

Mediclima 2019

CRITERI DI SOSTENIBILITÀ ENERGETICA E AMBIENTALE

Il Ruolo Dei Progettisti, Degli Imprenditori e Della Amministrazione Pubblica nell'era della Digitalizzazione

Edilizia circolare e Ambiente

Sostenibilità e Criteri ambientali minimi. Il ruolo degli Enti locali, dei progettisti e dei costruttori nell'applicare e promuovere criteri sostenibili.

Progettare e costruire nell'era del BIM

CAM, BIM, EGE. Il ruolo degli Enti locali, dei progettisti e dei costruttori nell'evoluzione digitale e normativa

Soluzioni E Alternative Progettuali: Pro e Contro

Il ruolo di progettisti, costruttori, committenti e produttori nel processo edilizio.

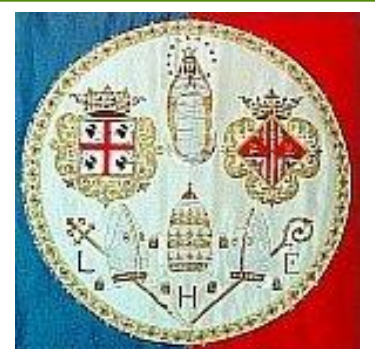
Simulazione e Ottimizzazione di Sistemi di Condizionamento ad Assorbimento Elio-assistiti

Relatore:

Dott. Prof. ing. Natalino Mandas



Ordine degli Ingegneri della Provincia di Nuoro
Via Convento n. 35 08100 Nuoro
Tel. e Fax 078436903
Sito: www.ingegnerinuoro.it e-mail: ordineingegnerinuoro@tinit.it
pec: ordinenuoro@ingpec.eu



Cenni Storici

- ✓ Primi tentativi nella seconda metà del 1700;
- ✓ Intorno al 1860 Edmond Carrè brevetta una macchina impiegata nei caffè a Parigi per produrre bibite fresche;
- ✓ Alcuni anni dopo il fratello Ferdinand Carrè brevetta una macchina ad acqua-ammoniaca: (100 Kg/h di ghiaccio);
- ✓ Anni trenta, scoperta dei CFC, inizio era delle macchine a compressione per produrre freddo/caldo;
- ✓ Anni 40, durante la seconda guerra mondiale macchine a assorbimento a Bromuro di Litio e Acqua ($COP < 1$);
- ✓ Anni 60, sviluppo macchine a doppio effetto (COP fino 1.5);
- ✓ Oggi macchine fino 5.000 kW.



32

3,791,461

DISCUSSION

INVENTOR
James M. Smith
By _____

Argomenti trattati

- 1) Principio di funzionamento
- 2) Modello matematico
- 3) Simulazione
- 4) Applicazione
- 5) Analisi Tecnico-Economica



PROGETTAZIONE

Simulazione di impianti ad assorbimento ello-assistiti

Una procedura per la simulazione di impianti di raffrescamento che impiegano macchine ad assorbimento con coppia di lavoro acqua/bromuro di litio alimentate con acqua calda prodotta da collettori solari termici.

N. Mandas*, F. Cambuli*, C. E. Carcangiu*,
F. Frau**

Lo scenario energetico attuale appare molto favorevole per l'utilizzo dell'energia solare anche per il raffrescamento di ambienti civili e industriali. Da tale fonte di energia rinnovabile può essere ricavata infatti la produzione di acqua calda a bassa temperatura ($75 \div 95$ °C) necessaria per alimentare macchine frigorifere ad assorbimento, con coppia di lavoro acqua/bromuro di litio ($H_2O-LiBr$). Diverse aziende in Europa sono impegnate in progetti di ricerca per sviluppare macchine di questo tipo, di piccola e media potenzialità ($5 \div 15$ kW), soprattutto per impieghi civili, per cui si può affermare che gli operatori del settore sono orientati per il prossimo futuro alla produzione su larga scala di questi sistemi [1], [2]. La scelta di un sistema solar cooling, in alternativa a un impianto tradizionale, deve scaturire da un'analisi tecnico-economica che metta a confronto le diverse soluzioni. Per facilitare questa scelta, la maggior parte dei progettisti utilizza codici di calcolo messi a disposizione dalle stesse case fornitrici. Alla semplicità d'uso di tali codici si contrappone la difficoltà, o impossibilità, di

poter fare un confronto tra le prestazioni delle macchine disponibili nel mercato. Ciò si traduce in una limitazione sulla conoscenza delle possibilità offerte dalle diverse macchine. Inoltre, per una scelta ottimale, diventa fondamentale valutare l'interazione di queste macchine con gli altri componenti che costituiscono l'impianto, anche in condizioni di funzionamento diverse da quelle nominali. Per avere una valutazione tecnico-economica attendibile, è pertanto necessario effettuare una simulazione del sistema all'interno dell'intero campo di funzionamento.

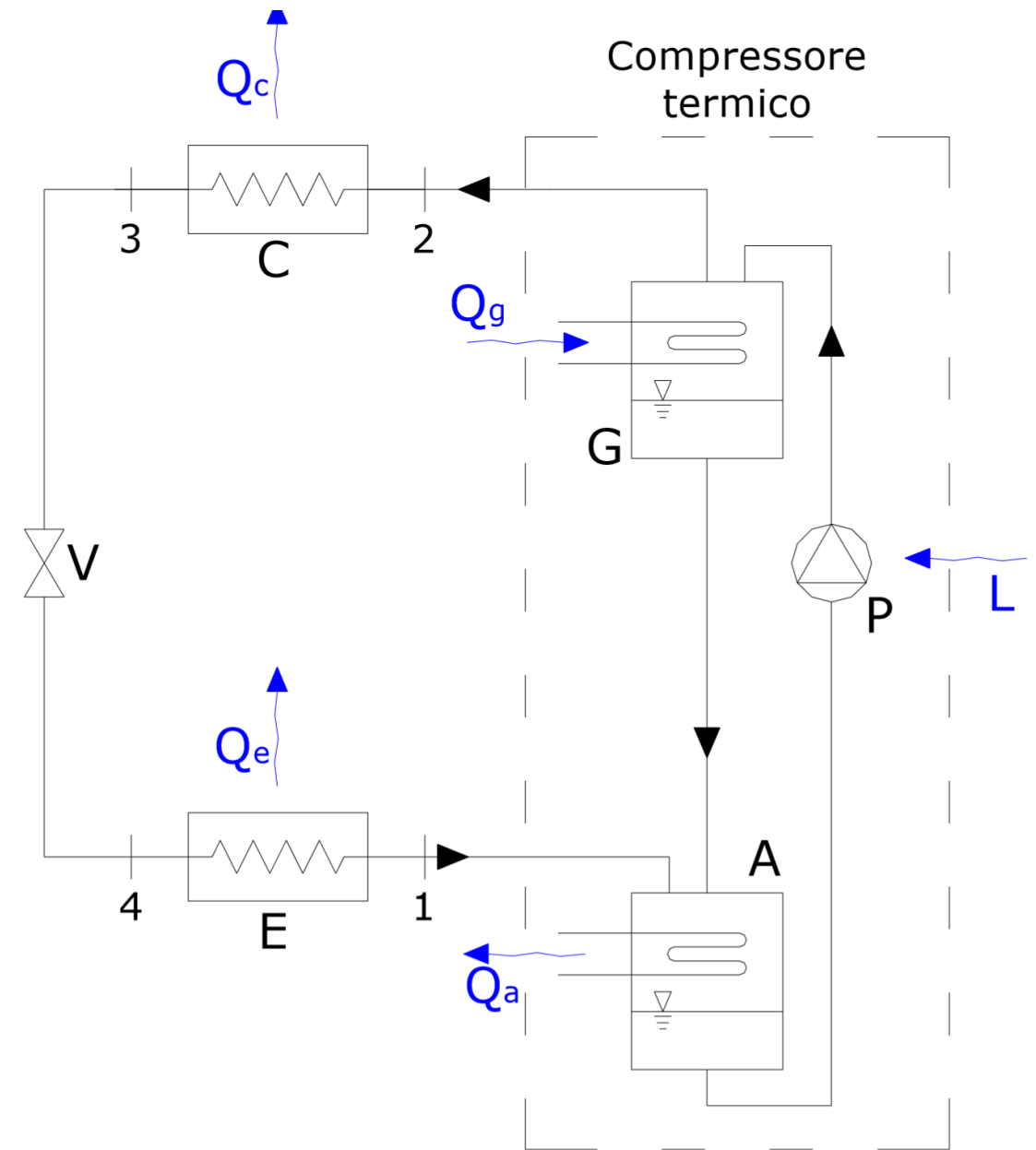
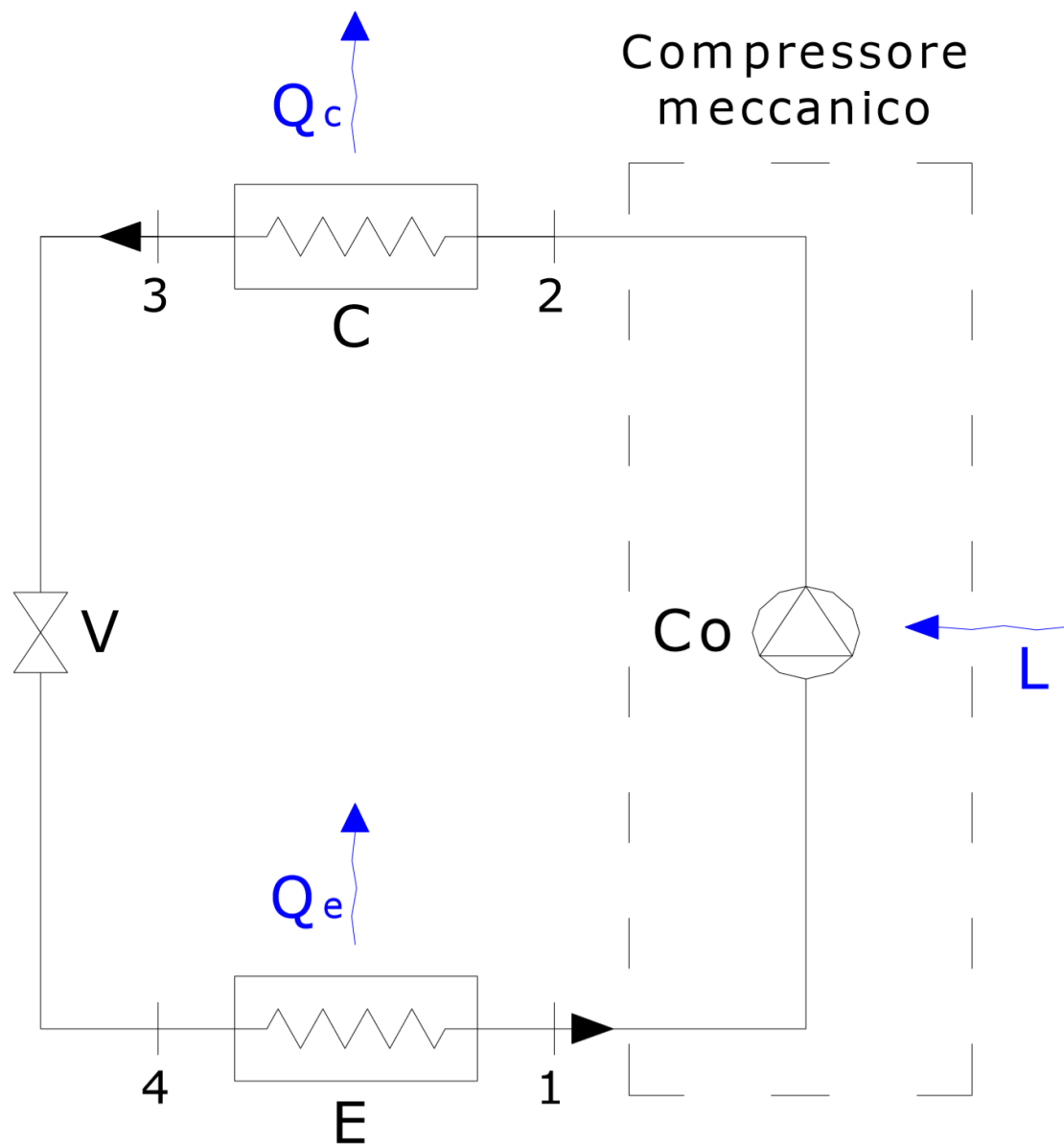
Il tipo di impianto analizzato in questo lavoro è costituito da una macchina ad assorbimento ad acqua/bromuro di litio, da un campo di collettori solari termici, da un volume d'accumulo dell'energia termica e da un generatore di calore tradizionale di supporto (*backup*).

