Temperatura uscita acqua nel condensatore	$T_{outwater_cold}$	°C	30
---	----------------------	----	----

Tabella 54-Simulations n.2 - variabili costanti

I seguenti grafici ci mostrano la variazione di potenza, di rendimento e di consumo orario alla variazione di temperatura dell'acqua di mandata:

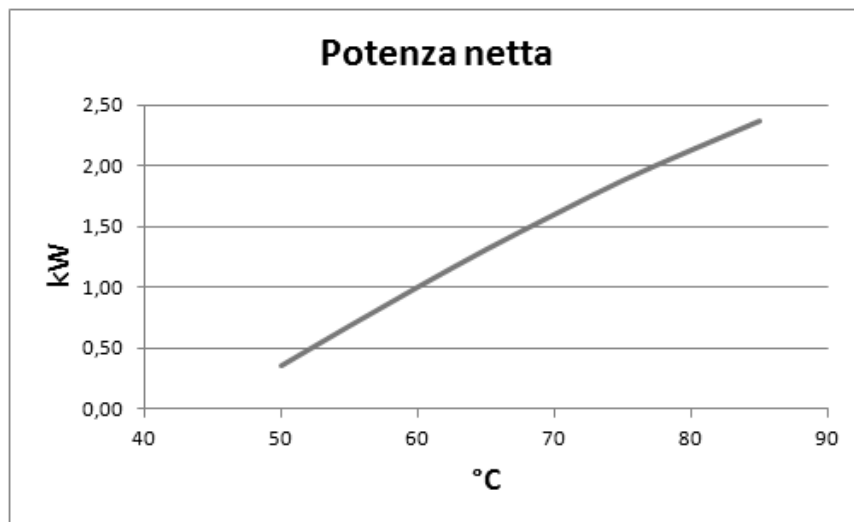


Figura 62-Variazione di potenza netta al variare della temperatura di mandata

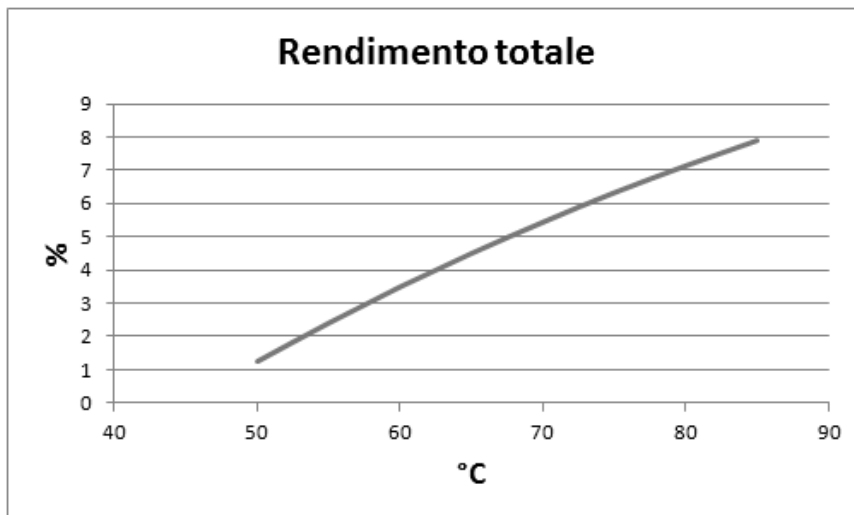


Figura 63- Variazione di rendimento totale al variare della temperatura di mandata

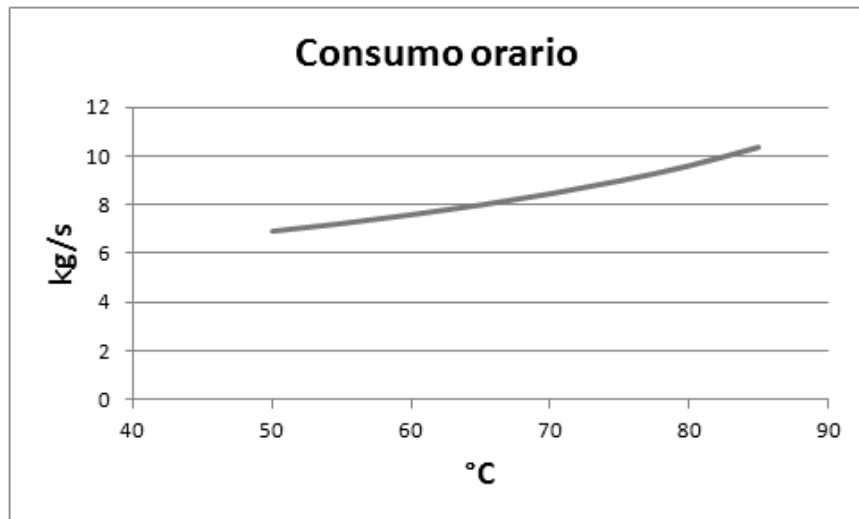


Figura 64- Variazione di consumo orario al variare della temperatura di mandata

Notiamo come la variazione di potenza e di rendimento hanno un gradiente simile, mentre la variazione di consumo specifico ha un gradiente nettamente inferiore.

