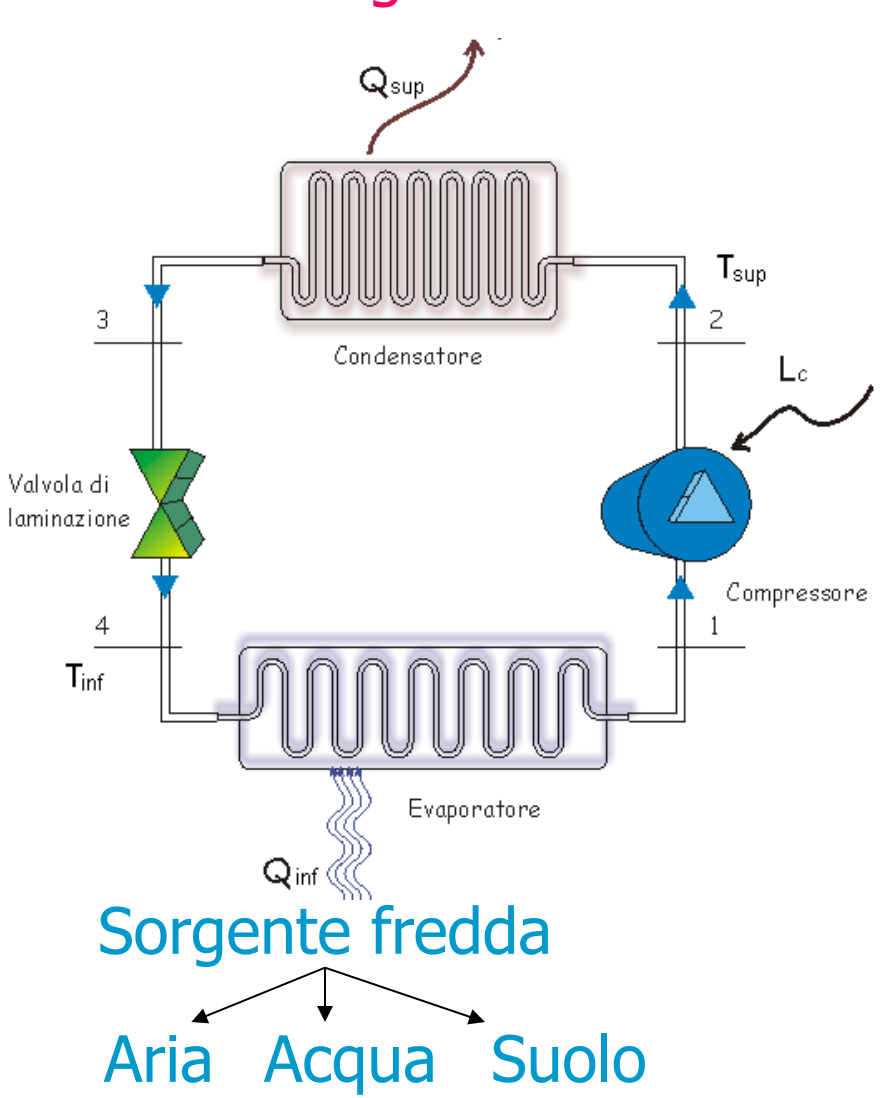
Impianti innovativi, pompe di calore e UTA

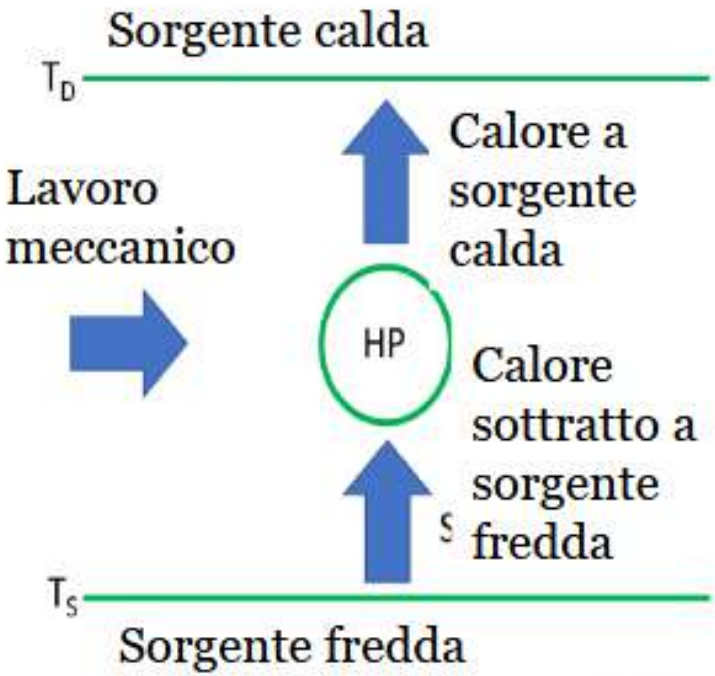
Prof. a contratto Ing. Alessandro Cavalletti)

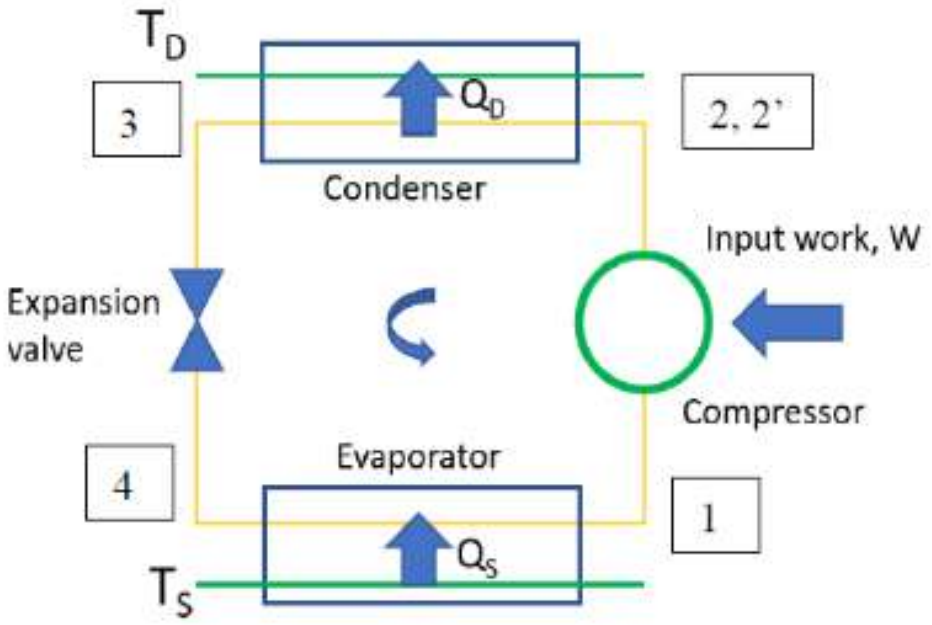
Tipologie delle pompe di calore

Sorgente fredda Sorgente calda

- Aria – aria;
- Aria – acqua;
- Acqua – acqua;
- Acqua – aria;
- Suolo – aria;
- Suolo – acqua;
- Ad assorbimento.



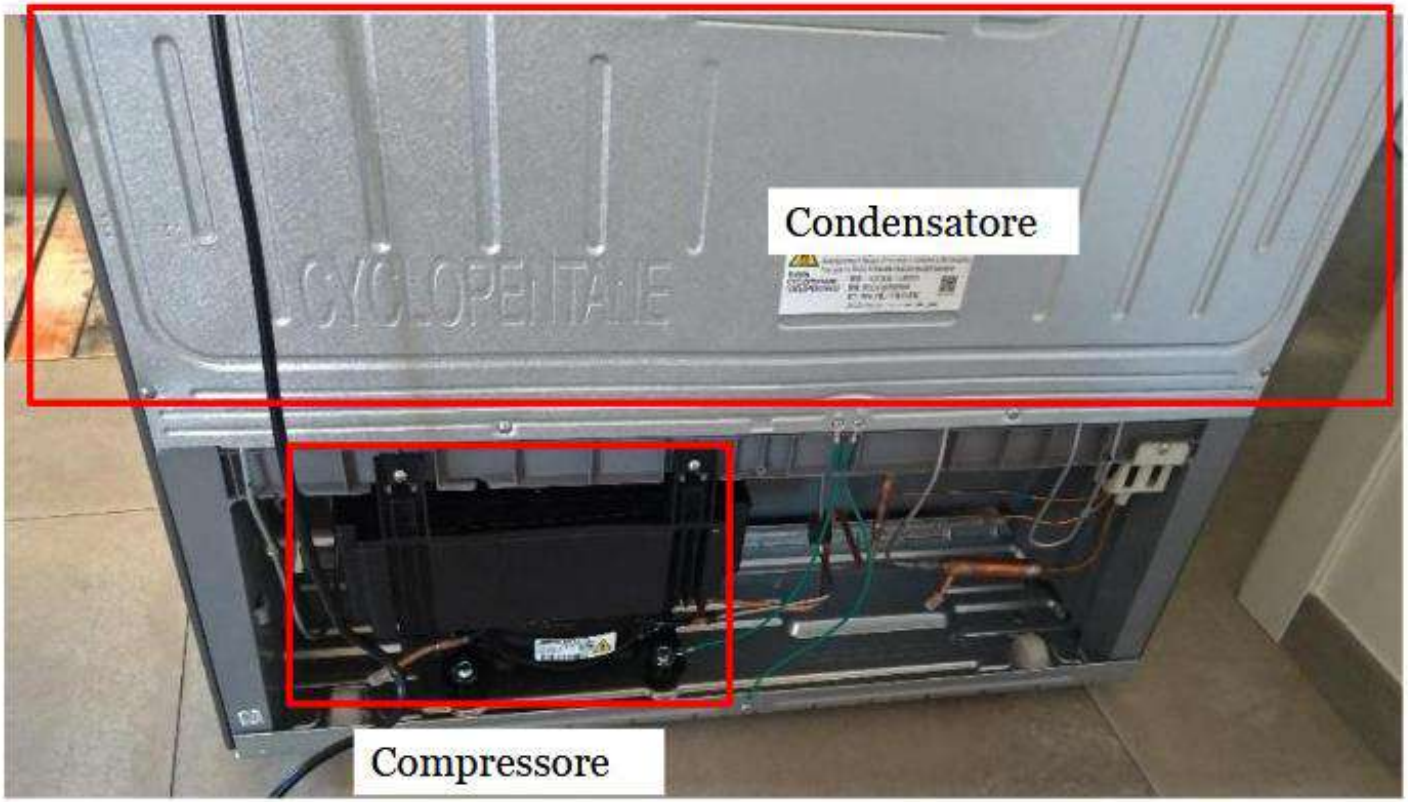


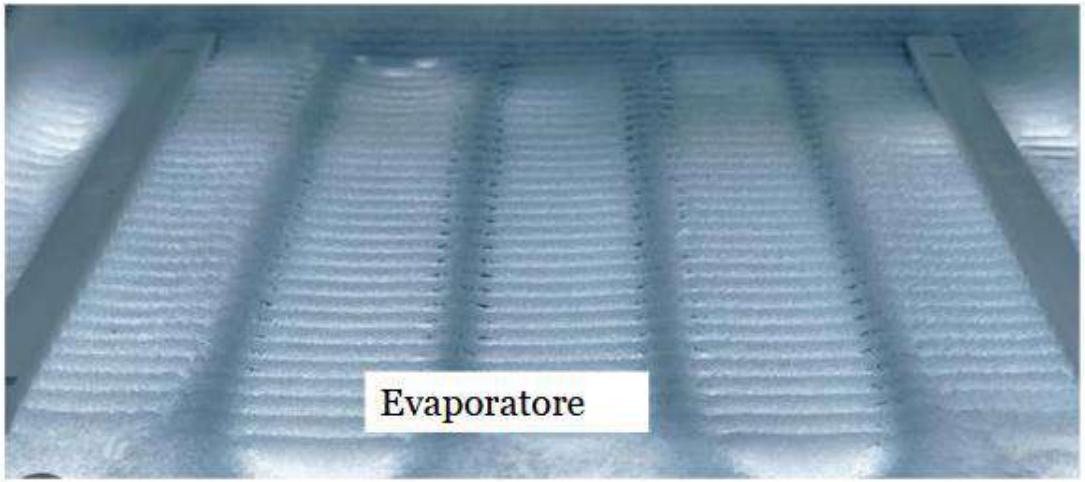


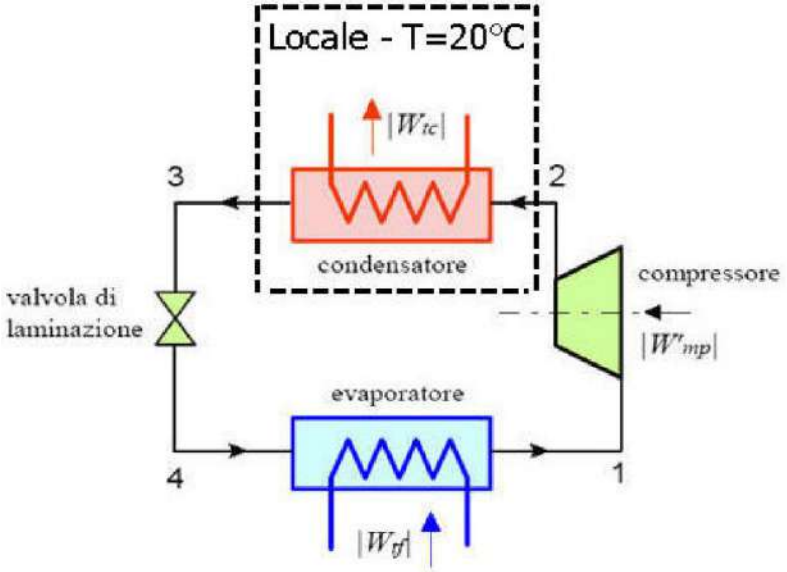
$$COP_{HP} = \frac{Q_D}{W} = \frac{T_D}{T_D - T_S}$$

Dipende dall'applicazione

Dipende dall'applicazione e dalla sorgente esterna. Es. sorgente esterna a temperatura poco inferiore a TD e stabile = alto COP


Condensatore
Compressore


Evaporatore





COP= 3 SIGNIFICA $1\ kWh_{el} \Rightarrow 3\ kWh_{termici}$

Catena di convenienza energetica

Rendimento SEN dm 26/06/2015 $f_{p,el,nren}=1,95$

$1,95\ kWh_{termici} \Rightarrow 1\ kWh_{elettrici} \Rightarrow$ con PDC $3\ kWh_{termici}$

Convenienza => 3/1,95 = 1,53

PDC → RINNOVABILI → USO INTELLIGENTE DELL'ENERGIA ELETTRICA

Dati generali | **Riscaldamento**

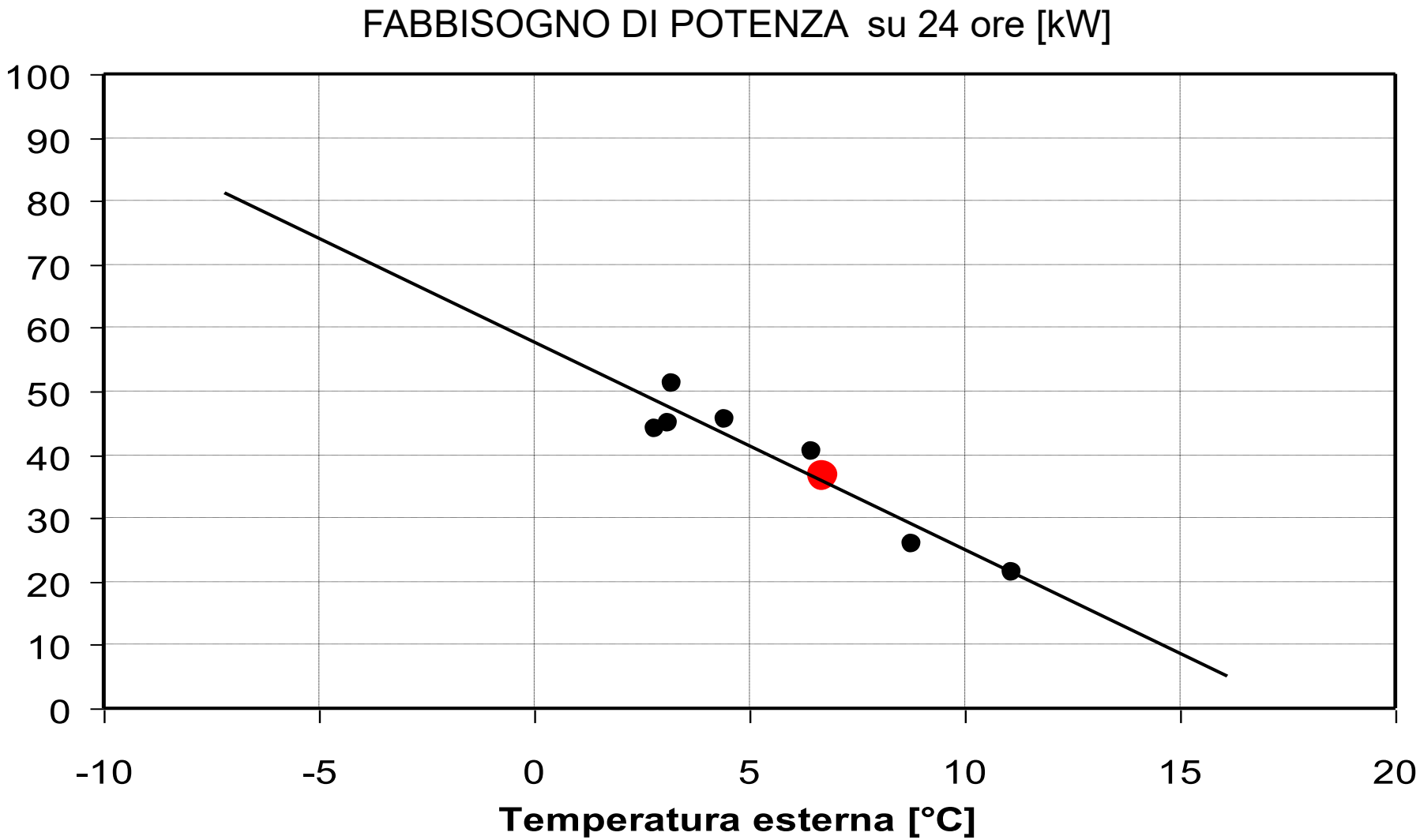
Descrizione	Valore
▼ Dati per il calcolo di legge	
Tipo di calcolo	Metodo analitico
Comportamento alla temperatura bivalente (CR > 1)	funzionamento PARALLELO
TOL temperatura limite di funzionamento [°C]	-20.000
Metodo di calcolo del COP ai carichi parziali	Ipotesi B solo gradino a pieno carico
Dati conosciuti di input	Potenza termica output/COP o GUE
N° punti sorg. Fredda	3
N° punti pozzo caldo	1
Cc	0.100
CRmin	0.500

