

FMRGroup @ DMA-URLS

## *Cicli Rankine a fluido organico*

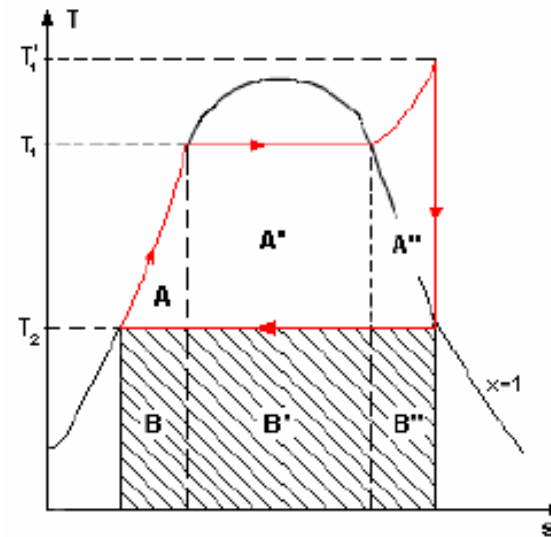
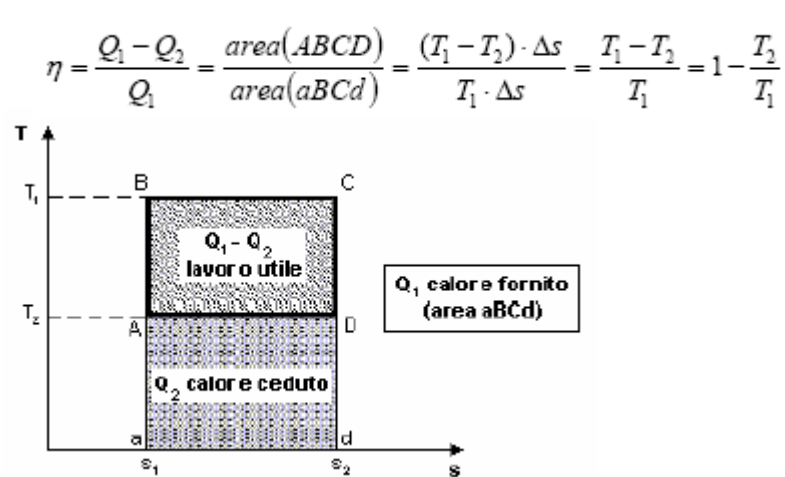
**Alessandro Corsini**

*Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale*

*Università di Roma "La Sapienza"*

e.mail: [alessandro.corsini@uniroma1.it](mailto:alessandro.corsini@uniroma1.it)

## Cicli termodinamici e circuito elementare



Il rendimento teorico del ciclo di Carnot per un impianto con turbina a vapore che utilizza vapore surriscaldato a 540°C e acqua di raffreddamento a 20°C sarà:

$$\eta = \frac{(540 + 273) - (20 + 273)}{540 + 273} \cong 64\%$$

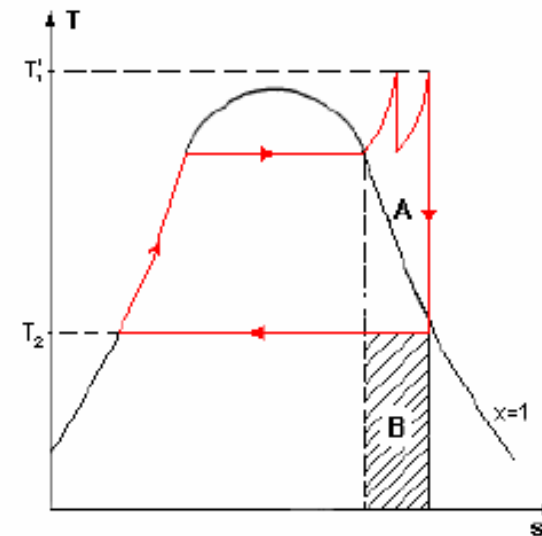
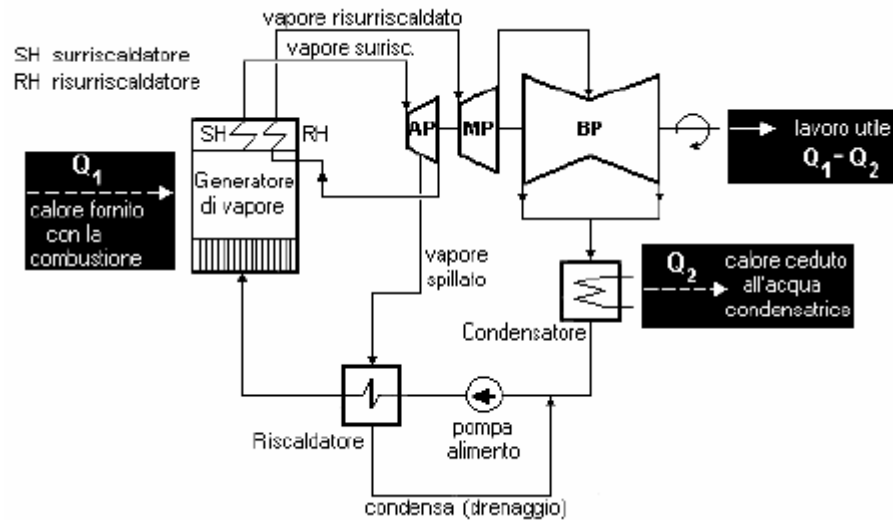
Mentre quello del ciclo di Carnot per un motore Diesel con temperatura di combustione di 1500°C e gas di scarico a 600°C sarà:

$$\eta = \frac{(1500 + 273) - (600 + 273)}{1500 + 273} = \frac{900}{1773} \cong 51\%$$

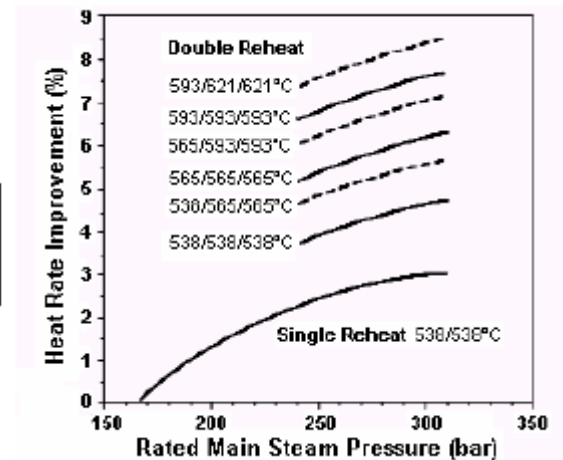
I rendimenti reali sono notevolmente minori, sia per lo scostamento dei cicli effettivi da quello di Carnot, sia per le numerose cause di perdita di energia che si hanno nei vari elementi degli impianti.

## Cicli termodinamici e tecniche di miglioramento del rendimento

### Surriscaldamenti ripetuti

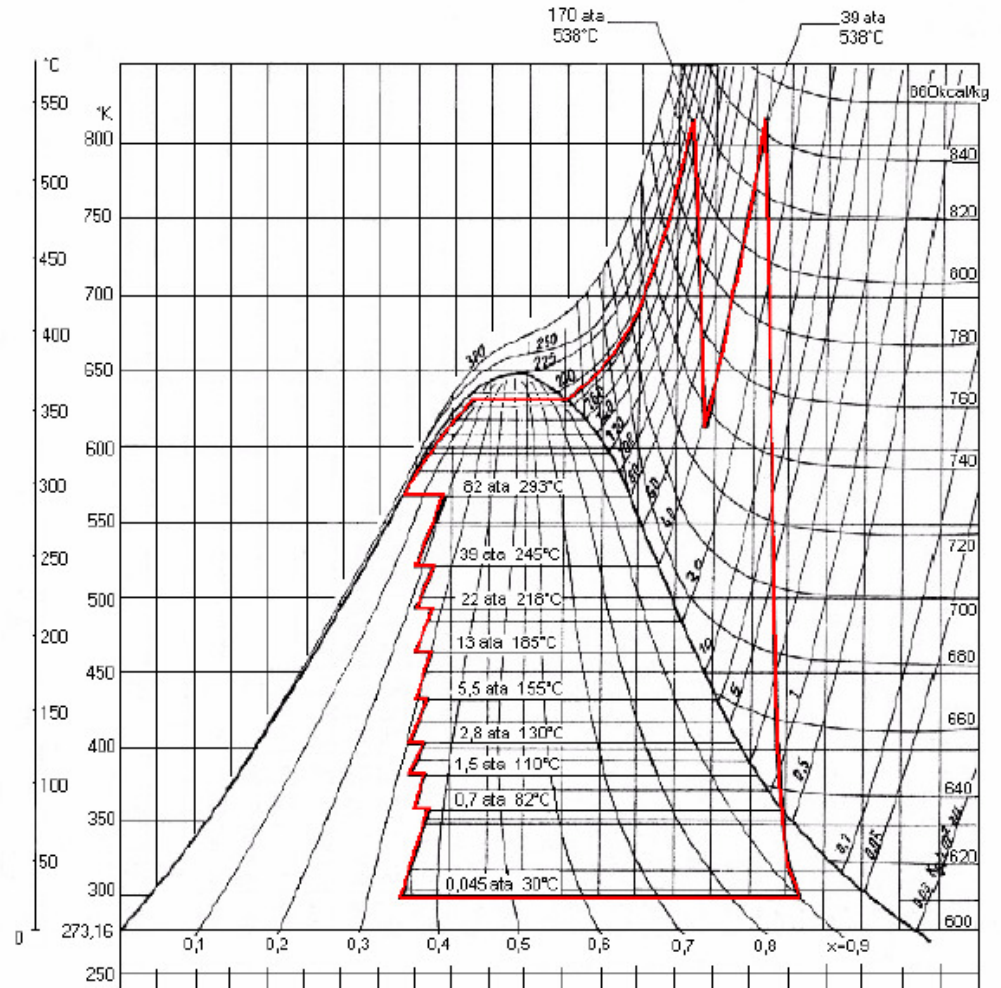
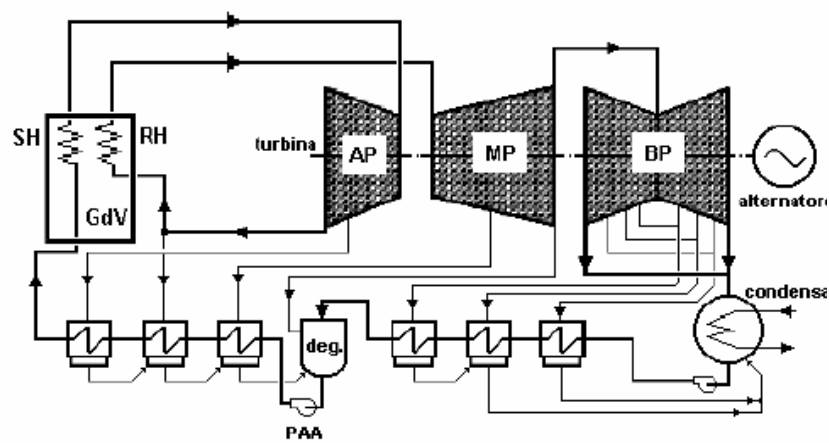


Potenza	Pressione vapore SH uscita caldaia	Temperatura vapore SH	Temperatura vapore RH
320 MW	178 bar	538°C	538°C
660 MW	258 bar	538°C	538°C

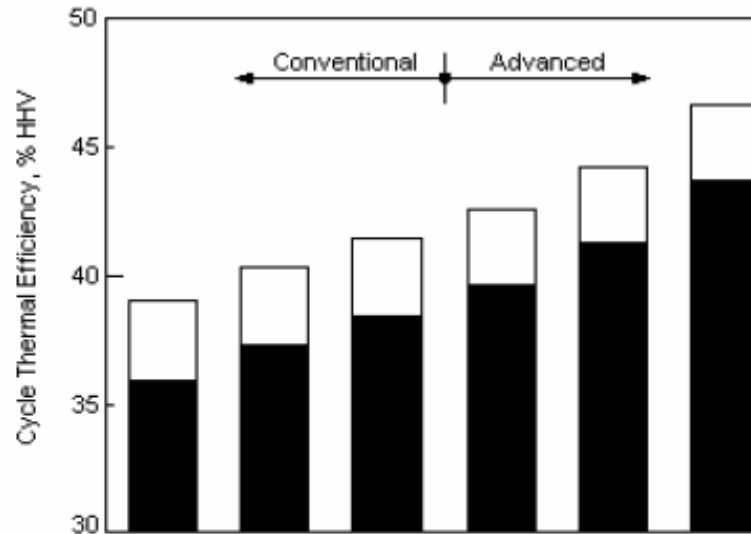


# Cicli termodinamici e tecniche di miglioramento del rendimento

## Rigenerazione a spillamenti



## Centrali termoelettriche a vapore, linee evolutive (i)



Pressure, psi	2400	3500	3500	4500	4500	6000
SH Temp. °F	1000	1000	1000	1000	1100	1200
RH Temp. °F	1000	1000	1025	1025	1050	1100
2RH Temp. °F	—	—	1050	1050	1050	1100
Pressure, bar	166	241	241	310	310	414
SH Temp. °C	538	538	538	538	593	649
RH Temp. °C	538	538	552	552	566	593
2RH Temp. °C	—	—	566	566	566	593

I cicli a 166 bar/538°C/538°C (pressione subcritica con semplice risurriscaldamento) e a 241 bar/538°C/538°C (pressione supercritica con semplice risurriscaldamento) sono attualmente molto diffusi e sono caratterizzati da ampia disponibilità ed affidabilità.

Il progetto del ciclo ipercritico a doppio risurriscaldamento 310 bar/538°C/552°C/566°C è oggi considerato realizzabile se il maggior impegno economico viene compensato dall'aumento dell'efficienza.

I cicli operanti a pressioni superiori a 4000 psi (276 bar) e a temperature maggiori di 1025°F (552°C) sono detti *ultrasupercritici*.

Le unità ultrasupercritiche in genere sono dotate di caldaie ad attraversamento forzato e doppio risurriscaldamento.

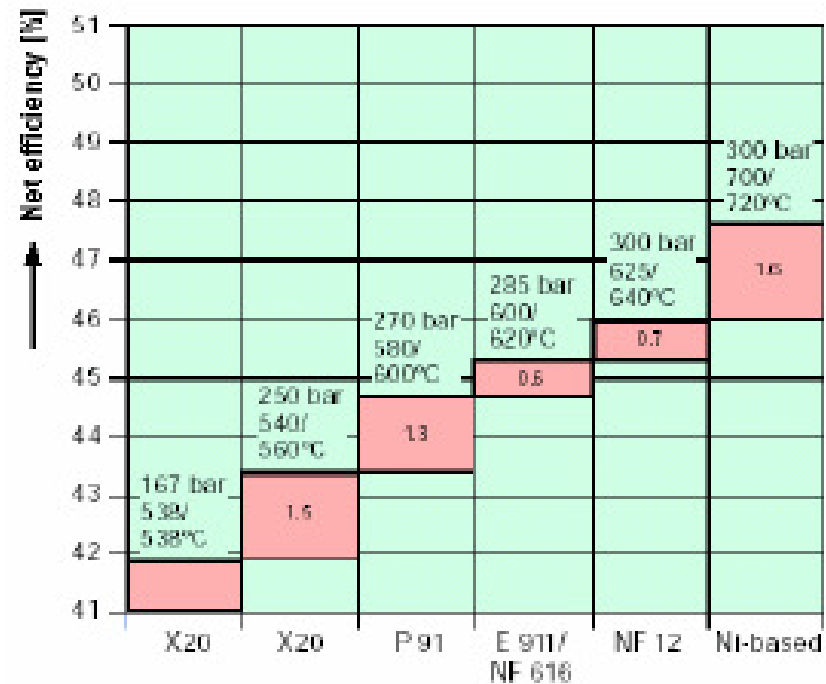
La tecnologia per la produzione di energia elettrica mediante cicli a vapore è rimasta praticamente bloccata per molti anni al limite tradizionale dei 1000°F (538°C) di temperatura del vapore surriscaldato e risurriscaldato, principalmente per i limiti imposti dall'utilizzo di acciai ferritici basso-legati.

## Centrali termoelettriche a vapore, linee evolutive (ii)

Gli sviluppi in corso riguardano essenzialmente tre classi di acciai:

- gli acciai ferritici, in grado di operare fino a 620-630°C,
- gli acciai austenitici, per componenti eserciti tra 650 e 670°C,
- le leghe di nichel, per impieghi oltre 700°C.

Further development of materials



## Valorizzazione dell'energia termica a *bassa entalpia*

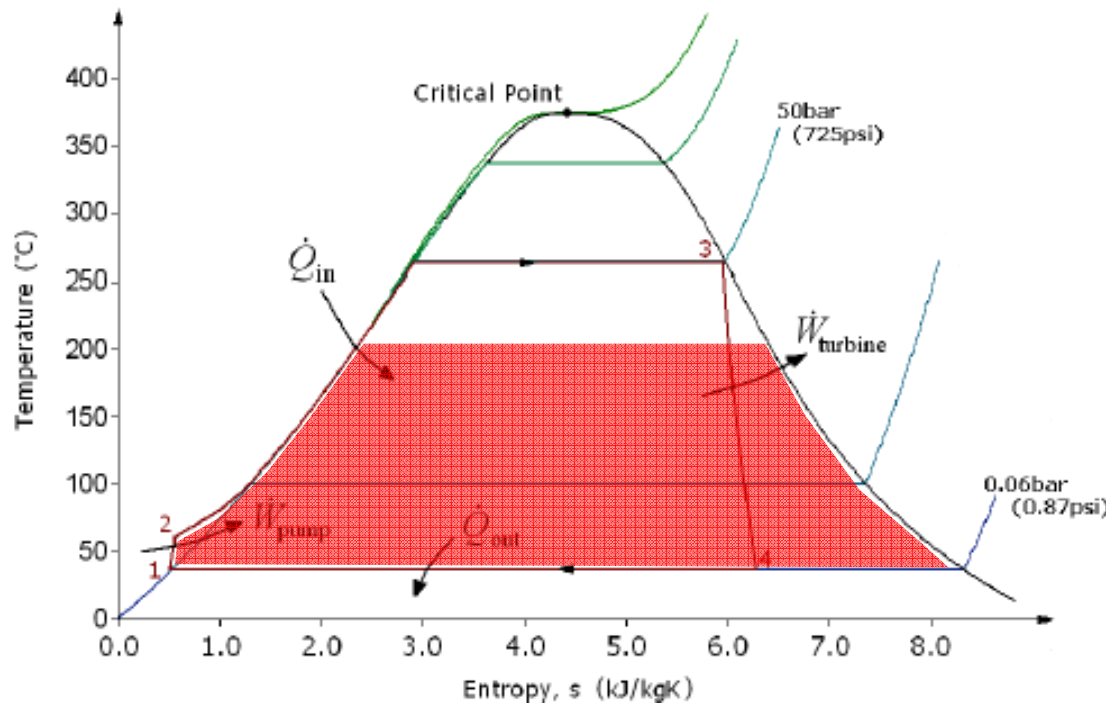


Diagramma T-s di un tipico ciclo Rankine per l'acqua.

Temperature delle sorgenti superiori inferiori a quelle prodotte da una *fiamma*

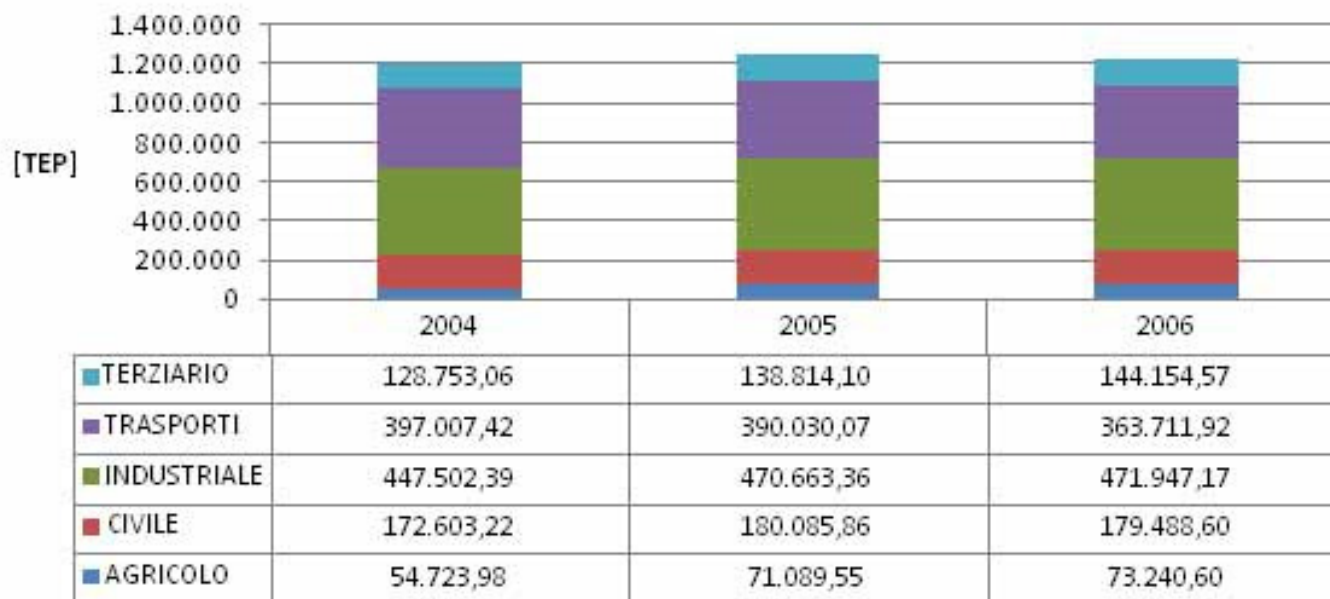
*Capacità termica* della sorgente superiore bassa

Processo di recupero a *pressione costante*

## Valorizzazione dell'energia termica a *bassa entalpia*

### Motivazione per la scelta del contesto industriale

L'industria è il settore che impiega le maggiori risorse energetiche.



Evoluzione e disaggregazione dei consumi energetici per macrosettore di utilizzo nella provincia di Latina (Fonte: Studio per la Pianificazione Energetico-Ambientale della Provincia di Latina).

Le attività di efficienza energetica sono classificabili in:

- uso razionale dell'energia;
- sostituzione parziale o totale delle fonti energetiche fossili con altre di natura rinnovabile; e
- recupero dell'energia.



## Valorizzazione dell'energia termica a *bassa entalpia*

### Contesto nazionale di riferimento

Industria 2015 ha portato alla definizione del **Piano di Innovazione Industriale Efficienza Energetica** (PII Efficienza Energetica), presentato al Ministero dello Sviluppo Economico nel dicembre '07 .

L'obiettivo è il rilancio della competitività del sistema industriale italiano realizzando un risparmio di energia nei processi produttivi e negli usi finali e sfruttando le fonti energetiche rinnovabili.

Il PII efficienza energetica individua le seguenti azioni:

- investimenti industriali nel settore delle **fonti rinnovabili** di energia, e.g. collettori solari per ACS, piccole centrali elettriche cogenerative alimentate a biomasse, stoccaggio e utilizzo di idrogeno, &c;
- investimenti per la **riqualificazione** dei comparti industriali esistenti verso nuovi prodotti a basso impatto ambientale e capaci di far risparmiare energia, e.g. mattoni ad alto isolamento termico, elettrodomestici di classe A+, vetri che riducono le emissioni termiche, &c;
- investimenti industriali di **innovazione** dei processi produttivi per la riduzione dell'intensità energetica delle lavorazioni, e.g. motori con inverter, tecniche di riutilizzo del calore di scarto all'interno dei processi produttivi, &c.

## Valorizzazione dell'energia termica a *bassa entalpia*

### Efficienza energetica nelle industrie

Una valida iniziativa per il miglioramento dell'efficienza energetica nelle industrie è il recupero dei cascami termici, ovvero del calore di scarto che può provenire da:

- impianti di potenza convenzionali;
- calore di scarto di impianto con turbine a gas; o
- calore residuo di processi industriali.

I cascami termici presentano temperature variabili tra 60 e 200 °C.

Tuttavia sono realizzabili anche impianti dedicati alla produzione di energia elettrica con sfruttamento di “basse” temperature da sorgenti solari, sorgenti geotermiche e il calore derivante dall'utilizzo di biocombustibili (biogas, biomassa).

Disponendo di una sorgente termica a basso contenuto entalpico si ricorre al recupero energetico per mezzo di **Cicli Rankine Organici** (Organic Rankine Cycle, ORC) che sfruttano come fluido di lavoro un fluido organico in vece di acqua come nei cicli Rankine tradizionali.