Conclusioni

La tesi si è svolta in due fasi principali: la prima di analisi dei cicli Rankine a fluido organico, quindi la scelta delle parti del sistema, la seconda di assemblaggio delle parti scelte e simulazione dell'assieme.

È stata condotta un'analisi dettagliata sui vari costruttori di ORC, a livello mondiale, sono state studiate le principali caratteristiche ed applicazioni, successivamente l'attenzione è passata ai micro ORC. Con una serie di banali simulazioni sulle potenze e sui rendimenti è stata scelta la macchina delle *Newcomen*, il *Piglet*.

Abbiamo voluto affiancare al *Piglet* una caldaia a pellets, sia per economicità sia per rendere meno impegnativa la fornitura del combustibile, inoltre i pellets hanno delle esigenze di stoccaggio più semplice rispetto ad un combustibile liquido. La caldaia è stata direttamente consigliata dalla *Newcomen*, che ha individuato nella ditta *Tatano* il prodotto ideale per il *Piglet*.

Per completare l'impianto occorre scegliere un sistema di raffreddamento, siccome però il tutto andrà installato nel dipartimento del DIEM di via Terracini a pochi metri dalla strada, non possiamo permetterci una torre di raffreddamento ad umido, con i relativi problemi del pennacchio che essa comporta. Per evitare la possibile scarsa visibilità da parte degli automobilisti in via Terracini, con inevitabili richiami da parte dei vigili urbani, abbiamo pensato di smaltire il calore del condensatore con una torre di raffreddamento ad aria, evitando il problema del pennacchio. Sono stati analizzati vari cataloghi commerciali, ovviamente l'attenzione è stata posta solo alle taglie di potenza corrispondenti alle nostre esigenze. Attualmente non è stata ancora scelta la torre ad aria, ma dai cataloghi analizzati non abbiamo notato sostanziali differenze tra i vari costruttori, sarà solo da valutare la fase economica, ovviamente.

Nella seconda parte di tesi abbiamo assemblato tutte le parti del sistema, abbiamo scritto un codice di calcolo in *Excel* con l'ausilio dell'estensione *FluidpropTM* per simulare il funzionamento del banco prova. Siamo riusciti a calcolare tutte le portate in

gioco, sia della caldaia, sia del *Piglet* sia della torre di raffreddamento, in tal modo è stato possibile studiare il vero comportamento del sistema al variare di alcuni parametri. Ovviamente siccome non abbiamo ancora installato fisicamente la macchina, non siamo in grado di effettuare delle misurazioni e alcuni parametri, soprattutto inerenti agli scambiatori, sono stati ipotizzati. Una volta assodato il corretto funzionamento del codice abbiamo svolto delle simulazioni, la prima serie variando la temperatura ambiente e la seconda serie variando la temperatura di caldaia.

Siccome il sistema di raffreddamento è dipendente dalla temperatura esterna, avremo dei valori di potenza, quindi di rendimento, variabili in base ad essa. Sono state ipotizzate delle temperature medie durante il corso dell'anno e abbiamo notato che nei mesi caldi la potenza decresce drasticamente, mentre risale, superando anche quella di design nei mesi più freddi, in tal caso è consigliabile diminuire la temperatura di caldaia, in modo da risparmiare la portata di combustibile.

La seconda serie di simulazione è stata fatta variando la temperatura di mandata dell'acqua calda, mantenendo costante la temperatura ambiente. Anche in questo caso la potenza e il rendimento calano con un gradiente quasi simile, mentre il consumo orario di combustibile varia con un gradiente nettamente inferiore.

I motivi per i quali si studiano i sistemi ORC sono sostanzialmente quelli di produrre energia elettrica a basso costo, infatti è possibile installare questi impianti ogni qual volta si ha una fonte di calore di scarto, o comunque una fonte di calore a bassa temperatura in quanto per portare a vaporizzare un fluido organico non occorre una temperatura eccessiva. L'unico effetto negativo degli ORC è di non avere elevati rendimenti, riusciamo ad arrivare al massimo al 20% in impianti di grossa taglia, il tutto però sarà guadagnato poiché non bruceremo combustibile.