Potenza termica output [kW] | COP,H | Potenza termica output [kW] | **COP,H**

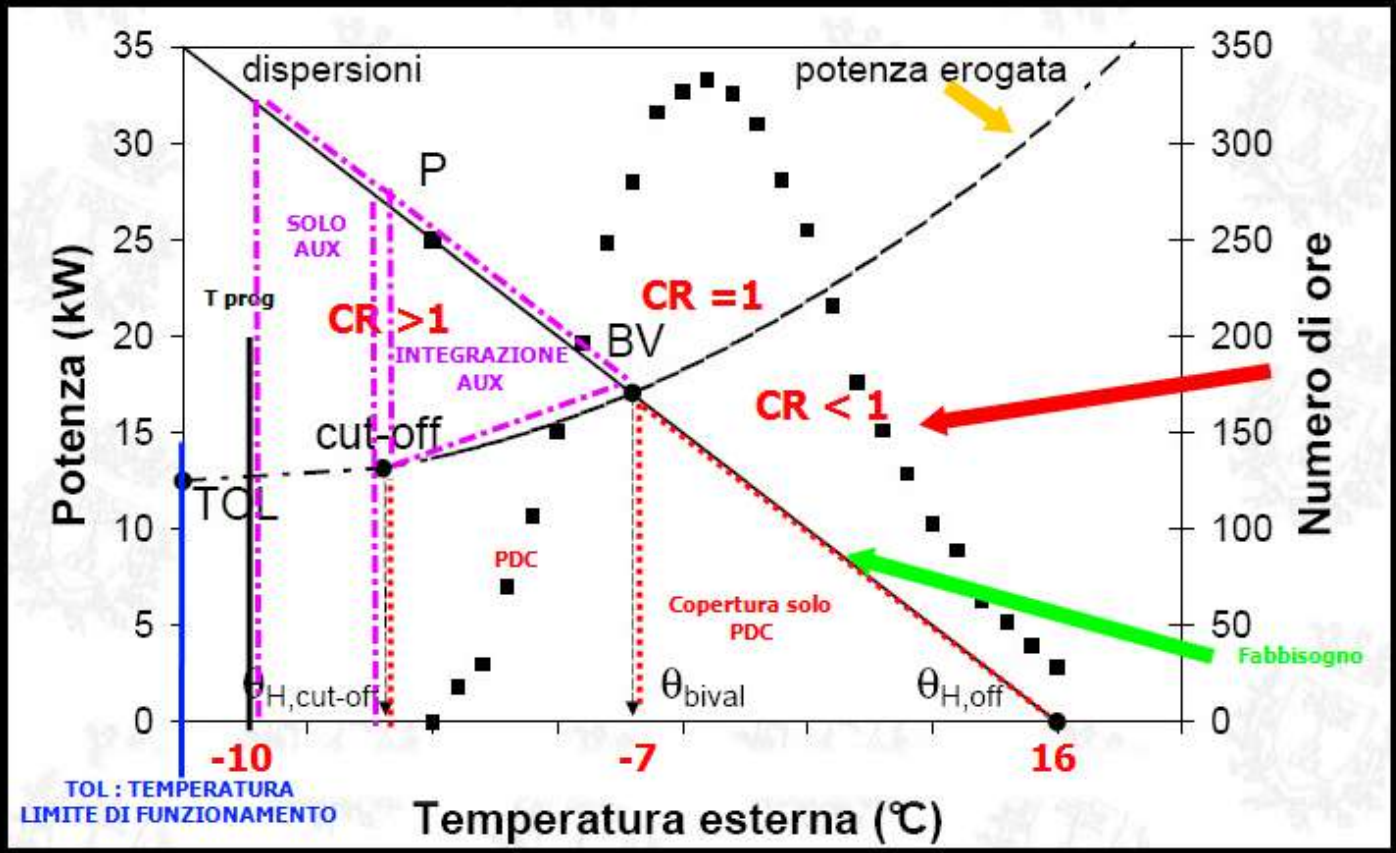
-	[°C]	Tc,1
[°C]	-	35.00
Tf,1	-15.00	9.500
Tf,2	-7.00	10.700
Tf,3	7.00	14.000

-	[°C]	Tc,1
[°C]	-	35.00
Tf,1	-15.00	2.350
Tf,2	-7.00	2.670
Tf,3	7.00	4.500

Procedura proposta dalla UNI 11300-4



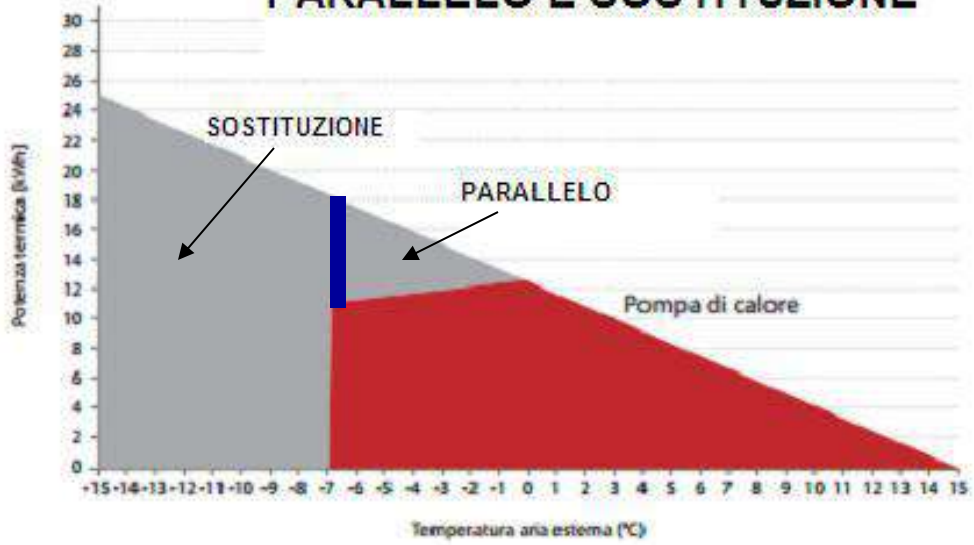
FIRMA ENERGETICA


dispersioni
potenza erogata
P
SOLO AUX
T prog
CR >1
INTEGRAZIONE AUX
CR =1
BV
CR < 1
cut-off
TOL
PDC
Copertura solo PDC
Fabbisogno
θH,cut-off
θbival
θH,off
-10
-7
16
TOL : TEMPERATURA LIMITE DI FUNZIONAMENTO
Temperatura esterna (°C)
Potenza (kW)
Numero di ore
35
30
25
20
15
10
5
0
350
300
250
200
150
100
50
0

FONTE INTEGRATIVA IN PARALLELO

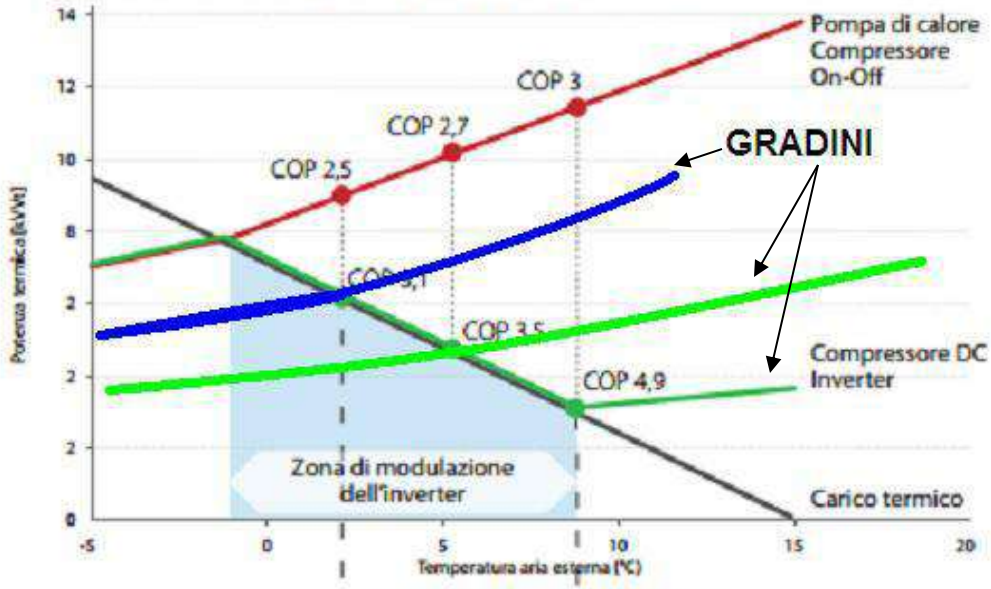


FONTE INTEGRATIVA IN PARALLELO E SOSTITUZIONE

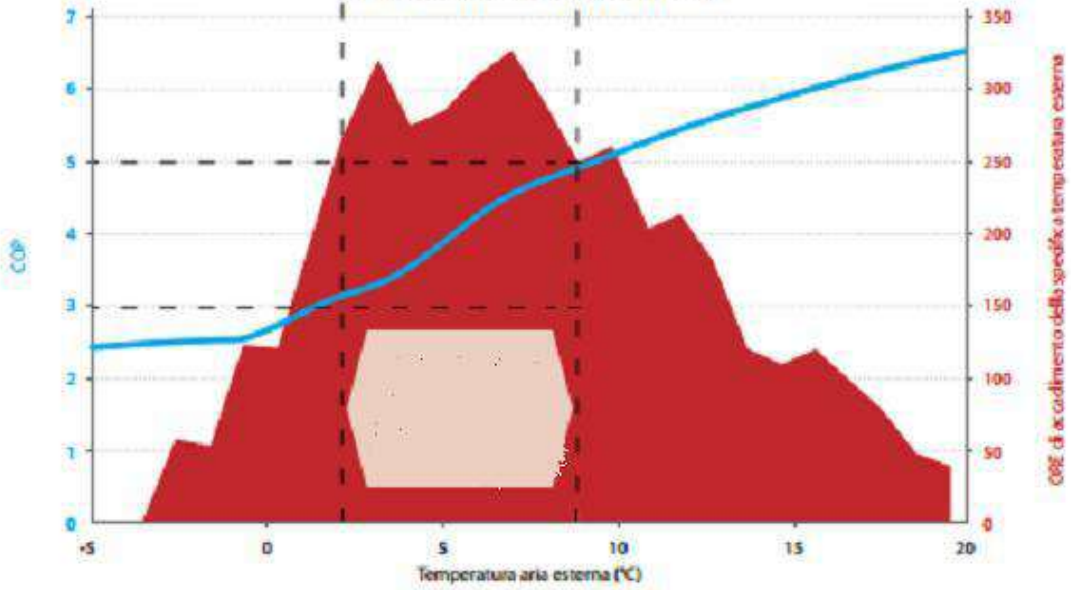


COMFORT ED EFFICIENZA STAGIONALE

MODULAZIONE DI CAPACITÀ



EFFICIENZA STAGIONALE



DA SCHEDA CERCARE I DATI DA INSERIRE

			MONOFASE		
UNITÀ ESTERNA			WH-MDC09C3E5	WH-MDC12C6E5	WH-MDC14C6E5
Capacità di riscaldamento a 7 °C		kW	9	12	14
COP a 7 °C est. con uscita acqua a 35 °C			4,74	4,67	4,5
Capacità di riscaldamento a -7 °C		kW	9	10	10,7
COP a -7 °C est. con uscita acqua a 35 °C			2,81	2,7	2,67
Capacità di riscaldamento a -15 °C		kW	8,3	8,9	9,5
COP a -15 °C est. con uscita acqua a 35 °C			2,55	2,43	2,35
Capacità di raffrescamento a 35 °C			7	10	11,5
ECR a 35 °C est. con uscita acqua a 7/12 °C		kW	3,11	2,77	2,61
Livello pressione sonora		dB(A)	49	50	51
Livello potenza sonora		dB	66	67	68
Dimensioni (A x L x P)		mm	1.410 x 1.283 x 320	1.410 x 1.283 x 320	1.410 x 1.283 x 320
Peso		kg	153	153	153
Collegamento alla rete idrica		pollici	1" ¼	1" ¼	1" ¼
Pompa	N° delle velocità		3	3	3
	Potenza max in ingresso	W	190	190	190
Portata nominale (ΔT=5 K, temp. uscita 35 °C)		l/min	25,8	34,4	40,1
Capacità dell'elemento riscaldante integrato		kW	3	6	6
Potenza in ingresso (riscaldamento/raffrescamento)		kW	1,9 / 2,25	2,57 / 3,6	3,11 / 4,4
Assorbimento allo spunto (riscaldamento/raffrescamento)		A	8,7 / 10,2	11,6 / 16,1	14,1 / 19,7
Assorbimento massimo		A	22,9	24	25
Gamma delle temperature operative	Ambientale esterna	°C	-20 / 35	-20 / 35	-20 / 35
	Temp. acqua (risc. / raff.)	°C	22 - 55 / 5 - 20	22 - 55 / 5 - 20	22 - 55 / 5 - 20

UNITÀ ESTERNA		
Capacità di riscaldamento a 7 °C	kW	14
COP a 7 °C est. con uscita acqua a 35 °C		4,5
Capacità di riscaldamento a -7 °C	kW	10,7
COP a -7 °C est. con uscita acqua a 35 °C		2,67
Capacità di riscaldamento a -15 °C	kW	9,5
COP a -15 °C est. con uscita acqua a 35 °C		2,35

lore

▼ Dati per il calcolo di legge

Tipo di calcolo	Metodo analitico
Comportamento alla temperatura bivalente (CR > 1)	funzionamento PARALLELO
TOL temperatura limite di funzionamento [°C]	-20.000
Metodo di calcolo del COP ai carichi parziali	Ipotesi B solo gradino a pieno carico
Dati conosciuti di input	Potenza termica output/COP o GUE
N° punti sorg. Fredda	3
N° punti pozzo caldo	1
Cc	0.100
CRmin	0.500

Potenza termica output [kW] | COP,H | Potenza termica output [kW] | **COP,H**

-	[°C]	Tc,1
[°C]	-	35.00
Tf,1	-15.00	9.500
Tf,2	-7.00	10.700
Tf,3	7.00	14.000

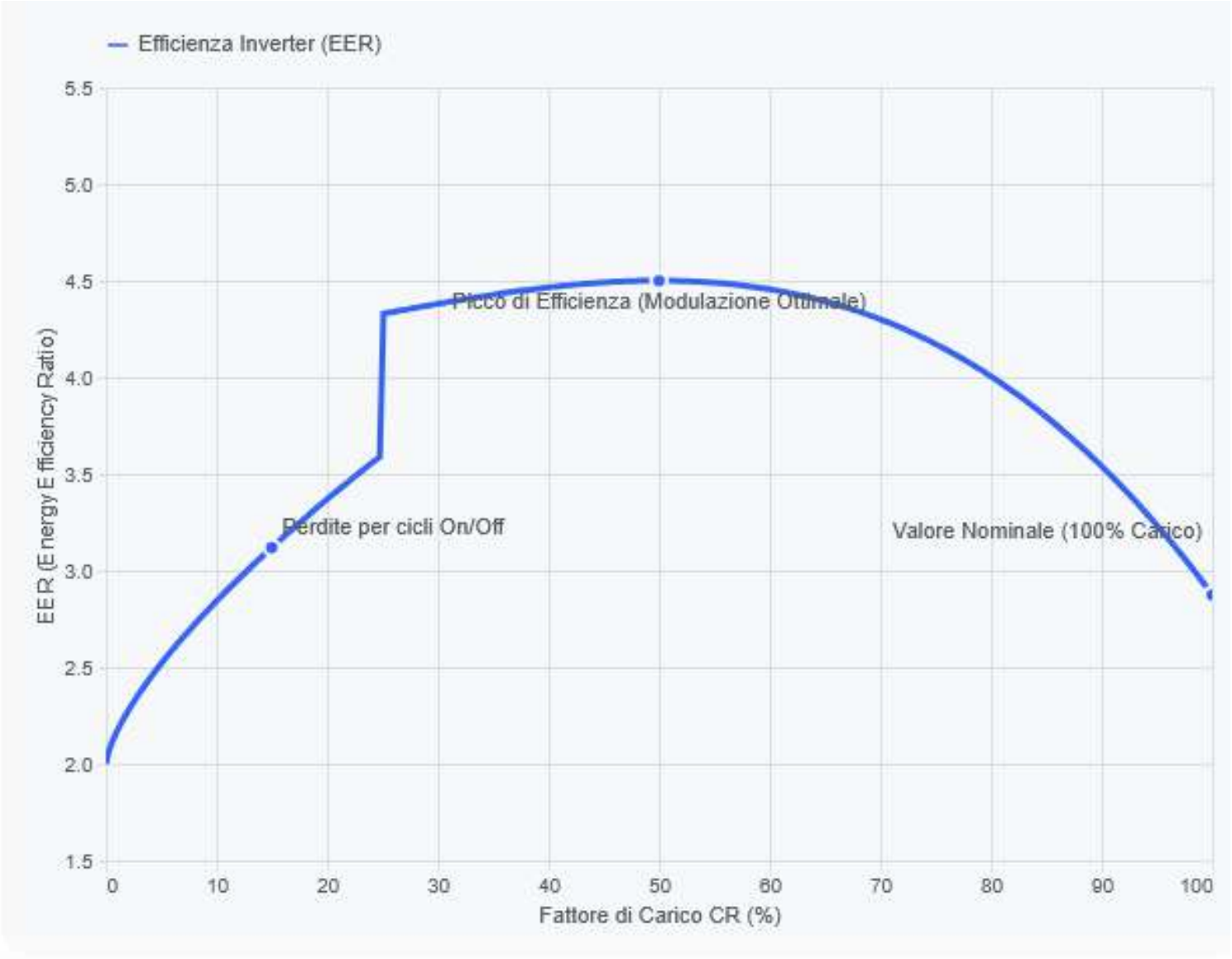
-	[°C]	Tc,1
[°C]	-	35.00
Tf,1	-15.00	2.350
Tf,2	-7.00	2.670
Tf,3	7.00	4.500

Oppure nei casi fortunati….