Principi di funzionamento

Come è noto, per abbassare la temperatura di un sistema (ambiente interno) può essere sfruttato il calore latente di evaporazione

di un liquido. In realtà una macchina frigorifera, operando con fluidi adeguati, realizza al suo interno l'evaporazione del liquido sottraendo l'energia termica necessaria dal sistema (ambiente interno) da raffreddare e trasferendola a un altro sistema (ambiente esterno). Teoricamente come fluido frigorifero si potrebbe impiegare qualsiasi fluido, a condizione che si possa costruire una macchina termica che realizzi il ciclo termodinamico adatto per quel tipo di fluido [3]. Nel caso dei sistemi a compressione di gas, l'energia necessaria per la realizzazione del ciclo termodinamico è fornita da un compressore, azionato elettricamente o meccanicamente, figura 1. Nelle macchine ad assorbimento, figura 2, invece, l'energia necessaria viene fornita da una sorgente termica esterna direttamente al generatore (G) o desorbitore e trasferita al condensatore (C) mediante una soluzione composta da due fluidi di spiccate affinità (coppia di lavoro, ad esempio $H_2O/LiBr$). Sia i sistemi a compressione che quelli ad assorbimento possono funzionare anche come pompe di calore, permettendo cioè di trasfe-

Principio di funzionamento

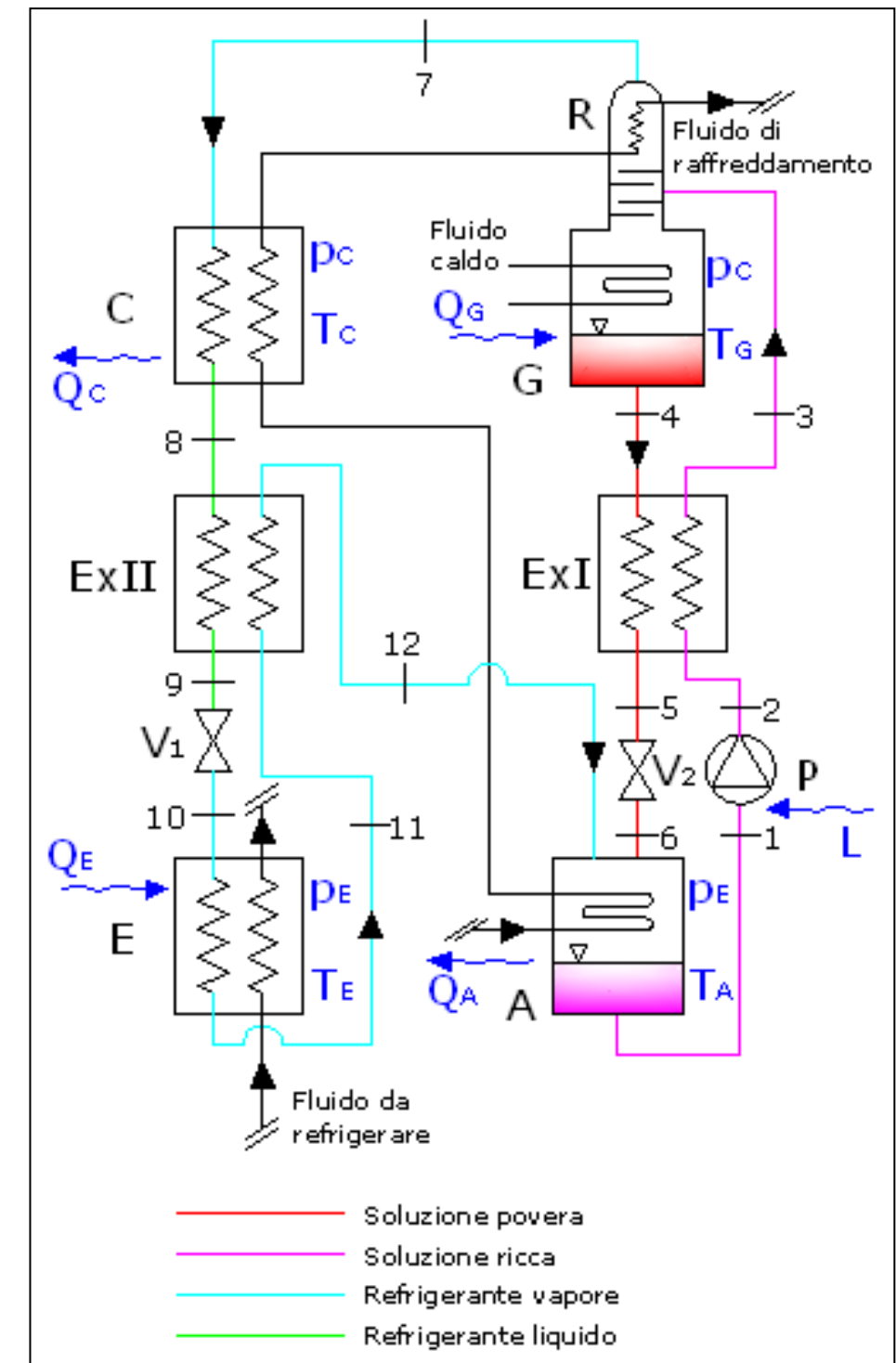


Principio di Funzionamento

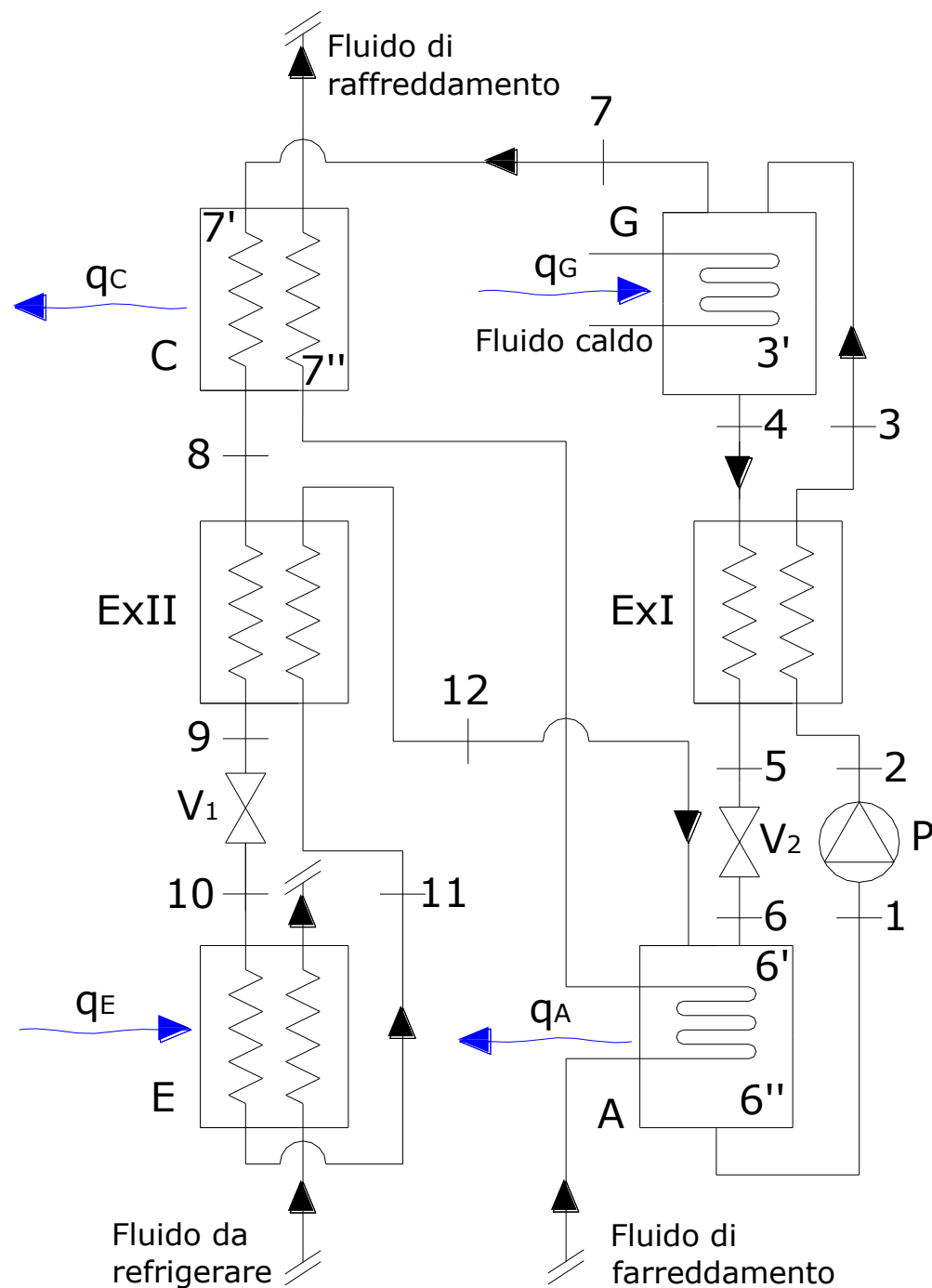


Macchina ad assorbimento: funzionamento

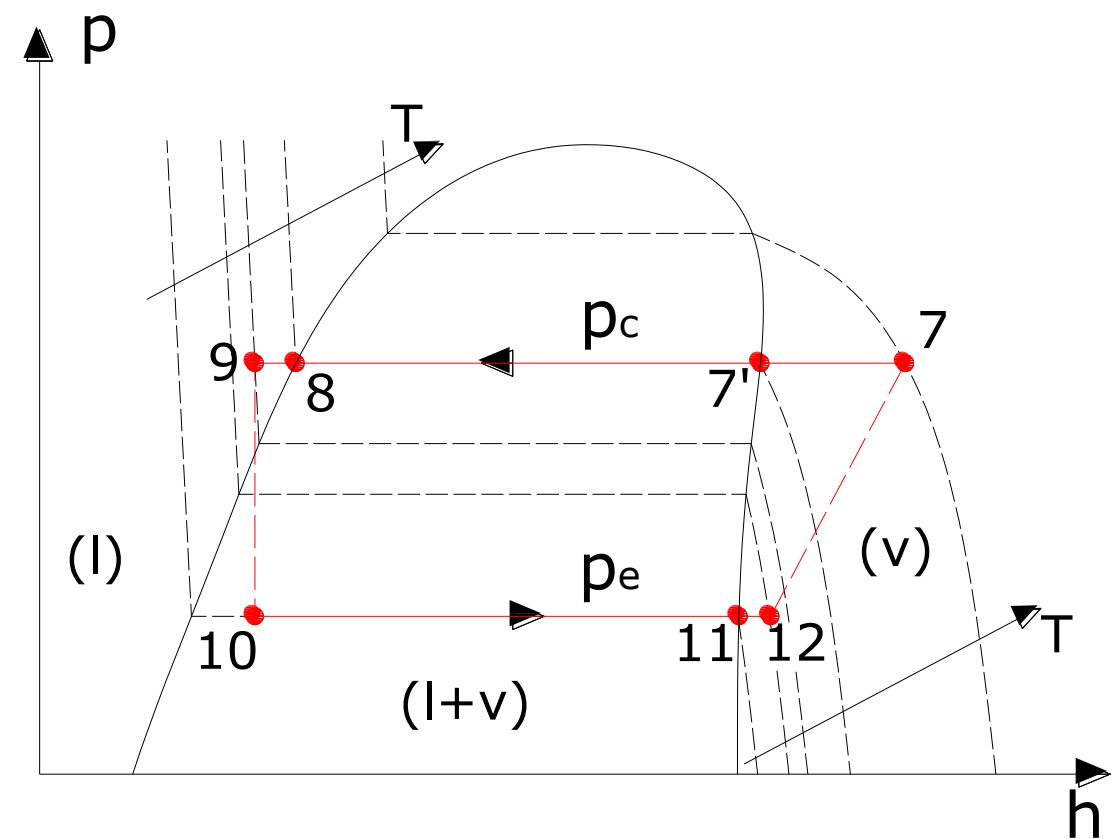