Bibliografia

1. Sistemi Energetici e macchine a fluido, G. Negri di Montenegro, M. Bianchi, A. Peretto: Pitagora Editrice Bologna;
2. Sistemi Energetici Complementi, M. Bianchi, F. Melino, A. Peretto: Pitagora Editrice Bologna;
3. Sistemi Energetici Impatti ambientale, M. Bianchi, A. De Pascale, A. Gambarotta, A. Peretto: Pitagora Editrice Bologna;
4. Experimental analysis of the cogenerative performance of a pem fuel cell based energy system, B. Belvedere, M. Bianchi, A. De Pascale;
5. Experimental analysis of a PEM fuel cell performance at variable load with anodic exhaust management optimization, B. Belvedere, M. Bianchi, A. Borghetti, A. De Pascale, M. Paolone, R. Vecci;
6. Manuale dell'ingegnere meccanico, Pierangelo Andreini: Hoelpi;
7. Catalogo commerciale *Enef Tech*;
8. Catalogo commerciale *Exa Energie*;
9. Catalogo commerciale *Creoenergy*;
10. Catalogo commerciale *Zuccato Energie*;
11. Catalogo commerciale *Electratherm*;
12. Catalogo commerciale *Exergy*;
13. Catalogo commerciale *GE-Energy*;
14. Catalogo commerciale *Icenova*;
15. Catalogo commerciale *Infinity Turbine*;
16. Catalogo commerciale *Ingeco-Progeco*;
17. Catalogo commerciale *Triogen*;
18. Catalogo commerciale *Turboden*;
19. Catalogo commerciale *Newcomen*;
20. Catalogo commerciale *Tatano*;
21. Catalogo commerciale *GEA*;
22. Catalogo commerciale *LU-VE*;
23. Catalogo commerciale *Luvata*;
24. Catalogo commerciale *Refrion*;
25. Catalogo commerciale *Thermokey*;
26. Catalogo commerciale *Eco S.p.A.*;
27. Catalogo commerciale *Greenhalgh*;
28. Catalogo commerciale *Rivacold*;
29. Catalogo commerciale *Ekocoil*;

30. Catalogo commerciale *Emicom*;
31. Catalogo commerciale *Stefani*;
32. Catalogo commerciale *Stulz*;
33. Catalogo commerciale *Guntner*.

Ringraziamenti

Questo lavoro di tesi conclude un percorso di studi importantissimo, fatto di scelte, impegno, sacrificio, trasformazione che in un modo o nell'altro, influenzerà il mio futuro. Fare un elenco completo di persone, luoghi e avvenimenti non sarà facile, per cui mi limiterò a qualche accenno.

Desidero ringraziare il Prof. Bianchi e il Prof. Peretto, docenti di due corsi che ho trovato più interessanti nella carriera universitaria e che hanno fatto nascere in me una passione unica per l'energia.

Ringrazio profondamente l'Ing. Melino che ha seguito da vicino e fin dall'inizio tutte le fasi della tesi, sia per la sua disponibilità, sia per la sua competenza in materia dandomi stimoli e coraggio.

Un ringraziamento caloroso va ai miei Nonni, non per le competenze tecniche o scientifiche ma per quelle competenze sulla vita, sui veri valori che mi avete insegnato, ecco se sono quello che sono lo devo a voi. L'ultimo abbraccio che forse non sono riuscito a dare va a mio Nonno Paolo, Amico, Padre, consigliere, che da lassù quotidianamente c'è e ci sarà per sempre.

Tutta la mia famiglia che mi ha dato l'opportunità di portare a termine gli studi, sia economicamente sia moralmente, aiutandomi nei momenti difficili e incoraggiandomi a lottare sempre e a portare a casa il risultato.

Gli infiniti Amici, quelli Veri, hanno dato il contributo più grande, non professionalmente ma riuscendo a farmi staccare la spina ogni qual volta ne sentivo il bisogno. Nel percorso che va da *Piazza XX Settembre* di Sant'Agata di Puglia a *Piazza Maggiore* di Bologna, e sicuramente oltre, ci sono state persone speciali che mi hanno arricchito e sono state Rocco, Luca, Leonardo, Francesco, Domenico, Ale, Pina, Serena, Valentina, Fede, Francesco, Pio, Vale, Donatella, Silvia, e tanti, tanti altri ancora.

Gli ultimi ringraziamenti vanno a tutte quelle persone che non hanno mai creduto in me, professori, parenti, amici, ebbene, siccome la vita è una sfida continua, altrimenti non sarebbe così divertente, ho sfidato tutte queste persone, e oggi, ho vinto.