To	Tae (°C) DB/WB	Potenza termica EN14511					COP EN14511				
		Percentuale di potenza del compressore					Percentuale di potenza del compressore				
°C	°C	100%	90%	70%	50%	40%	100%	90%	70%	50%	40%
30	-20/-20,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	-10/-10,5	7,02	6,36	4,92	3,47	2,75	2,77	2,80	2,88	2,97	3,05
	-7/-8	7,48	6,84	5,44	4,04	3,34	2,88	2,92	3,00	3,11	3,19
	0/-0,6	9,18	8,44	6,83	5,21	4,41	3,35	3,33	3,26	3,13	3,03
	2/1,1	9,72	8,94	7,23	5,52	4,66	3,53	3,58	3,71	3,87	4,00
	7/6	12,07	11,22	9,36	7,50	6,58	4,36	4,43	4,60	4,81	4,97
	10/8,2	12,77	11,85	9,82	7,80	6,79	4,59	4,67	4,85	5,08	5,25
	15/13	14,60	13,50	11,09	8,70	7,50	5,21	5,30	5,52	5,80	6,02
	18/14	15,70	14,49	11,85	9,23	7,92	5,57	5,67	5,92	6,24	6,48
35	-20/-20,1	3,88	3,50	2,64	1,79	1,37	1,50	1,52	1,59	1,67	1,75
	-10/-10,5	6,55	5,94	4,59	3,24	2,57	2,36	2,40	2,47	2,55	2,61
	-7/-8	7,35	6,72	5,34	3,96	3,28	2,60	2,64	2,73	2,82	2,90
	0/-0,6	9,06	8,33	6,73	5,14	4,35	3,06	3,05	3,01	2,89	2,80
	2/1,1	9,58	8,81	7,12	5,44	4,60	3,23	3,28	3,41	3,56	3,68
	7/6	11,88	11,05	9,22	7,39	6,47	3,98	4,06	4,23	4,43	4,58
	10/8,2	12,56	11,65	9,66	7,67	6,68	4,19	4,27	4,46	4,67	4,83
	15/13	14,27	13,19	10,84	8,50	7,33	4,73	4,82	5,05	5,30	5,49
	18/14	15,29	14,12	11,55	8,99	7,72	5,05	5,15	5,39	5,67	5,89
45	-20/-20,1	4,11	3,70	2,80	1,90	1,45	1,28	1,31	1,38	1,48	1,58
	-10/-10,5	6,46	5,86	4,53	3,20	2,53	1,89	1,93	2,02	2,11	2,20
	-7/-8	7,17	6,56	5,21	3,87	3,20	2,06	2,11	2,20	2,31	2,40
	0/-0,6	8,67	7,97	6,45	4,92	4,16	2,39	2,40	2,39	2,32	2,26
	2/1,1	9,19	8,45	6,83	5,22	4,41	2,53	2,59	2,72	2,86	2,99
	7/6	11,46	10,66	8,89	7,13	6,25	3,15	3,22	3,38	3,58	3,72
	10/8,2	12,15	11,27	9,35	7,42	6,46	3,32	3,40	3,58	3,79	3,95
	15/13	13,77	12,73	10,46	8,20	7,07	3,72	3,80	4,01	4,25	4,45
	18/14	14,74	13,61	11,13	8,67	7,44	3,94	4,04	4,26	4,53	4,74
55	-20/-20,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	-10/-10,5	6,44	5,83	4,51	3,18	2,52	1,54	1,56	1,61	1,67	1,73
	-7/-8	7,08	6,48	5,15	3,82	3,16	1,57	1,70	1,76	1,83	1,88
	0/-0,6	8,44	7,77	6,28	4,79	4,05	1,94	1,93	1,90	1,82	1,77
	2/1,1	8,92	8,21	6,63	5,07	4,28	2,04	2,07	2,15	2,24	2,31
	7/6	11,05	10,27	8,57	6,87	6,02	2,50	2,54	2,64	2,76	2,84
	10/8,2	11,66	10,82	8,97	7,13	6,21	2,52	2,66	2,77	2,89	2,99
	15/13	13,15	12,17	10,00	7,84	6,76	2,90	2,95	3,08	3,22	3,33
	18/14	14,05	12,97	10,62	8,27	7,10	3,07	3,12	3,26	3,41	3,54
60	-20/-20,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	-10/-10,5	6,42	5,82	4,50	3,17	2,52	1,40	1,42	1,46	1,50	1,53
	-7/-8	7,04	6,44	5,12	3,80	3,14	1,53	1,54	1,59	1,63	1,67
	0/-0,6	8,33	7,66	6,20	4,73	4,00	1,77	1,75	1,71	1,63	1,57
	2/1,1	8,79	8,08	6,53	4,99	4,22	1,85	1,87	1,93	1,99	2,04
	7/6	10,84	10,07	8,40	6,74	5,90	2,25	2,28	2,35	2,43	2,49

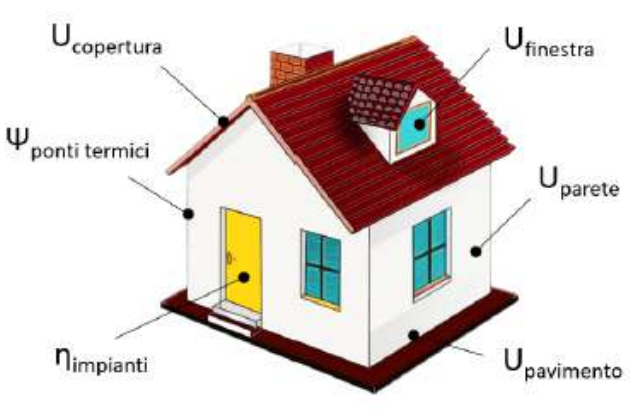
To	Tae (°C) DB/WB	Potenza termica EN14511					COP EN14511				
		Percentuale di potenza del compressore					Percentuale di potenza del compressore				
°C	°C	100%	90%	70%	50%	40%	100%	90%	70%	50%	40%
30	-20/-20,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	-10/-10,5	7,02	6,36	4,92	3,47	2,75	2,77	2,80	2,88	2,97	3,05
	-7/-8	7,48	6,84	5,44	4,04	3,34	2,88	2,92	3,00	3,11	3,19
	0/-0,6	9,18	8,44	6,83	5,21	4,41	3,35	3,33	3,26	3,13	3,03
	2/1,1	9,72	8,94	7,23	5,52	4,66	3,53	3,58	3,71	3,87	4,00
	7/6	12,07	11,22	9,36	7,50	6,58	4,36	4,43	4,60	4,81	4,97
	10/8,2	12,77	11,85	9,82	7,80	6,79	4,59	4,67	4,85	5,08	5,25
	15/13	14,60	13,50	11,09	8,70	7,50	5,21	5,30	5,52	5,80	6,02
	18/14	15,70	14,49	11,85	9,23	7,92	5,57	5,67	5,92	6,24	6,48
35	-20/-20,1	3,88	3,50	2,64	1,79	1,37	1,50	1,52	1,59	1,67	1,75
	-10/-10,5	6,55	5,94	4,59	3,24	2,57	2,36	2,40	2,47	2,55	2,61
	-7/-8	7,35	6,72	5,34	3,96	3,28	2,60	2,64	2,73	2,82	2,90
	0/-0,6	9,06	8,33	6,73	5,14	4,35	3,06	3,05	3,01	2,89	2,80
	2/1,1	9,58	8,81	7,12	5,44	4,60	3,23	3,28	3,41	3,56	3,68
	7/6	11,88	11,05	9,22	7,39	6,47	3,98	4,06	4,23	4,43	4,58
	10/8,2	12,56	11,65	9,66	7,67	6,68	4,19	4,27	4,46	4,67	4,83
	15/13	14,27	13,19	10,84	8,50	7,33	4,73	4,82	5,05	5,30	5,49
	18/14	15,29	14,12	11,55	8,99	7,72	5,05	5,15	5,39	5,67	5,89

EER al variare del FC(o CF)



PDC e classi energetiche

Edificio di progetto



$EP_{H,nd}$ $EP_{H,nd,limite}$
$EP_{C,nd}$ $EP_{C,nd,limite}$
$EP_{gl,tot}$ $EP_{gl,tot,limite}$

Edificio di riferimento



TABELLA 7 (Appendice A)
Efficienze medie η_u dei sottosistemi di utilizzazione dell'edificio di riferimento per i servizi di H, C, W

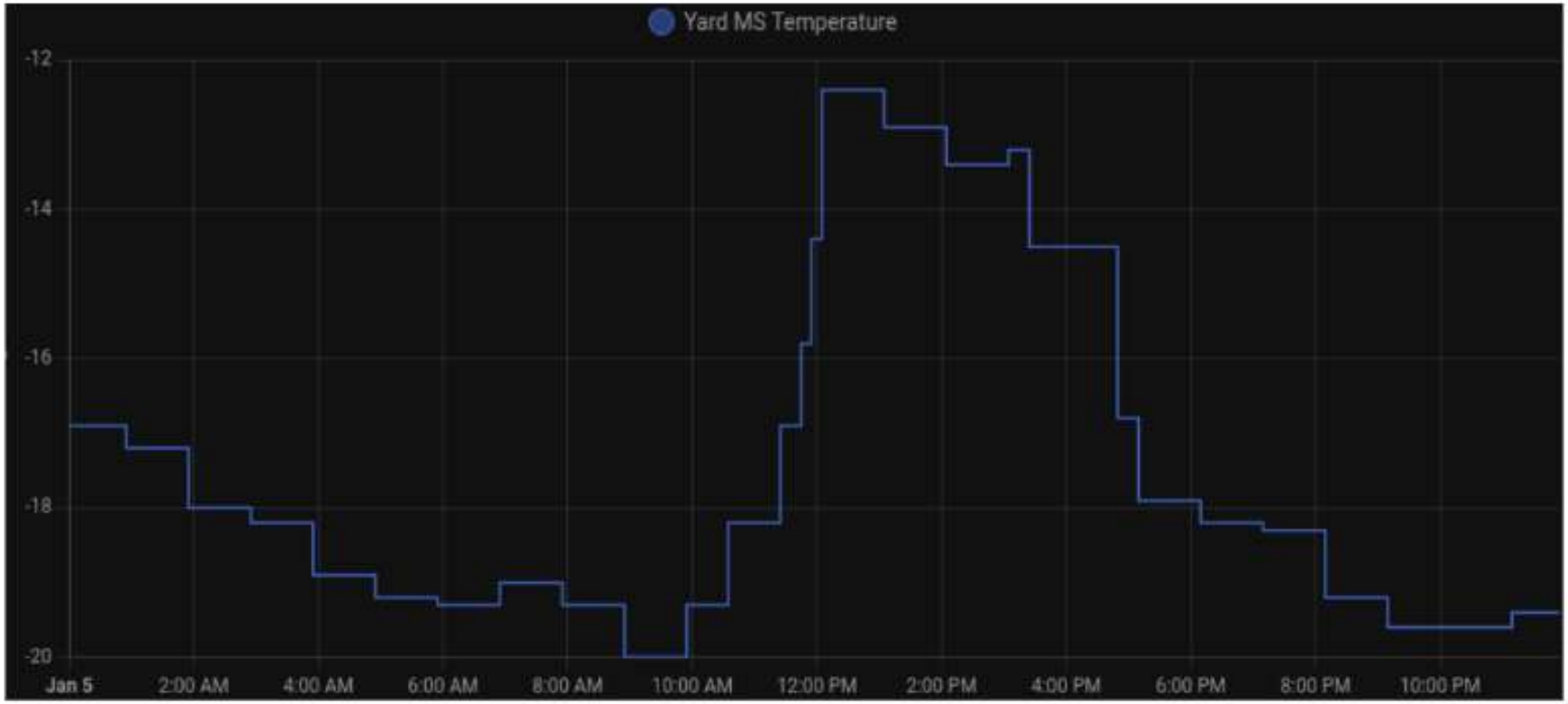
Efficienza dei sottosistemi di utilizzazione η_u	**H**	**C**	**W**
Distribuzione idronica	0,81	0,81	0,70
Distribuzione aeraulica	0,83	0,83	-
Distribuzione mista	0,82	0,82	-

TABELLA 8 (Appendice A)

Efficienze medie η_{gn} dei sottosistemi di generazione dell'edificio di riferimento per la produzione di energia termica per i servizi di H, C, W e per la produzione di energia elettrica in situ.

Sottosistemi di generazione:	Produzione di energ. termica			Produzione di energia elettrica in situ
	H	C	W	
Generatore a combustibile liquido	0,82	-	0,80	-
Generatore a combustibile gassoso	0,95	-	0,85	-
Generatore a combustibile solido	0,72	-	0,70	-
Generatore a biomassa solida	0,72	-	0,65	-
Generatore a biomassa liquida	0,82	-	0,75	-
Pompa di calore a compressione di vapore con motore elettrico	3,00	(*)	2,50	-
Macchina frigorifera a compressione di vapore a motore elettrico	-	2,50	-	-
Pompa di calore ad assorbimento	1,20	(*)	1,10	-
Macchina frigorifera a fiamma indiretta	-	0,60 x η_{gn} (**)	-	-
Macchina frigorifera a fiamma diretta	-	0,60	-	-
Pompa di calore a compressione di vapore a motore endotermico	1,15	-	1,05	-
Cogeneratore	0,60	-	0,60	0,20
Riscaldamento con resistenza elettrica	1,00	-	-	-


Ecodan ASHP Booster Heater 1
On
Off
On
Off
On
Off
Ecodan ASHP Booster Heater 2
Off
On
Off
On
Off
12:00 PM
12:06 PM
12:12 PM
12:18 PM
12:24 PM
12:30 PM
12:36 PM
12:42 PM
12:48 PM
12:54 PM
1:00 PM
1:06 PM

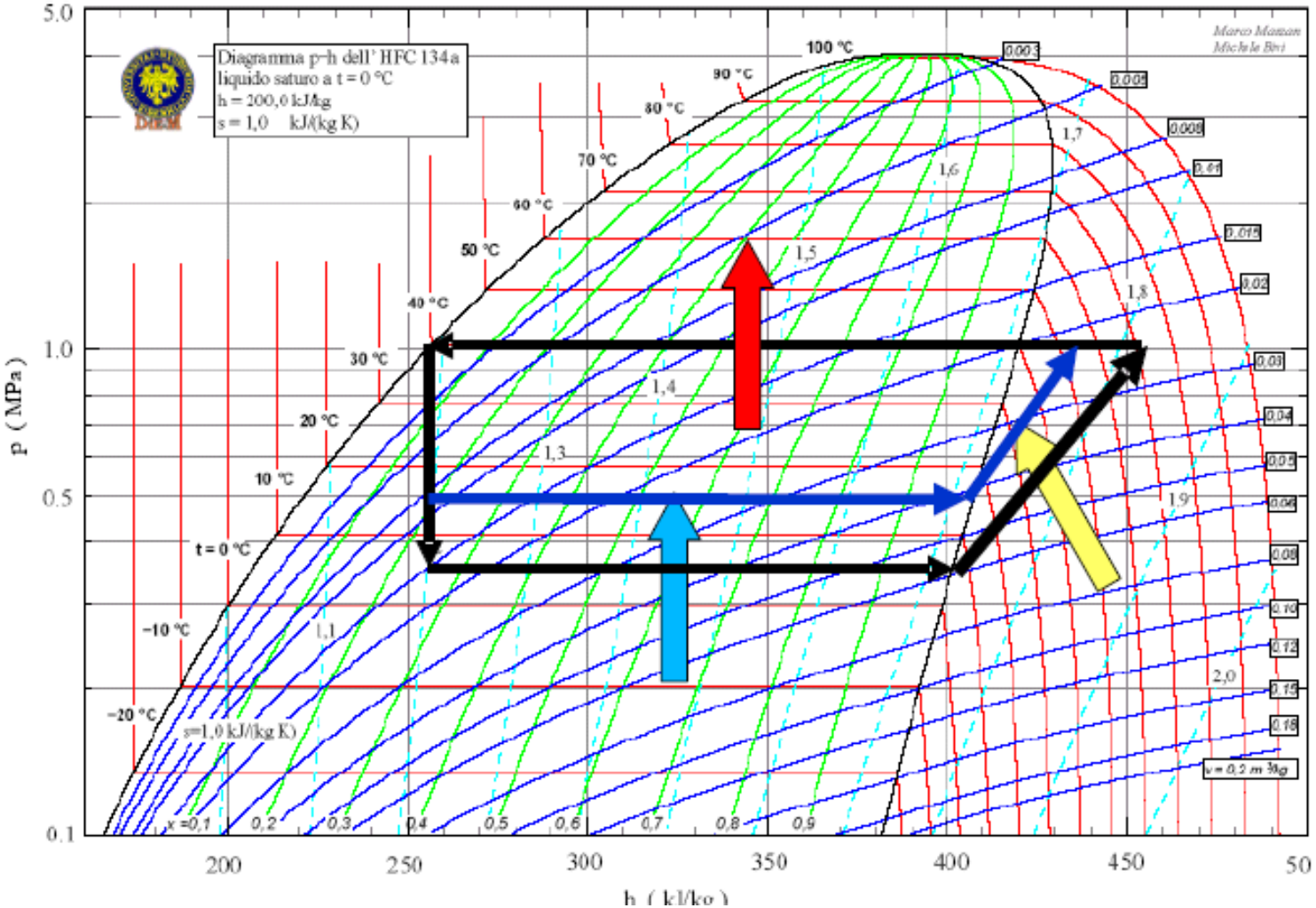

Yard MS Temperature
-12
-14
-16
-18
-20
Jan 5
2:00 AM
4:00 AM
6:00 AM
8:00 AM
10:00 AM
12:00 PM
2:00 PM
4:00 PM
6:00 PM
8:00 PM
10:00 PM