## Tipologia di sorgenti termiche a *bassa temperatura*

Hot Liquids to Power*			
Output kW (60Hz)	Heat Input (Btu/hr)	Minimum Wast Heat Temp (°F/°C)	Flow Rate (gpm)
30	1,000,000	200°F 93 °C	100
50	1,900,000	200°F	200
100	5,000,000	200°F	500
500	22,500,000	200°F	2,000

### Sorgenti

*MCI potenza*

*Geotermia*

*Biomasse*

*Cascami termici industriali*

## Tipologia di sorgenti termiche a *bassa temperatura*

Hot Liquids to Power*			
Output kW (60Hz)	Heat Input (Btu/hr)	Minimum Wast Heat Temp (°F)	Flow Rate (gpm)
30	1,000,000	200°F <b>93 °C</b>	100
50	1,900,000	200°F	200
100	5,000,000	200°F	500
500	22,500,000	200°F	2,000

### Sorgenti

*MCI potenza*  
*Geotermia*  
*Biomasse*  
*Cascami termici industriali*

Hot Gases to Power*							
Exhaust Temp °F - Exhaust Flow = CFM							
Output kW (60HZ)	400°F	500°F	600°F	700°F	800°F	900°F	1000°F
20	7,038	4,392	3,159	2,580	2,274	2,112	1,961
40	13,715	8,622	6,228	5,063	4,495	4,110	3,860
100	33,133	20,427	14,814	12,122	10,788	9,817	9,069
500	158,123	99,193	71,490	57,933	51,588	47,032	43,505
1000	302,675	190,732	138,042	112,021	99,732	90,981	85,110
1500	444,304	277,999	200,101	162,252	144,839	132,134	122,180
	<b>204°C</b>	<b>260°C</b>	<b>316°C</b>	<b>370°C</b>	<b>426°C</b>	<b>480°C</b>	<b>538°C</b>

### Sorgenti

*micro-TG*  
*Gas di fonderia*  
*Cascami termici industriali*

## Ciclo Rankine a fluido organico, *definizioni*

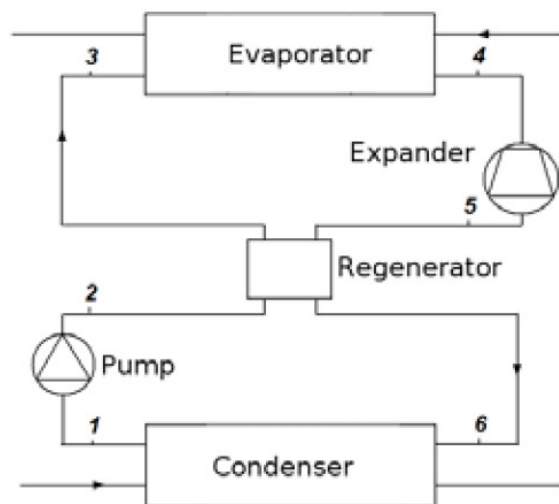
Author(s)	Application	Cond. Temp.	Evap. Temp.	Considered fluids	Recommended fluids (in terms of efficiency and/or power)
Saleh et al.	Geothermal	30 °C	100 °C	alkanes, fluorinated alkanes, ethers and fluorinated ethers	RE134, RE245, R600, R245fa, R245ca, R601
Maizza and Maizza (2001)	n/a	35 – 60 °C	80-110	Unconventional working fluids	R123, R124
Liu et al. (2004)	Waste heat recovery	30 °C	150 – 200 °C	R123, iso-pentane, HFE7100, Benzene, Toluene, p-xylene	Benzene, Toluene, R123
El Chammas and Clodic (2005)	ICE	55 °C (100 °C for water)	60 - 150 °C (150 – 260 °C for water)	Water, R123, isopentane, R245ca, R245fa, butane, isobutene and R-152a	Water, R245-ca and isopentane
Drescher and Bruggemann (2007)	Biomass CHP	90 °C *	250 - 350 °C*	ButylBenzene, Propylbenzene, Ethylbenzene, Toluene, OMTS	AlkylBenzenes
Hettiarachchia et al. (2007)	Geothermal	30 °C*	70 – 90 °C	Ammonia, n-Pentane, R123, PF5050	Ammonia
Lemort et al. (2007)	Waste heat recovery	35 °C	60 – 100 °C	R245fa, R123, R134a, n-pentane	R123, n-pentane
Hettiarachchia et al. (2007)	Geothermal	30 °C*	70 – 90 °C	Ammonia, n-Pentane, R123, PF5050	Ammonia
Lemort et al. (2007)	Waste heat recovery	35 °C	60 – 100 °C	R245fa, R123, R134a, n-pentane	R123, n-pentane
Borsukiewicz-Gozdur and Nowak (2007)	Geothermal	25 °C	80 – 115 °C	propylene, R227ea, RC318, R236fa, ibutane, R245fa	Propylene, R227ea, R245fa
Fankam et al. (2009)	Solar	35 °C	60 – 100 °C	Refrigerants	R152a, R600, R290

\* Max/min temperature of the heat source/sink instead of evaporating or condensing temperature

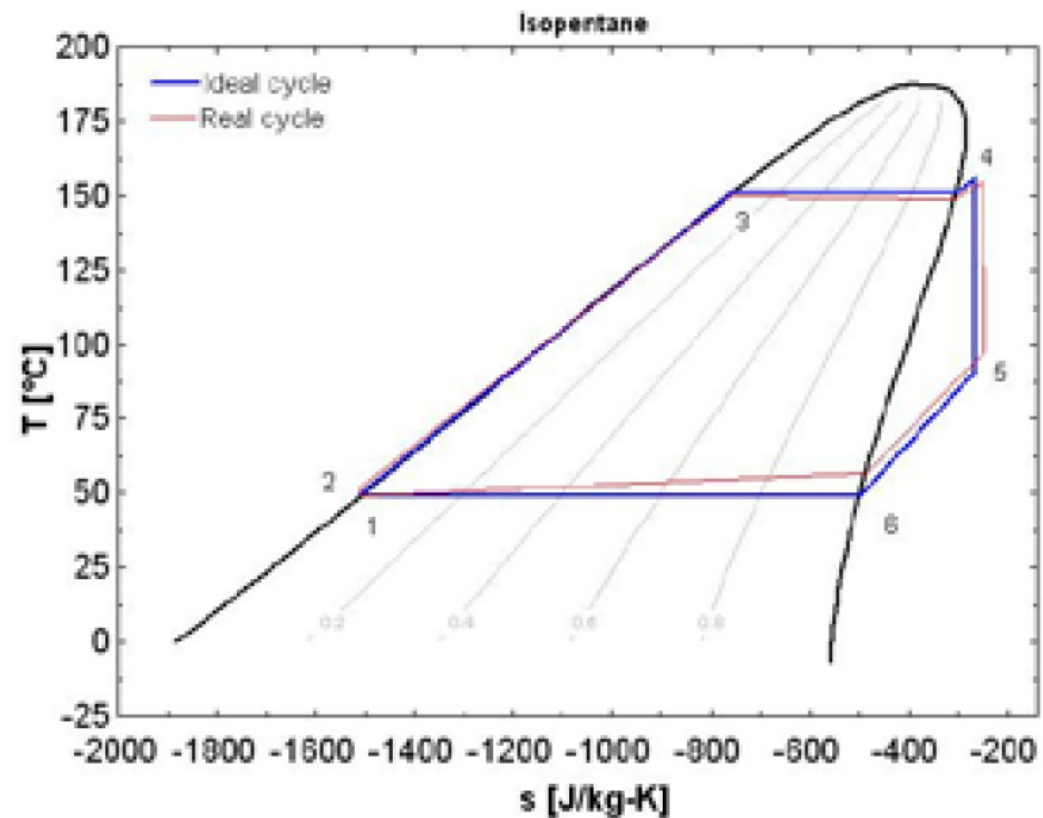
È caratterizzato dall'utilizzo, in sostituzione dell'acqua, di un **fluido organico**. I fluido organici presentano, rispetto all'acqua, un **elevato valore della massa molecolare** e una **bassa temperatura critica**

L'utilizzo dei fluidi organici permette il recupero termico da sorgenti a bassa temperatura che non permetterebbero l'utilizzo di acqua come fluido di lavoro per via della limitata temperatura di evaporazione.

## Ciclo Rankine a fluido organico, *configurazione elementare*



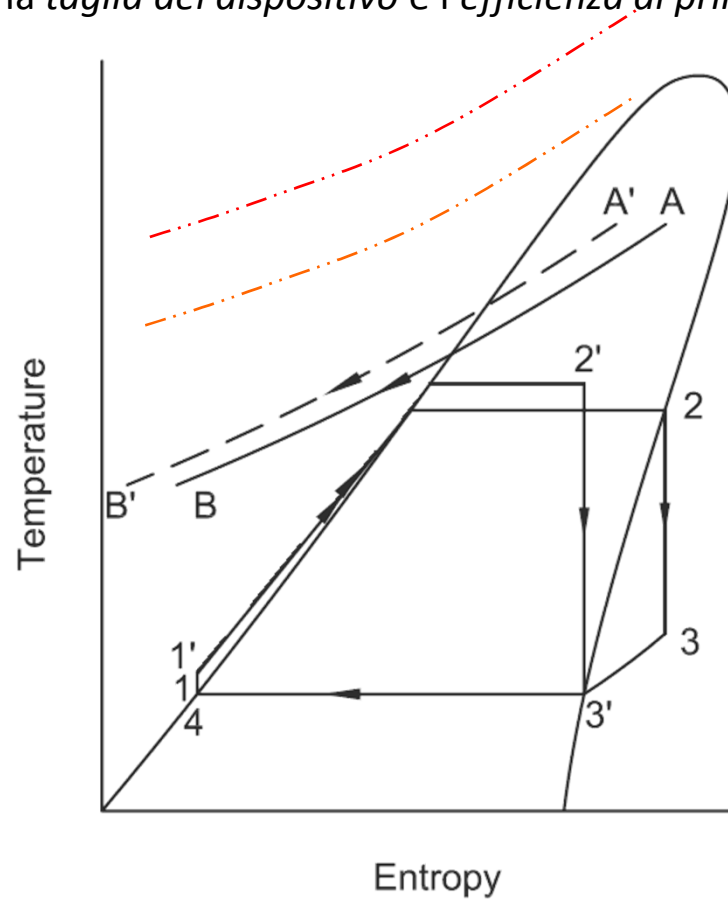
Configurazione rigenerativa per il fluido Isopentano.



## Ciclo Rankine Organico, *classificazione*

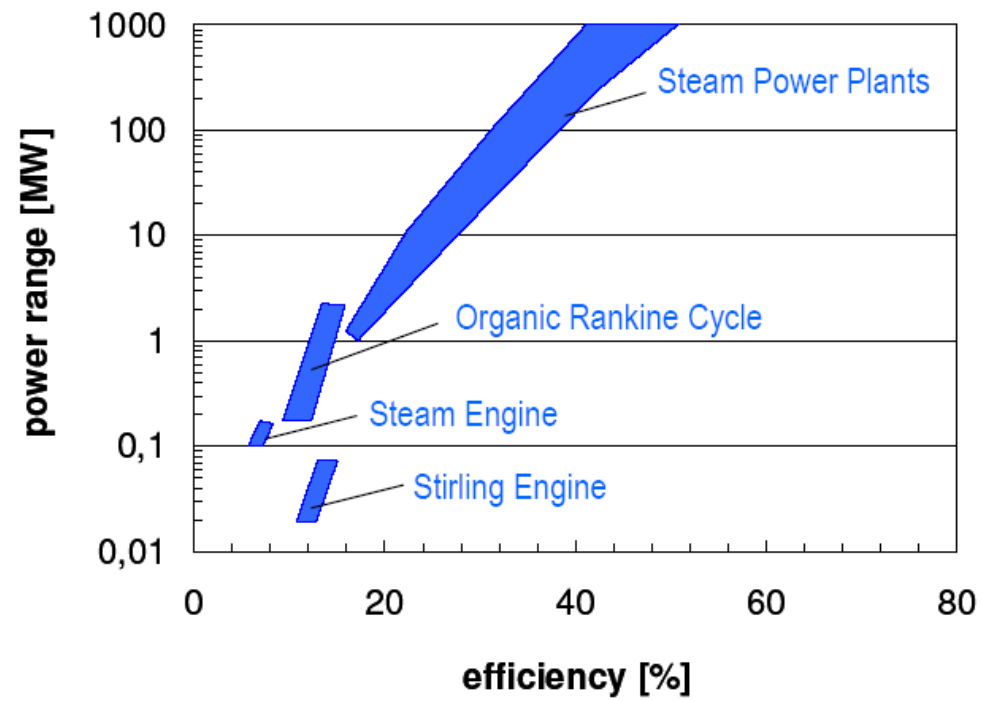
La classificazione del dispositivo di potenza ORC dipende, in sostanza, dalla qualità entalpica della sorgente termica superiore

Da questa dipende, infatti, la *taglia del dispositivo* e l'*efficienza di primo principio*



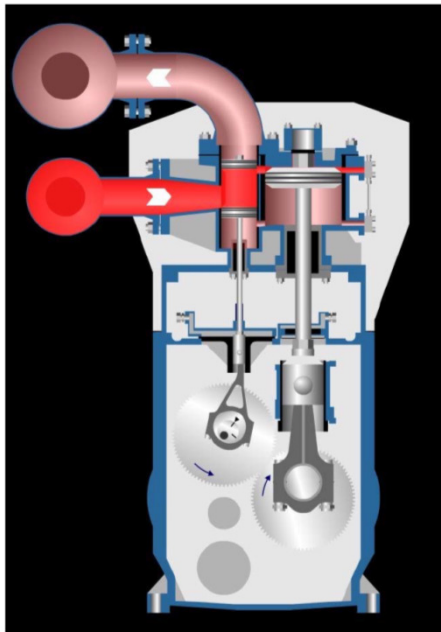
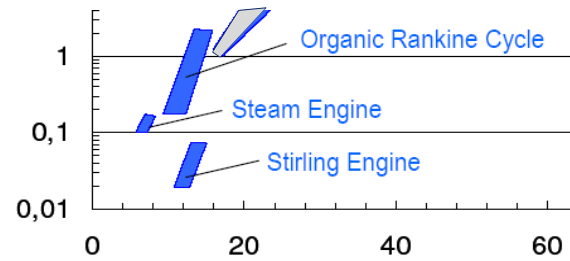
## Tecnologie motrici a vapore

Power range and efficiency of common power machines for external combustion

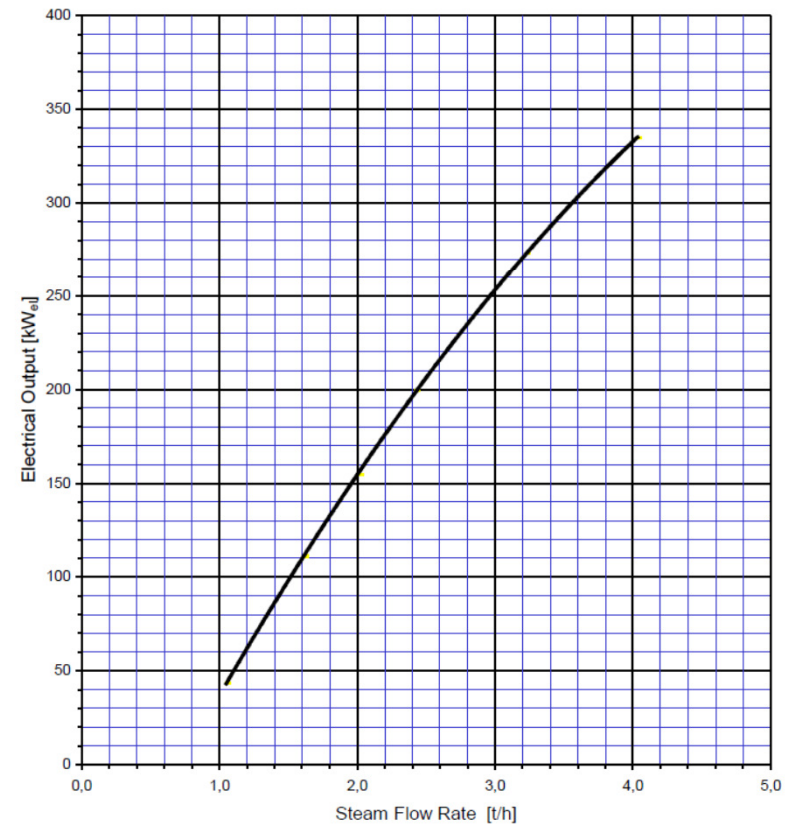




## Tecnologie motrici a vapore (ii)

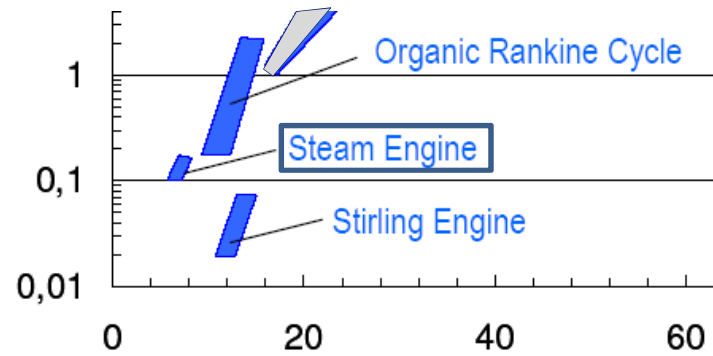


Engine Type:		1/ 1-H12 TS
Number of Expansion Stages:		2
Number of Cylinders:		2
Speed:	[rpm]	1000
Generator Rating:	[kVA]	420
Voltage:	[V]	400
Frequency:	[Hz]	50
Boiler (Exit):	[barg] / [°C]	25,0/ 265
Inlet - Engine:	[barg] / [°C]	24,0/ 260
Outlet - Engine:	[barg]	0,5



Power Output	up to ~ 1.200 kW
Steam Flow Rates	up to ~ 40 t/h
Live Steam Pressures	~ 6 to 60 bar
Back Pressures	up to ~ 15 bar

## Tecnologie motrici a vapore (ii)



El. Output: 514 kWel  
Live Steam Data: 11 t/h / 8 bar / Saturated  
Steam Outlet Pressure: 0,5 barg



**Bio Sludge Incineration  
Plant  
(Netherlands)**

**Exhaust Steam  
Utilization for Boiler  
Feed Water Preheating  
and Space Heating**

## Tecnologie motrici a vapore (ii)

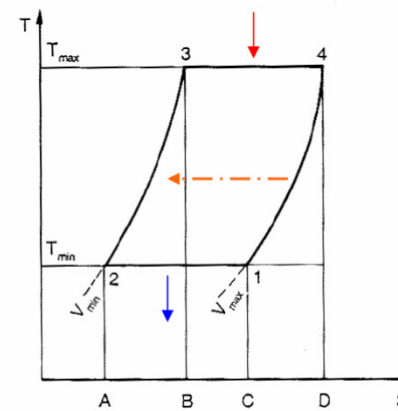
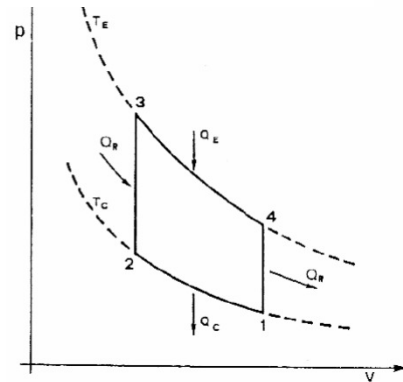
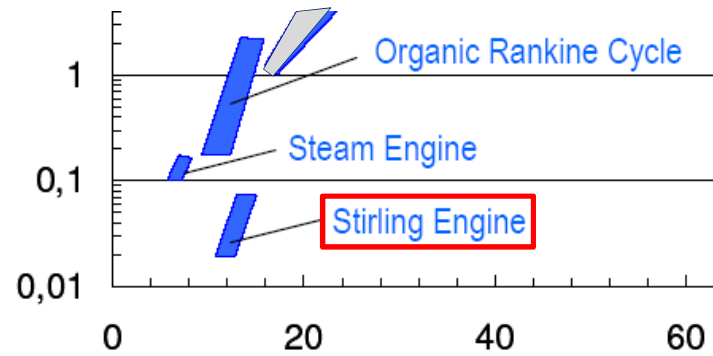
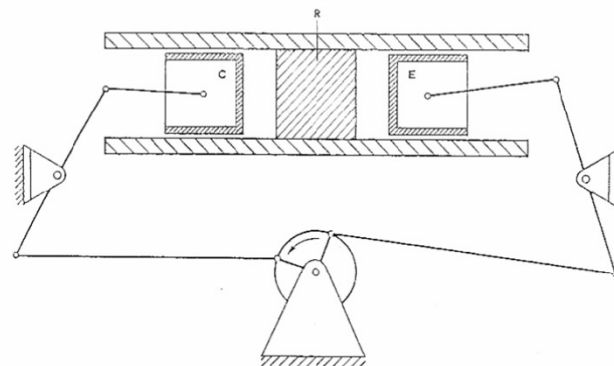


Fig. 3 Ciclo termodinamico ideale di Stirling a) piano di Clapeyron, b) piano entropico



Architettura della macchina di Stirling nello schema scelto per l'esposizione:

C = stantuffo di compressione,

E = stantuffo di espansione,

R = rigeneratore.

Lo spazio di lavoro è interposto tra i due stantuffi ed è parzialmente occupato dal rigeneratore; la porzione alla destra del rigeneratore è il volume di espansione, quella alla sinistra è il volume di compressione.