- Fluido di lavoro (o coppia di lavoro); soluzione binaria di
 - Refrigerante: vapore, calore latente
 - Assorbente: affinità, reazione
 - $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{H}_2\text{O-LiBr}$
- Componenti
 - Generatore (G): separazione refrigerante da mix ricca (Q_G, p_C, T_G)
 - Condensatore (C): condensazione refrigerante (Q_C, p_C, T_C)
 - Valvole di laminazione (V_1): espansione refrigerante ($p_C \rightarrow p_E, T_C \rightarrow T_E$)
 - Evaporatore (E): evaporazione refrigerante (Q_E, p_E, T_E)
 - Assorbitore (A): assorbimento refrigerante in mix povera (Q_A, T_A, p_E)
 - Pompa di circolazione (P): compressione mix ricca ($L, p_E \rightarrow p_C$)
 - Valvole di laminazione (V_2): laminazione mix povera ($p_C \rightarrow p_E$)
 - Scambiatori di calore (ExI): recupero di calore dalla mix povera
 - Scambiatori di calore (ExII): sottoraffreddamento refrigerante
 - Rettificatore (R): purificazione refrigerante



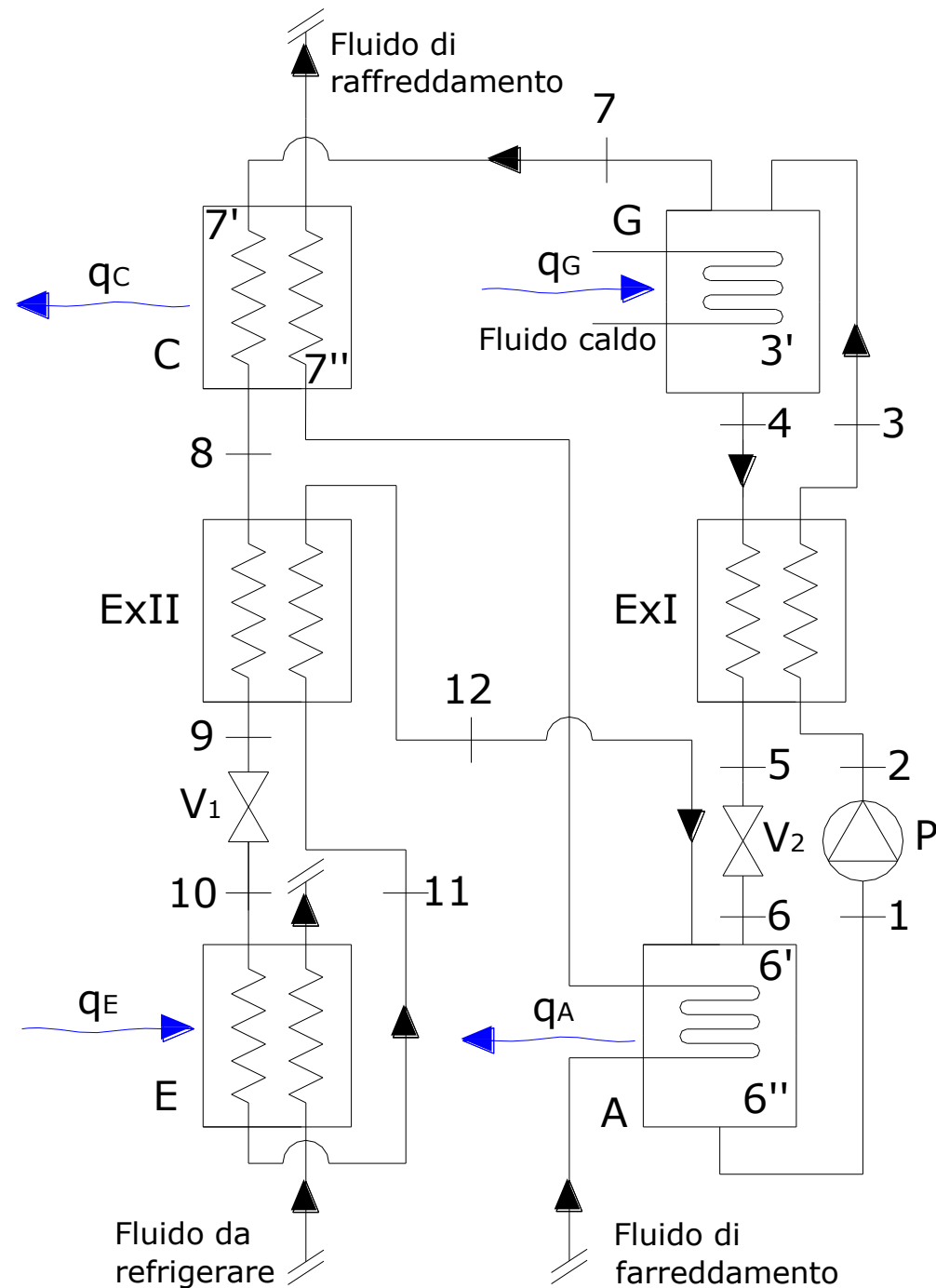
Macchina ad assorbimento: ciclo frigorifero



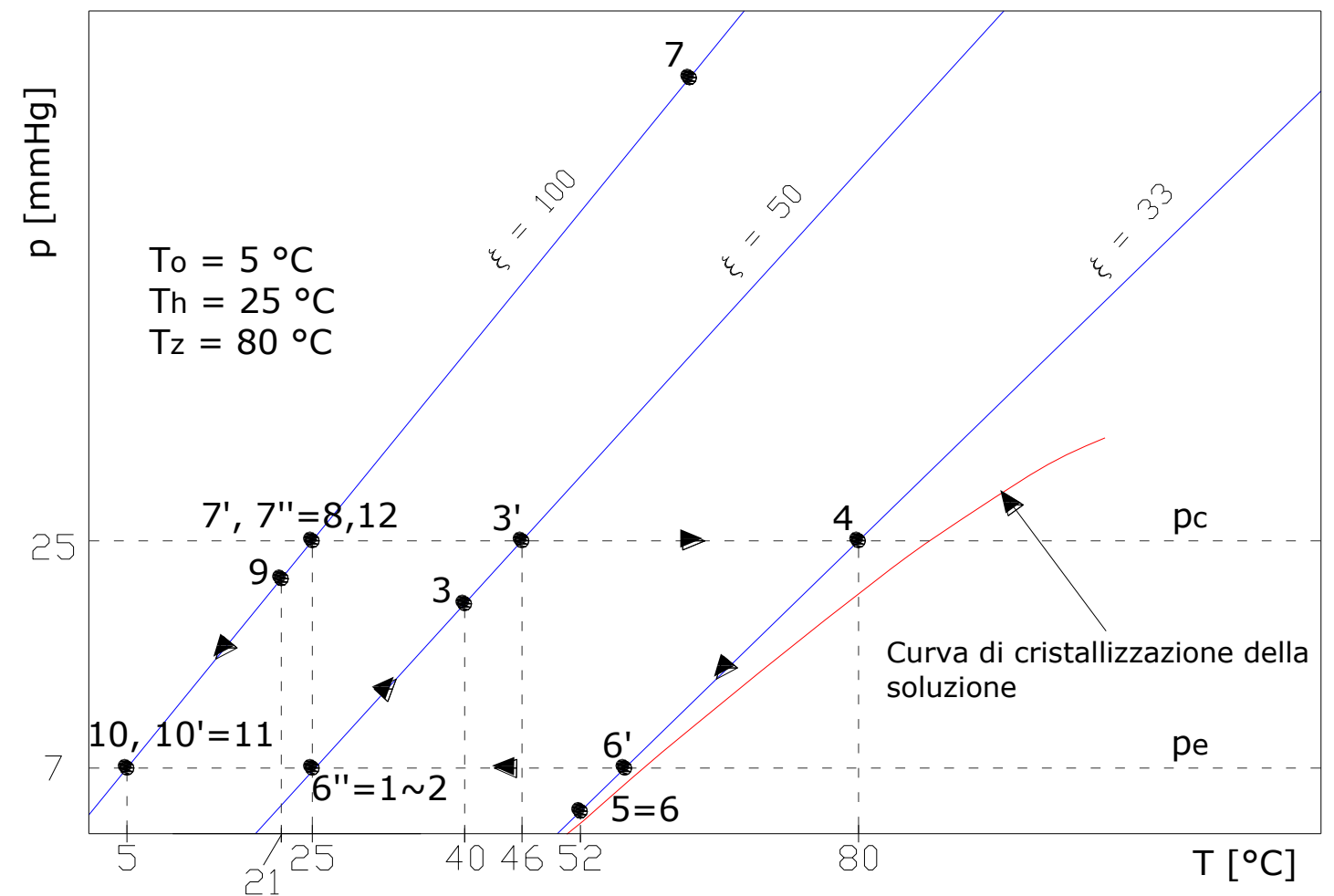
Piano pressione-entalpia (p-h)



Macchina ad assorbimento: ciclo miscela



Piano temperatura-pressione (T-p)



Macchina ad assorbimento: efficienza

- Macchina frigorifera: $\varepsilon_f = COP = \frac{Q_o}{Q_z} \leq \frac{T_z - T_h}{T_z} \cdot \frac{T_o}{T_h - T_o}$
- Pompa di calore: $\varepsilon_p = COP = \frac{Q_h}{Q_z} \leq \frac{T_z - T_h}{T_z} \cdot \frac{T_h}{T_h - T_o} \equiv 1 + \varepsilon_f$