Produced 240.01 Kwh
Temp Out -11 °
1.53 CoP
Consumed 155.54 Kwh
Output 9.26 KW

Boosters

Pompe di calore geotermiche

Schema semplificato di un sistema per il solo riscaldamento



Geotermico orizzontale



Connection in parallel



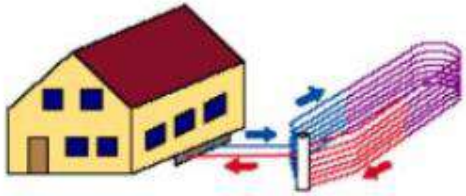
"Slinky" collector



Svec spiral collector

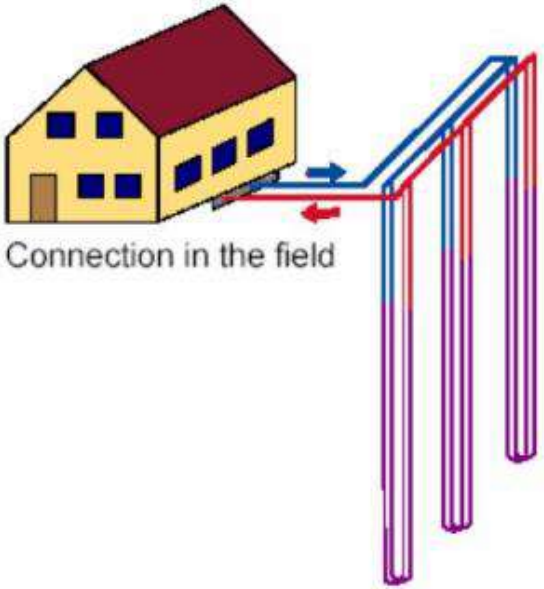


Connection in series

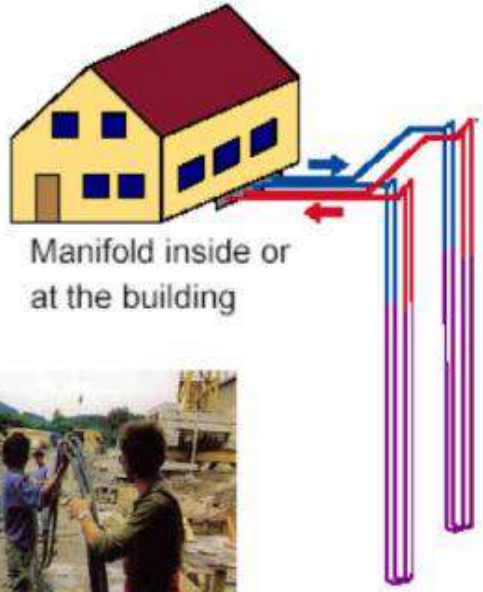


Trench collector

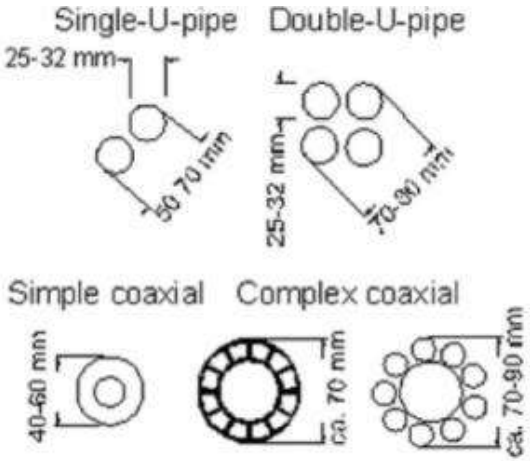
Geotermico orizzontale

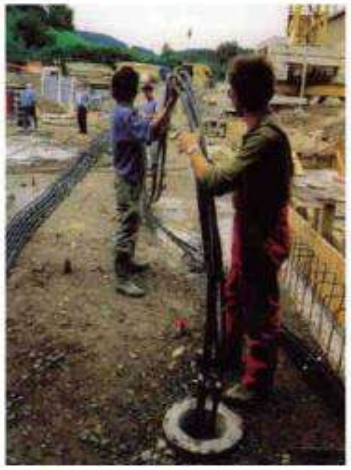


Connection in the field



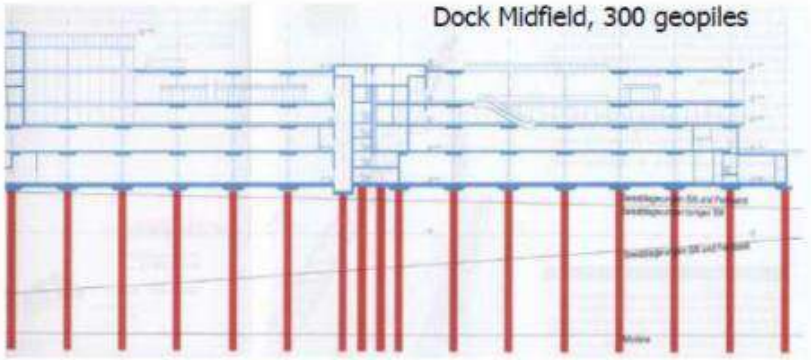
Manifold inside or
at the building







Alcuni esempi









"Raffrescamento gratuito", free cooling (Dock Midfield, 58000m2, year 2006, 580 MWh/yr)

Focus: serre intelligenti









L’impianto a pompa di calore elio-assistita - PCEA

Pannelli tradizionali disperdono gran parte dell’energia captata (60%). Bassi rendimenti (<0.5)

Differenza tra PSIPC PCEA,

PSIPC un collettore solare nudo è utilizzato direttamente come evaporatore di un ciclo a pompa di calore, migliorando le prestazioni già descritte,

PCEA si sfruttano i collettori solari come sorgente termica inferiore passando attraverso uno scambiatore di calore freon-acqua aggiuntivo

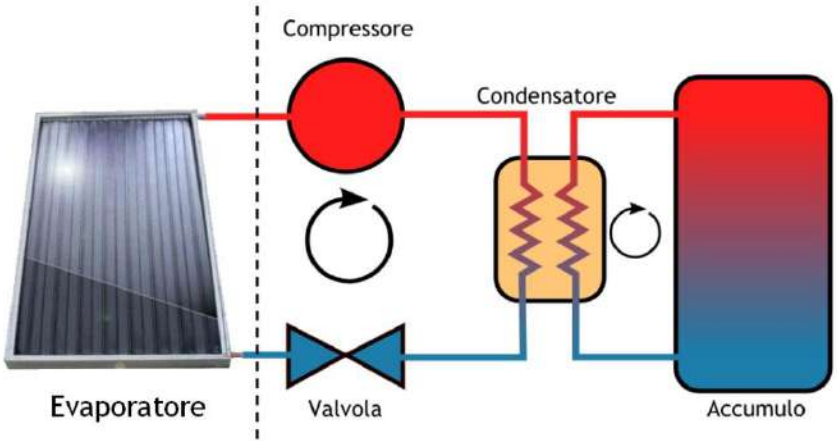
Notevoli vantaggi :

facilità di installazione

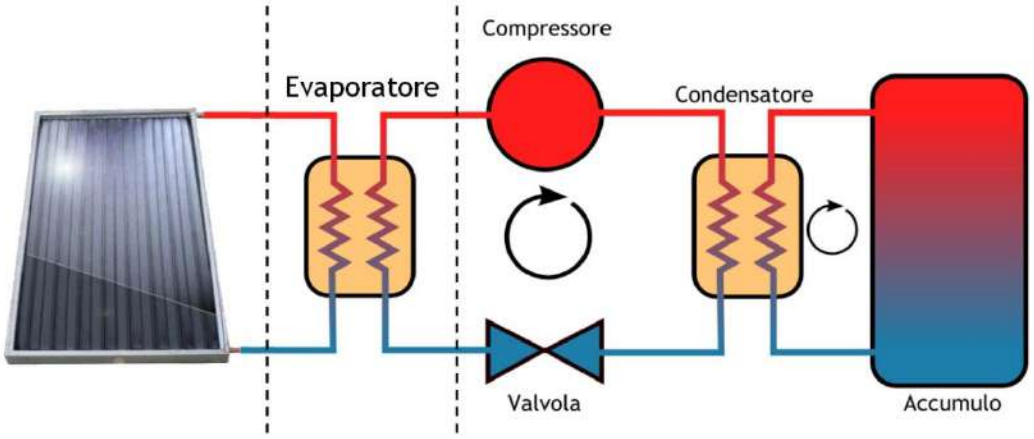
> dell’efficienza dei pannelli e del COP,

col fine di ottimizzare il risparmio energetico e massimizzare il guadagno economico

PSIPC

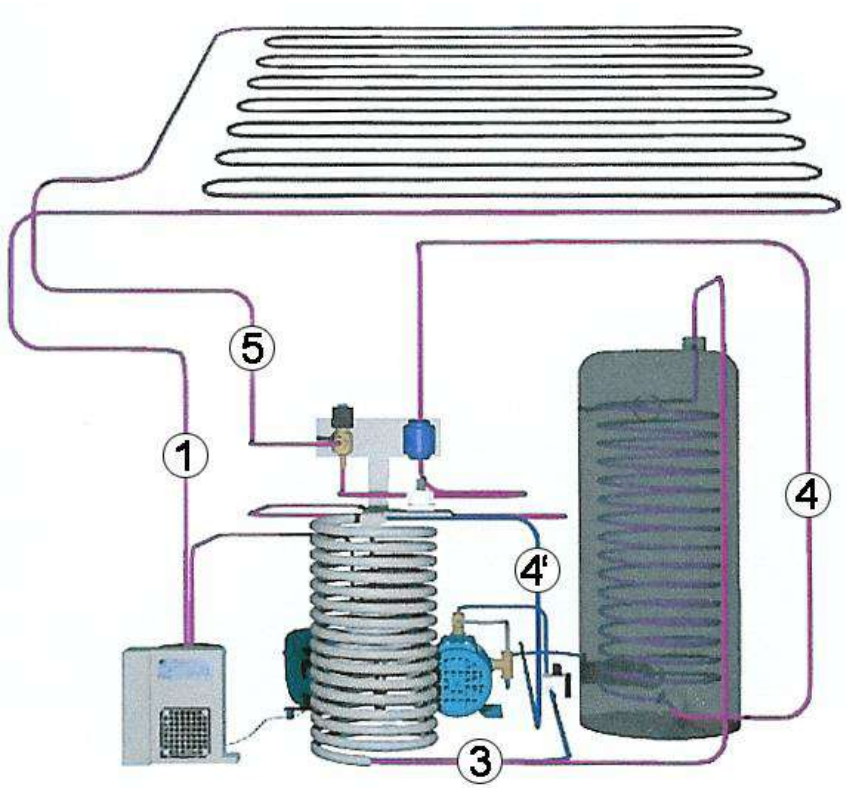


PCEA



PSIPC – imp. integrato a p. d. c.

Il fluido, in fase liquida, entra nella serpentina del collettore solare, dove assorbe l'energia necessaria al passaggio di stato (trasformazione 5-1). Dopo l'evaporazione, il refrigerante entra nel separatore dove la fase gassosa viene appunto separata dall'eventuale fase liquida ancora presente, cosi da garantire che il fluido arrivi al compressore nella sola fase gassosa ed evitare possibili guasti. All'uscita dal separatore il fluido si trova quindi in condizioni di vapore saturo secco ed entra nel compressore (1-2), dove viene compresso e mandato al condensatore, dove, raffreddandosi, passa dalla fase gassosa a quella liquida (2-3) e cede calore all'acqua di rete, riscaldandola.
A questo punto il fluido refrigerante, in fase liquida, entra nel recuperatore dove si sottoraffredda ulteriormente (3-4) e cede calore all'acqua di rete nel serbatoio, che si preriscalda prima di entrare nel condensatore. Il fluido refrigerante passa infine in un filtro ed entra nella valvola di laminazione, dove viene espanso isoentalpicamente (4-5). Il ciclo base del refrigerante è quindi schematizzabile con 4 trasformazioni: 2 isobare, 1 isoentalpica e 1 adiabatica (noto il rendimento isoentropico). L'acqua di rete, invece, entra nel serbatoio del separatore preriscaldandosi (1'-2), viene poi pompata nel condensatore (2'-3') dove assorbe il calore ceduto dal refrigerante e, raggiunta la temperatura dell'utenza (3'-4'), esce dall'impianto.