## Tecnologie motrici a vapore (ii)

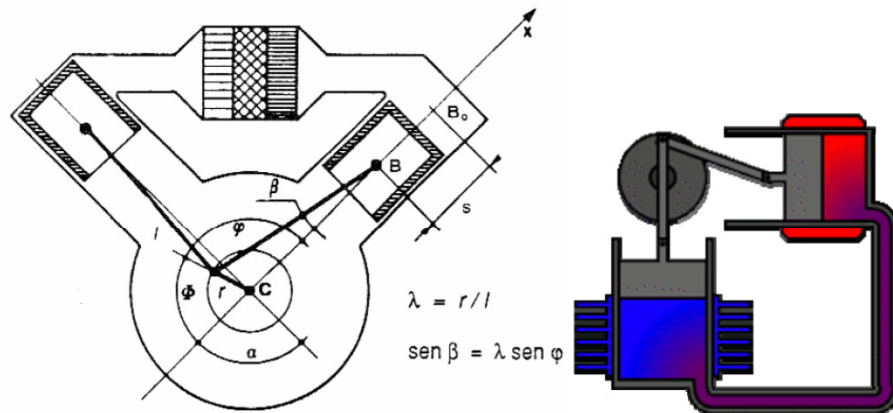
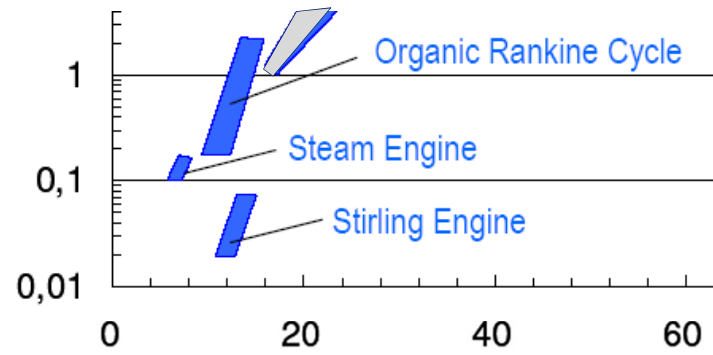


Fig. 16 Motore Stirling in configurazione *alfa*

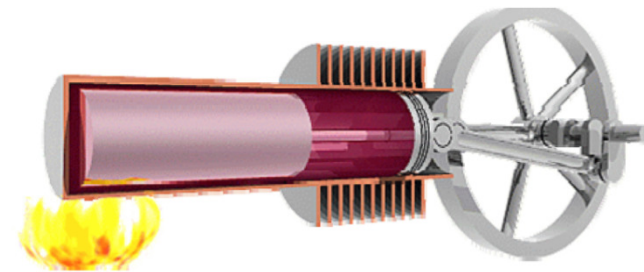


Fig. 17 Motore Stirling in configurazione *beta*

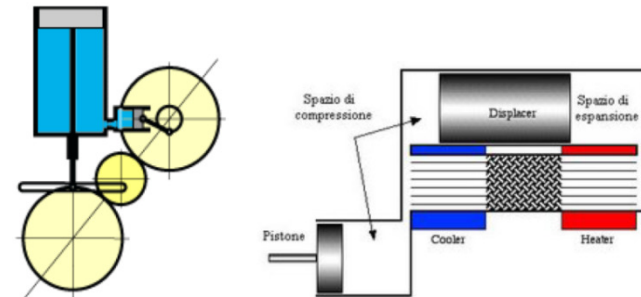


Fig. 18 Motore Stirling in configurazione *gamma*

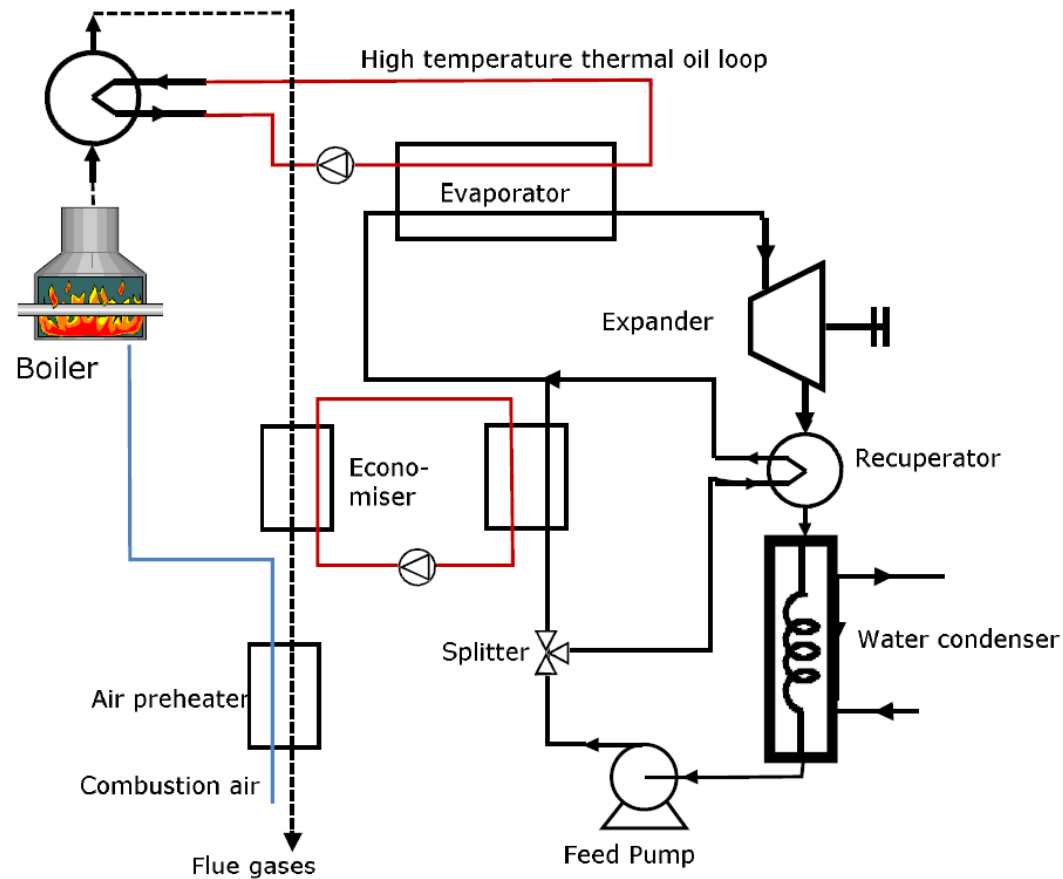
## Ciclo Rankine Organico, *applicazioni*



## Impianti cogenerativi a biomasse

La biomassa (di origine legnose) è utilizzata come bio-combustibile a basso PCI

*taglia tipica degli impianti è inferiore ad 1 MWe ovvero intorno a 3 – 4 MWth in caldaia*



## Impianti cogenerativi a biomasse

La biomassa (di origine legnose) è utilizzata come bio-combustibile a basso PCI

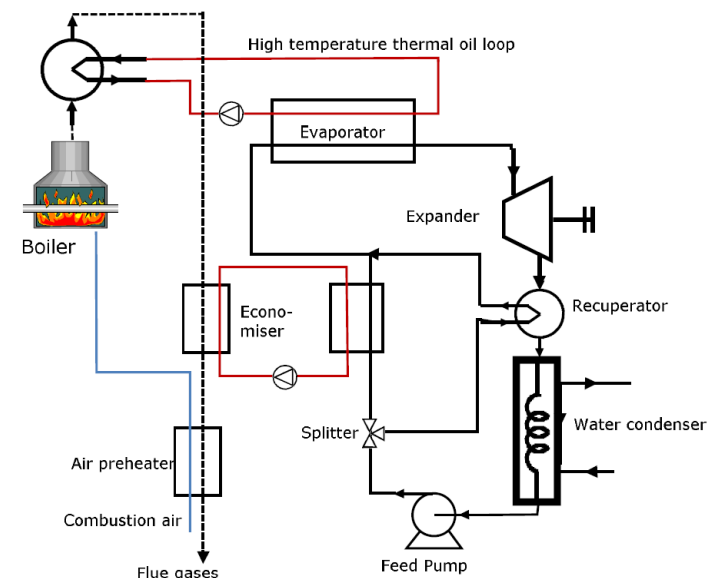
*taglia tipica degli impianti è inferiore ad 1 MWe ovvero intorno a 3 – 4 MWth in caldaia*

*Pros* degli ORC rispetto ai cicli a vapor d'acqua

- La caldaia opera a temperature minori, i.e. conferendo calore ad un fluido termovettore fino a 300°C (GV al contrario producono vapore surriscaldato intorno a 450°C con pressioni di 60 - 70 bar)
- Il sistema ORC ha una pressione massima più bassa e questo riduce i costi di impianto e messa in sicurezza dello stesso

*Cons* degli ORC rispetto ai cicli a vapor d'acqua

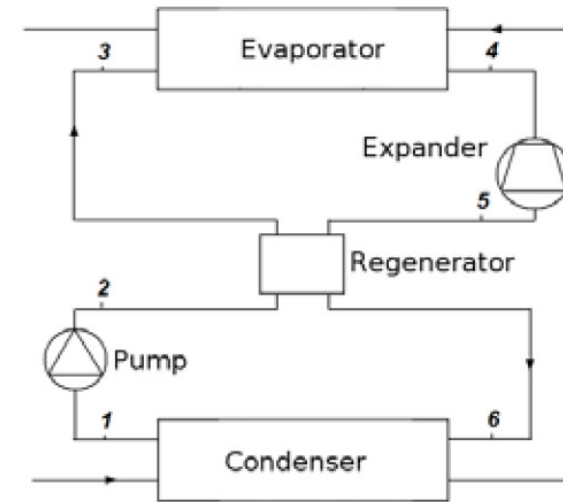
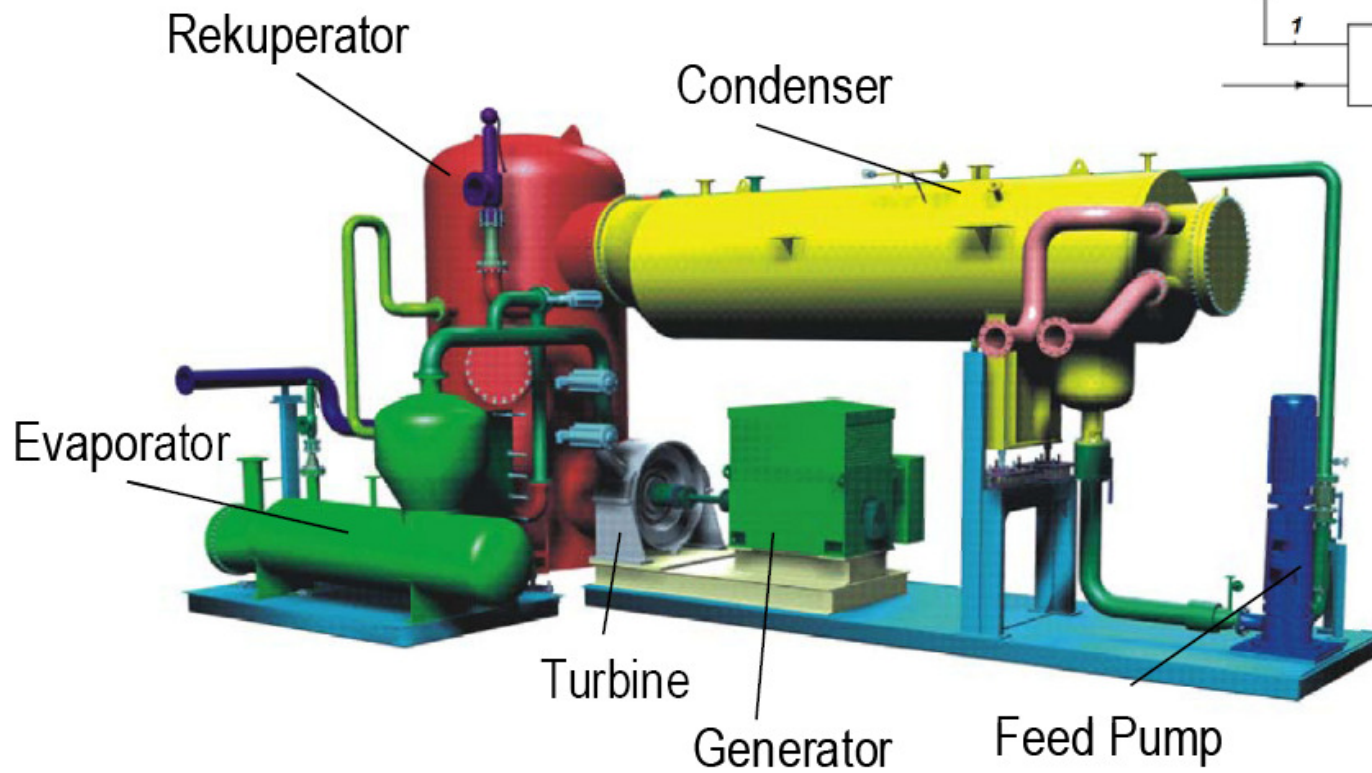
- l'efficienza di conversione è inferiore e si riduce al ridursi delle dimensioni dell'impianto
- la temperatura dei gas esausti è alta e questo rende conveniente l'alimentazione di utenze termiche in configurazioni **cogenerative**



# Impianti cogenerativi a biomasse

## Sistema ORC Turboden

Unità da 500 a 1500 kW



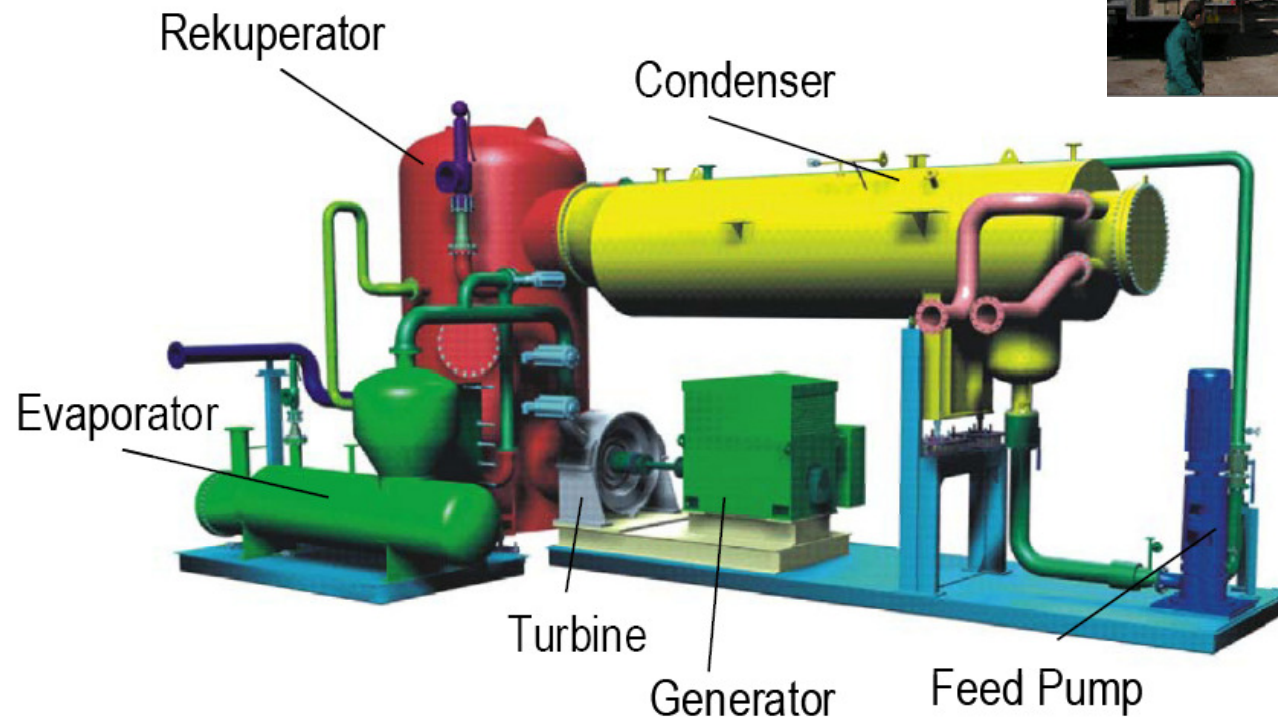


## Impianti cogenerativi a biomasse

### Sistema ORC Turboden

Unità da 500 a 1500 kW

Consegna del sistema completamente assemblato direttamente sul sito di installazione.



## Impianti di potenza solari (CSP) con ORC

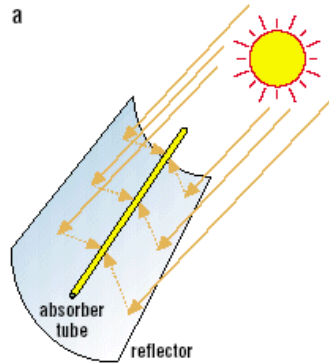
*Concentrating Solar Power CSP* fanno uso di sistema di concentrazione della radiazione solare per riflessione su collettori lineari o puntuali e la potenza termica è quindi fornita al sistema ORC

tipologie di *collettori parabolici lineari, a disco, torri solari*

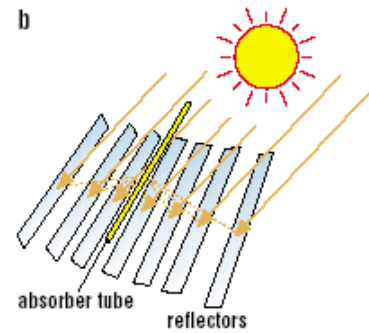
nel caso di *parabolic troughs* la temperatura massima è nell'intervallo 300°C – 400°C

# Tecnologie

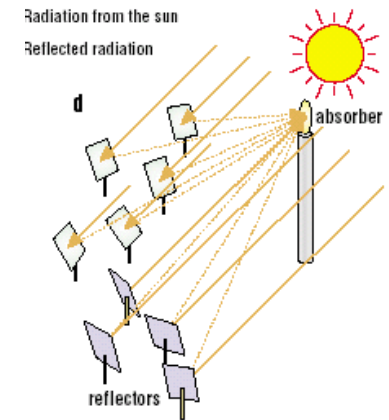
Concentratori parabolici lineari



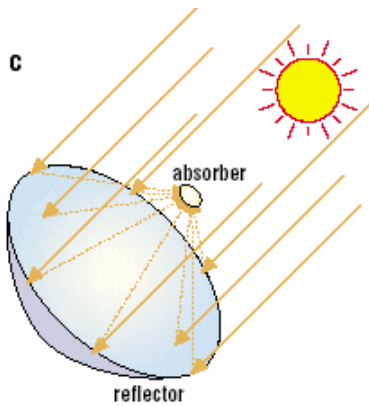
Concentratori lineari di Fresnel



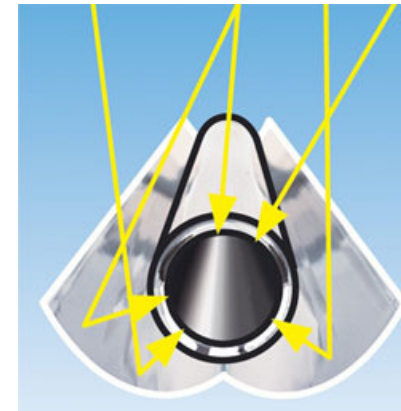
Concentratori a torre



Concentratori parabolici a disco



Concentratori parabolici composti



## **Tecnologie, classificazione**

La radiazione solare giunge al dispositivo di captazione, viene assorbita dall'**assorbitore** e trasferita ad un **fluido termovettore**, che può essere acqua (molto frequente), aria o un fluido diatermico.

I dispositivi di captazione possono essere classificati in base alla temperatura del fluido termovettore e al rapporto di concentrazione **Cr**, definito come il rapporto tra la superficie di ammissione dell'irraggiamento solare non concentrato e la superficie di assorbimento del dispositivo.

Tipologia	Temperatura operativa del fluido (°C)	Rapporto di concentrazione <i>Cr</i>	Radiazione captata		
			diretta	diffusa	riflessa
<b>Centrali solari</b>					
Sistemi a torre	500 ÷ 1000	100 ÷ 1000	●	○	○
<b>Concentratori</b>					
Parabolici	300 ÷ 800	50 ÷ 1000	●	○	○
Cilindro - parabolici	150 ÷ 350	10 ÷ 80	●	○	○
<b>Pannelli solari</b>					
Collettori sotto vuoto	100 ÷ 200	1	●	●	●
Pannelli piani	40 ÷ 120	1	●	●	●

### **Numero di soli**

**Cr = S/s** dove:

S = sup. colpita dalla radiazione solare (specchio)

S = sup. verso la quale la radiazione è convogliata (più piccola di S)

**Impianti ad alta temperatura ( $T_{max} > 250 \text{ °C}$ )** per la produzione di vapore per usi energetici o industriali.

**Impianti a media temperatura ( $100 \text{ °C} < T_{max} < 250 \text{ °C}$ )** per la produzione di vapore per usi industriali.

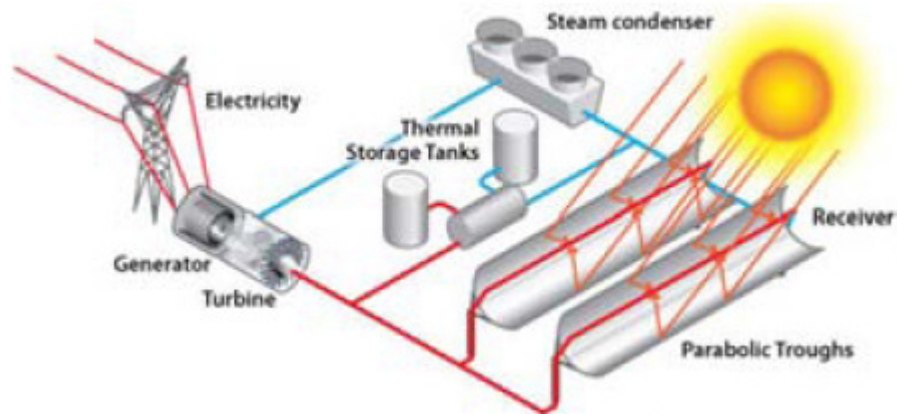
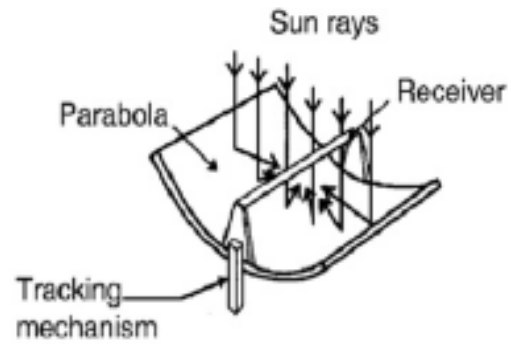
**Impianti a bassa temperatura ( $T_{max} < 100 \text{ °C}$ )** per la produzione di acqua calda sanitaria (e riscaldamento/raffrescamento).

## ***Tecnologie, classificazione***

<b>Collector type</b>	<b>Description</b>	<b>Rel. thermodynamic efficiency</b>	<b>Operating temp. range (°C)</b>	<b>Relative cost</b>	<b>Concentration ratio (sun)</b>	<b>Technology maturity</b>	<b>Tracking</b>
PTC	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Parabolic sheet of reflective material (aluminum, acrylic)</li> <li>- Linear receiver (metal pipe with heat transfer fluid)</li> </ul>	Low	50–400	Low	15–45	Very mature	One-axis
Linear Fresnel	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Linear Fresnel mirror array focused on tower or high-mounted pipe as receiver</li> </ul>	Low	50–300	Very low	10–40	Mature	One-axis
Solar tower	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Large heliostat field with tall tower in its center</li> <li>- Receiver: water/HTC boiler at top</li> <li>- Can be used for continuous thermal storage</li> </ul>	High	300–2000	High	150–1500	Most recent	Two-axis
Dish-Stirling	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Large reflective parabolic dish with Stirling engine receiver at focal point</li> <li>- Can be used with/out HTC, if heat engine produces electricity directly from reflected thermal energy (in this case, thermal storage cannot be achieved by the system)</li> </ul>	High	150–1500	Very high	100–1000	Recent	Two-axis

## Tecnologie

### Concentratori parabolici lineari



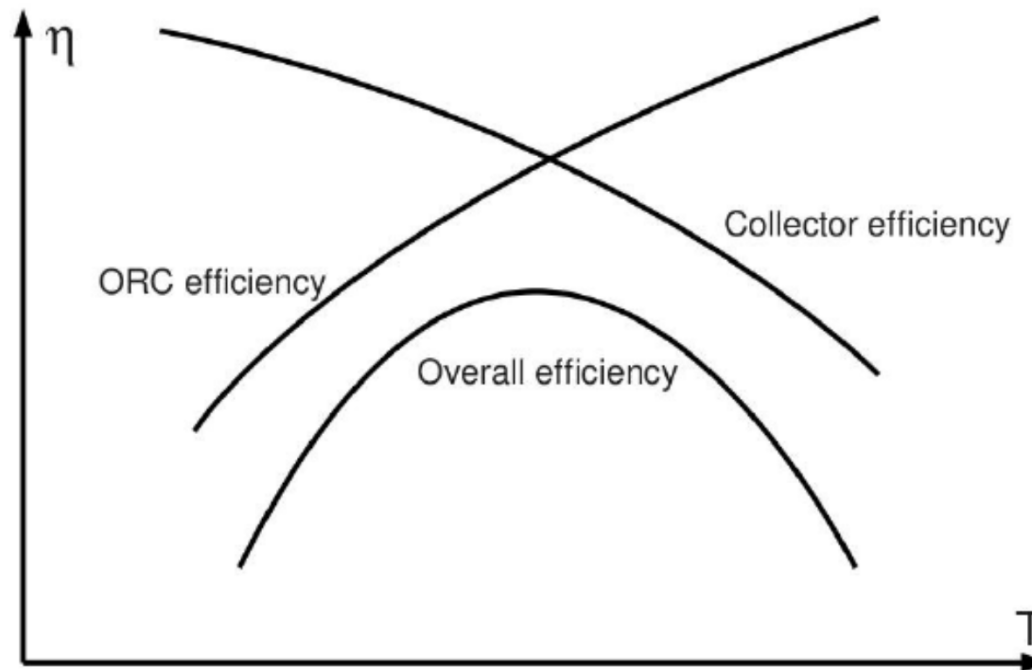
IBERSOL (Ciudad Real, Spagna)

## Impianti di potenza solari (CSP) con ORC

*Concentrating Solar Power CSP* fanno uso di sistema di concentrazione della radiazione solare per riflessione su collettori lineari o puntuali e la potenza termica è quindi fornita al sistema ORC

tipologie di *collettori parabolici lineari, a disco, torri solari*

Andamento della temperatura di progetto nel caso di *parabolic troughs*



## Impianti di potenza solari (CSP) con ORC



*Solar ORC in field trials in Lesotho, southern Africa 2007 (Solar Turbine Group)*

### **ORC solari disponibili sul mercato**

- 1MWe CSP plant working with ORC (USA, 2006)