➤ Valori tipici (macchina frigorifera):

- Ad assorbimento: $0.5 \div 1.2$
- A compressione: $1.4 \div 4$

Macchina ad assorbimento: classificazione

1) Fonte di calore:

- Acqua calda
- Gas caldi
- Vapore
- Fiamma diretta

2) Numero di stadi:

- Livelli di pressione per la separazione
- Impiego diretto o indiretto del calore introdotto

3) Coppia di lavoro

- Acqua-Bromuro di litio ($\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$)
- Ammoniaca-Acqua ($\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$)

Macchine ad assorbimento: caratteristiche

Costruttore	Gamma potenzialità (kW)	Coppia di lavoro	n° stadi	Alimentazione	COP medio
LG	100-350	H ₂ O-LiBr	1	acqua calda: 85 ÷ 95 ° C	0.71
	175-280	H ₂ O-LiBr	2	fiamma diretta	0.92
Ebara	158-316	H ₂ O-LiBr	1	acqua calda: < 95 ° C	0.70
	140-350	H ₂ O-LiBr	2	fiamma diretta	1.15
Yazaki	35-105	H ₂ O-LiBr	1	acqua calda: 75 ÷ 95 ° C	0.60
	105-352	H ₂ O-LiBr	2	fiamma diretta	1.01
Thermofrigo	176-351	H ₂ O-LiBr	2	vapore 800 kPa nom.	1.15
	193-264	H ₂ O-LiBr	2	fiamma diretta	1.12
	35-282	H ₂ O-LiBr	1	acqua calda: < 95 ° C	0.65
Robur	17.5-87.5	NH ₃ -H ₂ O	1		0.73
Broad	16-115	H ₂ O-LiBr	2	fiamma diretta	1.05
York	106-352	H ₂ O-LiBr	2	fiamma diretta	1.13

Confronto

H₂O-LiBr

- Temperatura minima: $4 \div 5$ °C
 - Sistemi di condizionamento
 - Vuoto spinto (~ 10 mbar)
- Potenze: medie ($35 \div 350$ kW)
- Refrigerante puro
- Soluzione corrosiva: additivi
- n° effetti :
 - Singolo: $\text{COP} = 0.5 \div 0.7$
 - Doppio: $\text{COP} = 0.9 \div 1.2$
 - Triplo (prototipo): $\text{COP} = 1.5 \div 1.6$
- Cristallizzazione miscela: controllo elettronico concentrazione

NH₃-H₂O

- Temperatura minima: fino -60 °C
 - Sistemi di refrigerazione
 - Elevate pressioni (fino 20 bar)
- Potenze: piccole, elevate ($15 \div 150$, $1000 \div 2500$ kW)
- Rettificazione
- Refrigerante infiammabile: restrizioni normative
- n° effetti: solo monostadio: $\text{COP} = 0.6 \div 0.8$

Vantaggi e Svantaggi

Vantaggi

- Calore come fonte di energia principale
- Energia e potenza elettrica molto basse
- Calore anche a bassa entalpia
- Utilizzo di diverse fonti di energia:
 - Combustibili fossili
 - Calore di recupero
 - Energie rinnovabili
- Possibilità simultanea di raffreddare e riscaldare
- Limitata influenza delle condizioni ambientali
- Fluidi frigorigeni non dannosi all'ambiente
- Silenziosità
- Lunga vita operativa (20 ÷ 25 anni)

Svantaggi

- Costo d'acquisto e manutenzione
- Manutenzione specializzata
- Scarso supporto (fornitori e assistenza)
- Ingombro notevole
- Limitata flessibilità
- Gamma di potenze medio-alte

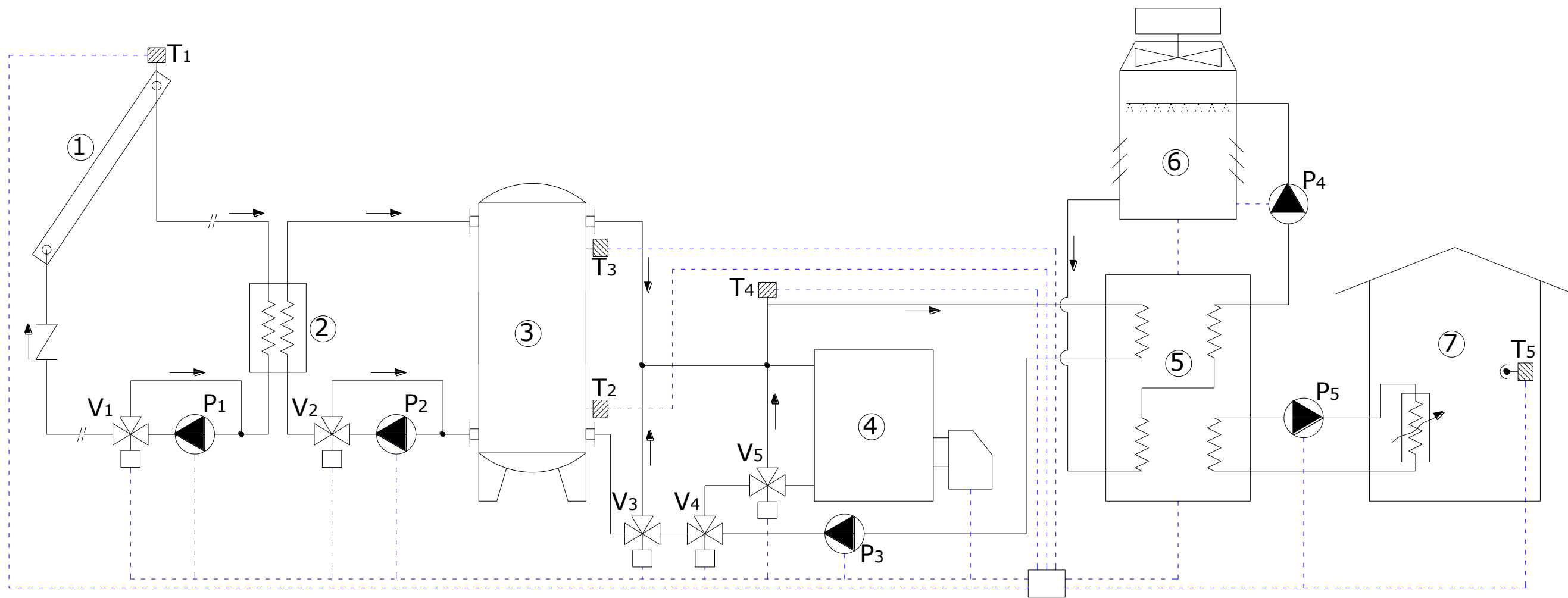
➤ Condizioni per l'impiego

- Disponibilità di calore in esubero
- Disponibilità di calore o combustibile a basso costo
- Limitazione di potenza ed energia elettrica
- Necessità simultanea di raffreddare e riscaldare
- Esigenze di bassa rumorosità

➤ Applicazioni

- Condizionamento degli ambienti
- Sistemi di refrigerazione
- Produzione contemporanea di acqua calda sanitaria
- Trigenerazione
- Sfruttamento energie rinnovabili (geotermica, biomassa, solare)

Impianto di condizionamento ad assorbimento



(1) Collettori solari

(2) Scambiatore di calore

(3) Serbatoio di accumulo

(4) Caldaia back-up

(5) Macchina ad assorbimento

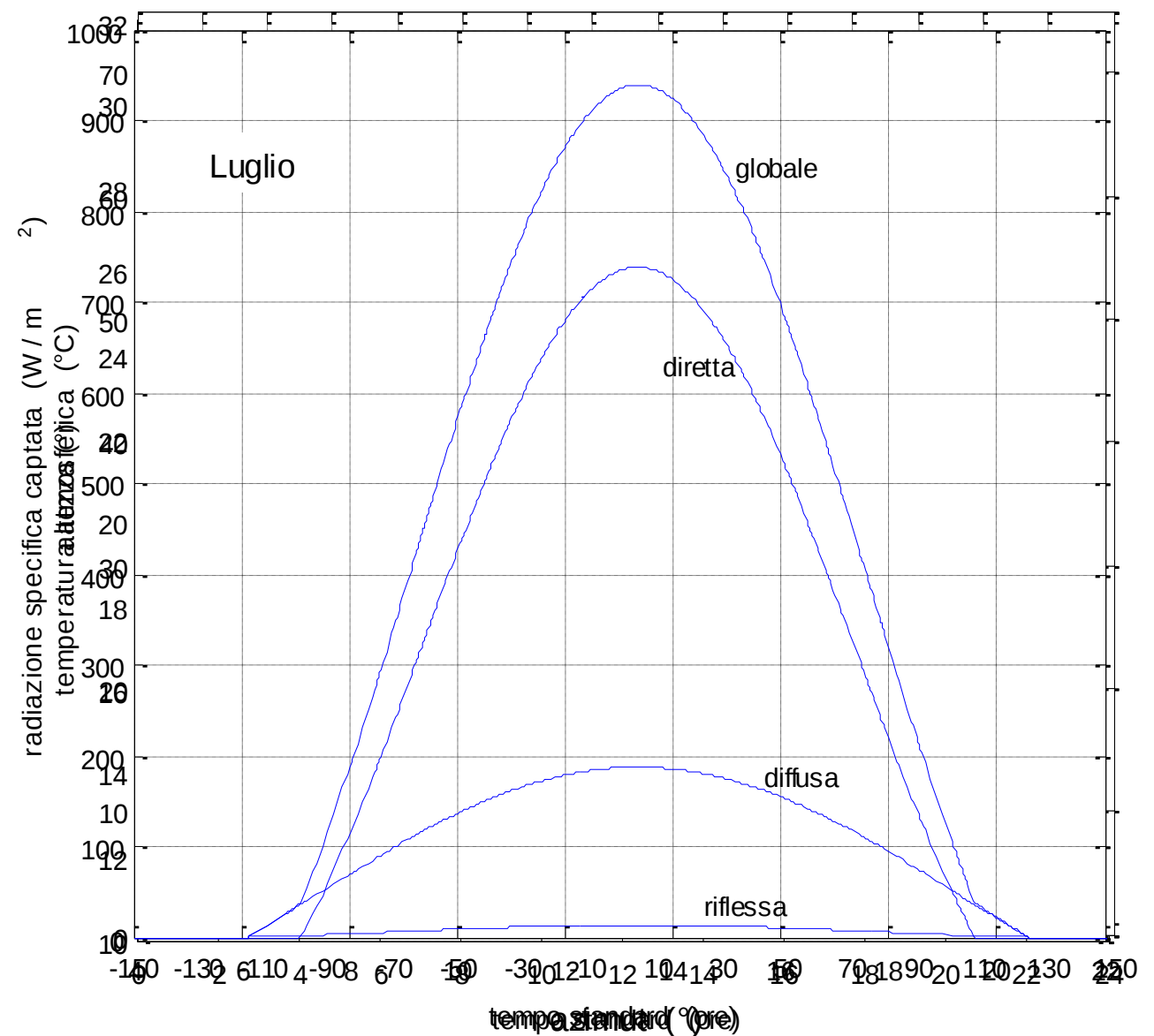
(6) Torre di raffreddamento

(7) Edificio

Modello matematico: condizioni ambientali

Località: Cagliari (dati medi mensili)