Università di Milano

Università di Roma







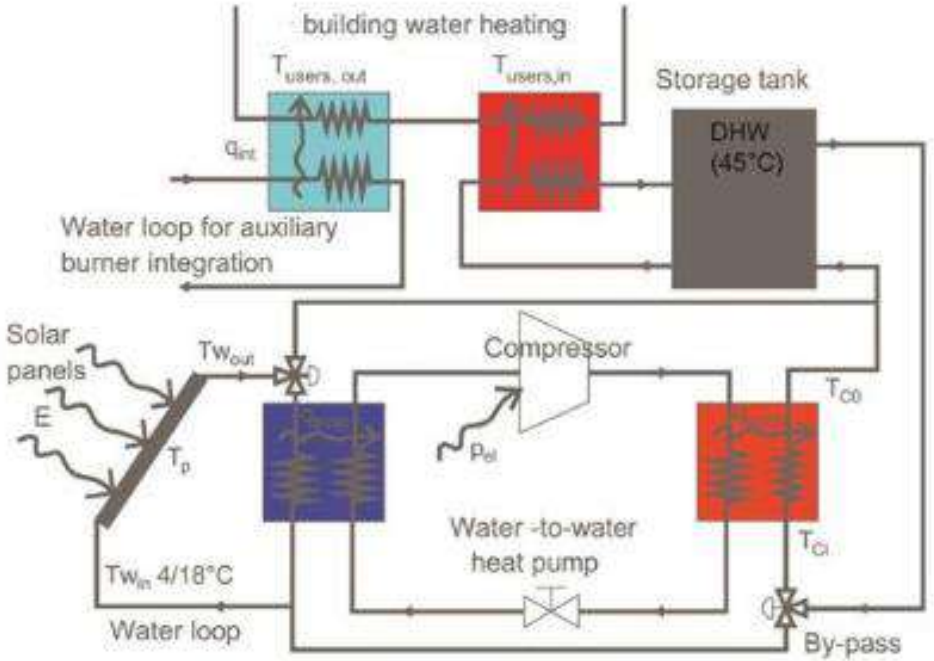


Impianti sperimentali di
piccola/media taglia

Focus: PDCEA in Liguria

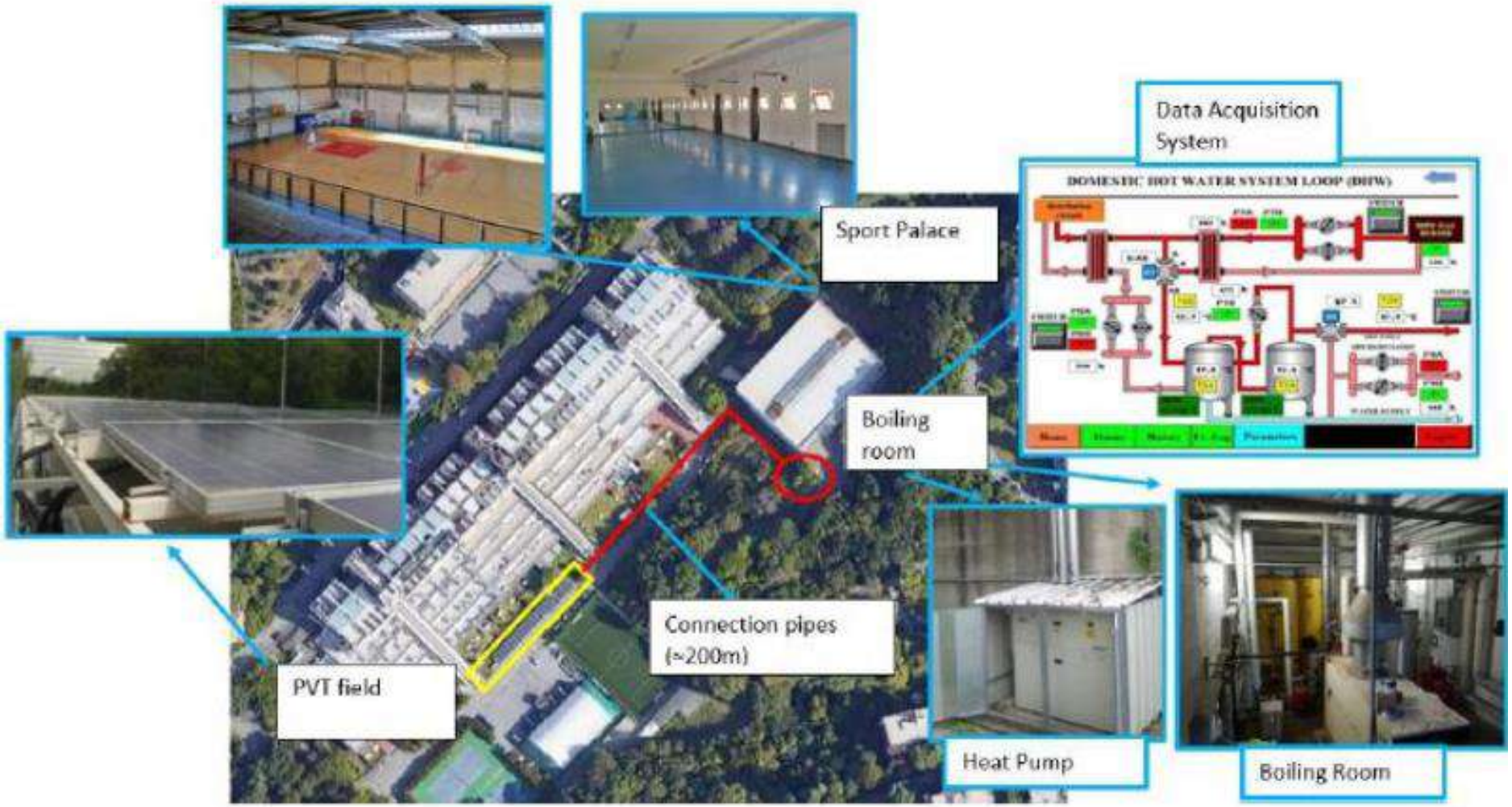


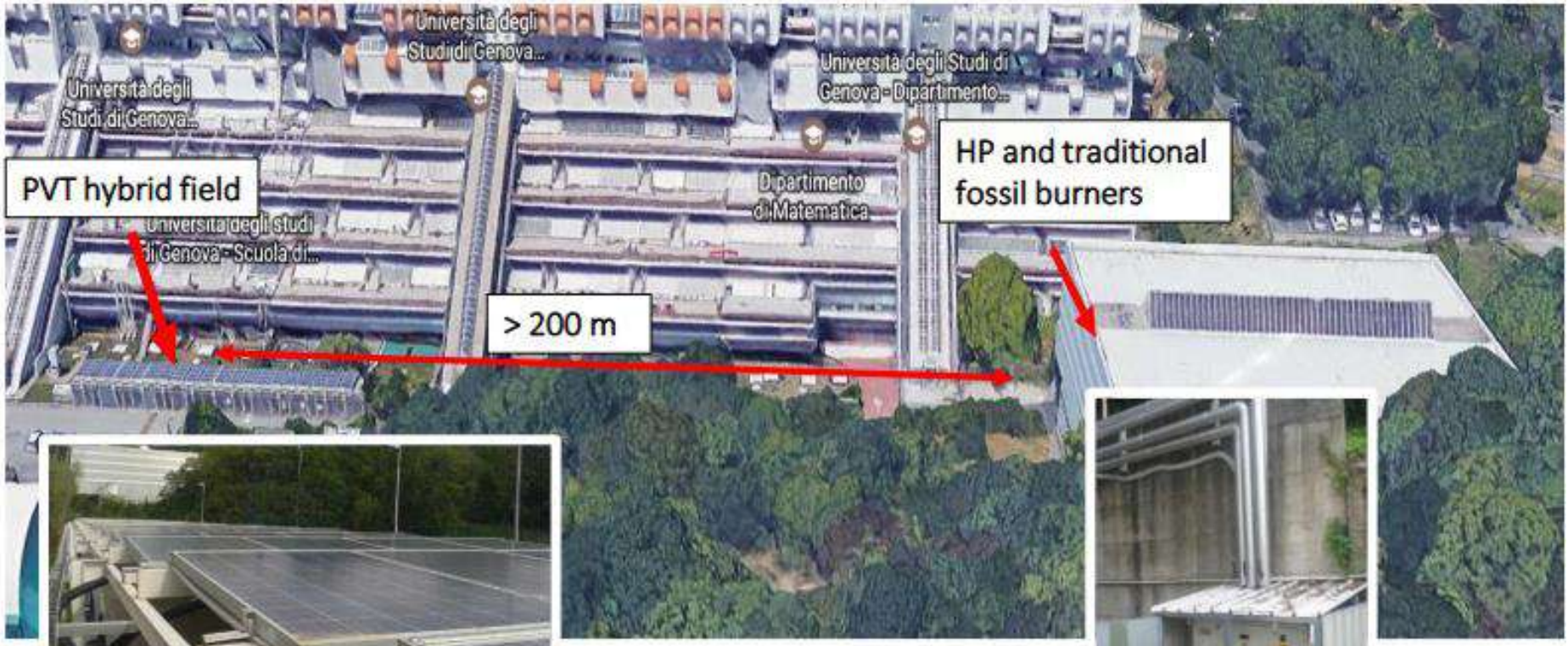




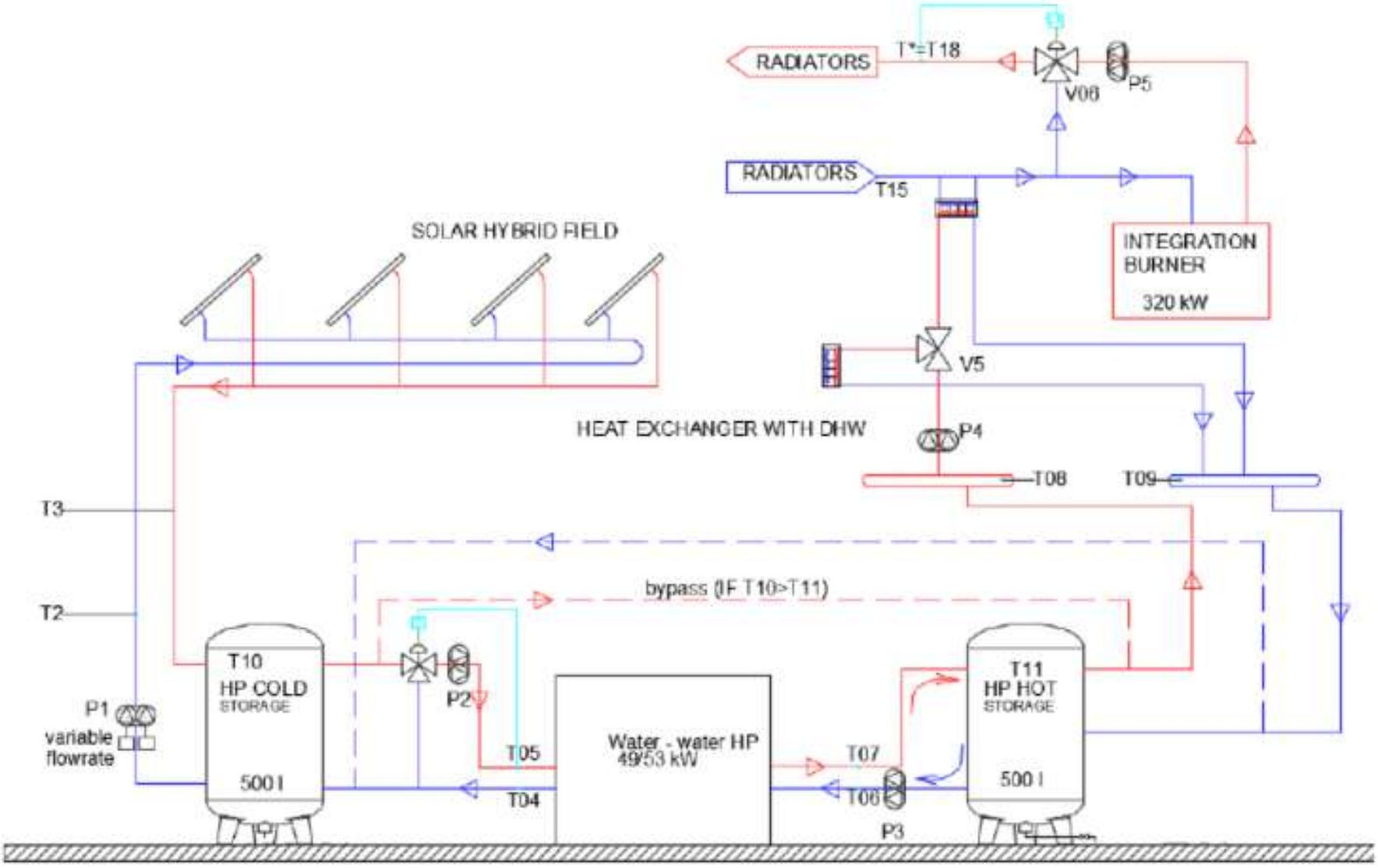
PDCEA con pannelli solari non isolati
Sestri Levante (GE)

Caso studio: PDCEA PVT Palacus – Genova



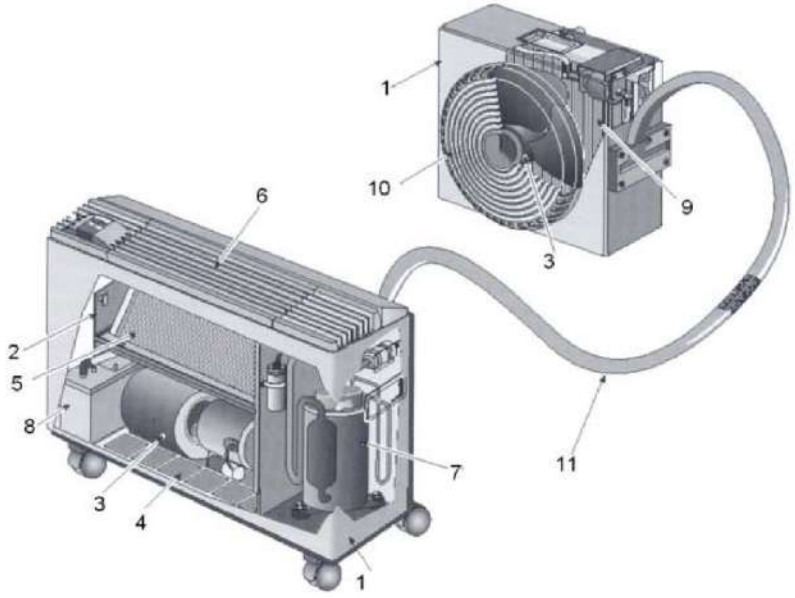


$T_{out,eva}$	COP	$T_{out,cond}$ 25	30	35	40	45	50	55	60
	-8	4.46	4.26	3.9	3.41	2.82	-	-	-
	-6	4.74	4.49	4.1	3.6	3.01	2.37	-	-
	-4	5.03	4.72	4.30	3.78	3.19	2.55	-	-
	-3	5.18	4.84	4.49	3.87	3.28	2.64	-	-
	-2	5.33	4.97	4.50	3.96	3.36	2.73	2.39	-
	0	5.64	5.21	4.71	4.14	3.54	2.91	2.28	-
	2	5.97	5.47	4.92	4.32	3.71	3.08	2.46	-
	4	6.31	5.73	5.13	4.51	3.88	3.25	2.63	2.04
	5	6.48	5.87	5.24	4.60	3.96	3.33	2.72	2.13
	6	6.66	6.01	5.35	4.69	4.04	3.41	2.80	2.22
	7	6.84	6.15	5.46	4.79	4.13	3.49	2.89	2.31
	8	7.03	6.30	5.58	4.88	4.21	3.58	2.97	2.40
	10	-	6.60	5.82	5.08	4.39	3.74	3.14	2.57
	12	-	6.91	6.06	5.28	4.56	3.90	3.30	2.74
	14	-	7.23	6.32	5.49	4.74	4.07	3.46	2.91
	16	-	-	6.58	5.70	4.92	4.23	3.62	3.08
	18	-	-	-	5.92	5.10	4.40	3.78	3.24


RADIATORS
T*=T18
V08
P5
RADIATORS
T15
INTEGRATION
BURNER
320 kW
SOLAR HYBRID FIELD
V5
HEAT EXCHANGER WITH DHW
P4
T08
T09
T3
T2
bypass (IF T10>T11)
T10
HP COLD
STORAGE
500 l
P1
variable
flowrate
P2
T05
T04
Water - water HP
49/53 kW
T07
T06
P3
T11
HP HOT
STORAGE
500 l

IMPIANTI A ESPANSIONE DIRETTA

l'aria del locale da climatizzare viene fatta passare in una batteria di scambio all'interno della quale scorre il fluido frigorigeno.
SVANTAGGI
NO RICAMBI D'ARIA
VANTAGGI
a) maggiori efficienze rispetto a quelli idronici poiché si elimina un fluido intermedio.
b) efficace deumidificazione poichè il fluido a bassa temperatura è ora quello frigorigeno che si trova a circa di +2°C contro i +7/12 per i sistemi idronici.



1 - involucro
2 - scheda di controllo
3 - gruppo ventilante
4 - filtro aria
5 - evaporatore
6 - griglia di mandata
5 - compressore
8 - scarico condensa
9 - batteria condensante
10 - griglia di protezione
11 – tubazioni di collegamento

Fig. 5.26: Split-system

Recentemente sono molto utilizzati gli impianti a **portata** di **refrigerante variabile (VRF)**

- un’unità motocondensante
  che alimentano un certo numero di unità in ambiente.

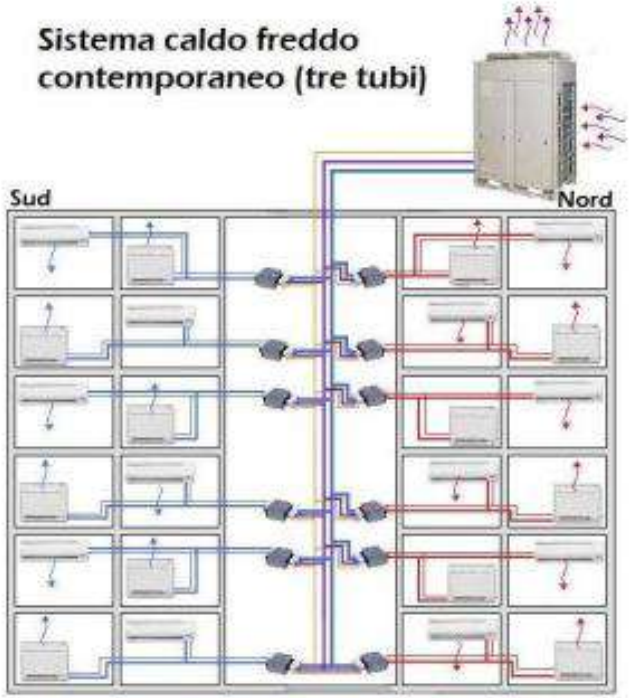
La richiesta di refrigerante che il compressore (o più compressori) deve soddisfare è **la somma, momento per momento**, di quanto richiesto da ciascuna unità interna.

Ogni **unità interna è alimentata da una valvola in grado di regolare la quantità di refrigerante** in base alle condizioni del carico termico che devono essere soddisfatte.

(TIPO COLLETTORE: OGNI UNITA’ VA SULLA MACCHINA O SUL COLLETTORE)

Sistemi VRV VRF



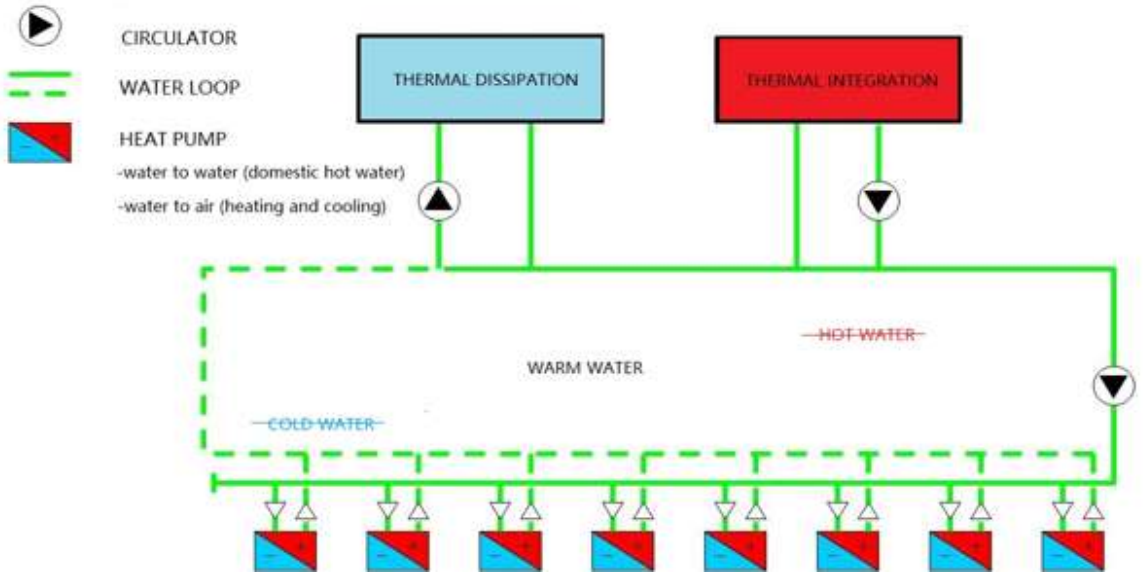


Variable Refrigerant Volume (VRV) o Variable Refrigerant Flow (VRF) Sistemi ad espansione diretta => assenza di fluido termovettore intermedio => miglioramento del COP; regolazione della potenza frigorifera mediante modulazione della portata volumetrica del refrigerante (compressore ad inverter), che espande direttamente negli ambienti da servire.

Pompe di calore ad anello

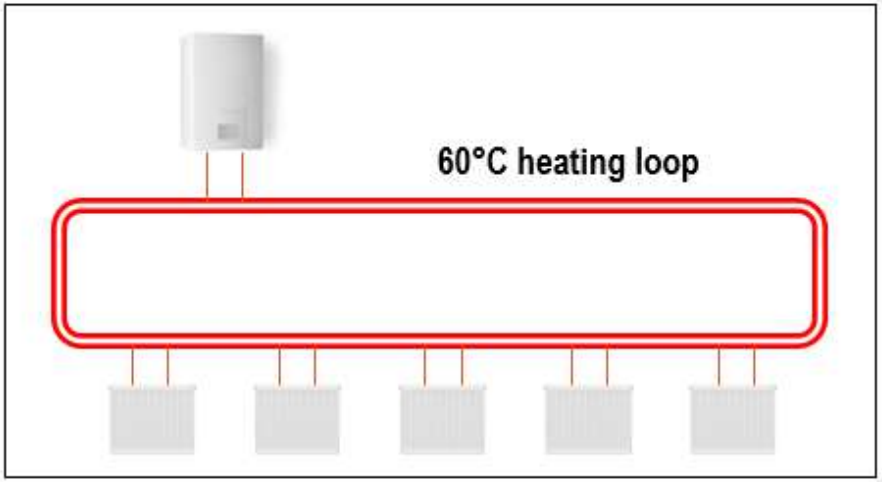
Principio di funzionamento

- Il sistema ad anello d'acqua si compone di un circuito idraulico di tipo chiuso a due tubi mantenuto a temperatura neutra grazie a sistemi di dissipazione o integrazione termica.
- Questo funge da sorgente per le pompe di calore decentralizzate acqua/aria o acqua/acqua posizionate negli ambienti da climatizzare: in riscaldamento attingono calore dall'anello mentre in raffrescamento lo riversano.



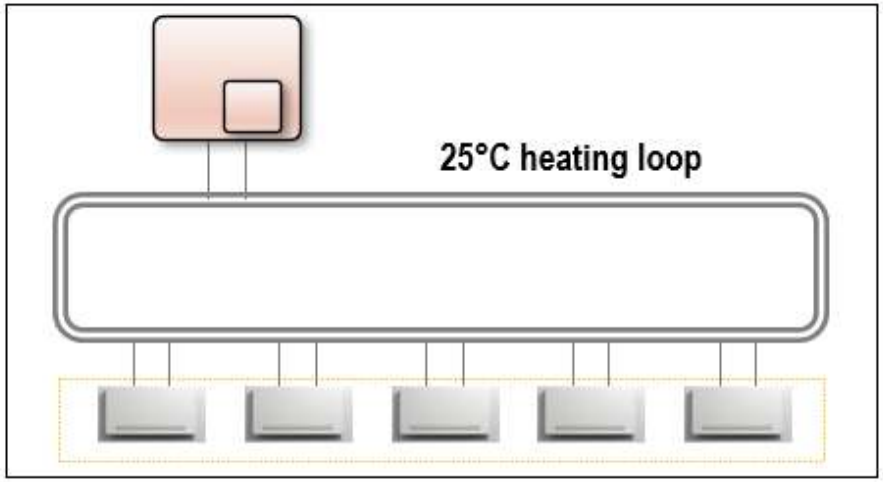
Principio di funzionamento

Impianto di riscaldamento tradizionale



I radiatori tradizionali trasferiscono semplicemente il calore dal circuito all'aria.