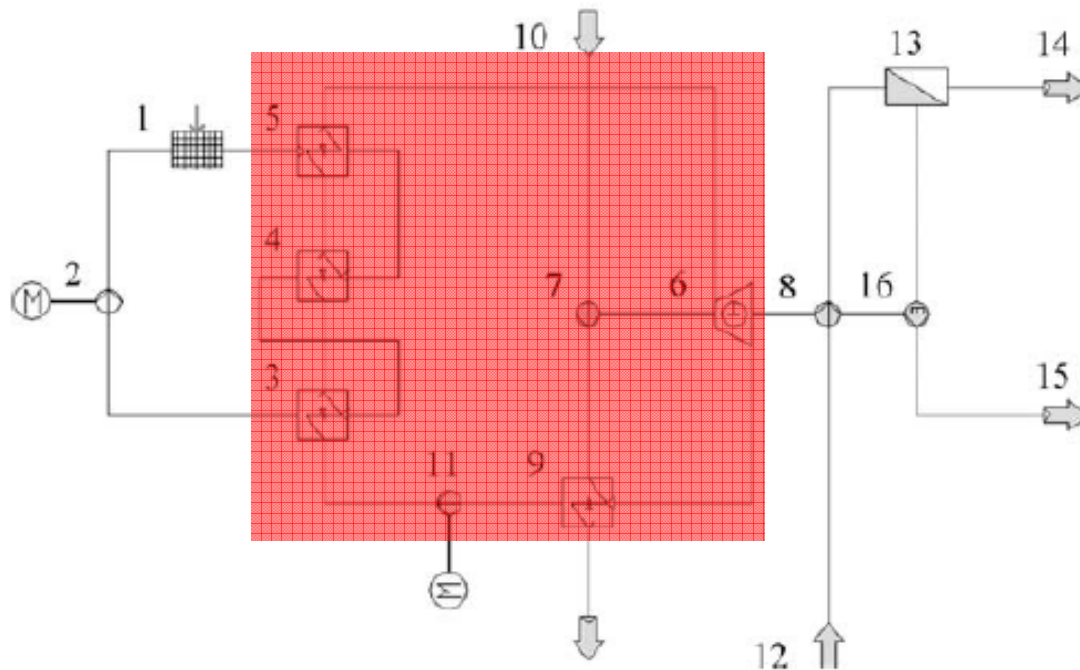
efficienza ciclo 20 %, efficienza globale solar to wire 12.1% design point

- 250 KWe prototype plant (Germany, 2005)  
efficienza globale solar to wire 15%

- very small-scale systems per applicazioni off-grid 1 KWe (Lesotho, 2007)  
obiettivo COE \$0.12/kWh vs \$0.30/kWh  
Diesel gen-set off-grid



## Sistema ORC per dissalazione solare OI



1. Campo di *collettori solari piani*
2. Pompa per la circolazione del fluido termovettore
3. Economizzatore
4. Evaporatore
5. Surriscaldatore
6. Espansore a vite
7. Pompa dell'acqua di refrigerazione
8. Pompa di alimento dell'acqua di mare
9. Condensatore
10. Acqua di mare per raffreddamento
11. Pompa di alimento
12. Acqua di mare
13. Dissalatore ad osmosi inversa
14. Acqua dissalata
15. Salamoia
16. Recupero di energia dalla salamoia (che ha  $p > p_{atm}$ )



## Sistemi ORC geotermici

La qualità entalpica delle sorgenti geotermiche è nella generalità dei casi individuata da temperature del fluido nell'intervallo 80 - 200°C

in conseguenza la produzione di potenza elettrica è possibile solo con cicli ORC

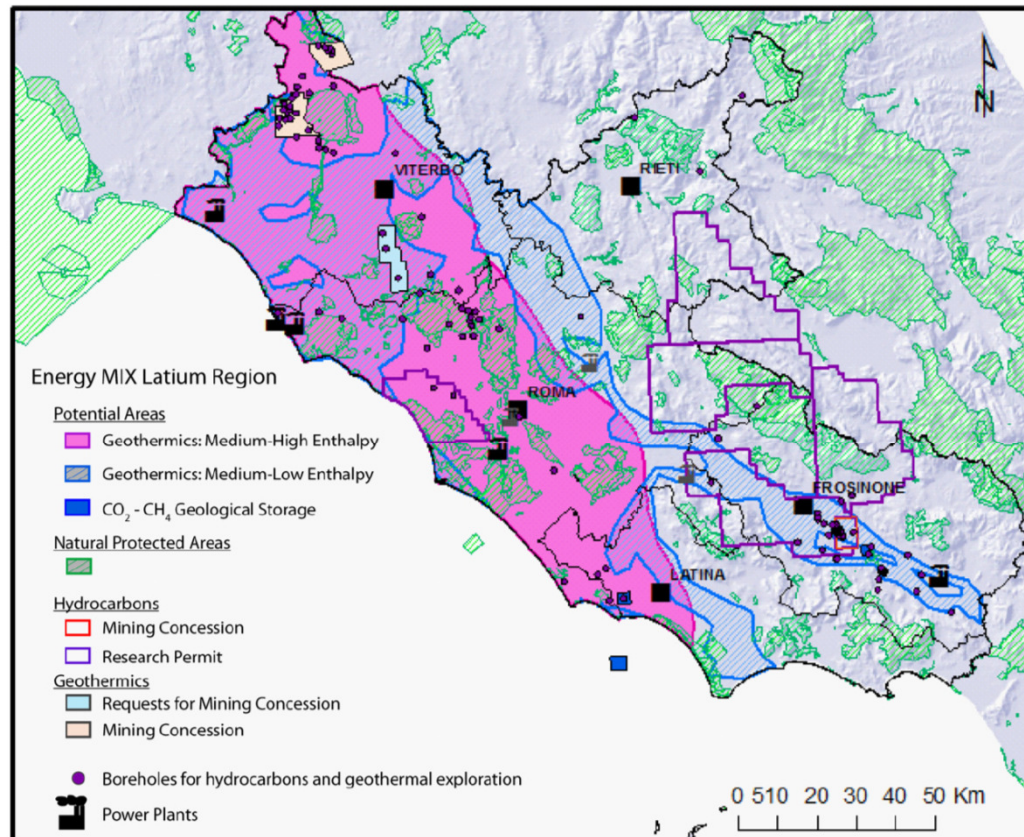


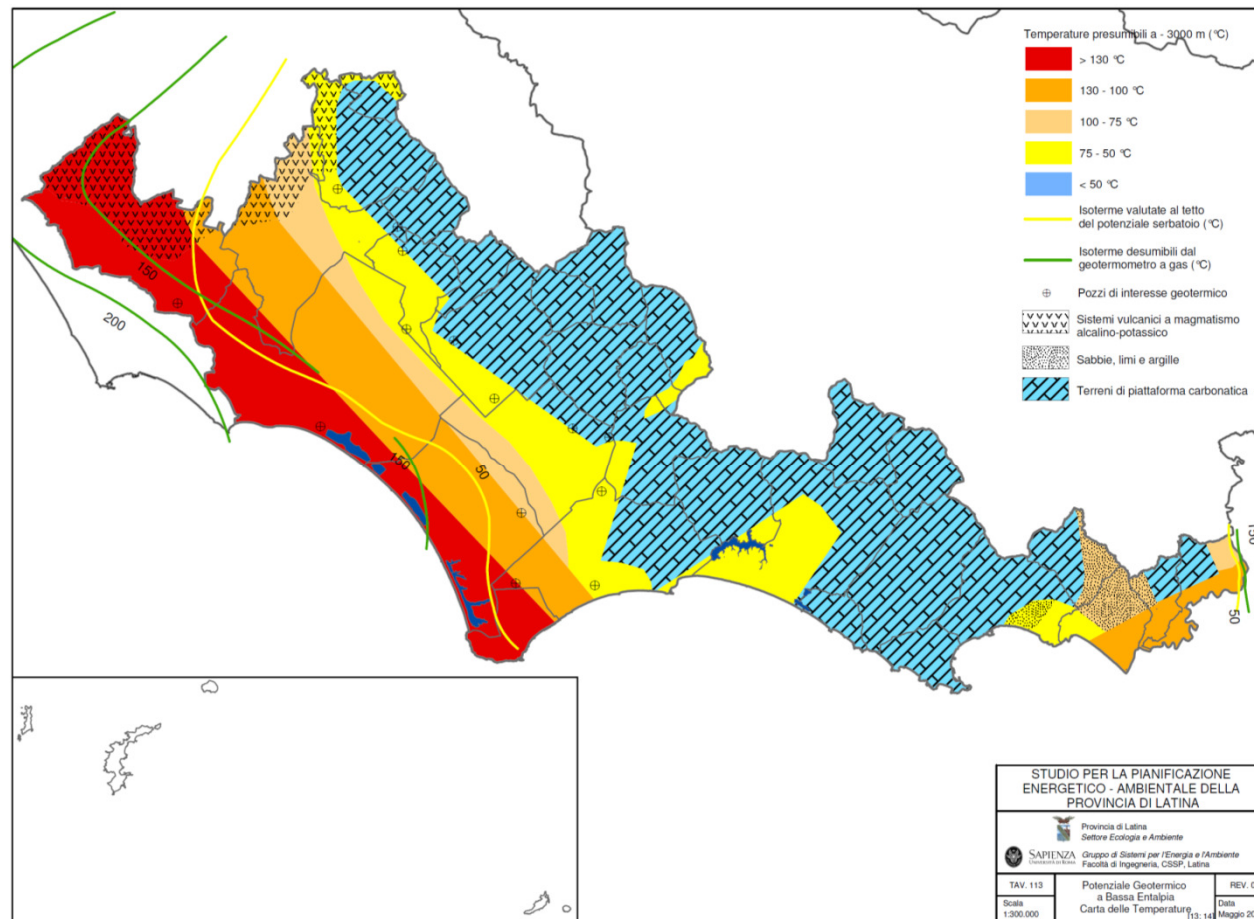
Fig. 8. Map of the future perspectives of the new concept of energy mix for the Lazio Region (Central Italy): towards the development of the Regional Energy Plan.

Nel caso di temperature superiori a 150 °C risulta conveniente anche la produzione combinata di calore (e.g. a temperature di 60°C) impiegando il calore di condensazione del ciclo ORC

## Sistemi ORC geotermici

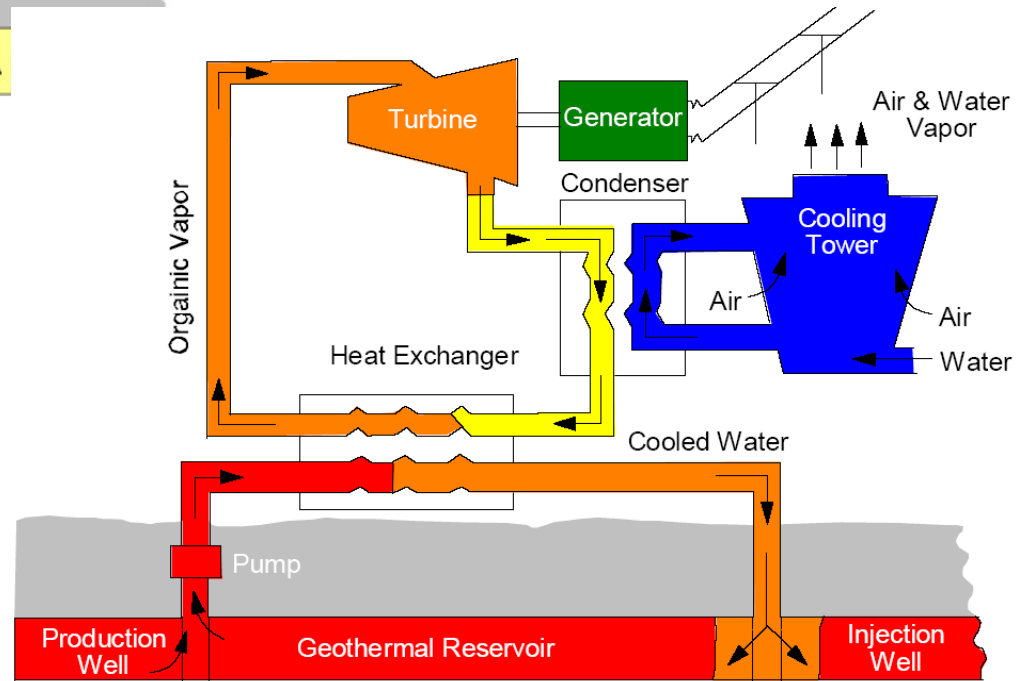
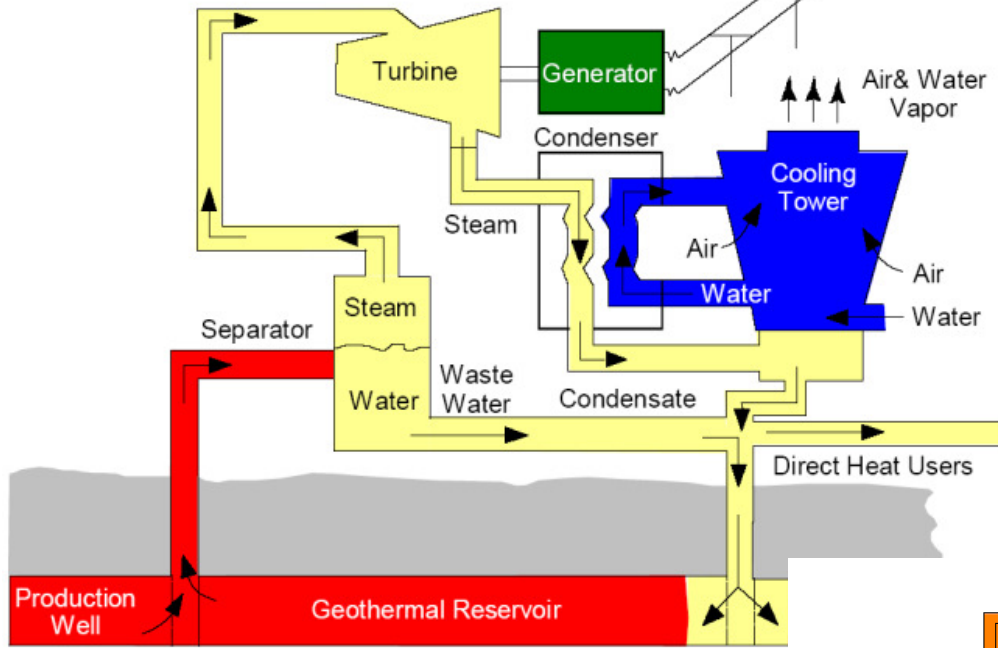
La qualità entalpica delle sorgenti geotermiche è nella generalità dei casi individuata da temperature del fluido nell'intervallo 80 - 200°C

in conseguenza la produzione di potenza elettrica è possibile solo con cicli ORC



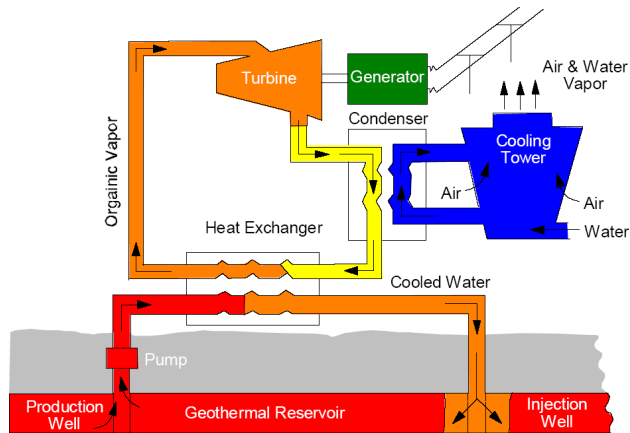
Nel caso di temperature superiori a 150 °C risulta conveniente anche la produzione combinata di calore (e.g. a temperature di 60°C) impiegando il calore di condensazione del ciclo ORC

# Ibridazione lato processo di conversione - ORC

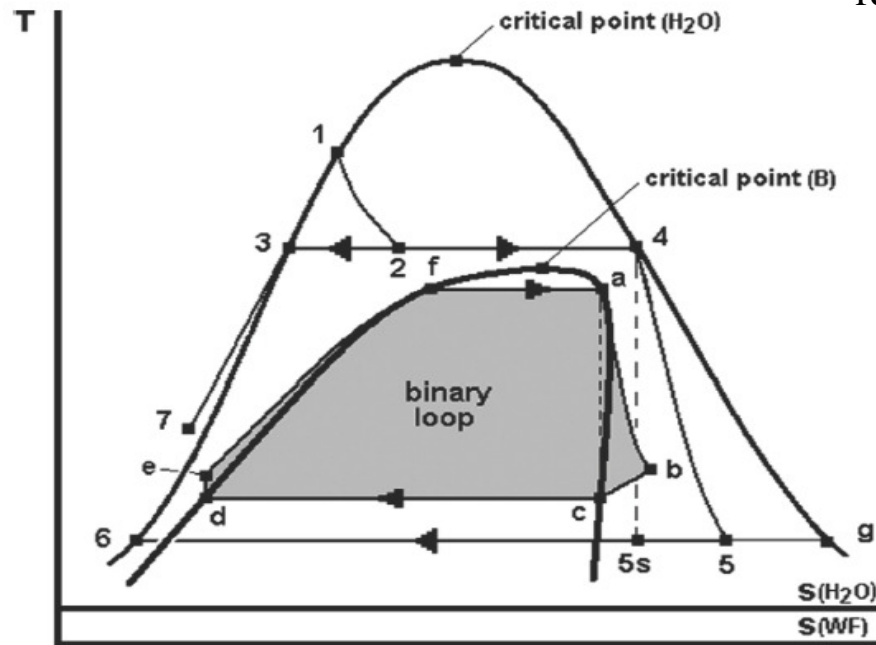


## Ibridazione lato processo di conversione – ORC

### I cicli binari



La tecnologia di riferimento per l'aggiunta di un passaggio di conversione è l'Organic Rankine Cycle (ORC), applicato sia a sorgenti a medio-bassa entalpia, sia a sorgenti ad alta entalpia come cicli a recupero.



L'impianto combinato consiste nello sfruttare la sorgente di tipo a vapore dominante con un classico ciclo a singolo flash unitamente ad un ciclo ORC che utilizza il calore contenuto nel liquido geotermico proveniente dal pozzo.

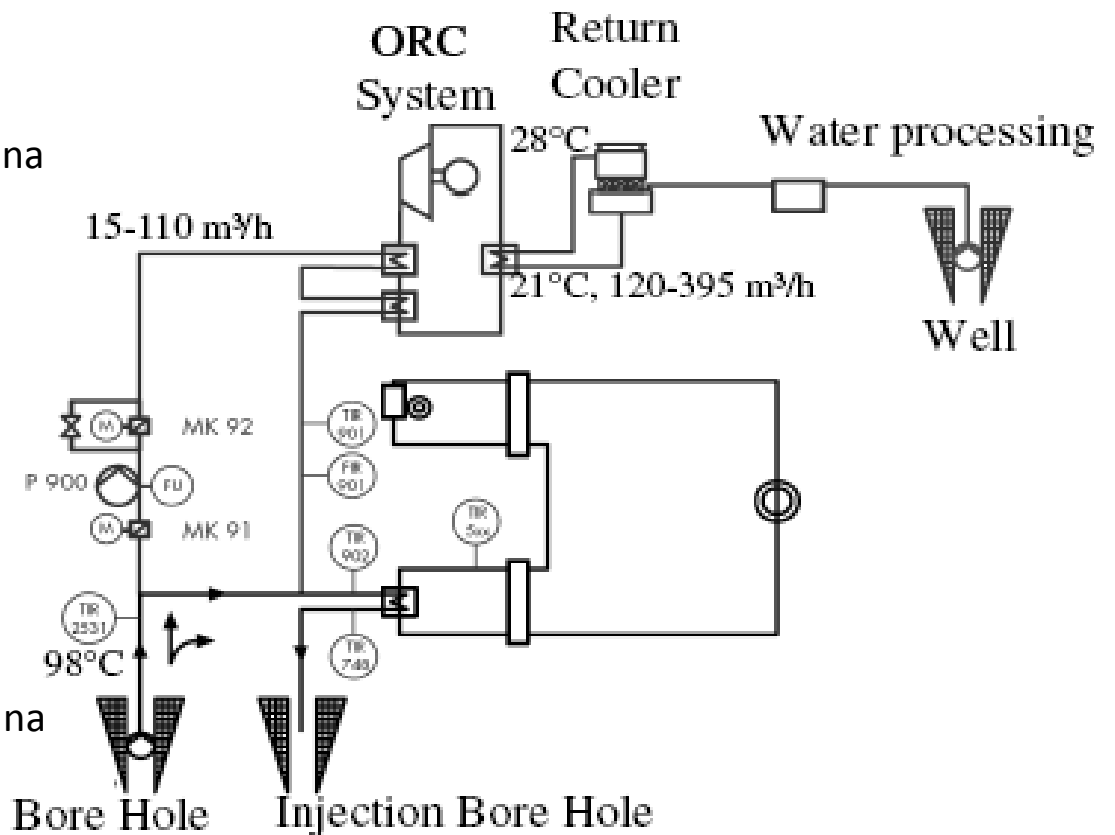
## Sistemi ORC geotermici

Un esempio applicato è l'impianto di Neustadt-Glewe, **Germania**

Il sistema utilizza acqua a circa **98 °C** prelevata a **2250m** di profondità e ne trasforma il calore in energia elettrica per una potenza di **120 kW**.