- Temperatura atmosferica
- Percorso del sole
- Irraggiamento sui collettori



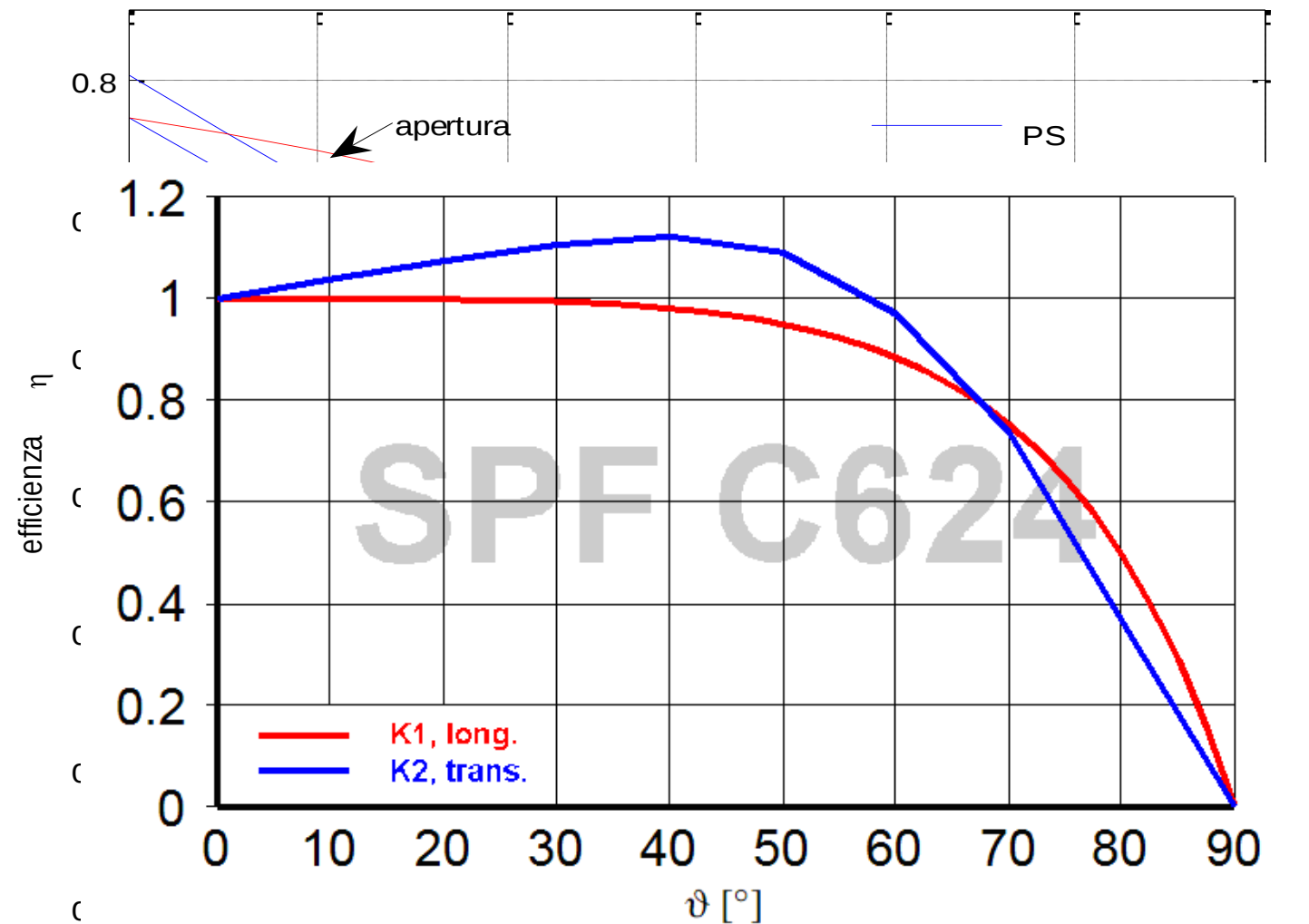
Modello matematico: collettori solari

Tipologia:

- Piano-Selettivi
- Tubi evacuati

Prestazioni:

- Curve di efficienza
- Fattore di correzione incidenza
- Comportamento dinamico



$$I_G \cdot A_C \cdot \eta_C - \dot{m}_F \cdot c_p \cdot (T_{Fu} - T_{Fi}) = \rho_F \cdot V_F \cdot c_p \frac{dT_F}{dt}$$

$T_r = (T_m - T_a) / G \text{ [m}^2 \text{ K / W]}$

Modello matematico: Macchina ad assorbimento

➤ Costruttore: Yazaki

➤ Raffreddamento

- Potenza: 35 kW
- COP: 0.70

➤ Riscaldamento

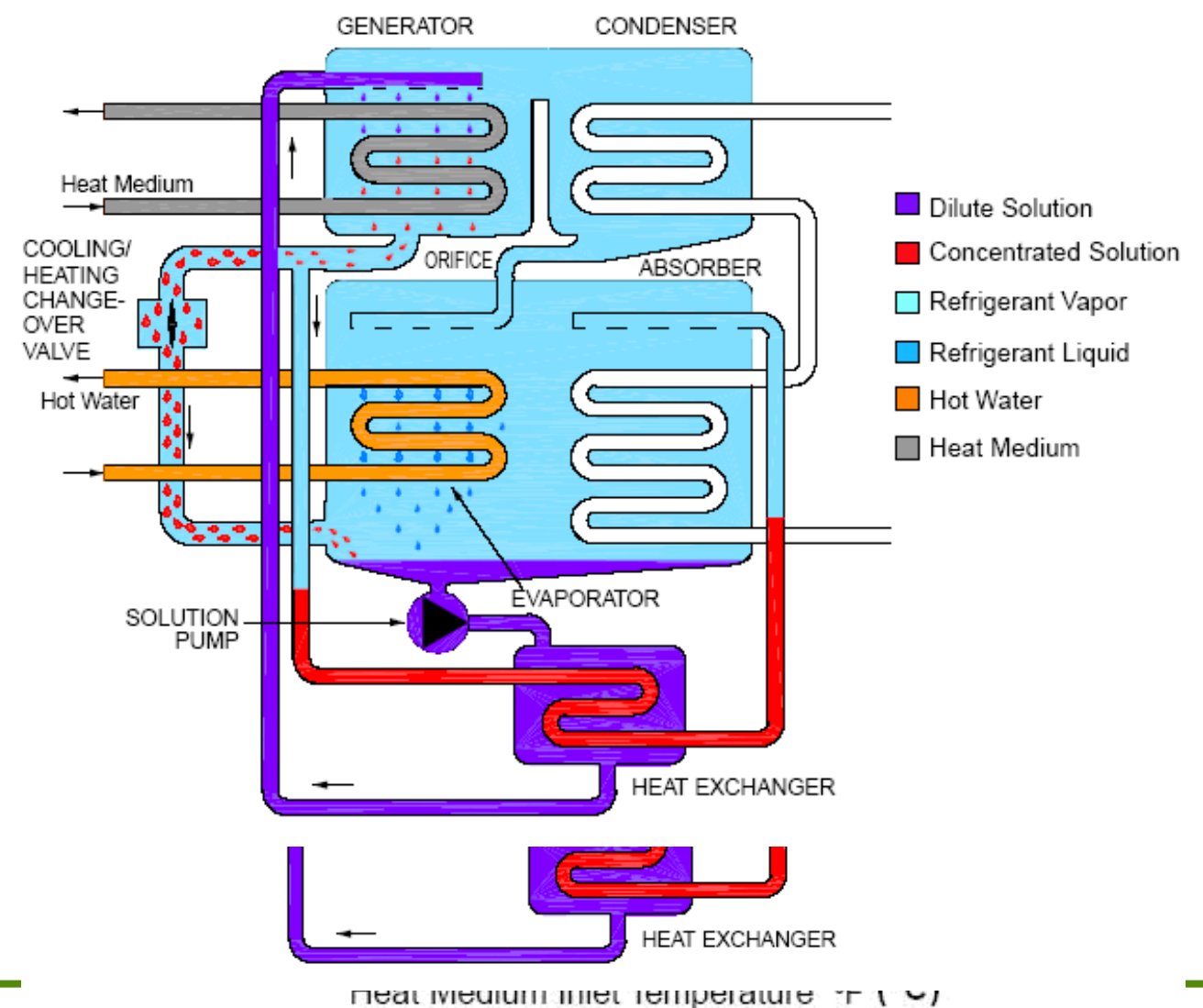
- Potenza: 49 kW
- COP: 0.97

➤ Temperatura acqua

- Alimentazione: 88 ° C
- Raffreddata: 7 ° C
- Riscaldata: 55 ° C
- Raffreddamento: 31 ° C