Water loop system con WLHP



L'energia a b.t. proveniente dal circuito di centrale viene elevata a livello superiore dai WLHP, raggiungendo così la temperatura di condensazione richiesta localmente

WLHP eleva in modo efficiente il calore del circuito a bassa temperatura. Pertanto è possibile utilizzare una t più bassa al primario.

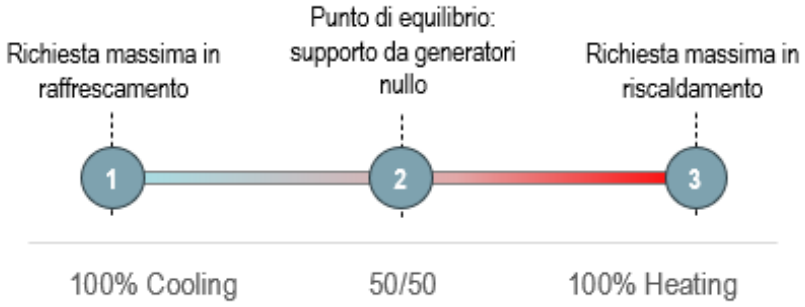
Bilanciamento dell'anello

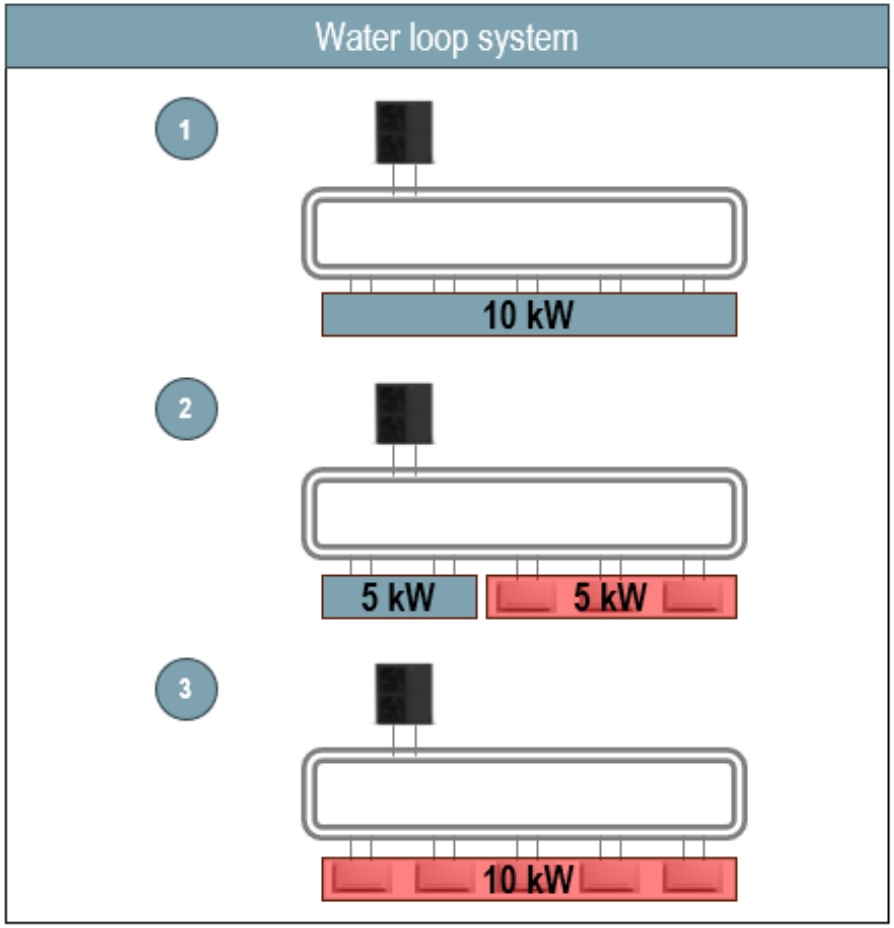
L'anello d'acqua rimane a temperature costante se:

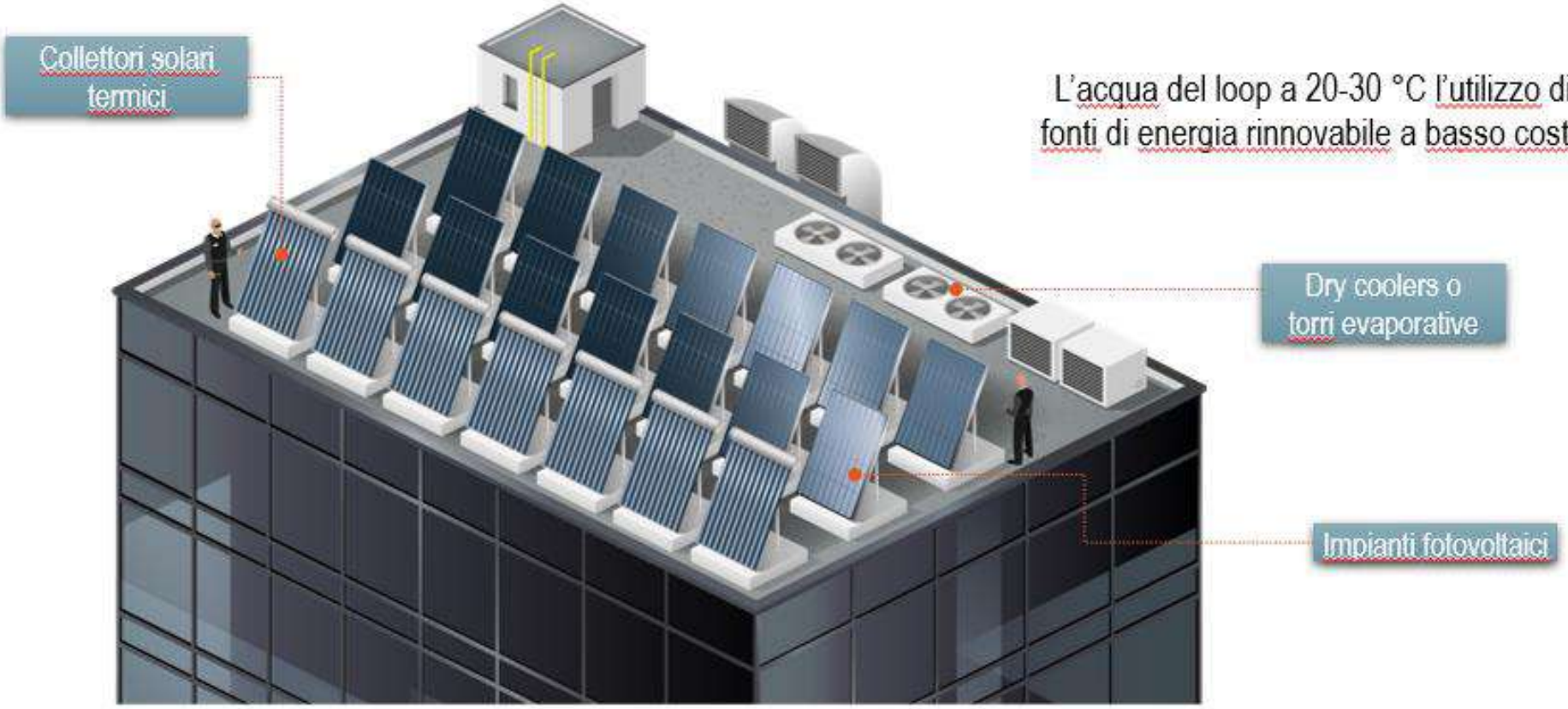
Energy in = Energy Out

Il sistema ad anello d'acqua si auto sostiene se l'energia prelevata dalle unità attive in riscaldamento è uguale all'energia rilasciata dalle unità attive in raffrescamento

Le sorgenti esterne (PDC, caldaie, chillers, torri evaporative...) lavorano per compensare l'energia termica o frigorifera che causano lo sbilanciamento del water loop

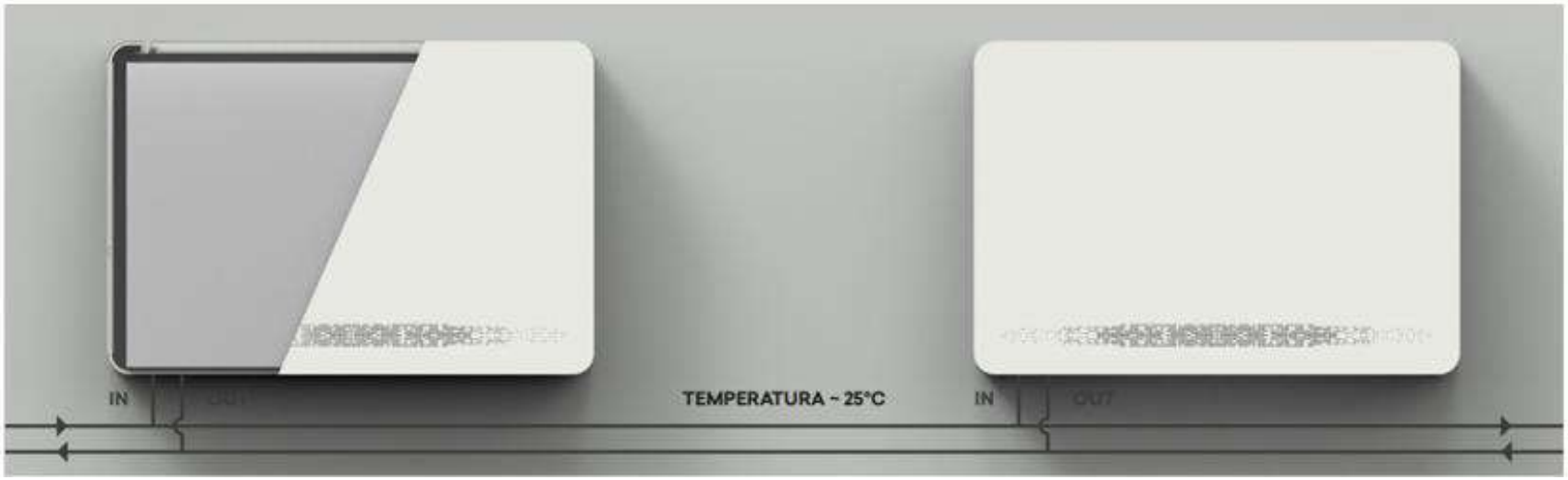




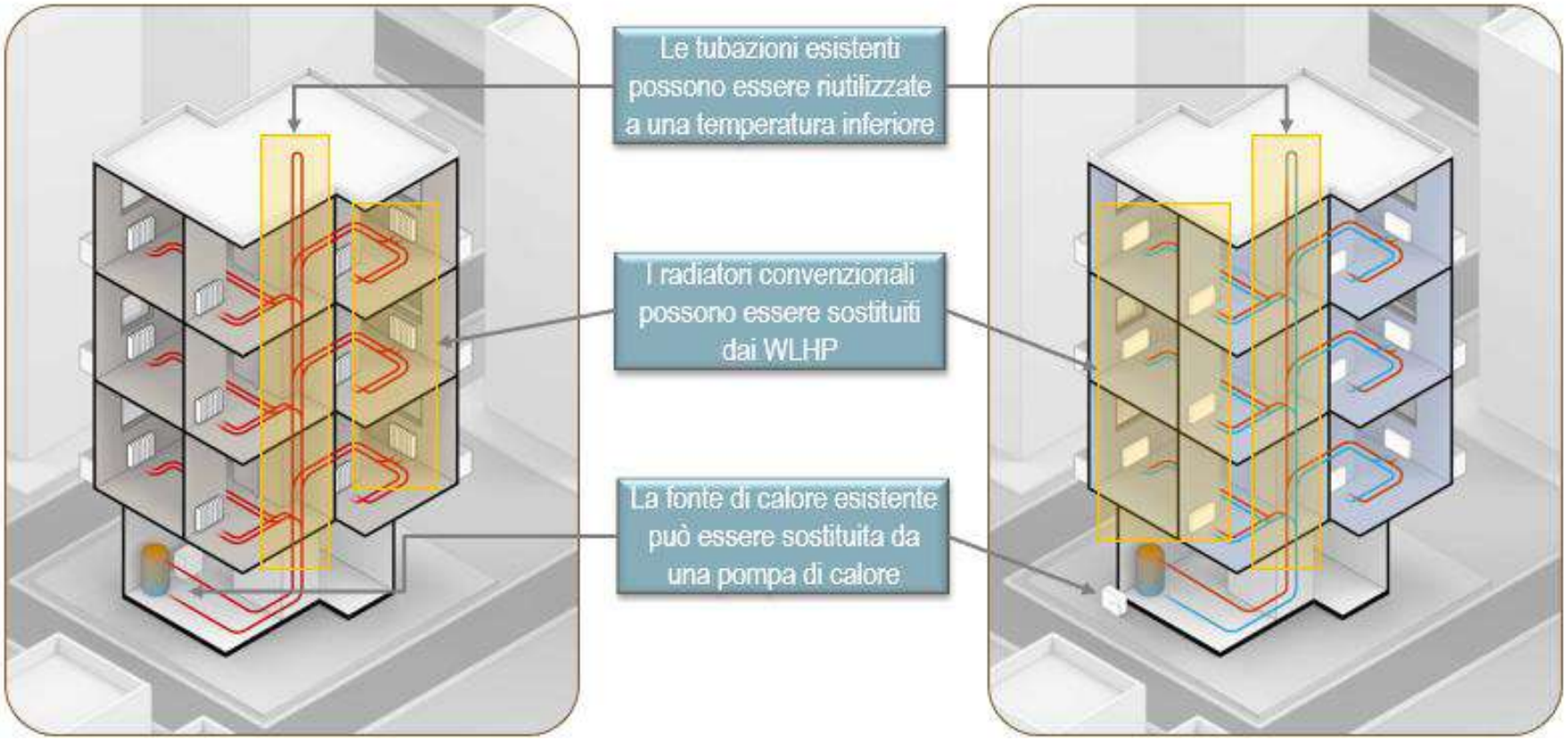


L'acqua del loop a 20-30 °C l'utilizzo di fonti di energia rinnovabile a basso costo

- non necessita di nessuna unità esterna;
- assenza totale di vincoli per l'installazione;
- altissima efficienza;
- resa termica costante e indipendente dalla temperatura esterna;
- Installazione sull'impianto esistente;
- la portata d'acqua richiesta è modesta, soprattutto in condizionamento.



Esempio di riqualificazione di un condominio esistente: riepilogo



Vantaggi della soluzione

Aspetti economici

1. **Riduzione dei costi operativi** (vs. doppi generatori e distribuzione)
2. **Eliminazione dei costi necessari** per l'allacciamento del gas, del camino e delle relative misure di sicurezza secondo le norme di legge degli impianti di combustione
3. **Installazione semplice** che non richiede particolari qualifiche
4. **Investimento e tempi di installazione contenuti**
5. Allacciamento all'utenza elettrica del singolo appartamento
6. **Ripartizione dei consumi** possibile grazie alla disponibilità del modbus

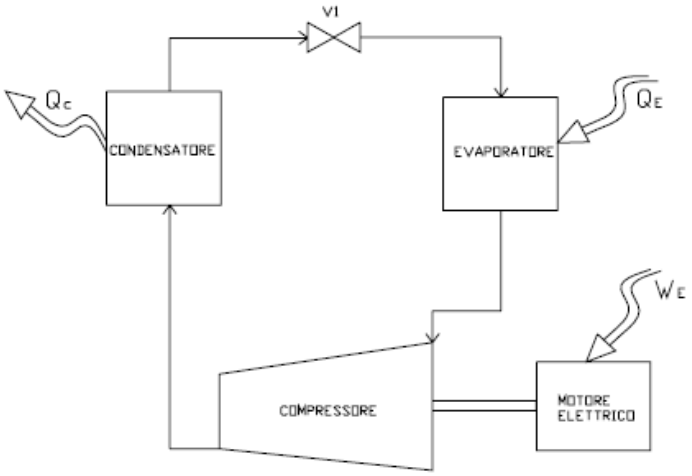
Miglioramento del Comfort

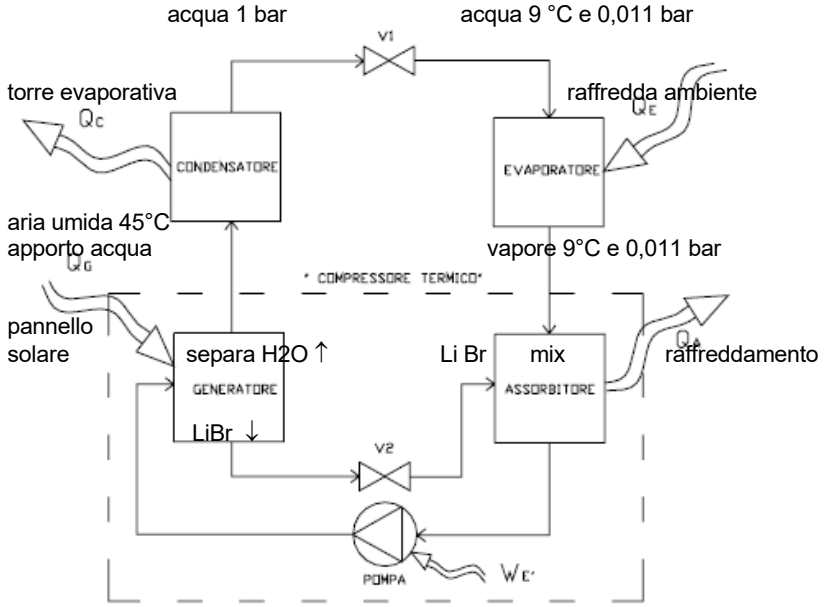
1. Oltre al riscaldamento, l'unità provvede al raffrescamento e deumidificazione
2. **Ottimizzazione del comfort** grazie alla completa autonomia di funzionamento stanza per stanza
3. **Programmazione giornaliera e settimanale indipendente** per ogni stanza via APP o BMS

Efficienza energetica e riduzione dei consumi

1. **Elevata efficienza stagionale** dell'intero sistema
2. **Elevato utilizzo di energia rinnovabile e riduzione emissioni**, con l'utilizzo di oltre il 50% di energia primaria rispetto ad un sistema a combustione
3. Miglioramento della "**Classe energetica dell'edificio**"
4. **Riduzione delle perdite termiche nel sistema di distribuzione** dall'impianto dorsale ad ogni singolo alloggio
5. Compensazione dell'anello in caso di utilizzo misto

Macchine a compressione e macchine ad assorbimento





Meglio comprimere in fase liquida o gassosa?