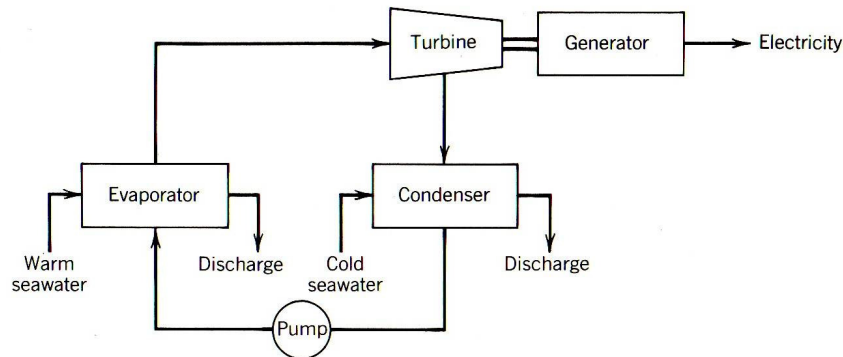
Il sistema ORC è integrato nel ciclo termico dell'acqua direttamente a valle del pozzo di prelievo geotermico

Il circuito di condensazione, con acqua ad una temperatura di 70-84°C, alimenta rete di teleriscaldamento



## Cicli ORC-OTEC

### Cicli motori



OTEC a ciclo chiuso

### Closed Cycle OTEC, **CC-OTEC**

D'Arsonval, 1881, *cicli a vapore di ammoniacca*

richiede **acqua di condensazione**  
a profondità comprese tra 800 m e  
1000 m

**efficienza di conversione, 24°C hot – 4°C cold**

ciclo ideale 8%, ciclo reale 3% - 4%

**consumo specifico di acqua** evaporatore 4 m<sup>3</sup>/s, condensatore 2 m<sup>3</sup>/s (ratio 2:1) per MW

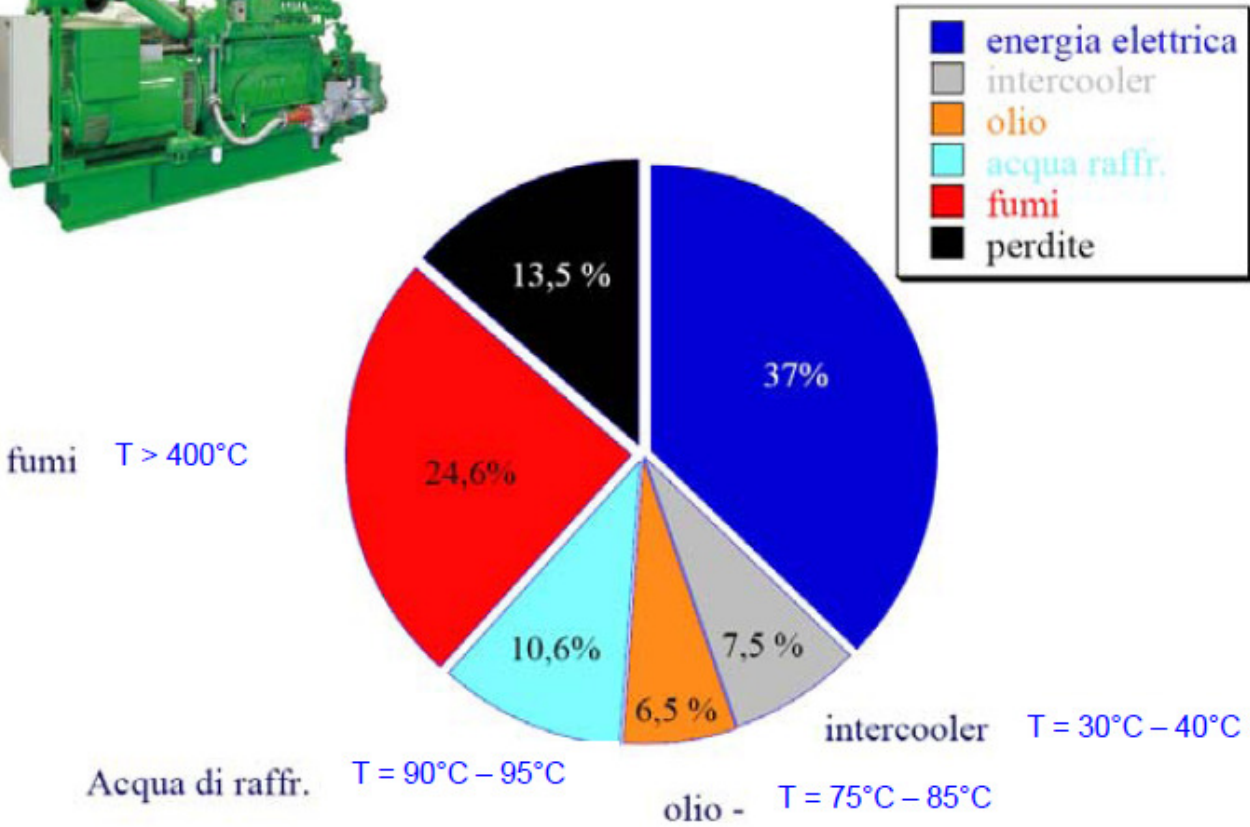
**perdite per pompaggio** tra il 20% e il 30%, per velocità media di 2 m/s

e.g. 100 MW: 400 m<sup>3</sup>/s acqua calda, D 16 m, profondità 20 m

**de-rating prestazionale** output di potenza si riduce di circa 900 kW per 1°C di

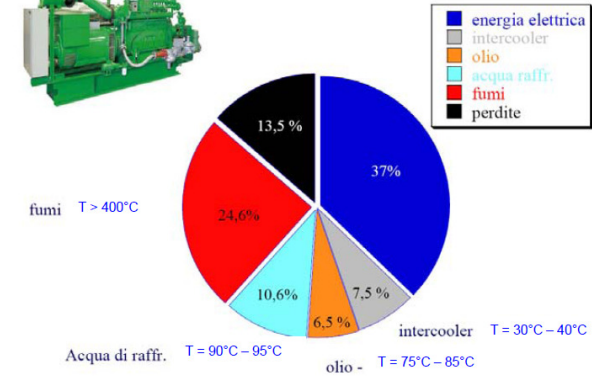
**taglia limite** per cicli **CC-OTEC**, 100 MW, imposta dalle tubazioni dell'acqua di raffreddamento

# Recupero dei cascami termici da motori a combustione interna



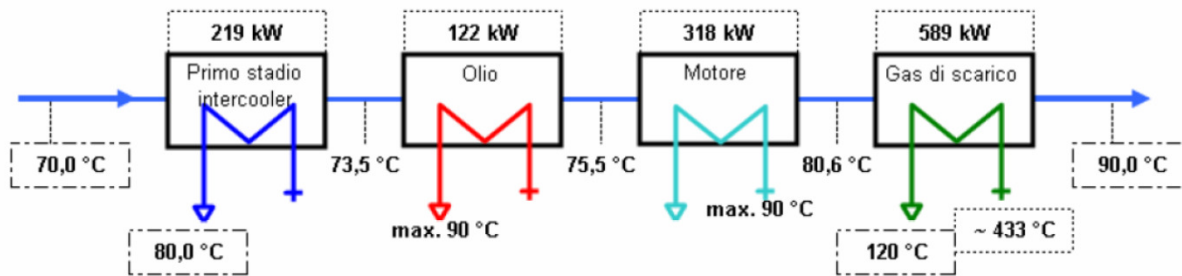


# Recupero dei cascami termici da motori a combustione interna



Potenze termiche recuperabili = 1.248 kW (+/- 8%)

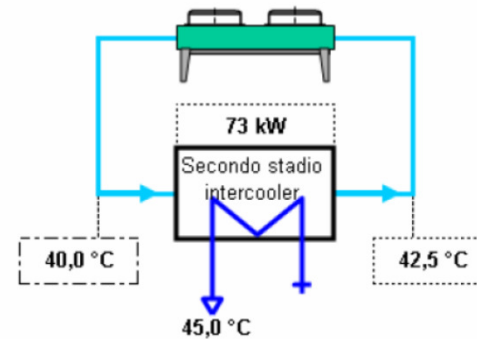
Portata nominale = 53,7 m³/h



## Circuito a bassa temperatura

Potenza termica da dissipare = 73 kW (+/- 8%)

Portata acqua di raffreddamento = 25,0 m³/h



# Screw Expander Driven ORC Demonstration Unit



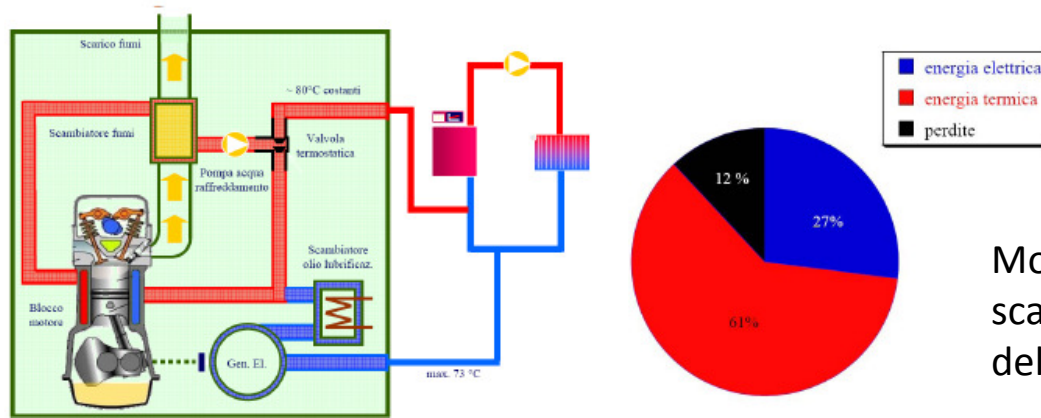
Unità da 50 kW  
Recupero calore dai gas di scarico di DEGS



## Recupero dei cascami termici da motori a combustione interna

L'idea di associare un ciclo Rankine ad un MCI non è nuova ed i primi sviluppi avvennero durante gli anni '70 durante lo shock petrolifero

e.g., Mack Trucks (Doyle and Patel, 1976) progettò e costruì un prototipo per il recupero dai gas di scarico 288 HP truck engine



Molti sistemi recuperano calore dai gas di scarico e/o dal circuito di raffreddamento del motore

Il sistema di controllo è complesso per il comportamento non-stazionario del motore in applicazioni per autotrazione

Sistema Honda (Endo et al., 2007) ha dimostrato una efficienza del 13%

e.g. a 100 km/h, questo permette un output di 2.5 kW (rispetto a 19.2 kW potenza motore) con un incremento pari al 28.9% to 32.7% dell'output totale di potenza

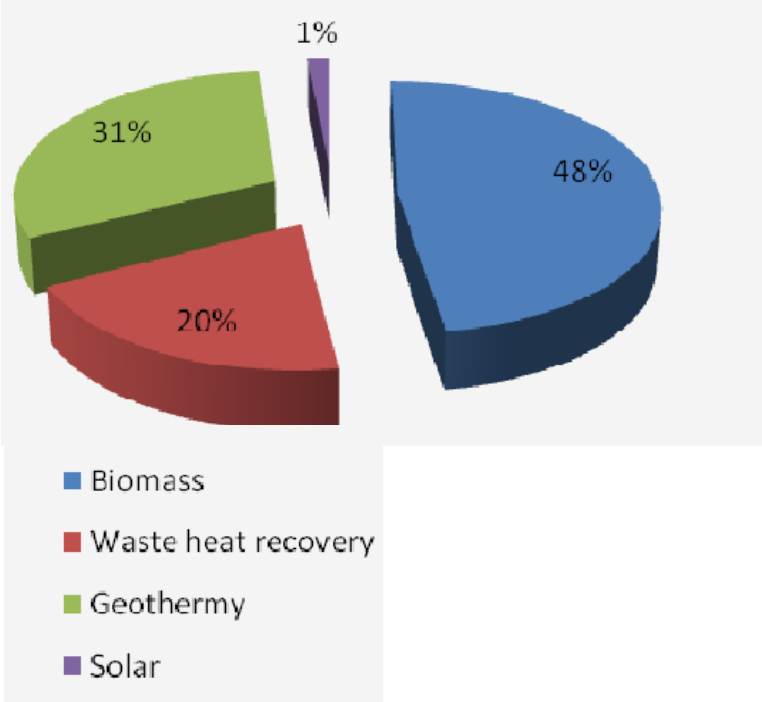
## Mercato dei sistemi ORC

Manufacturer	Applications
ORMAT, US	Geothermal, WHR, solar
Turboden, Italy	CHP, geothermal
Adoratec, Germany	CHP
GMK, Germany	WHR, Geothermal, CHP
Koehler-Ziegler, Germany	CHP
UTC, US	WHR, geothermal
Cryostar	WHR, Geothermal
Freepower, UK	WHR
Tri-o-gen, Netherlands	WHR
Electrathern, US	WHR
Infinity Turbine	WHR

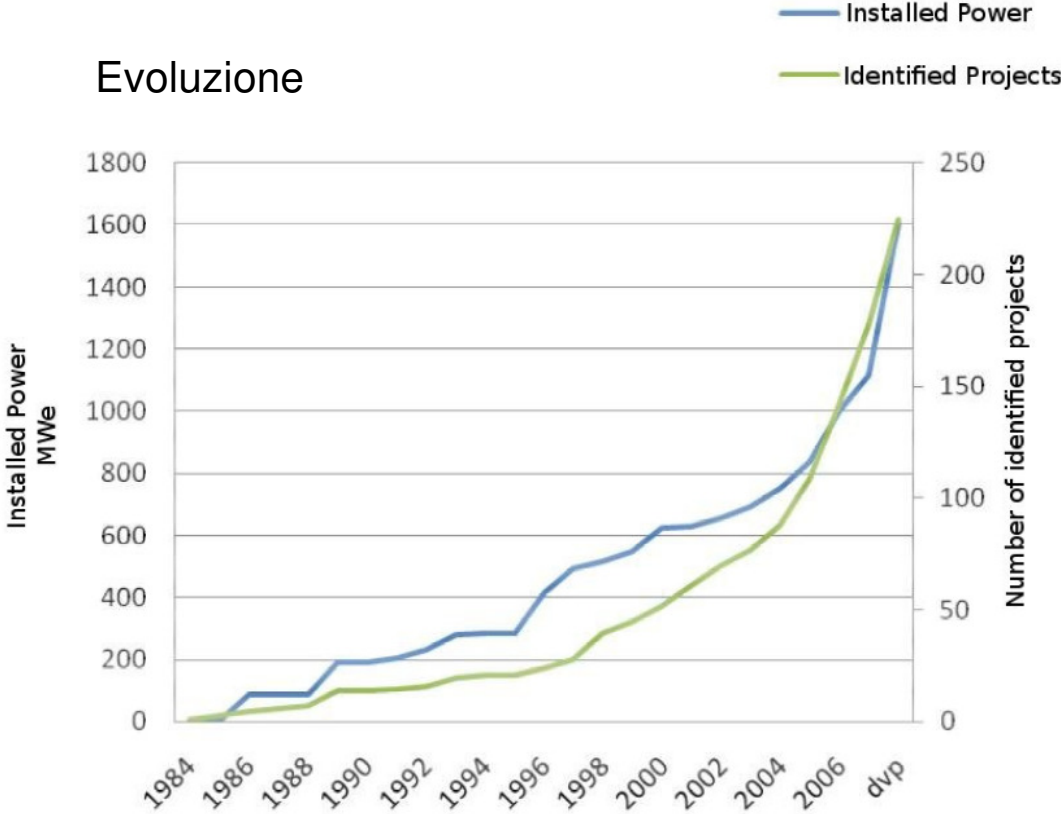
*Sources: Manufacturers websites; Citrin, 2005; Gaia, 2006; Lorenz, 2006; Holdmann, 2007; Schuster, 2009*

# Mercato dei sistemi ORC

## Applicazioni



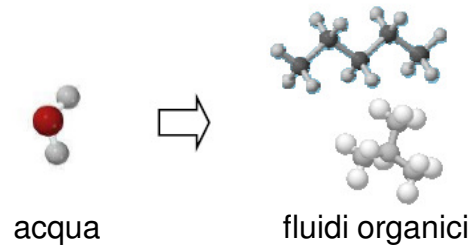
## Evoluzione



## Fluidi organici - Classificazione

I sistemi ORC utilizzano sostanze organiche come fluido di lavoro

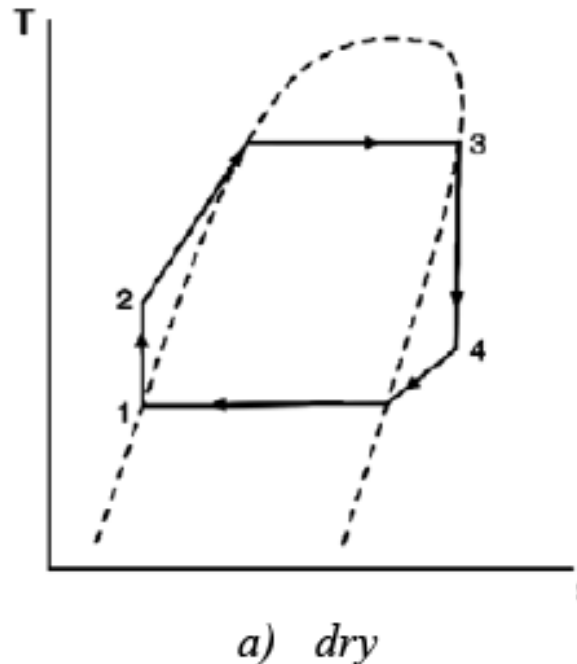
e.g. oli siliconici, idrocarburi e fluorocarburi



Basandosi sulla pendenza ( $dT/ds$ ) della curva limite superiore (cls) nel piano entropico, si distinguono tre diversi tipi di fluido organico.

**Pendenza positiva:**  $dT/ds > 0$

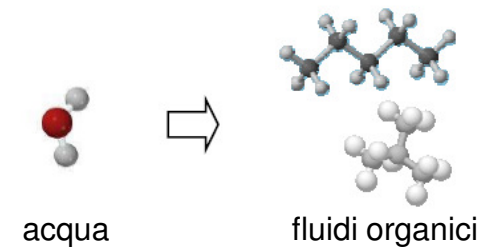
fluidi di tipo **dry** caratterizzati dall'arrivare all'ingresso in turbina sotto forma di vapore saturo e di surriscaldarsi dopo l'espansione isoentropica



## Fluidi organici - Classificazione

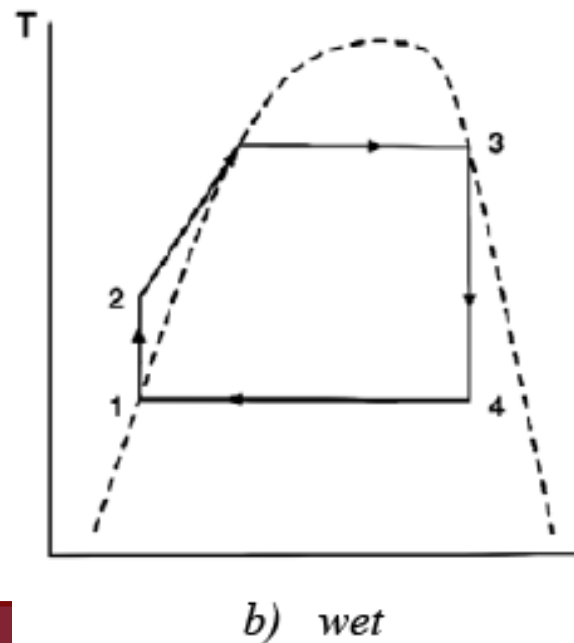
I sistemi ORC utilizzano sostanze organiche come fluido di lavoro

e.g. oli siliconici, idrocarburi e fluorocarburi



**Pendenza negativa:**  $dT/ds < 0$

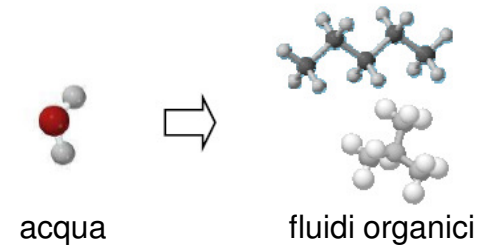
fluidi di tipo **wet**, caratterizzati da un basso peso molecolare



## Fluidi organici - Classificazione

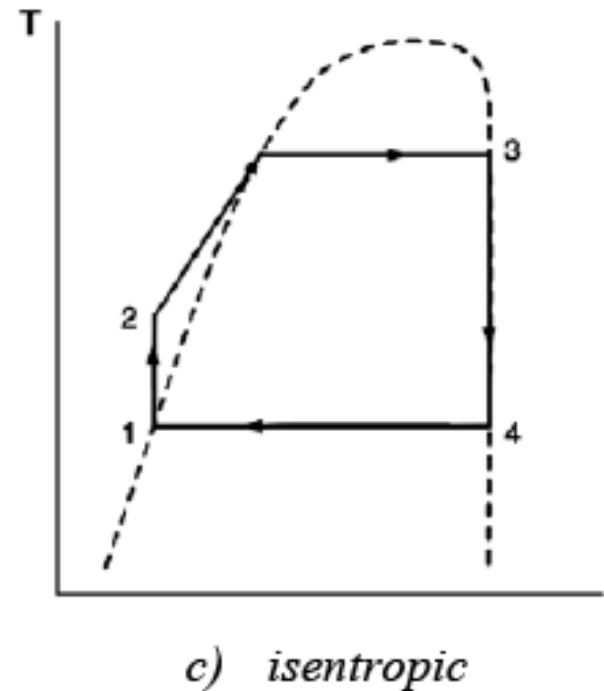
I sistemi ORC utilizzano sostanze organiche come fluido di lavoro

e.g. oli siliconici, idrocarburi e fluorocarburi



**Pendenza infinita:**  $dT/ds = 0$

fluidi di tipo *isotropic*, con una cls praticamente verticale. Il fluido arriva all'ingresso in turbina sottoforma di vapore saturo e durante l'espansione isentropica espande lungo la cls e resta costantemente sotto tale forma per tutta l'espansione e lo scarico al condensatore.





## Fluidi organici - Classificazione

Fluidi organici più comuni:

### Dry

- Benzene (C<sub>6</sub>H<sub>6</sub>);
- Toluene (C<sub>7</sub>H<sub>8</sub>);
- P-Xylene (C<sub>8</sub>H<sub>10</sub>);
- Isobutano (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>);
- Freon: R-113, R-123, R-245ca, R-245fa.

### Wet

- Ammoniaca (NH<sub>3</sub>);
- Acqua (H<sub>2</sub>O);
- Miscela Acqua-Ammoniaca.

### Isoentropic

- Freon: R-12, R-11, R-134a (HFC134a).

Nell'utilizzo dei Freon la scelta ricade sui fluidi di nuova generazione, privi di Cloro (HFC).

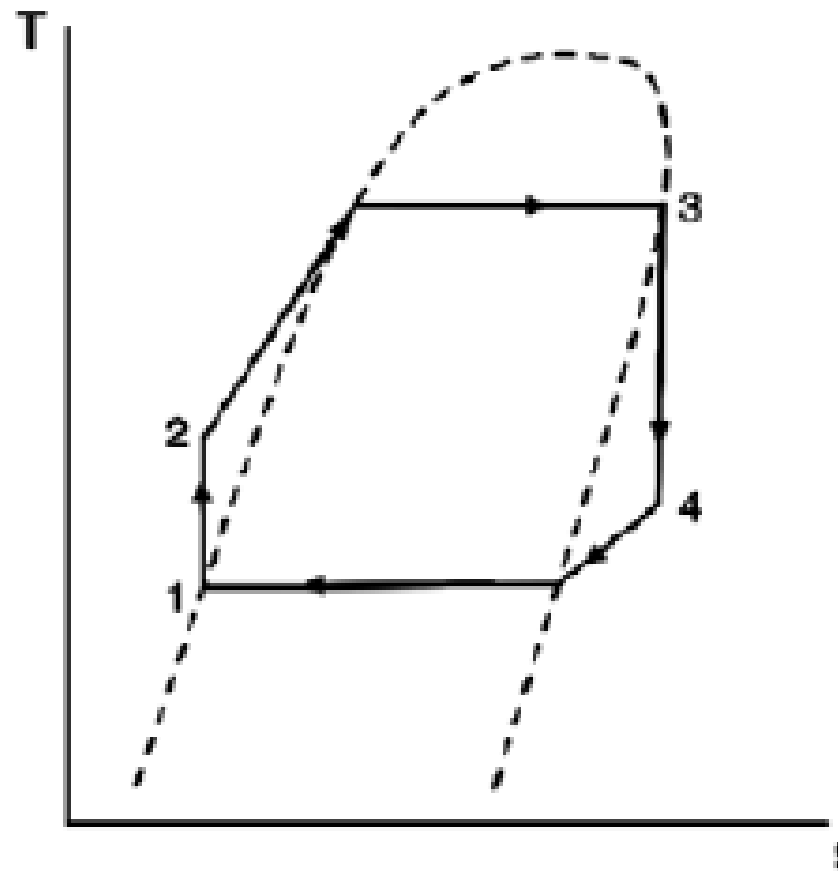
Ogni fluido ha un proprio **campo di applicabilità**, individuato dal valore massimo di temperatura oltre la quale il fluido tende a deteriorarsi e/o a decomporsi

Le caratteristiche per identificare i fluidi di lavoro sono

- **bassa tossicità, esplosività, infiammabilità**: in modo da non richiedere l'utilizzo di sistemi di prevenzione ed estinzione incendi particolarmente onerosi;
- **buona compatibilità con i materiali**: in modo da non richiedere l'uso di materiali particolarmente costosi;
- **basso costo**, in modo tale da non influenzare negativamente il costo il costo totale per impianti di notevoli dimensioni.

# Fluidi organici – Influenza della temperatura di ingresso alla turbina

Fluidi di tipo *dry*



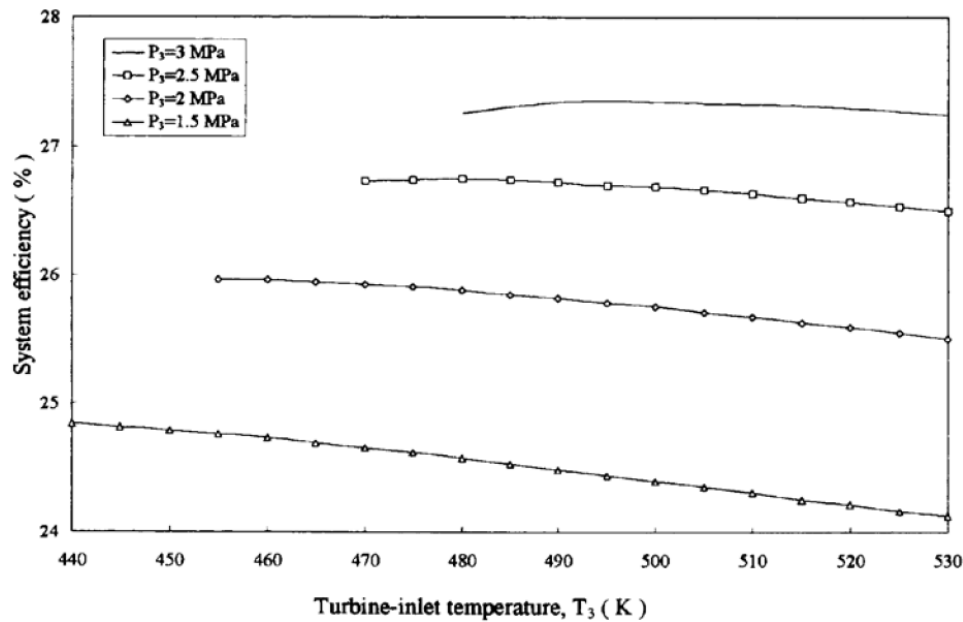
a) *dry*



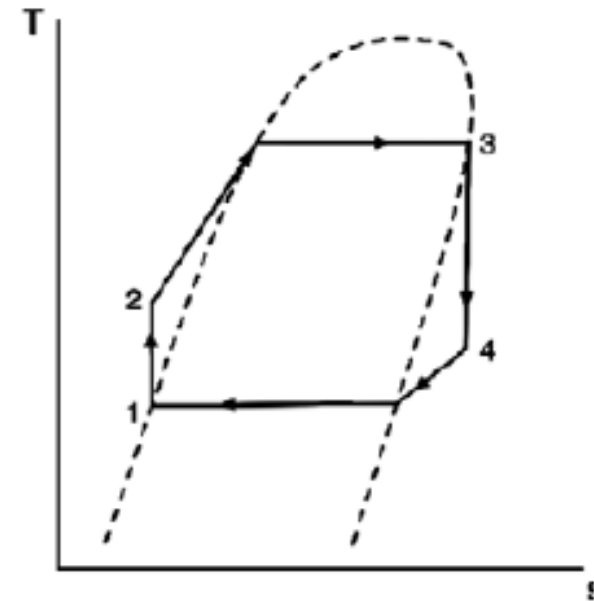
# Fluidi organici – Influenza della temperatura di ingresso alla turbina

## Fluidi di tipo *dry*

Appartiene a questa categoria l'R-113. Il **rendimento decresce all'aumentare della TIT**, tranne quando la pressione è prossima alla pressione critica. Ciò indica che il rendimento migliore si ottiene mantenendo il fluido lungo la sua curva di saturazione, evitando surriscaldamenti.