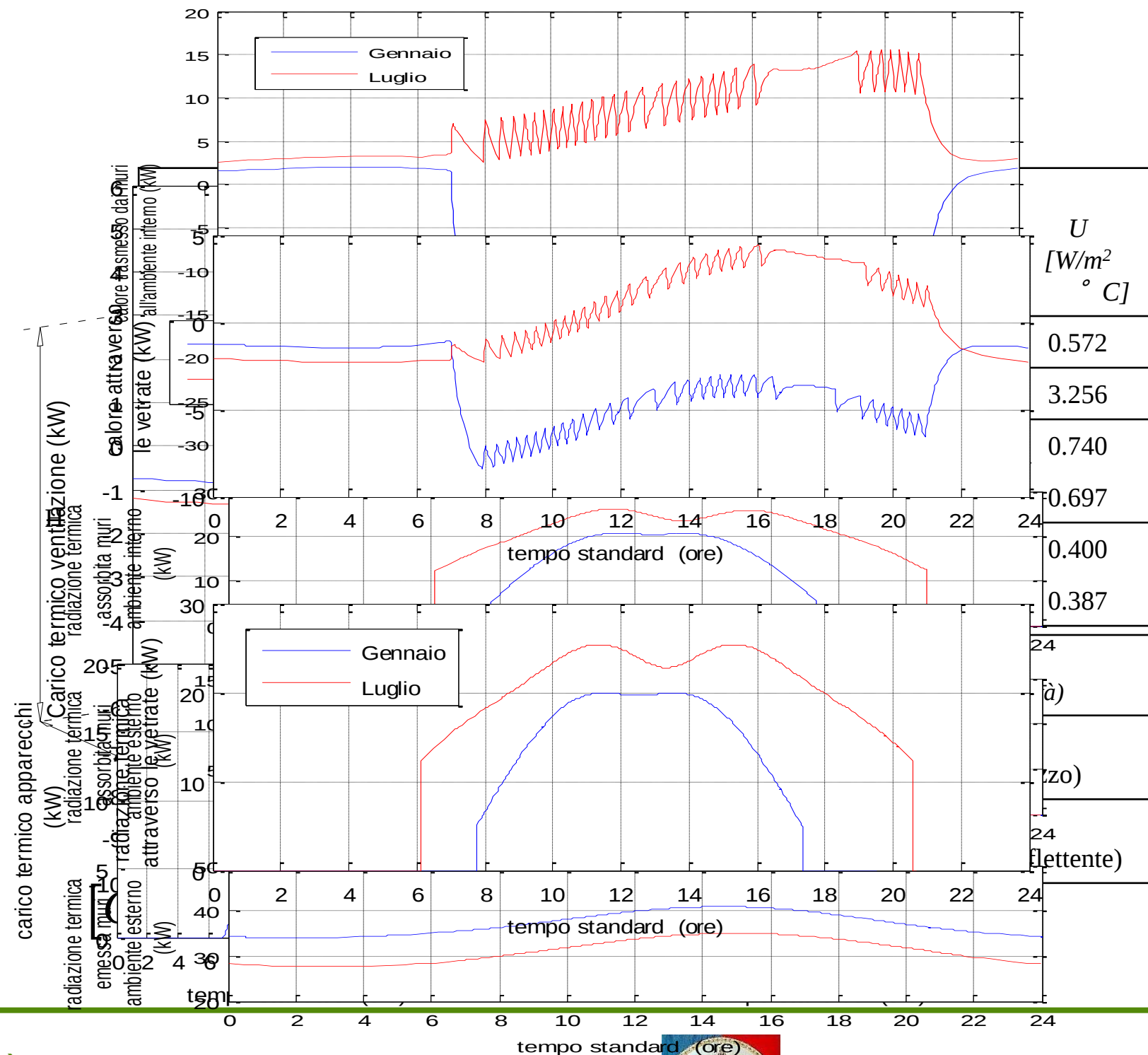
➤ Curve di prestazioni

- Potenza frigorifera
- Calore introdotto
- Potenza in riscaldamento

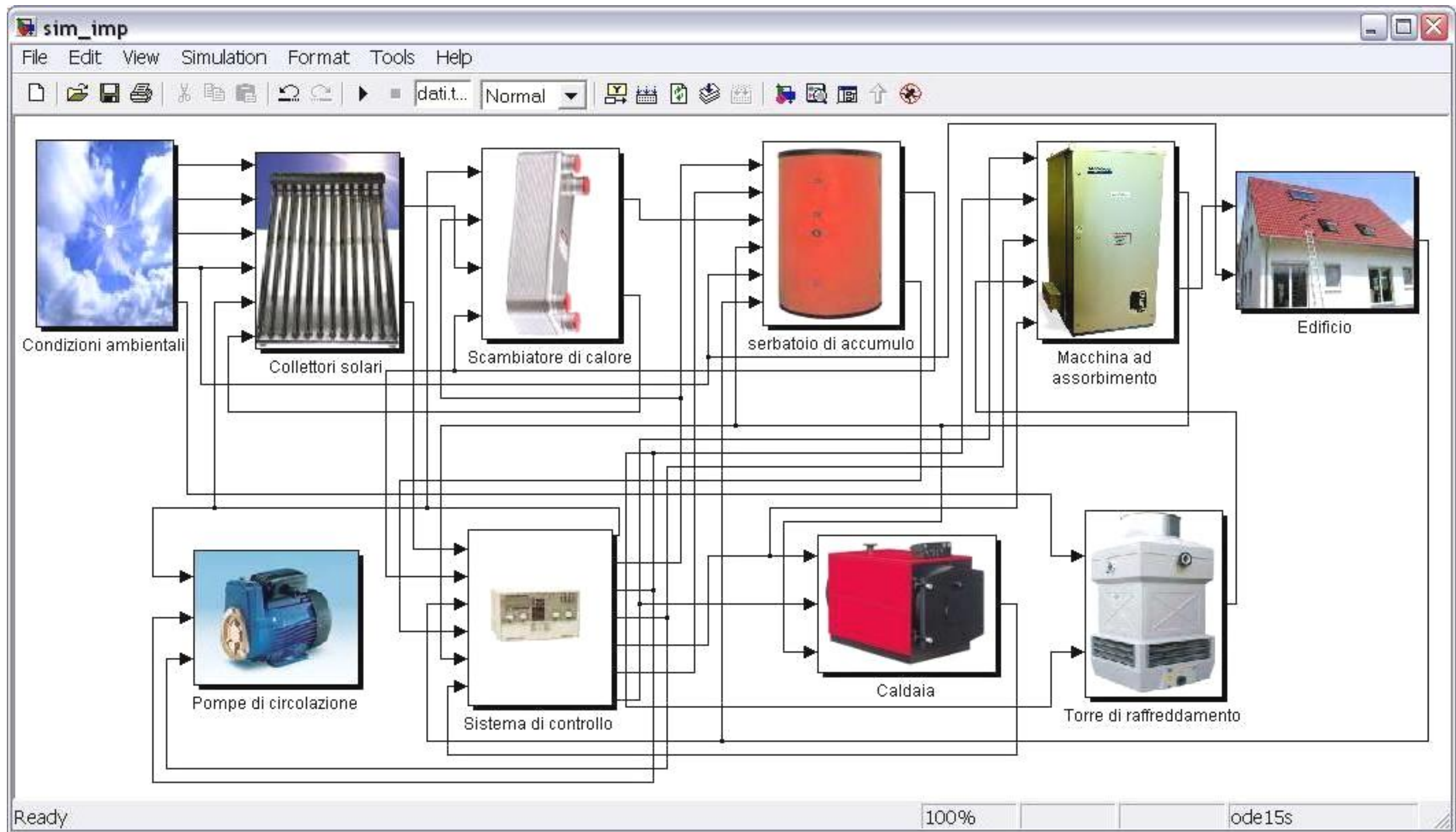


Modello matematico: Edificio

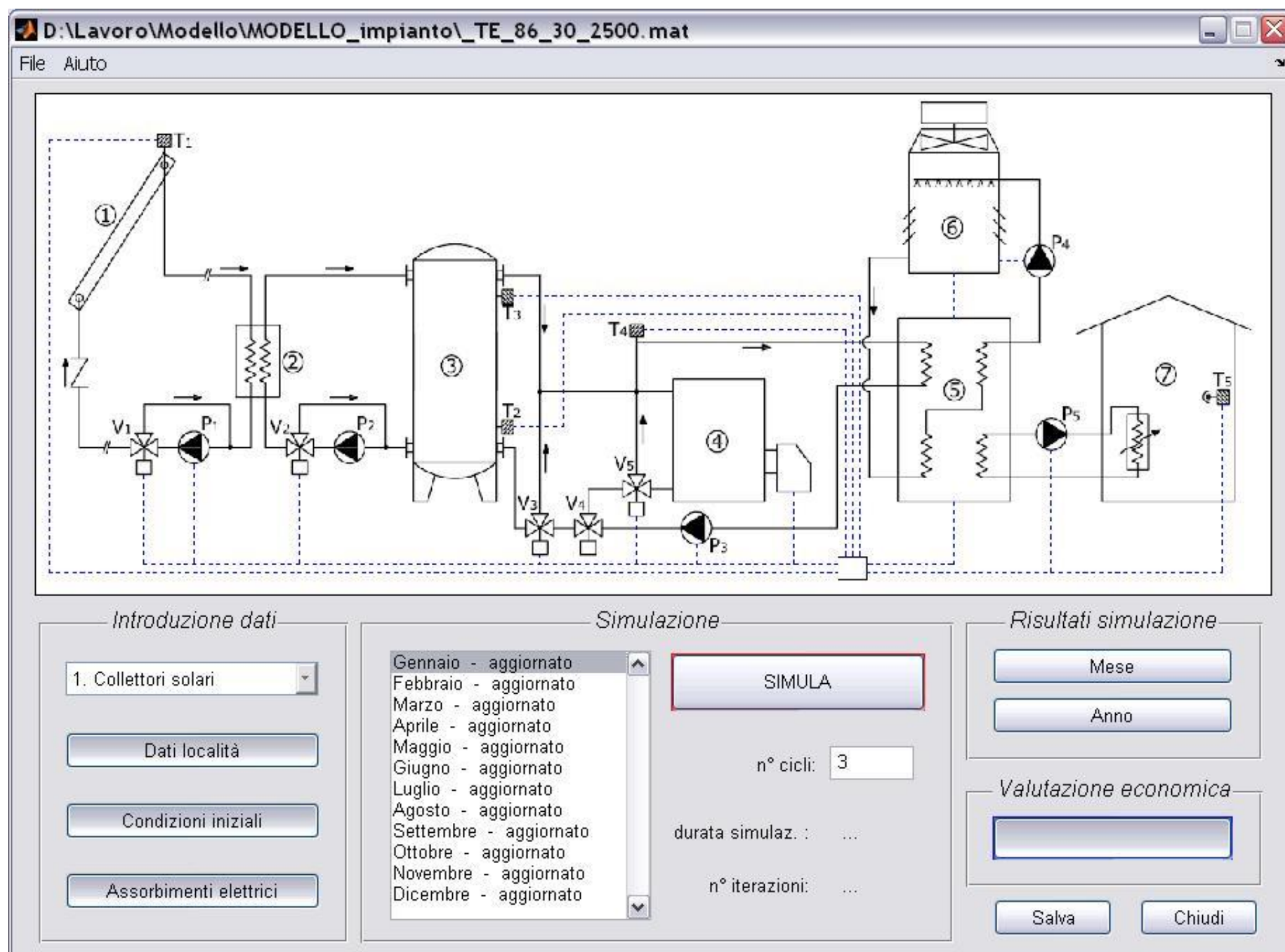
- Dimensioni e orientamento
 - Volume: $30 \times 25 \times 6 = 4500 \text{ m}^3$
 - Pianta: $30 \times 25 = 750 \text{ m}^2$
 - Vetrate: 30%
- Caratteristiche involucro
- Inerzia termica muri
- Carichi termici
 - Ventilazione
 - Interni
 - Superfici opache
 - Superfici trasparenti