- Minori consumi elettrici
- Silenziosità
- Costi maggiori (quasi 2 impianti)

Indici	*Assorbimento NH_3*	*Assorbimento LiBr*	
Effetto*	Mono	Mono	Doppio
Potenza frigo (kW)	20 - 2500	300 - 5000	300 - 5000
COP Termico	0.6 - 0.7	0.5 - 0.6	0.9 - 1.1
Range di Temp.(°C)	120 - 132	120 - 132	150 - 170
Costo della macchina (€/ton)	1250 - 1750	870 - 920	930 - 980

- **Principali caratteristiche di macchine frigorifere ad assorbimento**

Riassumendo per APE:

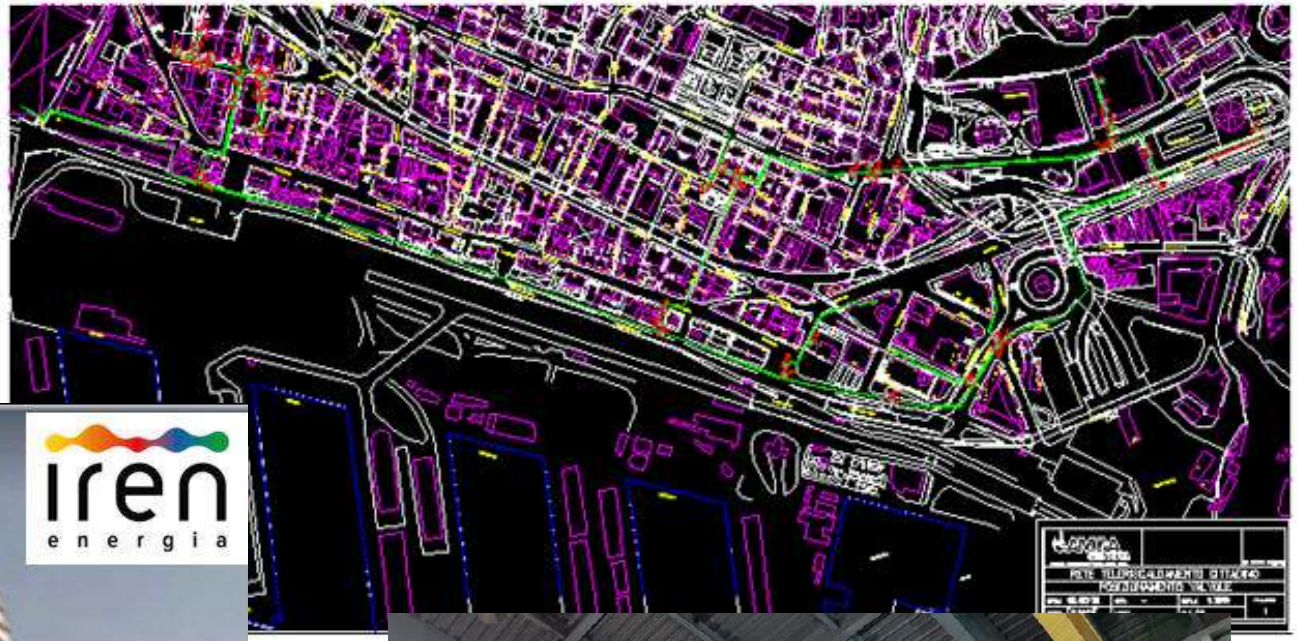
- check obbligo libretto impianto/ CAITEL

- foto scheda

- acquisire più info possibili sui punti di funzionamento

- se impianto fisso, metterlo eventualmente riferito alla porzione di ambienti che climatizza

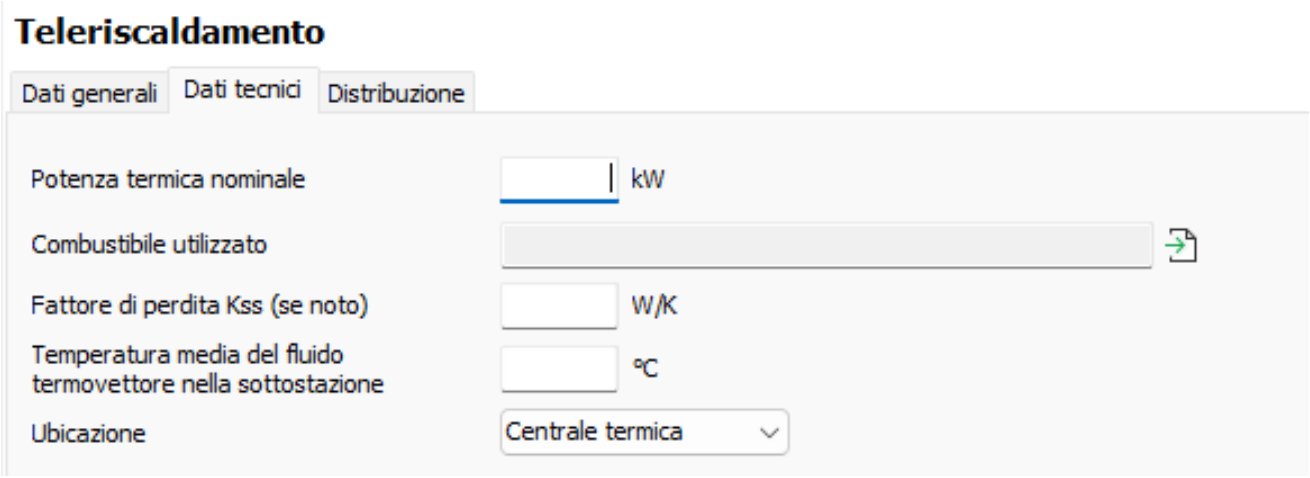
Teleriscaldamento







Teleriscaldamento



Potenza termica: inserire il valore della sottostazione che serve l'edificio
Combustibile: selezionare quello prevalente utilizzato dal gestore.
I dati restanti vanno richiesti al gestore del servizio

T Teleriscal-damento *(All. 1 Art. 3.2 commi da 4 a 9)*	Nel caso della presenza, a una distanza inferiore a metri 1.000 dall'edificio oggetto del progetto, di reti di teleriscaldamento e teleraffrescamento, ovvero di progetti di teleriscaldamento approvati nell'ambito di opportuni strumenti pianificatori, in presenza di valutazioni tecnico-economiche favorevoli, è obbligatoria la predisposizione delle opere murarie e impiantistiche, necessarie al collegamento alle predette reti. Tutti i dettagli tecnici per il rispetto della suddetta prescrizione sono riportati all'Allegato 1, Art. 3.2, commi da 4 a 9.

DECLARES THAT

I fattori di conversione in energia primaria
The primary energy conversion factors

Anno di Riferimento: 2024
01/01/2024 – 31/12/2024

Reference Year: 2024
01/01/2024 – 31/12/2024

dell'organizzazione
of the organization

IREN ENERGIA S.p.A.
Corso Svizzera, 95 – 10143 TORINO (TO)

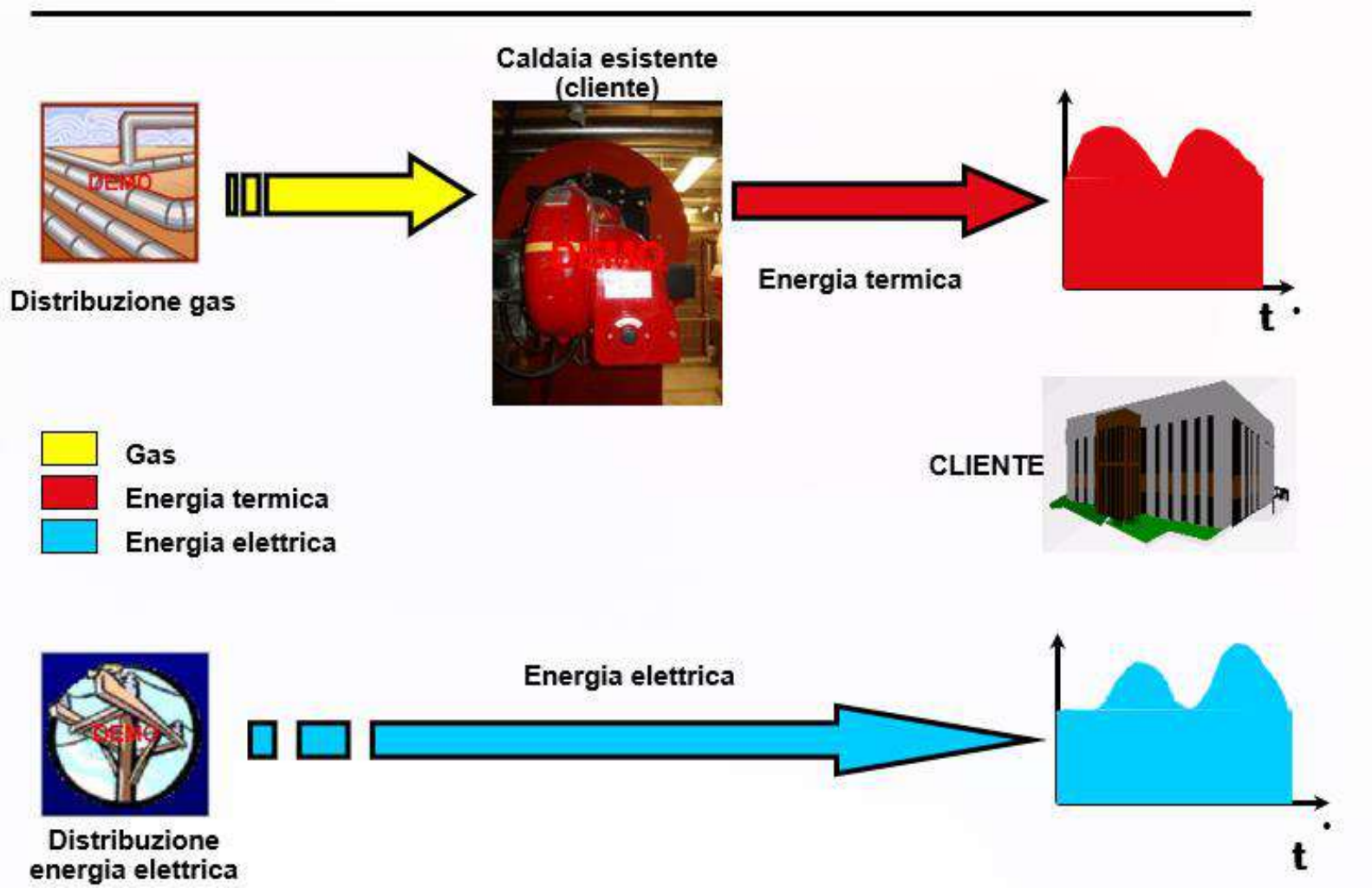
per le Unità Operative
for the Operatives Units

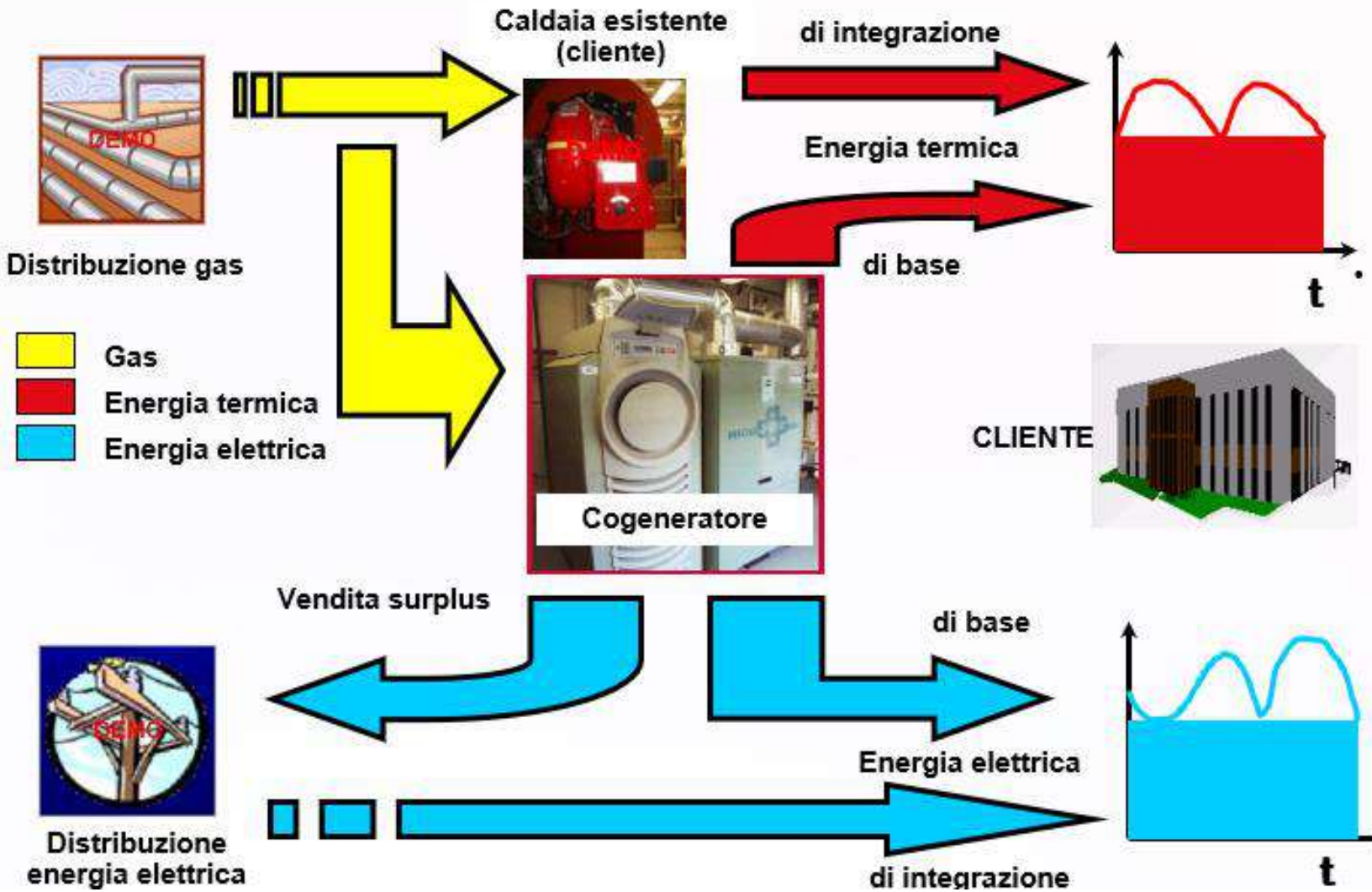
Rete di Teleriscaldamento di Genova

sono pari a/amounting to

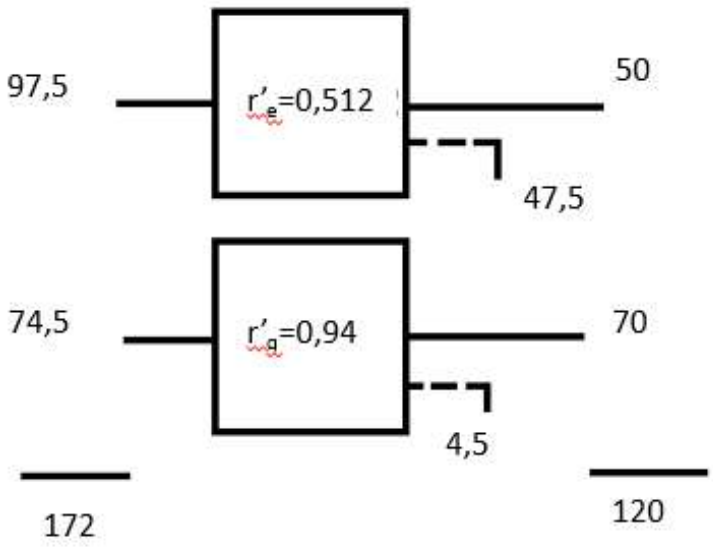
$f_{P,nren} = 1,602$
$f_{P,ren} = 0,000$
$f_{P,tot} = 1,602$

Cogenerazione



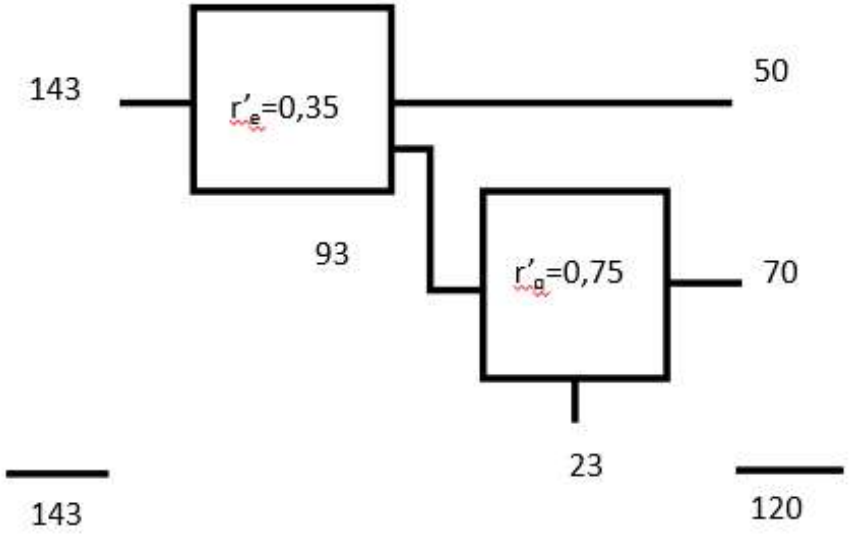

Caldaia esistente
(cliente)
di integrazione
Energia termica
di base
t
Distribuzione gas
Gas
Energia termica
Energia elettrica
Cogeneratore
CLIENTE
Vendita surplus
di base
Energia elettrica
Distribuzione
energia elettrica
di integrazione
t