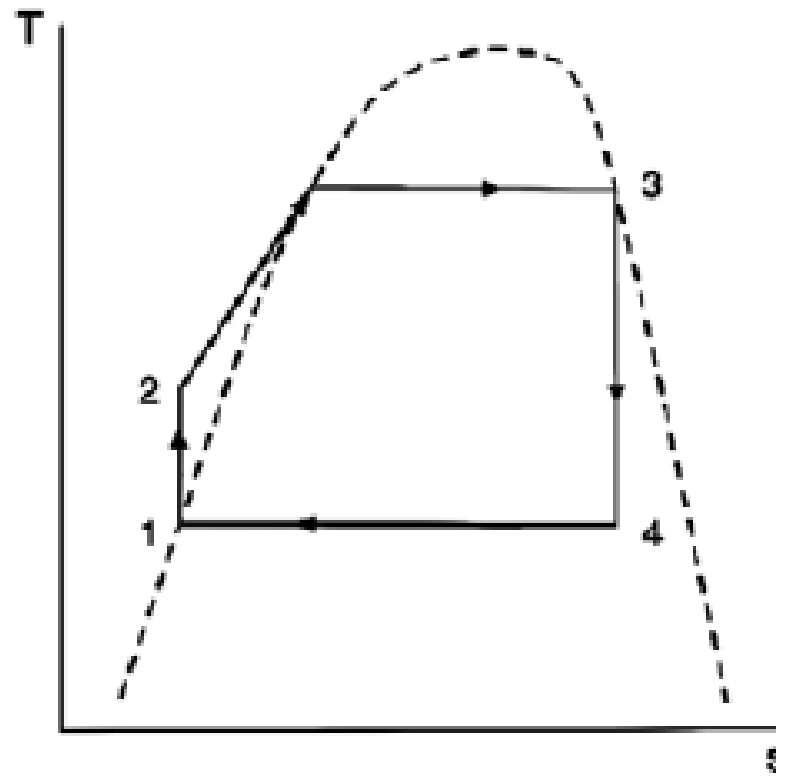
Variazione del Rendimento del sistema con la Temperatura di ingresso in turbina  $T_3$  per R-113 (*dry*) a  $T_1=293$  K.



a) *dry*

# Fluidi organici – Influenza della temperatura di ingresso alla turbina

Fluidi di tipo *wet*



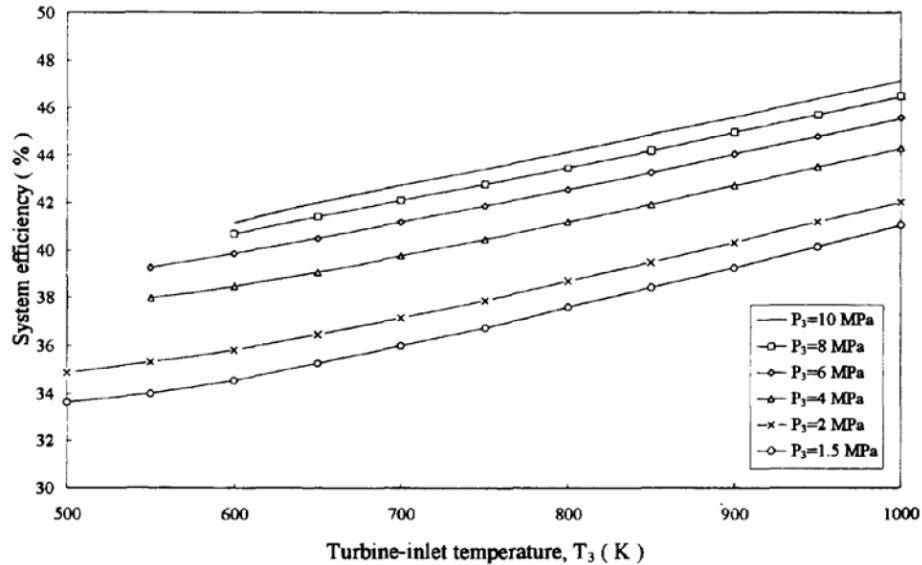
*b) wet*



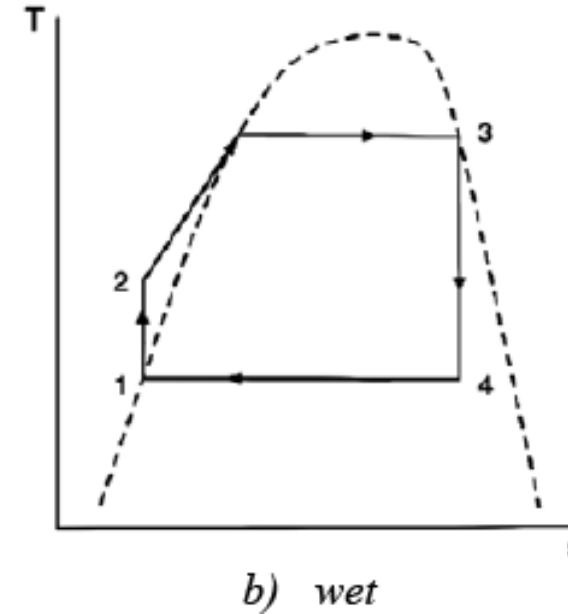
# Fluidi organici – Influenza della temperatura di ingresso alla turbina

## Fluidi di tipo wet

Appartengono a questa categoria l'acqua e l'ammoniaca. Il **rendimento aumenta all'aumentare della TIT** (temperatura di ingresso alla turbina), ovvero la massima temperatura alla quale viene portato il fluido.



Variation of the System Efficiency with the Turbine Inlet Temperature  $T_3$  for Water (wet) at  $T_1 = 293$  K.



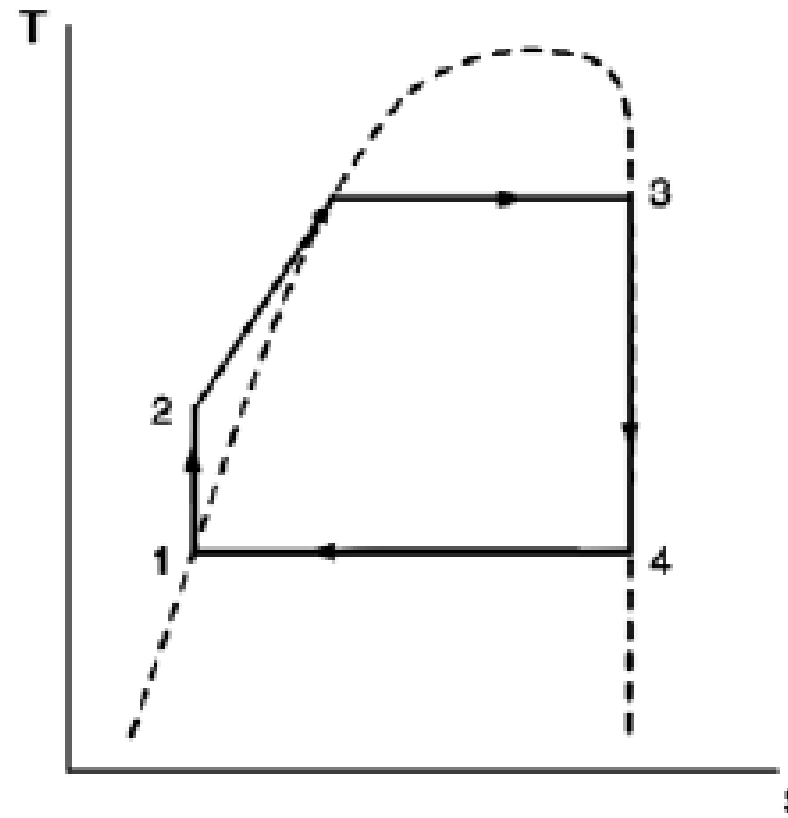
Il fluido wet è solitamente portato allo stato di vapore surriscaldato

Sono poco adatti agli impianti a recupero difficilmente si dispone di sorgente capaci di surriscaldare

Tali problemi sono tuttavia risolvibili nel caso l'espansore sia di tipo volumetrico

# Fluidi organici – Influenza della temperatura di ingresso alla turbina

Fluidi di tipo *isoentropic*



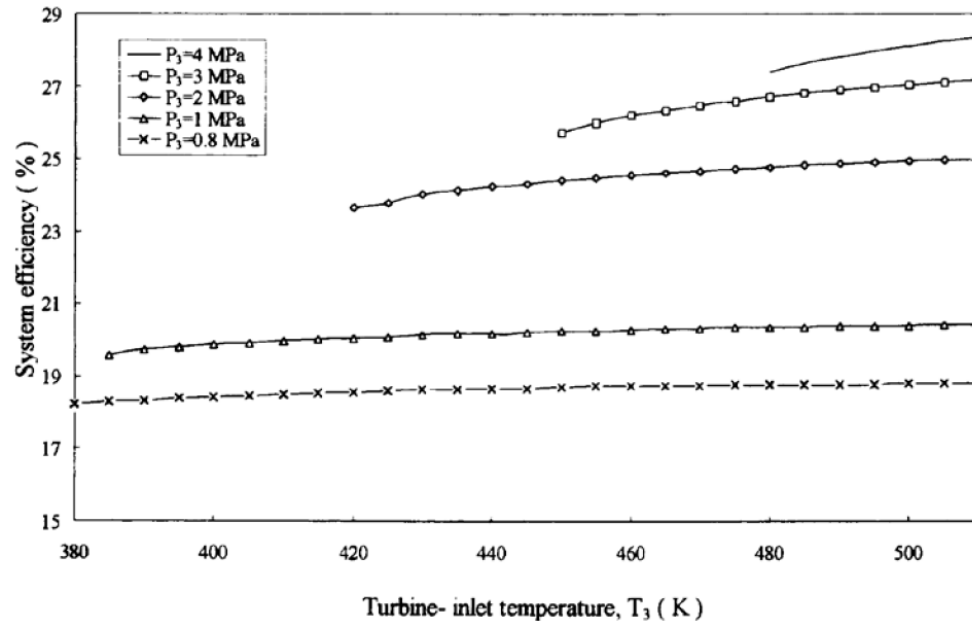
c) *isentropic*



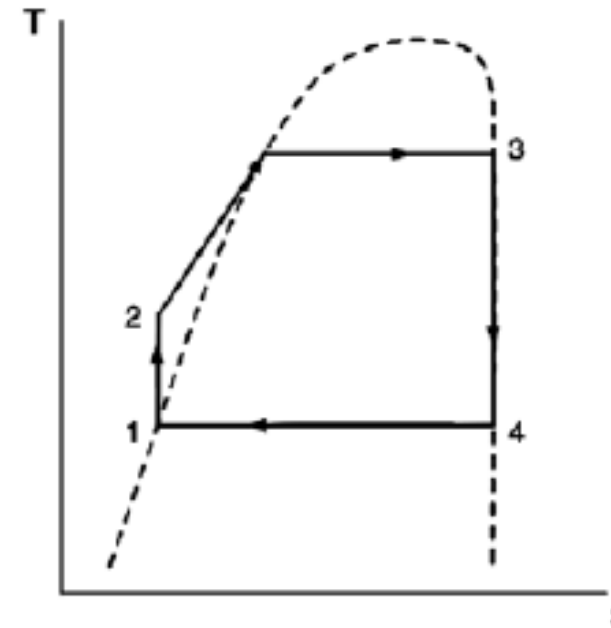
# Fluidi organici – Influenza della temperatura di ingresso alla turbina

## Fluidi di tipo *isoentropic*

Appartiene a questa categoria l'R-11. Il comportamento è simile ai fluidi *wet*, ma l'incremento del rendimento tende a diminuire con l'aumento della temperatura, quindi la curva tende a livellarsi. Inoltre, l'aumento di rendimento non è netto come per i fluidi *wet*.



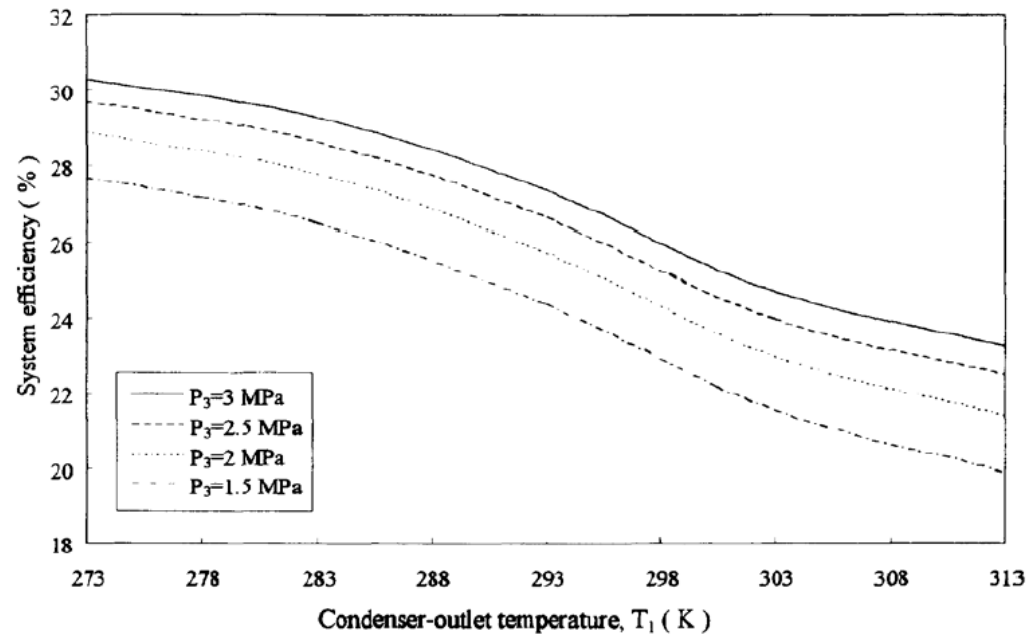
Variation of the System Efficiency with the Turbine Inlet Temperature  $T_3$  for R-11 (*isoentropic*) at  $T_1 = 293$  K.



c) *isoentropic*

## Fluidi organici – Ulteriori parametri di influenza

**Pressione di ingresso in turbina ( $P_{vap}$ ):** il suo aumento determina un innalzamento del rendimento. L'aumento di tale pressione non è sempre attuabile, soprattutto da un punto di vista economico in riferimento ai materiali e alle attrezzature necessarie.



Variazione del rendimento del sistema con la temperatura di uscita dal condensatore  $T_1$  per R-133 (*dry*) a  $T_3=450$ K.

**Temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ):** una riduzione della temperatura media del fluido durante la condensazione implica una riduzione dell'irreversibilità nella fase di condensazione. La temperatura in uscita dal condensatore, e quindi il rendimento del ciclo, è influenzata e limitata dalla  $T_{amb}$ . Si deduce che il rendimento di un impianto sarà maggiore nelle località la cui temperatura media annuale è più bassa.



## Fluidi organici - Selezione

Caratteristiche rilevanti

### **1. Prestazioni termodinamiche e andamento delle curve di saturazione**

L'efficienza e/o la potenza di uscita devono essere le più elevate possibile per la sorgente data e le temperature disponibili.

La presenza di fluido bifase al piede di espansione

### **2. Densità del vapore**

Tale parametro è fondamentale in particolar modo per i fluidi con una bassissima pressione di condensazione (e.g. oli silconici). Una bassa densità porta a macchinari molto grandi per quanto riguarda l'espansore ed il condensatore.

### **3. Pressioni accettabili**

Pressioni alte comportano costi di investimento elevati ed una maggiore complessità di sistema.

### **4. Stabilità alle alte temperature**

Diversamente dall'acqua, i fluidi organici solitamente soffrono di deterioramento chimico e di decomposizione ad alte temperature. La temperatura massima della sorgente di calore è quindi limitata dalla stabilità chimica del fluido di lavoro.

### **5. Basso impatto ambientale e alto livello di sicurezza**

I principali parametri da considerare sono il potenziale di riduzione dello strato di ozono, il potenziale di riscaldamento globale, la tossicità e l'infiammabilità.

### **6. Facilità di approvvigionamento e bassi costi**



## Fluidi organici - Selezione

Author(s)	Application	Cond. Temp.	Evap. Temp.	Considered fluids	Recommended fluids (in terms of efficiency and/or power)
Saleh et al.	Geothermal	30 °C	100 °C	alkanes, fluorinated alkanes, ethers and fluorinated ethers	RE134, RE245, R600, R245fa, R245ca, R601
Maizza and Maizza (2001)	n/a	35 – 60 °C	80-110	Unconventional working fluids	R123, R124
Liu et al. (2004)	Waste heat recovery	30 °C	150 – 200 °C	R123, iso-pentane, HFE7100, Benzene Toluene, p-xylene	Benzene, Toluene, R123
El Chammas and Clodic (2005)	ICE	55 °C (100 °C for water)	60 - 150 °C (150 – 260 °C for water)	Water, R123, isopentane, R245ca, R245fa, butane, isobutene and R-152a	Water, R245-ca and isopentane
Drescher and Bruggemann (2007)	Biomass CHP	90 °C *	250 - 350 °C*	ButylBenzene, Propylbenzene, Ethylbenzene, Toluene, OMTS	AlkylBenzenes
Hettiarachchia et al. (2007)	Geothermal	30 °C*	70 – 90 °C	Ammonia, n-Pentane, R123, PF5050	Ammonia
Lemort et al. (2007)	Waste heat recovery	35 °C	60 – 100 °C	R245fa, R123, R134a, n-pentane	R123, n-pentane
Hettiarachchia et al. (2007)	Geothermal	30 °C*	70 – 90 °C	Ammonia, n-Pentane, R123, PF5050	Ammonia
Lemort et al. (2007)	Waste heat recovery	35 °C	60 – 100 °C	R245fa, R123, R134a, n-pentane	R123, n-pentane
Borsukiewicz-Gozdur and Nowak (2007)	Geothermal	25 °C	80 – 115 °C	propylene, R227ea, RC318, R236fa, ibutane, R245fa	Propylene, R227ea, R245fa
Fankam et al. (2009)	Solar	35 °C	60 – 100 °C	Refrigerants	R152a, R600, R290

\* Max/min temperature of the heat source/sink instead of evaporating or condensing temperature

### Applicazioni MCI

la selezione del fluido è strettamente correlata alla scelta delle sorgenti termiche.

**Honda** ha selezionato acqua per il prototipo di sistema a ciclo Rankine.

**BMW** ha sviluppato un prototipo basato su due cicli: il primo recupera calore dai gas esausti ed usa acqua; il secondo è associato al circuito di raffreddamento ed usa etanolo.

**Commins** recupera calore sia dai gas esausti e dalla ricircolazione dei gas esausti ed utilizza R245fa.

## Fluidi organici - Selezione

Caso 1,  $T_{\text{vap}} = 85^\circ\text{C}$  &  $T_{\text{cond}} = 20^\circ\text{C}$ , geothermal application

	Fluid	$P_{\text{ev}}$ [bar]	$P_{\text{cd}}$ [bar]	$\eta_{\text{cycle}}$	BWR	$\rho_{\text{ex,exp}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]
$T_{\text{cd}} = 20^\circ\text{C}$ $T_{\text{ev}} = 85^\circ\text{C}$	R134a	29.28	5.73969	10.6%	10.8%	26.2
	R245fa	8.92	1.28839	11.7%	2.9%	6.775
	n-pentane	4.16	0.62557	11.5%	1.6%	1.803
	D4	0.04541	0.0009533	10.3%	0.0%	0.007966

## Fluidi organici - Selezione

Caso 2,  $T_{\text{vap}} = 150^\circ\text{C}$  &  $T_{\text{cond}} = 30^\circ\text{C}$ , low-temperature solar collector

	Fluid	$P_{\text{ev}}$ [bar]	$P_{\text{cd}}$ [bar]	$\eta_{\text{cycle}}$	BWR	$\rho_{\text{ex,exp}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]
$T_{\text{cd}} = 30^\circ\text{C}$ $T_{\text{ev}} = 150^\circ\text{C}$	R245fa	33.79	1.80767	16.4%	8.0%	8.598
	n-pentane	15.91	0.84297	18.1%	3.9%	2.055
	D4	0.50238	0.001985	15.6%	0.1%	0.01437

## Fluidi organici - Selezione

Caso 3,  $T_{\text{vap}} = 280^\circ\text{C}$  &  $T_{\text{cond}} = 100^\circ\text{C}$ , biomass CHP plant

	Fluid	$P_{\text{ev}}$ [bar]	$P_{\text{cd}}$ [bar]	$\eta_{\text{cycle}}$	BWR	$\rho_{\text{ex,exp}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]
$T_{\text{cd}} = 100^\circ\text{C}$ $T_{\text{ev}} = 280^\circ\text{C}$	D4	8.04243	0.08718	18.6%	2.2%	0.483

## Fluidi organici - Selezione

Caso 1,  $T_{\text{vap}} = 85^\circ\text{C}$  &  $T_{\text{cond}} = 20^\circ\text{C}$ , geothermal application

Caso 2,  $T_{\text{vap}} = 150^\circ\text{C}$  &  $T_{\text{cond}} = 30^\circ\text{C}$ , low-temperature solar collector

Caso 3,  $T_{\text{vap}} = 280^\circ\text{C}$  &  $T_{\text{cond}} = 100^\circ\text{C}$ , biomass CHP plant

	Fluid	$P_{\text{ev}}$ [bar]	$P_{\text{cd}}$ [bar]	$\eta_{\text{cycle}}$	BWR	$\rho_{\text{ex,exp}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]
$T_{\text{cd}} = 20^\circ\text{C}$ $T_{\text{ev}} = 85^\circ\text{C}$	R134a	29.28	5.73969	10.6%	10.8%	26.2
	R245fa	8.92	1.28839	11.7%	2.9%	6.775
	n-pentane	4.16	0.62557	11.5%	1.6%	1.803
	D4	0.04541	0.0009533	10.3%	0.0%	0.007966
$T_{\text{cd}} = 30^\circ\text{C}$ $T_{\text{ev}} = 150^\circ\text{C}$	R245fa	33.79	1.80767	16.4%	8.0%	8.598
	n-pentane	15.91	0.84297	18.1%	3.9%	2.055
	D4	0.50238	0.001985	15.6%	0.1%	0.01437
$T_{\text{cd}} = 100^\circ\text{C}$ $T_{\text{ev}} = 280^\circ\text{C}$	D4	8.04243	0.08718	18.6%	2.2%	0.483

## Tipologie di espansore

L'espansore può essere di diversi tipi in base alla **taglia del sistema** e alle **condizioni di esercizio**

Potenza dell'impianto	Sorgente di calore	Espansore
Medio/alta	Caldaia a combustibile	Turboespansori, mono o multistadio
Bassa	Cascame termico	Espansori volumetrici, e.g. motori alternativi a vapore, espansori a vite, turbine di piccola taglia

La scelta dell'espansore è comunque legata anche alla scelta del **fluido**

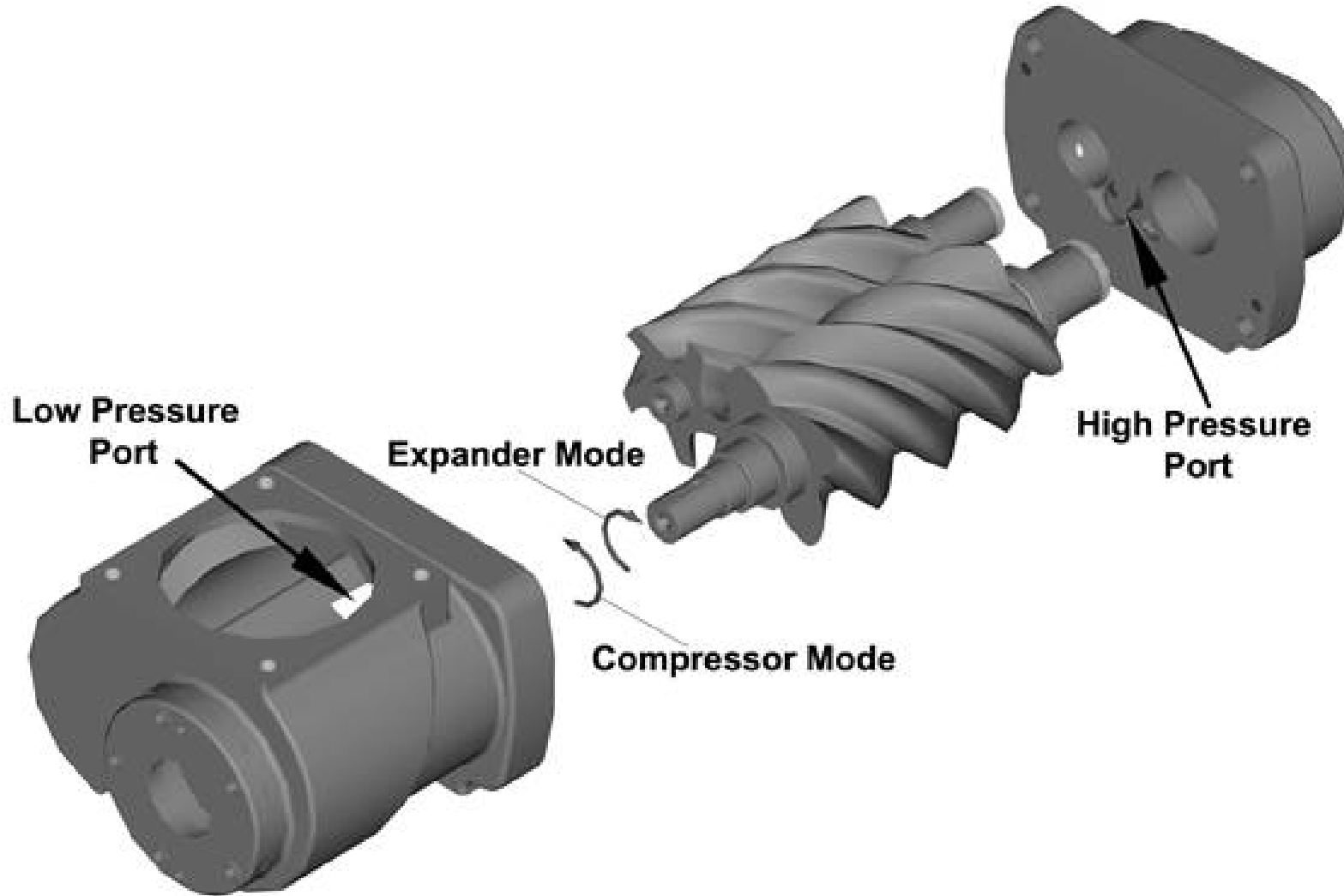
Tipo di fluido	Caduta entalpica specifica durante l'espansione	Espansore
<i>Dry e isoentropic</i>	Bassa	Turbina a singolo stadio
<i>Wet</i>	Medio/alta	Turbina multistadio

per le applicazioni a bassa temperatura il rapporto tra i volumi specifici all'uscita ed all'ingresso dell'espansore per un fluido organico può essere anche di un ordine di grandezza minore rispetto all'acqua, il che permette l'utilizzo di macchine più piccole ed economiche.