Modello matematico: Programma *Simulik*



Modello matematico: Programma *Matlab*



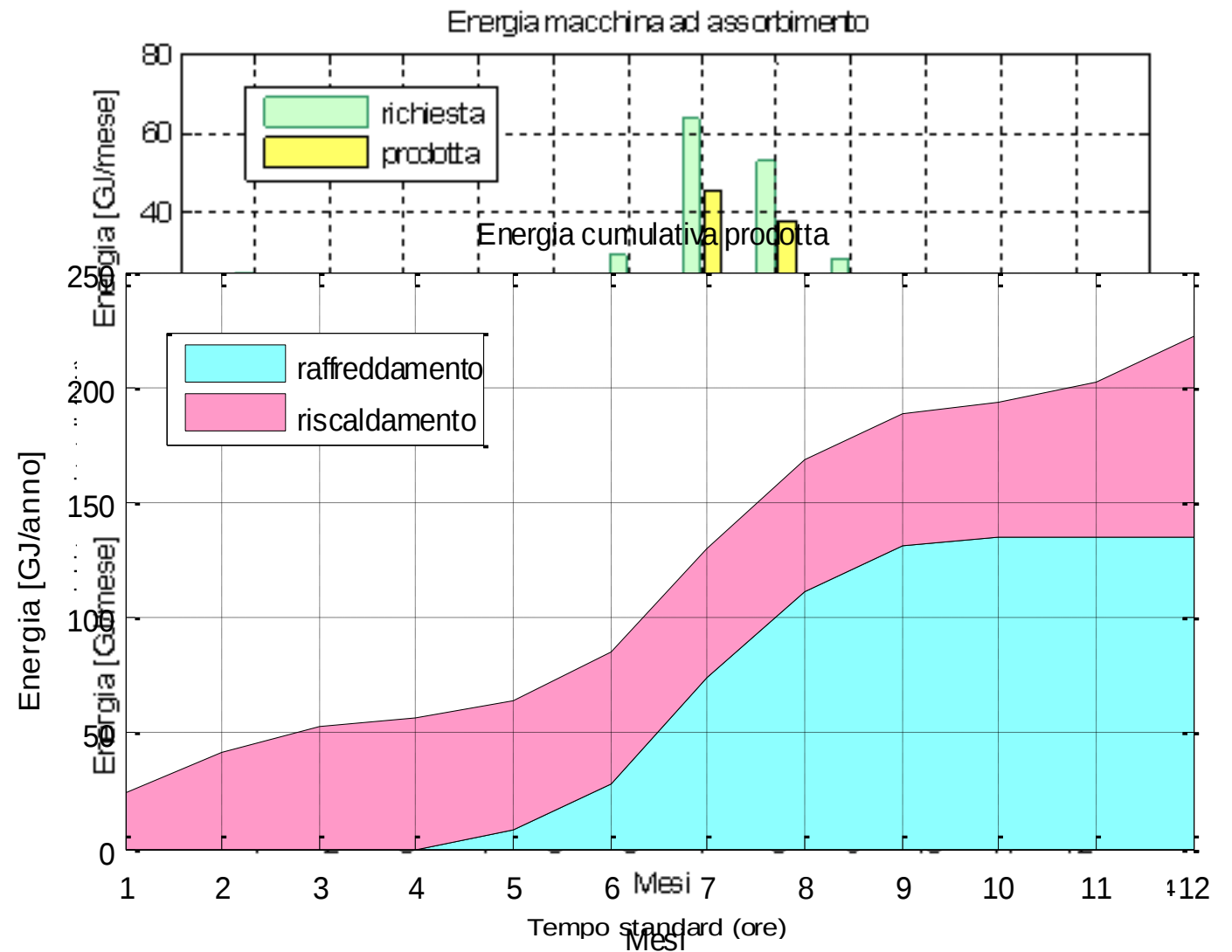
Risultati: Fabbisogno termico

➤ Carichi termici totali

➤ Flussi mensili di energia

➤ Fabbisogno annuo di energia

- Richiesta macchina: 279.77 GJ/a
- Prodotta macchina: 222.65 GJ/a
 - Raffrescamento: 134.71 GJ/a
 - Riscaldamento: 87.94 GJ/a
- COP = 0.80



Risultati: Prestazione sistema solare (I)

➤ Variabili ingresso

- Tipologia collettori: PS, TE
- Superficie collettori [m²]: 29, 58, 86, 115
- Inclinazione collettori [°]: 18, 30, 40
- Volume accumulo [m³]: 0.5, 1.0, 2.5, 5.0

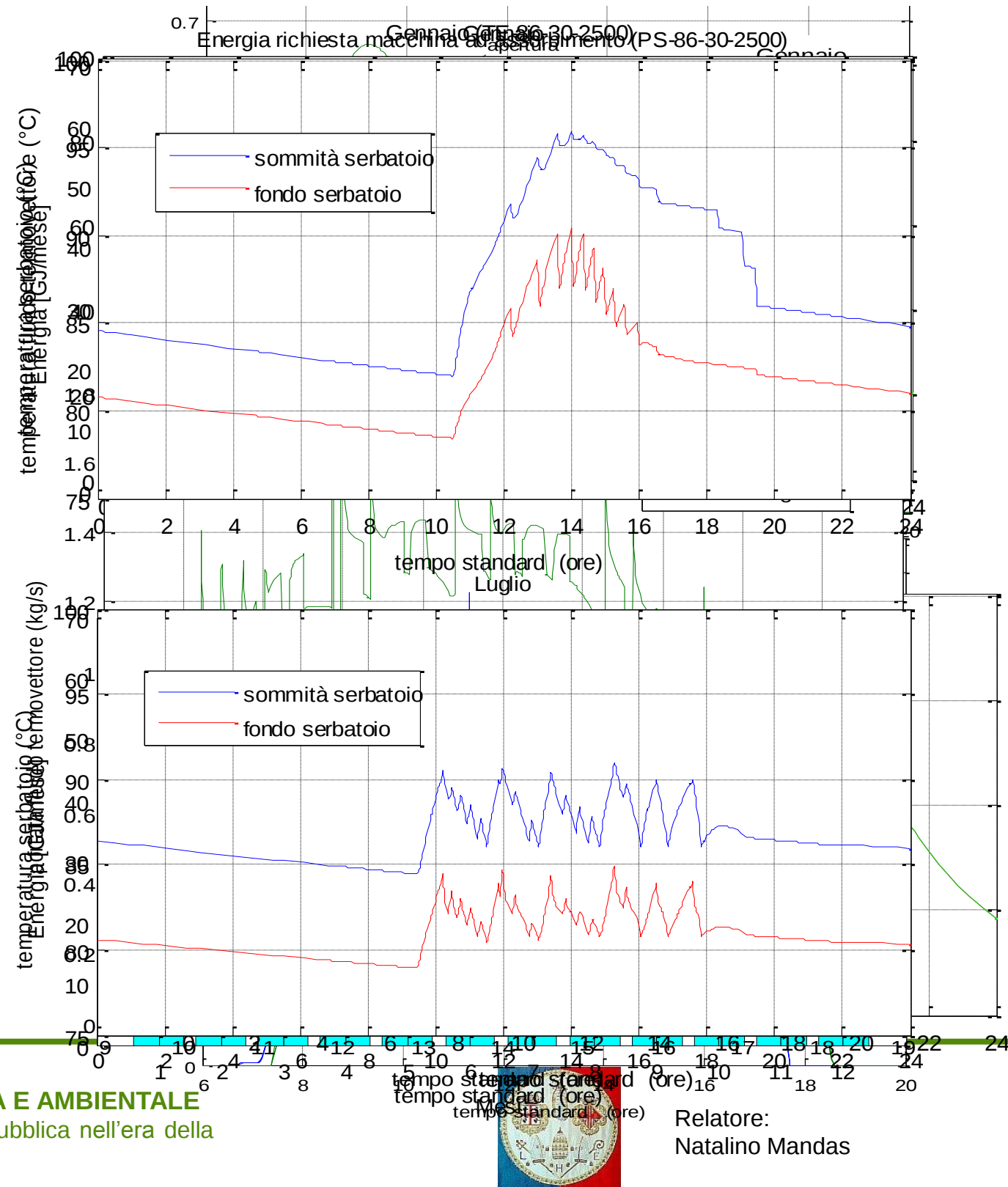
➤ Efficienza collettori

➤ Energia mensile prodotta

➤ Temperatura collettori

► Portata collettori

➤ Stratificazione serbatoio



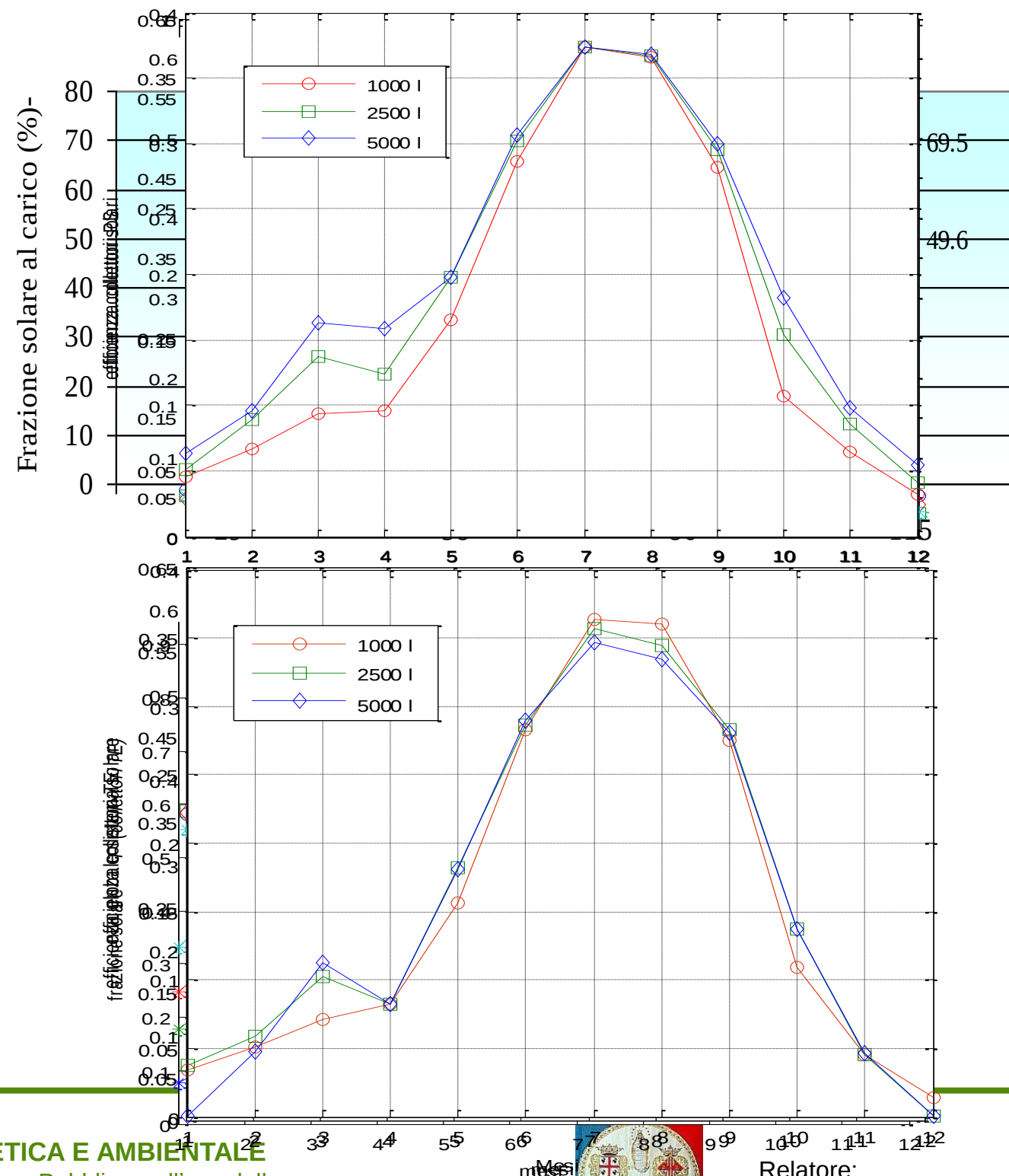
Risultati: Prestazione sistema solare (II)

➤ Frazione solare

- Mensile
- Annua

➤ Efficienza collettori

- Taglia collettori
- Volume serbatoio



Risultati: Prestazione sistema solare (III)