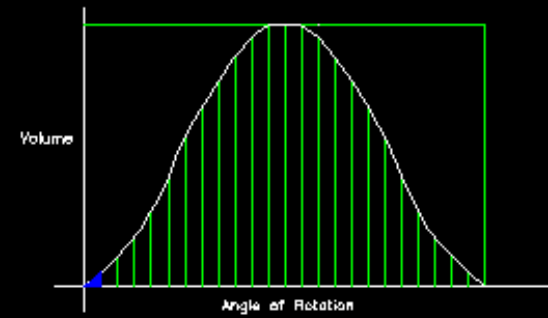
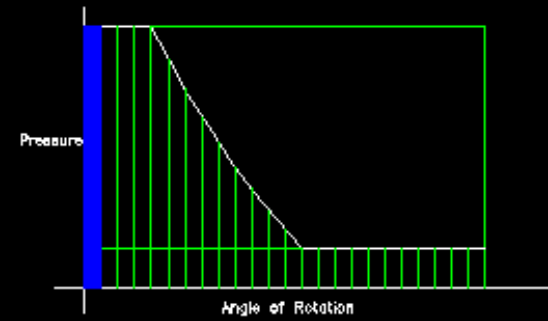
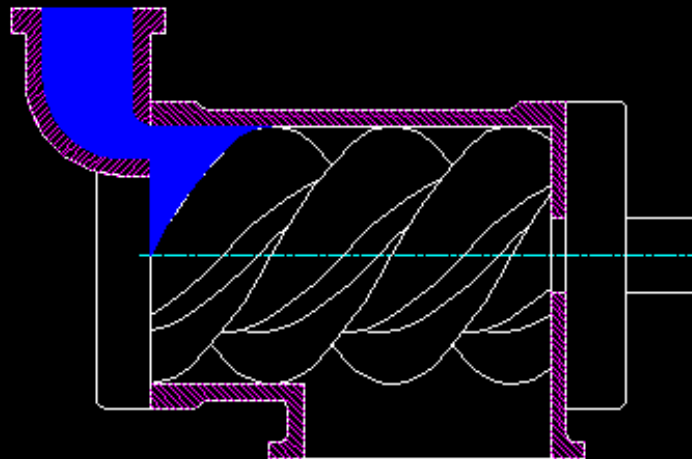
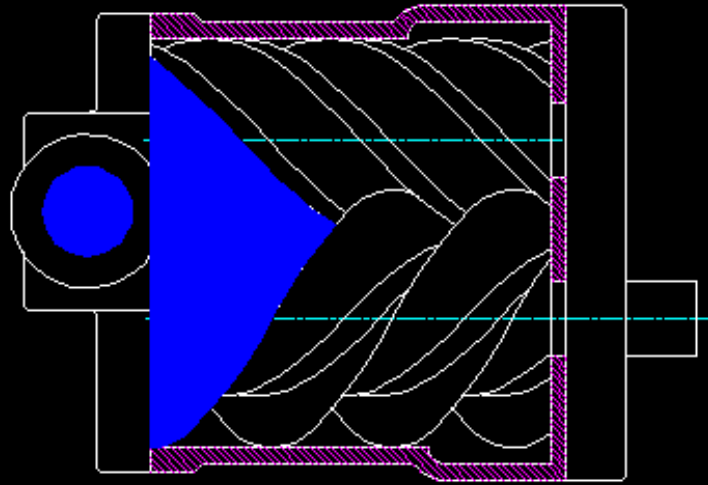
# Twin Screw Machine

CITY City University London

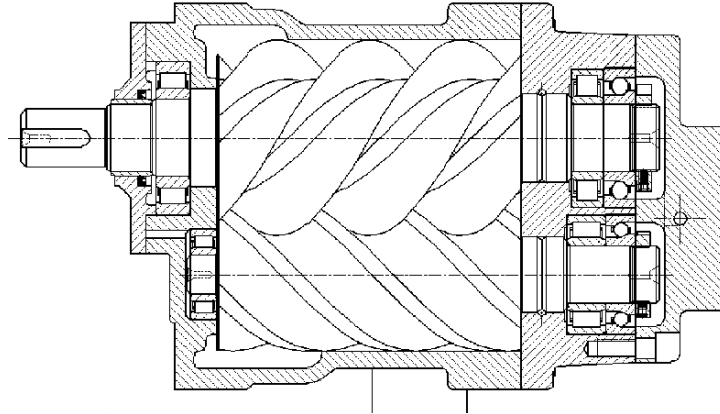
## Basic Components





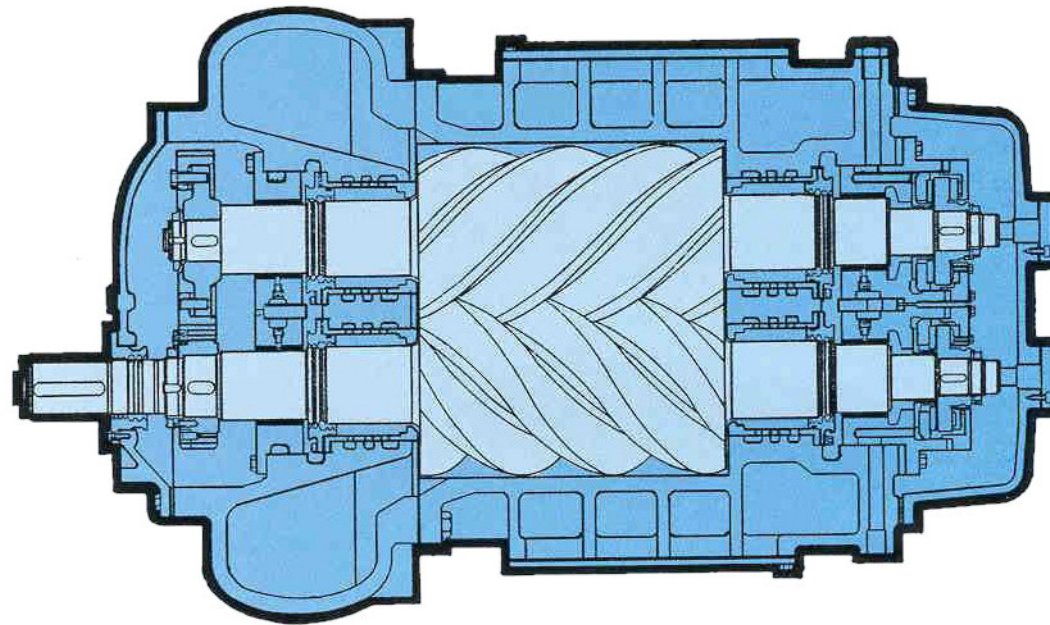


# Types of Twin Screw Machine



**Oil Injected**

**Requires external oil separation**



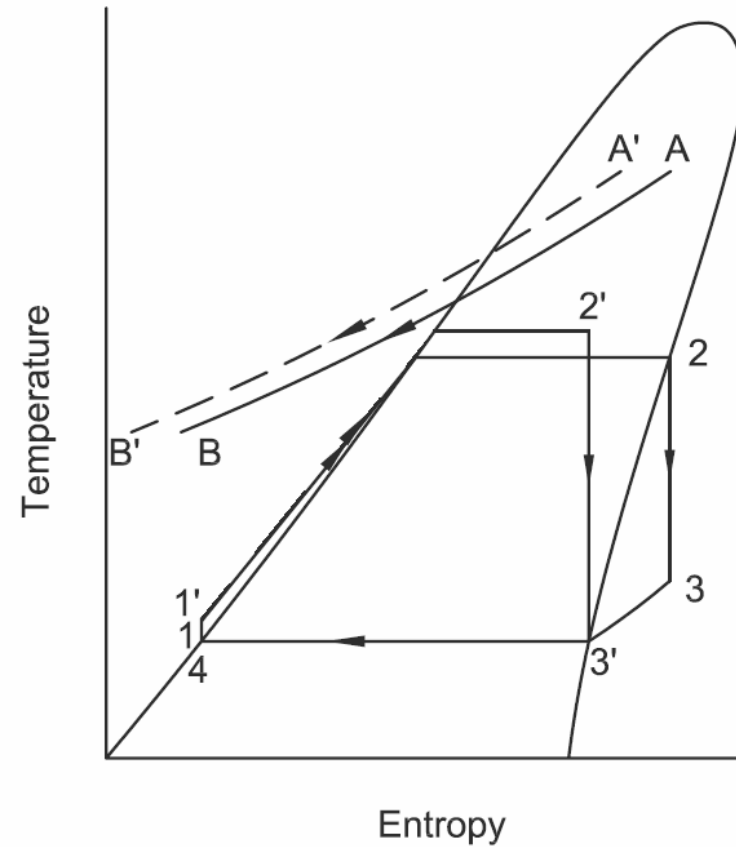
**Oil free**

**Requires synchronising gear and internal seals**

# Wet Organic Rankine Cycle (WORC)

L'uso di espansori volumetrici e.g. a vite permette il tracciamento di cicli ORC più efficaci dal punto di vista termodinamico anche con fluidi *dry*

I cicli *ORC wet* (WORC) permettono di ridurre le perdite in fase di condensazione attraverso una vaporizzazione parziale o incompleta



## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico



## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

### Processo di fonderia

Materiali utilizzati nel processo di produzione:

- Pani di alluminio di prima fusione: purezza 99,7%;
- Rottami di profilati per serramenti;
- Leghe madri AlSi, AlTiB;
- Magnesio puro.

**Due forni fusori** che portano la carica metallica a  $T=720^{\circ}\text{C}$ , ciascuno dotato di **due bruciatori rigenerativi** che utilizzano una miscela di metano:

metano-ossigeno  $\longrightarrow$  combustione completa  $\longrightarrow$  fumi allo scarico privi di  $\text{NO}_x$

metano-aria  $\longrightarrow$  combustione incompleta  $\longrightarrow$

presenza allo scarico di  $\text{CO}_x$ ,  $\text{NO}_x$  ed  $\text{SO}_x$  a causa dell'azoto e dello zolfo presente nell'aria a fronte di un costo praticamente nullo del comburente.

# Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

## Sorgente termica - Descrizione

I processi di fonderia producono una certa quantità di **fumi di scarico ad alta temperatura**, il cui contenuto energetico verrebbe perso in atmosfera se non si provvedesse ad un opportuno recupero.

I fumi dei **forni fusori** hanno inizialmente una temperatura di circa 400°C, che si riduce durante il filtraggio tramite la miscelazione con aria per l'abbattimento del particolato e degli agenti inquinanti. La temperatura dei fumi al camino è di 100 °C.

### Forni fusori ( $F_I$ )

Pressione atmosferica	$p_{atm}$	1020mbar
Pressione differenziale	$p_{dif}$	2,1mmH <sub>2</sub> O
Temperatura media dei fumi	$T_{F1}$	100°C
Portata effettiva	$\dot{V}_{F1}$	39672 m <sup>3</sup> /h
Umidità	$u$	1,5%

I **forni di omogeneizzazione** hanno fumi non inquinati dai residui del processo di fusione e quindi lo scarico è diretto a T=416°C.

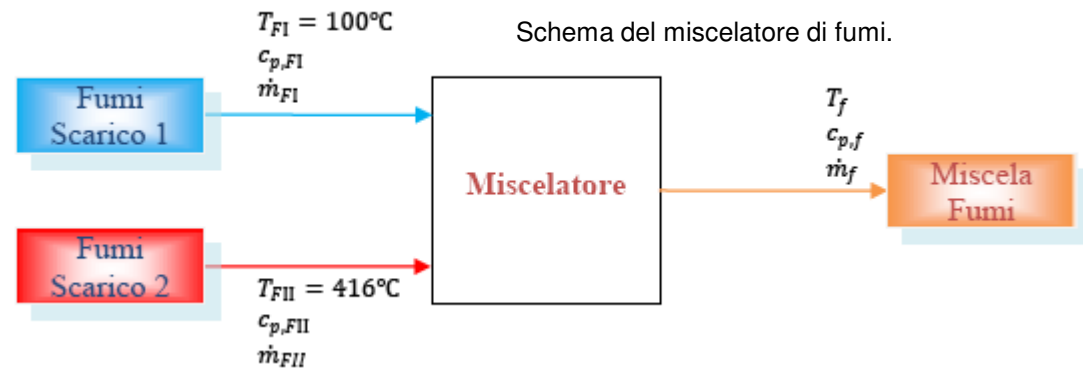
### Forno omogeneizzazione ( $F_{II}$ )

Pressione atmosferica	$p_{atm}$	1020mbar
Pressione differenziale	$p_{dif}$	3,3mmH <sub>2</sub> O
Temperatura media dei fumi	$T_{F2}$	416°C
Portata effettiva	$\dot{V}_{F2}$	8388 m <sup>3</sup> /h
Umidità	$u$	4,7%

I due camini di scarico sono indipendenti, ma si può applicare un miscelatore per l'ottenimento di un'unica sorgente di calore ad una temperatura intermedia tra le due.

## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

### Sorgente termica - Miscelazione



La **densità** dei fumi di scarico dei due forni sarà pertanto:

$$\rho_{FI} = 1,243 \cdot \frac{273,15}{373,15} = 0,91 \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{FII} = 1,243 \cdot \frac{273,15}{689,15} = 0,493 \frac{kg}{m^3}$$

Le **proprietà calorimetriche**:

$$c_{p,FI} = 1,02 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$$

$$c_{p,FII} = 1,14 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$$

## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

### Sorgente termica – Bilancio di massa

Date le portate in volume e note le densità dei fumi prima calcolate, è ora possibile valutare le portate in massa dei fumi ed il conseguente bilancio del miscelatore.

Le **portate in massa** dei due flussi sono date da:

$$\dot{m}_{FI} = \rho_{FI} \cdot \dot{V} = 0,91 \cdot 39672 = 10,02 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{FII} = \rho_{FII} \cdot \dot{V} = 0,493 \cdot 8388 = 1,15 \frac{kg}{s}$$

L'equazione del **bilancio di massa** per il miscelatore sarà:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{FI} + \dot{m}_{FII} = 10,02 + 1,15 = 11,17 \frac{kg}{s}$$



## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

### Sorgente termica – Bilancio di energia

Attraverso il bilancio dell'energia è possibile determinare la temperatura della miscela.

$$\dot{E}_f = \dot{E}_{FI} + \dot{E}_{FII}$$

$$\dot{m}_f h_f = \dot{m}_{FI} h_{FI} + \dot{m}_{FII} h_{FII}$$

$$\dot{m}_f c_p T_f = \dot{m}_{FI} c_p T_{FI} + \dot{m}_{FII} c_p T_{FII}$$

da cui:

$$T_f = \frac{\dot{m}_{FI} T_{FI} + \dot{m}_{FII} T_{FII}}{\dot{m}_f} = 132^\circ\text{C}$$

### Sorgente termica – Potenza termica *equivalente*

Ipotesi: raffreddamento della sorgente fino alla temperatura ambiente, e.g.  $T_0=25^\circ\text{C}$

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_f c_p \Delta T$$

da cui:

$$\dot{Q}_b = 11,17 \cdot 1,08 \cdot (132 - 25) = 1297,08 \text{ kW}$$

## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

### Sistema di recupero – Fluido di lavoro

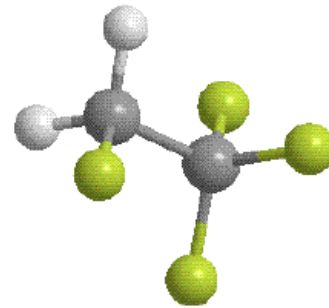
Scegliamo come fluido il Freon *HFC134a*, un alogenuro alchilico usato come refrigerante, noto come *1,1,1,2-tetrafluoroetano*.

Le motivazioni di tale scelta sono le seguenti:

- tipologia del campo di temperatura;
- alta diffusione come refrigerante e conseguente facile reperibilità sul mercato, il che favorisce la manutenibilità dell'impianto stesso;
- limitato costo rispetto a soluzioni specifiche che richiedono fluidi studiati e realizzati appositamente e quindi potenzialmente più costosi;
- basso impatto ambientale, come richiesto dalle più attuali normative in materia di tutela ambientale.

# Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

## Sistema di recupero – Fluido di lavoro

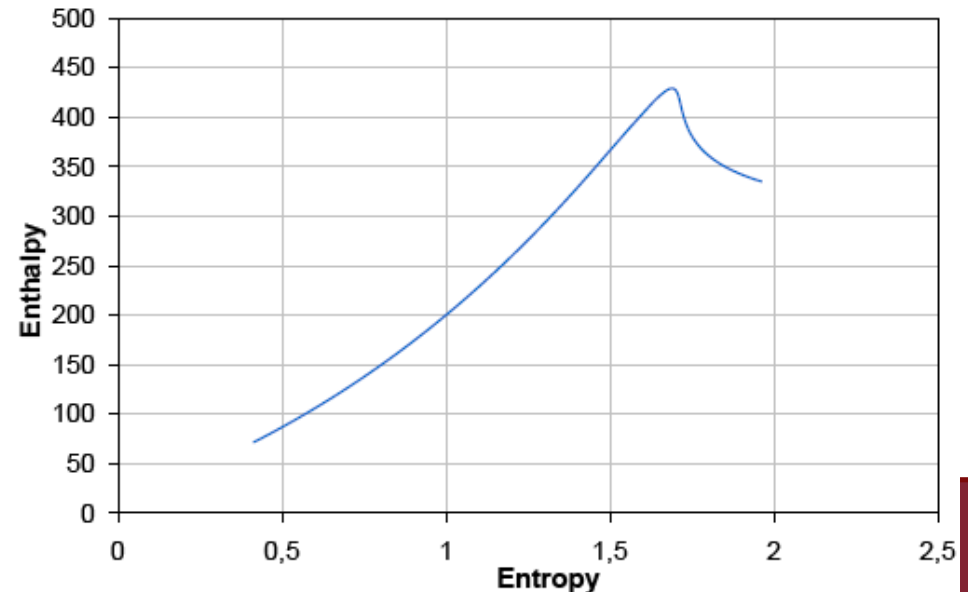
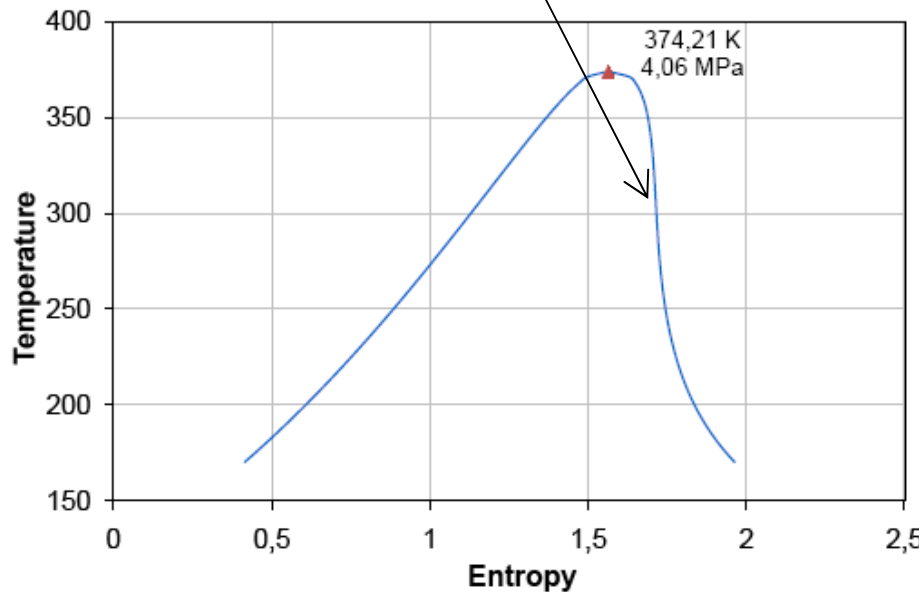


Nome IUPAC	1,1,1,2-tetrafluoroetano
Nomi alternativi	HFC – 134a ; R – 134a
Formula bruta	$C_2H_2F_4$ ; $CF_3 - CH_2F$
Numero CAS	811 – 97 – 2
Peso molecolare	102,03 u
Aspetto	Gas incolore
Densità (in c.n.)	4250 kg/m <sup>3</sup>
Temperatura di fusione	169,85 K; –103,3°C
Temperatura di ebollizione	246,85 K; –26,3°C
Flash Point	Non infiammabile

### Caratteristiche termodinamiche

Temperatura critica	374,21 K; 101,06°C
Pressione critica	40,6bar; 4,06MPa
Volume specifico critico	0,001953 m <sup>3</sup> /kg

Comportamento *iso-entropico*



## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

### Sistema di recupero – Ciclo termodinamico ideale

Si decide di impiegare un **ciclo Rankine semplice**, con preriscaldamento ed evaporazione, senza surriscaldamento.

L'impiego di un fluido isoentropico rende poco conveniente la fase di surriscaldamento come nei fluidi *dry*.