<i>Simulazione</i>	<i>Energia captata collettori [GJ/a]</i>	<i>Energia convertita collettori [GJ/a]</i>	<i>Efficienza media collettori</i>	<i>Energia persa serbatoio [GJ/a]</i>	<i>Energia utile alla macchina [GJ/a]</i>	<i>Efficienza media sistema solare</i>	<i>Frazione solare del carico</i>
<i>PS-29-30-500</i>	195.40	43.98	0.225	2.84	41.14	0.211	0.147
<i>PS -29-30-1000</i>	195.40	46.05	0.236	4.26	41.79	0.214	0.149
<i>PS -58-18-1000</i>	384.63	84.01	0.218	5.94	78.07	0.203	0.281
<i>PS -58-30-1000</i>	390.80	84.14	0.215	5.49	78.65	0.201	0.279
<i>PS -58-30-2500</i>	390.80	89.94	0.230	11.34	78.60	0.201	0.280
<i>PS -58-60-1000</i>	352.93	61.07	0.173	4.33	56.74	0.161	0.202
<i>PS -86-30-1000</i>	586.20	114.89	0.196	4.96	109.93	0.188	0.392
<i>PS -86-30-2500</i>	586.20	125.66	0.214	11.52	114.14	0.195	0.407
<i>PS -86-30-5000</i>	586.20	134.07	0.229	18.02	116.05	0.198	0.414
<i>PS -115-30-2500</i>	781.61	147.01	0.188	8.01	139.00	0.178	0.496
<i>PS -115-30-5000</i>	781.61	161.23	0.206	16.15	145.08	0.186	0.518
<i>TE-29-30-500</i>	130.89	61.46	0.470	3.72	57.74	0.441	0.206
<i>TE-29-30-1000</i>	130.89	64.07	0.489	5.60	58.47	0.447	0.209
<i>TE-58-18-1000</i>	257.66	112.28	0.436	2.08	110.20	0.428	0.393
<i>TE-58-30-1000</i>	261.79	114.23	0.436	1.40	112.83	0.431	0.403
<i>TE-58-30-2500</i>	261.79	122.75	0.469	9.62	113.13	0.432	0.404
<i>TE-58-60-1000</i>	236.43	96.41	0.408	4.56	91.85	0.388	0.328
<i>TE-86-30-1000</i>	392.69	153.76	0.392	2.72	151.04	0.385	0.539
<i>TE-86-30-2500</i>	392.69	172.02	0.438	16.57	155.45	0.396	0.555
<i>TE-86-30-5000</i>	392.69	189.41	0.482	31.48	157.93	0.402	0.513
<i>TE-115-30-2500</i>	523.59	200.92	0.384	6.04	194.88	0.372	0.695
<i>TE-115-30-5000</i>	523.59	225.44	0.431	26.07	199.37	0.381	0.711

Analisi economica: Investimento

Configurazione impianto	Costo collettori [€]	Costo scambiatore di calore [€]	Costo pompe di circolazione [€]	Costo serbatoio di accumulo [€]	Costo sistema di controllo [€]	Costo installazione [€]	Costo progettazione [€]	Investimento totale [€]
PS-29-30-500	8489	360	260	905	1000	3600	900	15514
PS -29-30-1000	8489	360	260	1321	1000	3600	900	15930
PS -58-18-1000	16978	450	520	1321	1000	7200	1800	29269
PS -58-30-1000	16978	450	520	1321	1000	7200	1800	29269
PS -58-30-2500	16978	450	520	2300	1000	7200	1800	30248
PS -58-60-1000	16978	450	520	1321	1000	7200	1800	29269
PS -86-30-1000	25467	530	660	1321	1000	10800	2700	42478
PS -86-30-2500	25467	530	660	2300	1000	10800	2700	43457
PS -86-30-5000	25467	530	660	4391	1000	10800	2700	45548
PS -115-30-2500	33956	620	1040	2300	1000	14400	3600	56916
PS -115-30-5000	33956	620	1040	4391	1000	14400	3600	59007
TE-29-30-500	17050	360	260	905	1000	2400	600	22575
TE-29-30-1000	17050	360	260	1321	1000	2400	600	22991
TE-58-18-1000	34100	450	520	1321	1000	4800	1200	43391
TE-58-30-1000	34100	450	520	1321	1000	4800	1200	43391
TE-58-30-2500	34100	450	520	2300	1000	4800	1200	44370
TE-58-60-1000	34100	450	520	1321	1000	4800	1200	43391
TE-86-30-1000	51150	530	660	1321	1000	7200	1800	63661
TE-86-30-2500	51150	530	660	2300	1000	7200	1800	64640
TE-86-30-5000	51150	530	660	4391	1000	7200	1800	66731
TE-115-30-2500	68200	620	1040	2300	1000	9600	2400	85160
TE-115-30-5000	68200	620	1040	4391	1000	9600	2400	87251

Analisi economica: Flussi di cassa

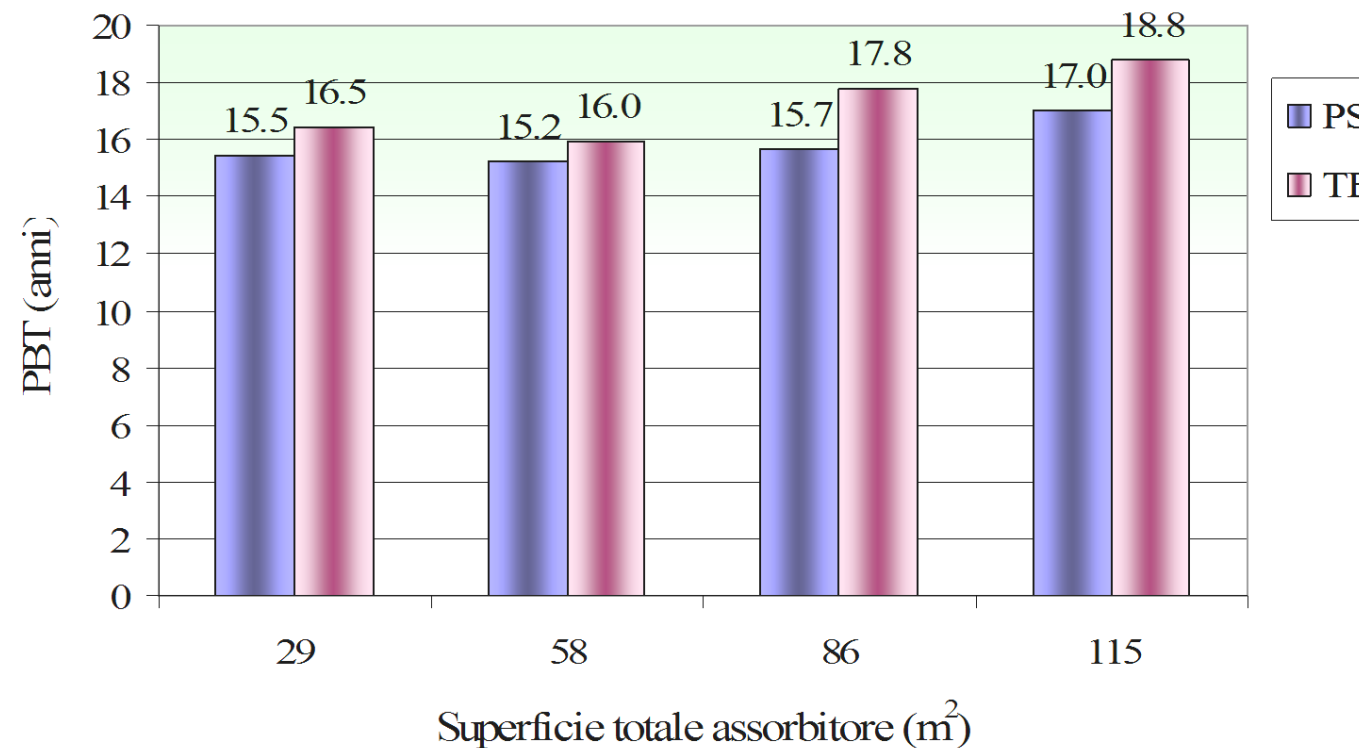
Configurazione di impianto	Combustibile risparmiato [t/a]	Emissioni mancanti di CO ₂ [t/a]	Costo combustibile [€/kg]			En. elettrica consumata [kWh/a]	Consumo [€/a]
			1.115	1.250	1.400		
			Risparmio [€/a]				
<i>PS-29-30-500</i>	1.07	12.41	1193.54	1338.05	1498.62	148.94	29.79
<i>PS -29-30-1000</i>	1.09	12.60	1212.41	1359.20	1522.30	152.11	30.42
<i>PS -58-18-1000</i>	2.03	23.72	2264.99	2539.23	2843.93	273.76	54.75
<i>PS -58-30-1000</i>	2.05	23.54	2281.98	2558.28	2865.27	285.19	57.04
<i>PS -58-30-2500</i>	2.05	23.70	2280.52	2556.64	2863.43	294.84	58.97
<i>PS -58-60-1000</i>	1.48	17.11	1646.24	1845.56	2067.03	268.38	53.68
<i>PS -86-30-1000</i>	2.86	33.16	3189.68	3575.88	4004.98	455.26	91.05
<i>PS -86-30-2500</i>	2.97	34.43	3311.78	3712.76	4158.29	473.06	94.61
<i>PS -86-30-5000</i>	3.02	35.00	3366.97	3774.63	4227.58	483.32	96.66
<i>PS -115-30-2500</i>	3.62	41.91	4031.65	4519.79	5062.16	695.62	139.12
<i>PS -115-30-5000</i>	3.78	43.75	4209.34	4718.99	5285.27	709.82	141.96
<i>TE-29-30-500</i>	1.50	17.41	1675.25	1878.09	2103.46	262.94	52.59
<i>TE-29-30-1000</i>	1.52	17.63	1696.19	1901.56	2129.75	266.24	53.25
<i>TE-58-18-1000</i>	2.88	33.33	3206.10	3594.29	4025.60	338.33	67.67
<i>TE-58-30-1000</i>	2.94	34.03	3273.54	3669.89	4110.27	341.79	68.36
<i>TE-58-30-2500</i>	2.94	34.12	3282.10	3679.49	4121.03	345.22	69.04
<i>TE-58-60-1000</i>	2.39	27.70	2665.08	2987.76	3346.29	326.76	65.35
<i>TE-86-30-1000</i>	3.93	45.55	4382.24	4912.83	5502.36	546.00	109.20
<i>TE-86-30-2500</i>	4.05	46.88	4510.31	5056.40	5663.17	560.66	112.13
<i>TE-86-30-5000</i>	3.75	43.44	4178.93	4684.90	5247.09	574.87	114.97
<i>TE-115-30-2500</i>	5.07	58.78	5654.32	6338.93	7099.60	821.24	164.25
<i>TE-115-30-5000</i>	5.19	60.13	5784.36	6484.71	7262.88	840.78	168.16

Analisi economica: Tempo di ritorno

Indice di valutazione: $VAN = -I + \sum_{k=1}^N (R_k - C_k) \cdot (1+i)^{-k} = 0 \Rightarrow PBT$

Tasso di interesse: $i = 2\%$

Sistema più conveniente: *PS/TE-58-30-1000*



Conclusioni

- Necessità di strumenti software per il dimensionamento dinamico
- Fattibilità economica anche senza incentivi
- Tempi di ritorno elevati
- Confronto collettori
 - PS: maggiore convenienza economica
 - TE: migliori prestazioni
- Miglioramento prestazioni sistema
 - Utilizzo surplus (es. acqua calda sanitaria)
 - Efficienza collettori
 - Efficienza macchina ad assorbimento
- Sviluppo macchina ad assorbimento
 - Miniaturizzazione (scambiatori di calore)
 - Abbassamento temperatura (coppie di lavoro)
 - Aumento efficienza (effetto multiplo)