Non è prevista una configurazione rigenerativa poiché si cercherà di massimizzare l'*indice di recupero termico* ( $\Phi$ ) sottraendo tutto il calore necessario alla sorgente termica

Detto ciò si esegue il confronto tra due valori per la temperatura di evaporazione del ciclo, ovviamente minori della  $T_c$ , al fine di individuare le migliori condizioni di lavoro:

$$T_3 = 368,15 \text{ K} = 95^\circ\text{C} \longrightarrow \text{Configurazione 1}$$

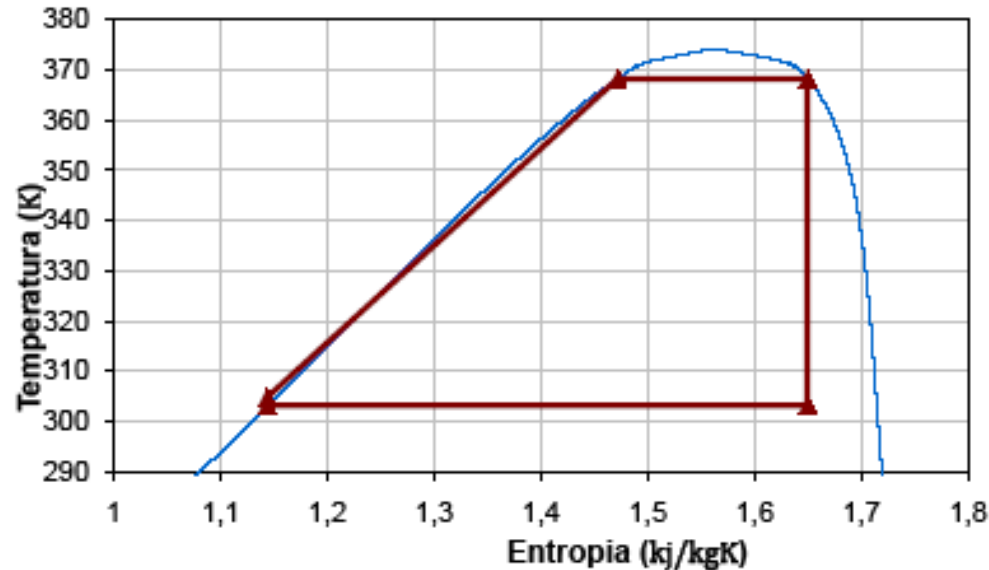
$$T_3 = 343,15 \text{ K} = 70^\circ\text{C} \longrightarrow \text{Configurazione 2}$$

Altri parametri di funzionamento:

- temperatura di condensazione  $T_5 = 303,15 \text{ K} = 30^\circ\text{C}$ ;
- rendimento di espansione  $\eta_t = 1$ ;
- rendimento di compressione  $\eta_p = 1$ ;
- pinch point  $\Delta T_{pp} = 10^\circ\text{C}$ .

## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

Sistema di recupero – Ciclo termodinamico ideale – Configurazione 1  $T_3 = 368,15 \text{ K} = 95^\circ\text{C}$



Lavoro di compressione:	$w_{p,id} =$	$2,364 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Lavoro di espansione:	$w_{sc,id} =$	$25,629 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Lavoro netto:	$w_{id} =$	$23,266 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Calore in ingresso nel ciclo:	$q_{in} =$	$176,583 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Frazioni di calore necessarie per il preriscaldamento e l'evaporazione:

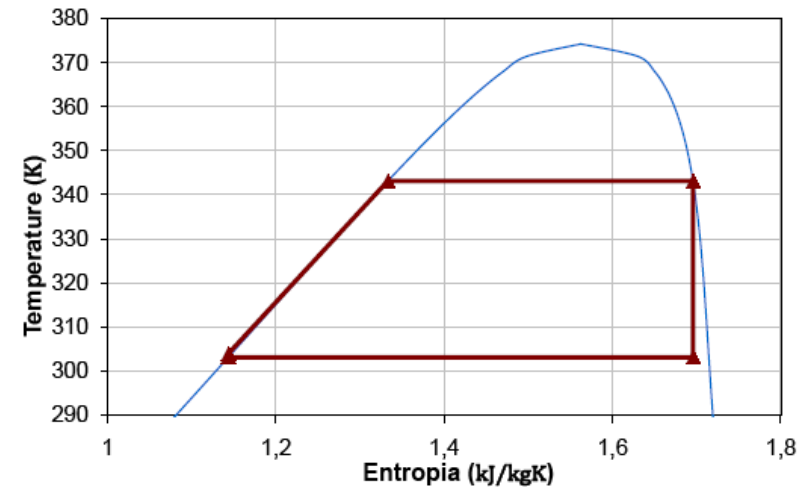
$$q_{2-2'} = h_{2'} - h_2 = 111,160 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Rightarrow q_{2-2'} = \frac{111,160}{176,583} = 63,0\%$$

$$q_{2'-3} = h_3 - h_{2'} = 65,423 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Rightarrow q_{2'-3} = \frac{65,423}{176,583} = 37,0\%$$

## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

Sistema di recupero – Ciclo termodinamico ideale – Configurazione 2  $T_3 = 343,15 K = 70^\circ C$

Proprietà	Punto 1	Punto 2	Punto 2'	Punto 3	Punto 4	Punto 5
$T$ K	303,15	303,95	343,15	343,15	303,15	303,15
$p$ MPa	0,7701963	2,1168255	2,1168255	2,1168256	0,7701962	0,7701963
$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	1187,4618	1193,0831	996,24818	115,57149	38,777422	1187,4618
$v$ m <sup>3</sup> /kg	0,0008421	0,0008381	0,0010037	0,0086526	0,0257882	0,0008421
$u$ kJ/kg	241,07378	241,07948	302,15759	410,33362	389,23090	241,07378
$h$ kJ/kg	241,72239	242,85373	304,28239	428,64978	409,09288	241,72239
$s$ kJ/kg K	1,143500	1,143500	1,333176	1,695604	1,695604	1,143500
$x$	0	0	0	1	0,966922	0



Lavoro di compressione:  $w_{p,id} = 1,131 \frac{kJ}{kg}$

Lavoro di espansione:  $w_{sc,id} = 19,557 \frac{kJ}{kg}$

Lavoro netto:  $w_{id} = 18,426 \frac{kJ}{kg}$

Calore in ingresso nel ciclo:  $q_{in} = 185,796 \frac{kJ}{kg}$

$$q_{2-2'} = h_{2'} - h_2 = 61,429 \frac{kJ}{kg} \Rightarrow q_{2-2'} = \frac{61,429}{185,796} = 33,1\%$$

$$q_{2'-3} = h_3 - h_{2'} = 124,367 \frac{kJ}{kg} \Rightarrow q_{2'-3} = \frac{124,367}{185,796} = 66,9\%$$

In questo caso la frazione maggiore di calore serve per l'evaporazione del fluido, contrariamente a quanto succedeva nel caso precedente.

## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

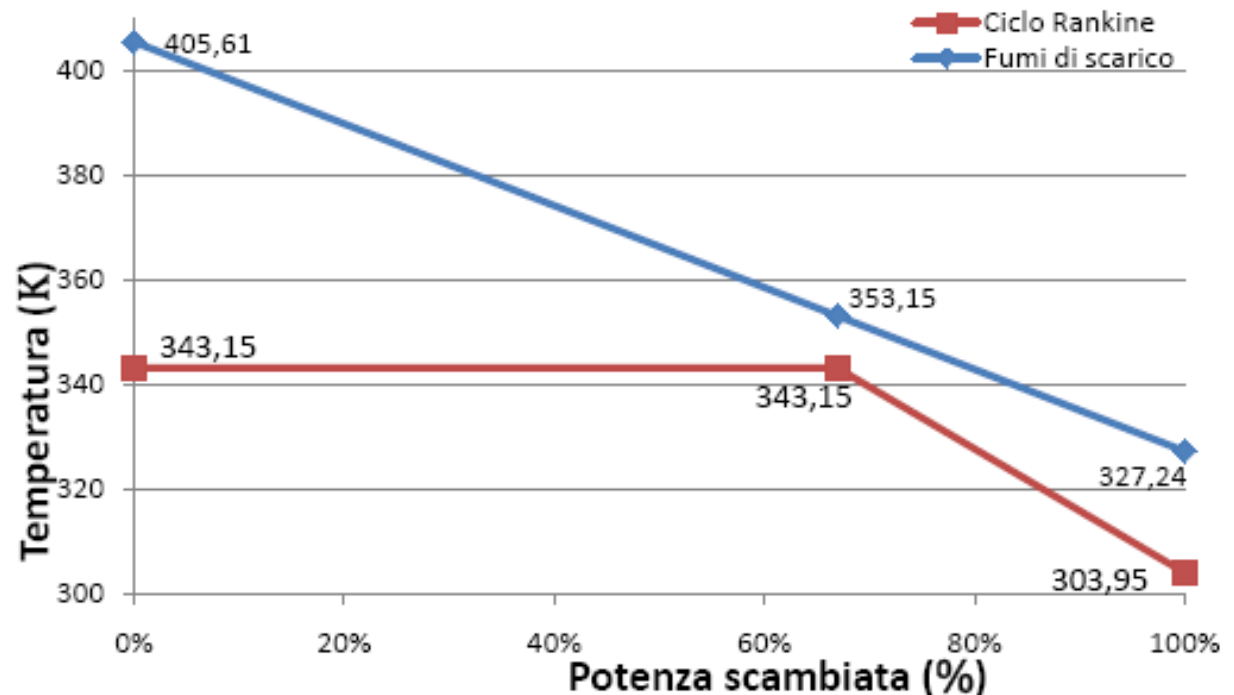
Sistema di recupero – Ciclo termodinamico ideale – Configurazione 2  $T_3 = 343,15 K = 70^\circ C$

Potenza termica sottratta ai fumi di scarico

Temperatura di pinch point:  $T_{pp} = T_3 + \Delta T_{pp} = 343,15 + 10 = 353,15 K = 80^\circ C$

Temperatura di uscita dei fumi:  $T_{out} = 327,24 K = 59,09^\circ C$

Potenza termica sottratta ai fumi:  $\dot{Q}_{in} = \dot{m}_f c_p \Delta T_f = 11,17 \cdot 1,08 \cdot (132,46 - 54,09) = 945,98 kW$



## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

**Sistema di recupero – Ciclo termodinamico ideale – Configurazione 2**  $T_3 = 343,15 K = 70^\circ C$

### Portata di fluido

Portata di vapore: 
$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_f c_p \Delta T_f}{q_{in}} = \frac{945,98}{185,796} = 5,1 \frac{kg}{s}$$

### Potenza meccanica prodotta

Il ciclo ideale produce una potenza meccanica ideale data da:  $\dot{W}_{id} = \dot{m} w_{id} = 5,1 \cdot 18,426 = 93,81 kW$



## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

**Sistema di recupero – Ciclo termodinamico ideale – Configurazione 2**  $T_3 = 343,15 \text{ K} = 70^\circ\text{C}$

### Rendimenti del ciclo

$$\text{Rendimento termico: } \eta_{TH} = \frac{w}{q_{in}} = \frac{18,426}{185,796} = 0,099$$

Rendimento del ciclo di Carnot operante tra le stesse temperature, che rappresenta il massimo rendimento per il ciclo in esame:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{303,15}{343,15} = 0,117$$

$$\frac{\eta_{TH}}{\eta_{Carnot}} = \frac{0,10}{0,12} = 85\%$$

Il ciclo operante con il fluido scelto raggiunge il 74,6% del valore massimo teorico.

$$\text{Rendimento di secondo principio del ciclo: } \eta_{II} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{rev}} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_b \left(1 - \frac{T_0}{T_{ml}}\right)} = \frac{93,81}{1297,08 \left(1 - \frac{298,15}{349,13}\right)} = 0,495$$

$$\text{dove } T_{ml} = \frac{T_{in} - T_0}{\ln \frac{T_{in}}{T_0}} = \frac{405,61 - 298,15}{\ln \frac{405,61}{298,15}} = 349,13 \text{ K}$$

## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

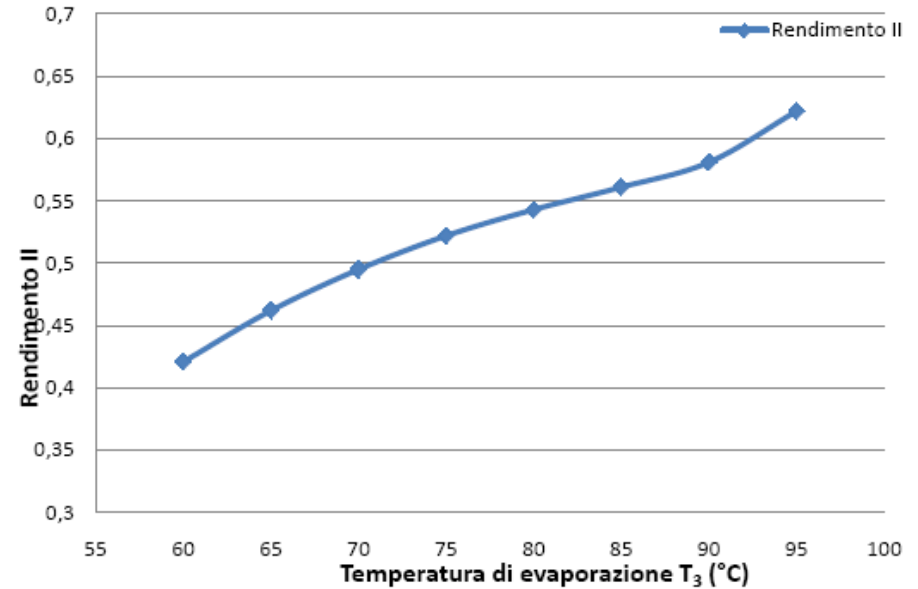
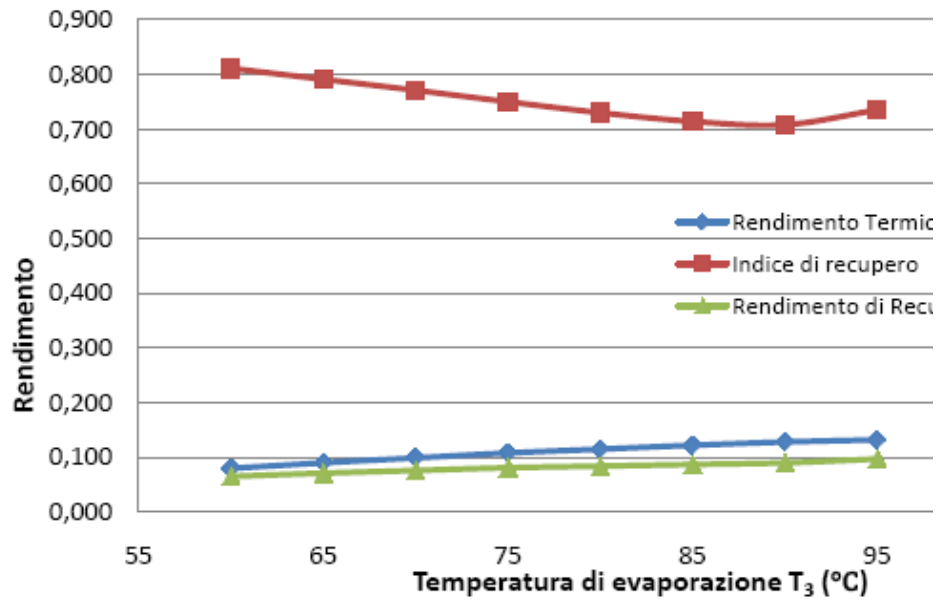
### Sistema di recupero – Scelta delle condizioni di lavoro del ciclo

Il procedimento sopra esposto è stato applicato iterativamente in un range di temperature compreso tra 60–95°C con step di 5°C, al fine di valutare qualitativamente l'andamento di alcuni parametri caratteristici in funzione della temperatura di evaporazione.

$T_3$	$\eta_{TH}$	$\Phi$	$\eta_{rec}$	$\eta_{II}$	$\dot{Q}_{in}$	$\dot{m}$	$\dot{W}$	$T_{out}$
60	0,080	0,811	0,065	0,421	997,86	5,4	79,68	322,94
65	0,090	0,791	0,071	0,462	972,44	5,3	87,44	325,05
70	0,099	0,771	0,076	0,495	945,98	5,1	93,81	327,24
75	0,108	0,750	0,081	0,522	919,18	4,9	98,91	329,46
80	0,115	0,730	0,084	0,543	893,46	4,8	102,93	331,59
85	0,122	0,714	0,087	0,561	871,94	4,7	106,30	333,37
90	0,128	0,708	0,090	0,581	862,68	4,7	110,05	334,14
95	0,132	0,735	0,097	0,622	894,69	5,1	117,87	331,49

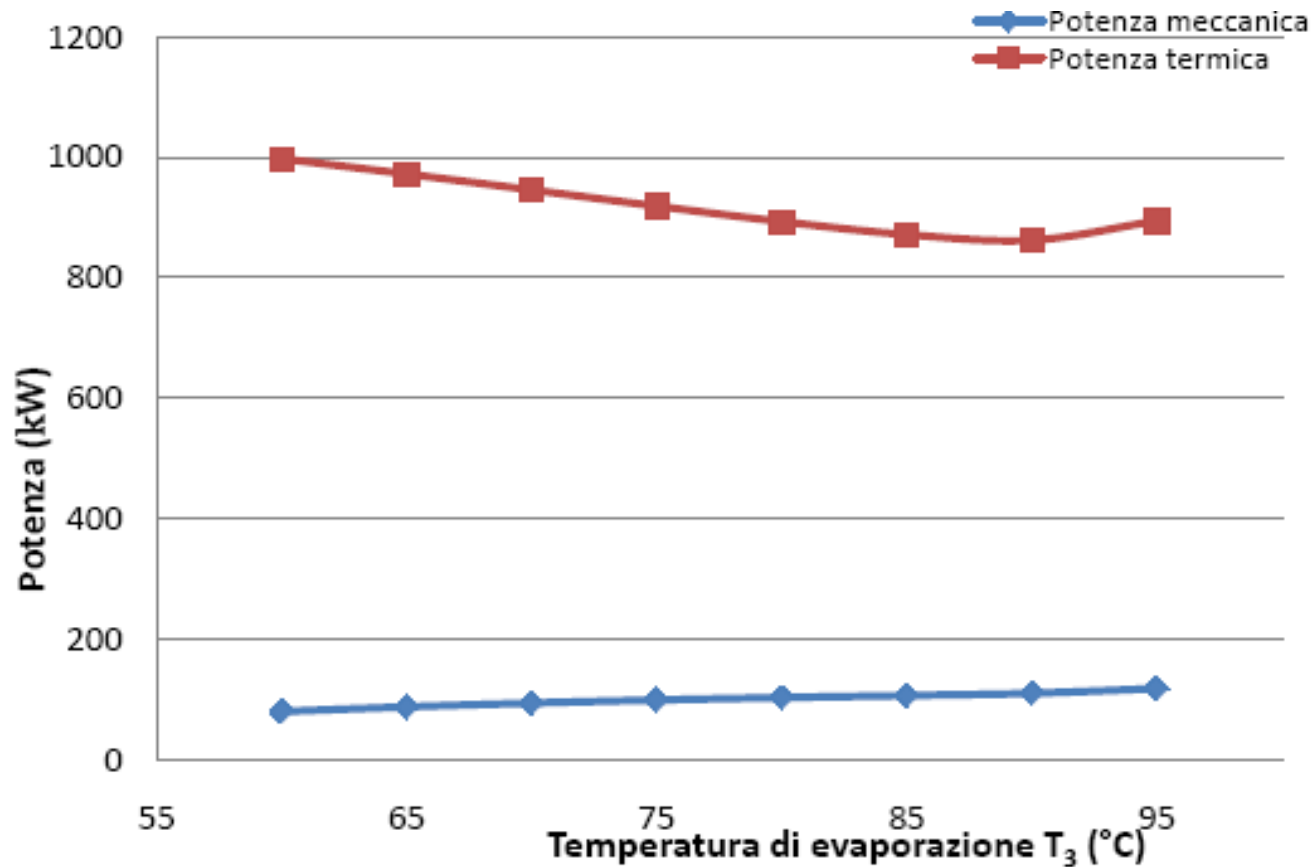
# Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

## Sistema di recupero – Scelta delle condizioni di lavoro del ciclo



## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

Sistema di recupero – Scelta delle condizioni di lavoro del ciclo



## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

### Caldia a recupero

Si tratta di uno scambiatore di calore che recupera calore da un flusso di gas caldi e produce vapore.

Nel caso in esame, dai calcoli effettuati risulta che la portata di fumi che attraversa il generatore a recupero e la corrispondente potenza termica sono di:

$$\dot{m}_f = 11,17 \frac{kg}{s} \quad \dot{Q}_b = 1297,08 kW$$

E deve trasferire al fluido una potenza termica di:

$$\dot{Q}_{in} = 894,64 kW$$

### Condensatore

Nel caso in esame il condensatore deve provvedere a sottrarre al fluido la seguente potenza termica:

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}(h_4 - h_1) = 5,1 \cdot (395,04 - 241,72) = 776,8 kW$$

## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

### Risultati energetici finali

Nota la potenza meccanica ideale fornita dal ciclo è possibile determinare la potenza elettrica fornita effettivamente dal generatore introducendo i valori di efficienza delle varie macchine. A tal proposito ricordiamone i rendimenti:

$$\text{Pompa: } \eta_p = 0,85$$

$$\text{Espansore: } \eta_{se} = 0,65$$

$$\text{Generatore: } \eta_G = 0,95$$

Potenza meccanica  
fornita all'espansore:

$$\dot{W}_{se} = \dot{W}_{se,id} \cdot \eta_{se} = \dot{m} \cdot w_{se,id} \cdot \eta_{se} = 130,71 \cdot 0,65 = 84,96 \text{ kW}$$

Potenza elettrica fornita dal generatore:  $P_{e,G} = \dot{W}_{se} \cdot \eta_G = 84,96 \cdot 0,95 = 80,71 \text{ kW}_e$

Potenza elettrica assorbita dalla pompa:  $P_{e,p} = \frac{\dot{W}_{p,id}}{\eta_p} = \frac{\dot{m} \cdot w_{p,id}}{\eta_p} = \frac{12,06}{0,85} = 14,18 \text{ kW}_e$

Potenza elettrica netta:  $P_e = P_{e,G} - P_{e,p} = 80,71 - 14,18 = 66,53 \text{ kW}_e$

## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

### Risultati energetici finali

Per calcolare la produzione energetica dell'impianto si ipotizzi un periodo di funzionamento dell'impianto di 11 mesi/anno, per un totale di 8016 h/anno i.e. 91,5%

L'energia elettrica oraria prodotta è data da:  $E_{e,h} = P_e \cdot 3600 = 66,53 \cdot 3600 = 239.508 \frac{kJ_e}{h} = 66,53 kWh_e$

Quindi l'energia elettrica prodotta annualmente sarà:

$$E_{e,a} = E_{e,h} \cdot t = 66,53 \cdot 8016 \cong 533.304 \frac{kWh_e}{anno} = 533,3 \frac{MWh_e}{anno}$$

## Esempio applicativo – Recupero dei cascami termici da un processo produttivo nel settore metallurgico

### Stima dei costi

#### Costi di investimento

Alcuni studi stimano, per i sistemi di recupero di potenza medio-bassa, un costo unitario complessivo di

$$\bar{c}_{inv} = 1500 - 2500 \frac{\text{€}}{kW_e}$$

Perciò, per il caso in esame, considerando un costo unitario di 2500 €/kW<sub>e</sub>, il costo totale dell'impianto risulta essere:

$$C_{tot} = \bar{c}_{inv} \cdot P_e = 2.500 \cdot 66,53 = 166.325 \text{ €}$$

#### Risparmio economico

Considerando un costo medio a kWh per l'energia di:  $\bar{c}_e = 0,10 - 0,12 \frac{\text{€}}{kWh}$

La stima del risparmio annuo corrisponde a:  $\overline{Risp}_{e,a} = E_{e,a} \cdot \bar{c}_e = 533.304 \cdot 0,11 = 58.663 \frac{\text{€}}{\text{anno}}$

#### Periodo di ritorno

Approssimativamente:  $x = \frac{C_{tot}}{\overline{Risp}_{e,a}} = \frac{166.325}{58.663} \cong 3 \text{ anni}$



*Cicli Rankine a fluido organico*

**Alessandro Corsini**

*Fluid-Machinery Research Group – FMRG  
Dipartimento di Meccanica e Aeronautica*

*Università di Roma “La Sapienza”*

e.mail: [alessandro.corsini@uniroma1.it](mailto:alessandro.corsini@uniroma1.it), [corsini@dma.ing.uniroma1.it](mailto:corsini@dma.ing.uniroma1.it)