SENZA COGENERAZIONE



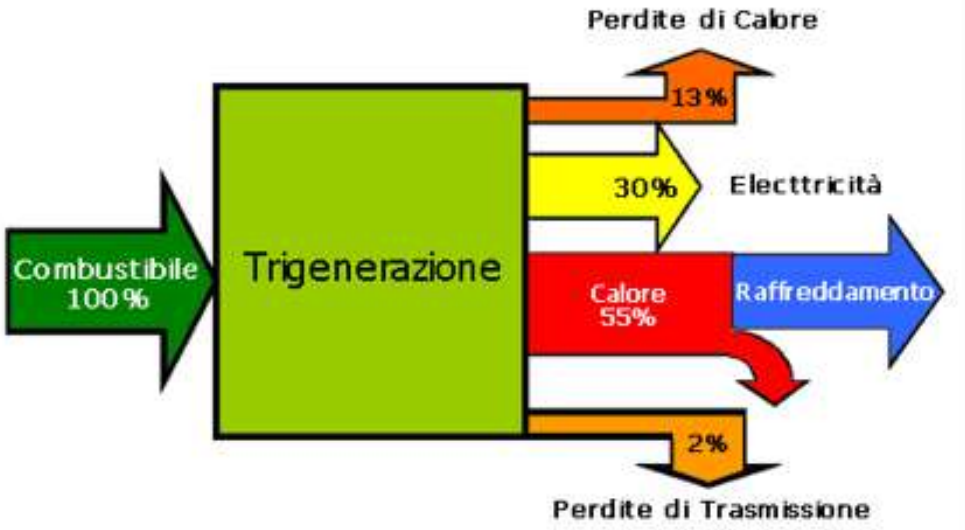
$$\frac{120}{172} = 0{,}70$$

CON COGENERAZIONE

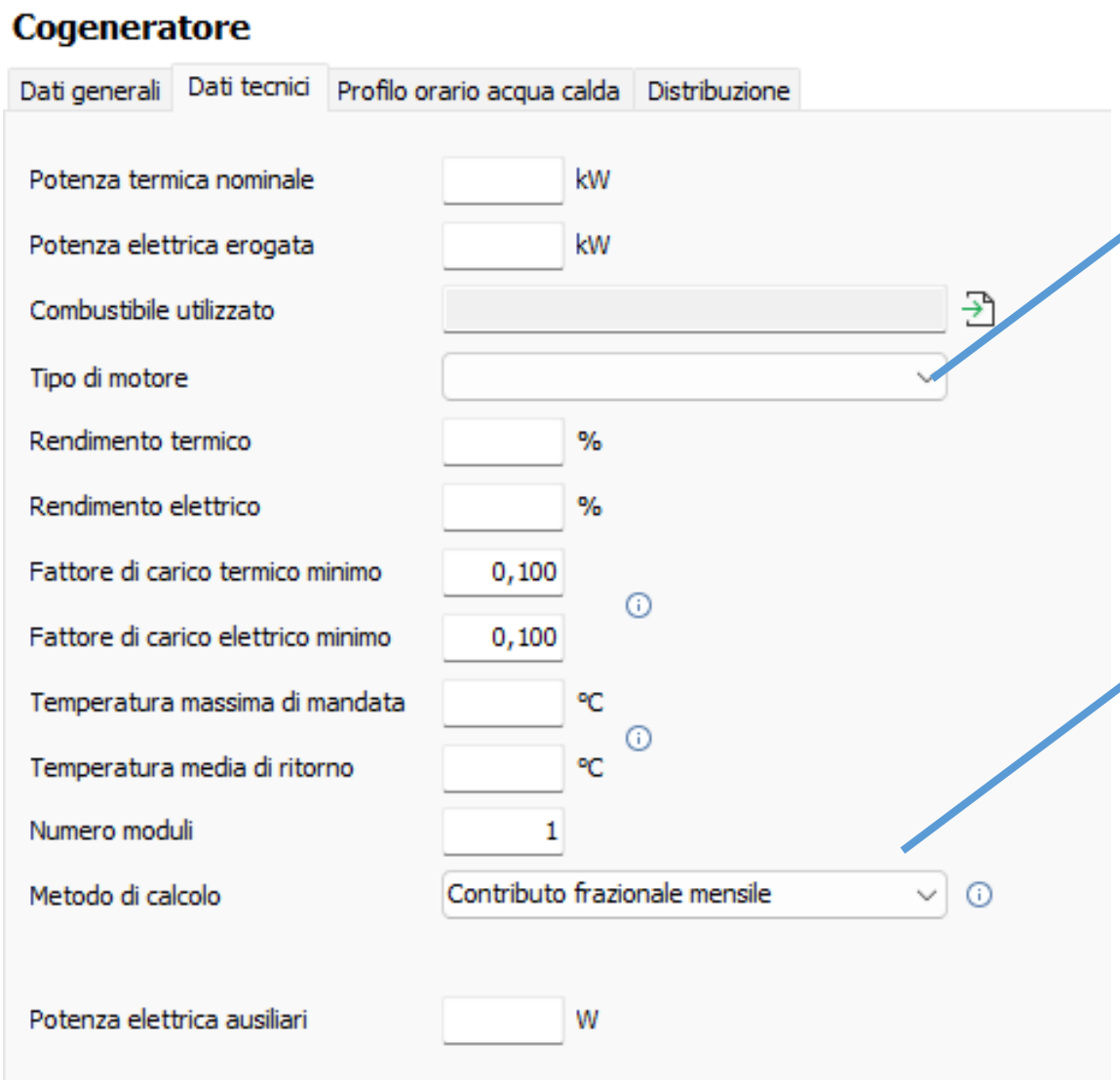


$$\frac{120}{143} = 0{,}84$$

È un processo di **cogenerazione** che, mediante **cicli di assorbimento** dell'energia termica, produce **energia frigorifera** (acqua refrigerata per il condizionamento e per i processi industriali). Il processo di assorbimento avviene tramite trasformazioni di stato del fluido refrigerante (acqua) in combinazione con il bromuro di litio utilizzato come assorbente. Il rendimento aumenta in maniera esponenziale rispetto ai metodi tradizionali con risparmi energetici anche del 60%.



- **Aumento dell'efficienza dei sistemi di conversione dell'energia (impianti di generazione)**



Combustione interna,
Stirling
Microturbina

Mensile = calcolo mensile energia producibile su max nom

O

Profilo del giorno tipo: calcolo orario riferito a giorno tipo per ogni mese

Serve curva di carico: o normalizzata o variabile (user defined) = per ogni FC potenze el e termiche prodotte + pot termica richiesta

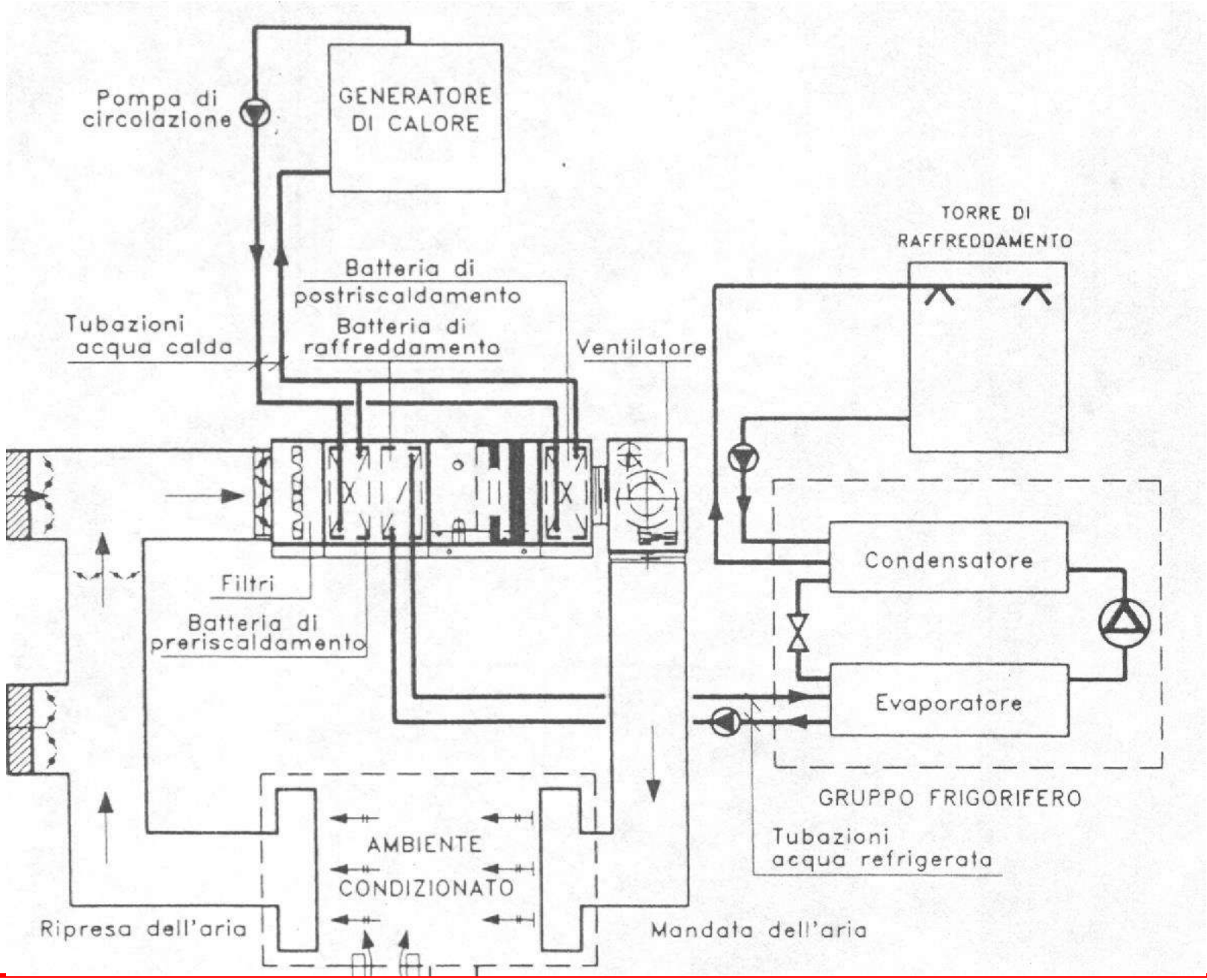
Cogeneratore

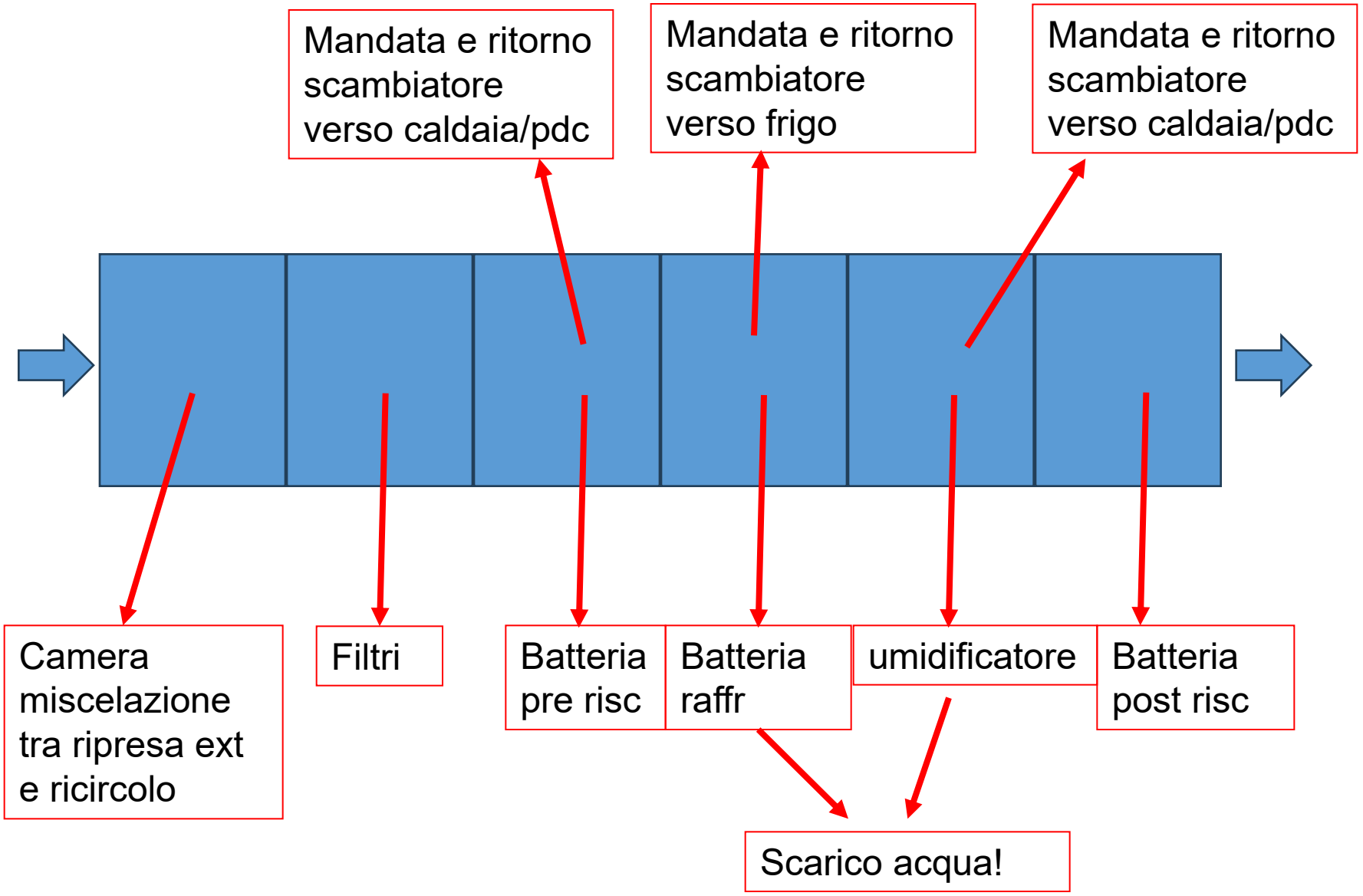
Dati generali | Dati tecnici | Profilo orario acqua calda | Distribuzione

h	pw,h [%]
1	2,5
2	2,8
3	2,8
4	0,0
5	0,0
6	0,0
7	13,9
8	13,9
9	13,9
10	2,8
11	2,8
12	2,8
13	2,8
14	0,7
15	0,7
16	0,7
17	0,7
18	13,9
19	13,9
20	2,8
21	2,8
22	2,8
23	0,0
24	0,0
	100,0

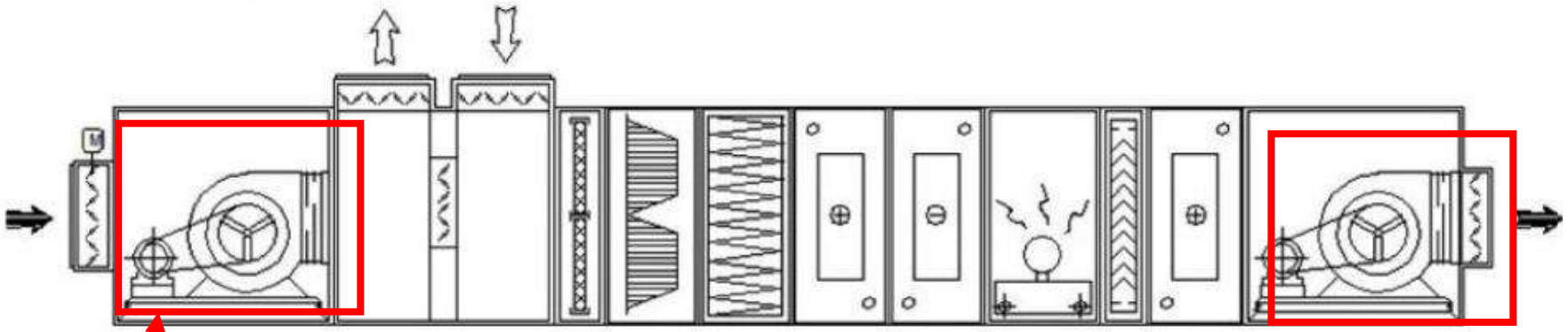
Nei residenziali, viene proposto schema tipo anche senza conoscerlo

Negli altri casi va stimato

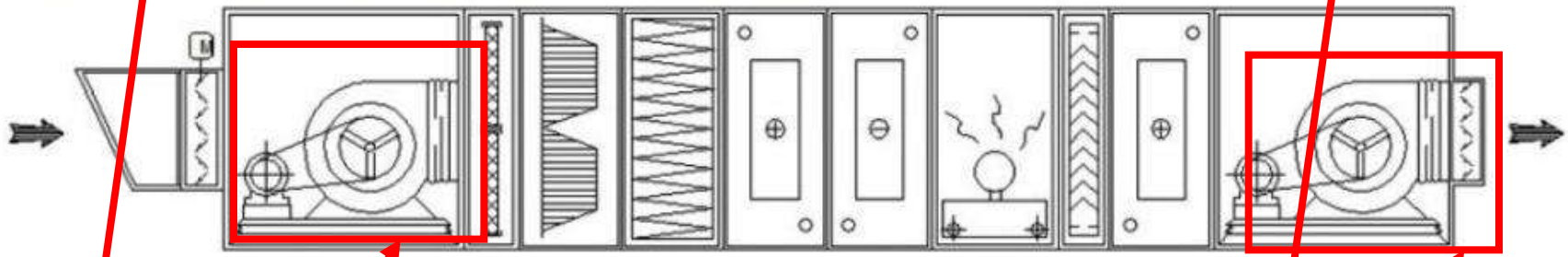

Pompa di circolazione
GENERATORE DI CALORE
TORRE DI RAFFREDDAMENTO
Batteria di postriscaldamento
Batteria di raffreddamento
Tubazioni acqua calda
Ventilatore
Condensatore
Filtri
Batteria di preriscaldamento
Evaporatore
GRUPPO FRIGORIFERO
AMBIENTE CONDIZIONATO
Tubazioni acqua refrigerata
Ripresa dell'aria
Mandata dell'aria


Mandata e ritorno scambiatore verso caldaia/pdc
Mandata e ritorno scambiatore verso frigo
Mandata e ritorno scambiatore verso caldaia/pdc
Camera miscelazione tra ripresa ext e ricircolo
Filtri
Batteria pre risc
Batteria raffr
umidificatore
Batteria post risc
Scarico acqua!

TRASFORMAZIONE COMPLETA CON RICIRCOLO ARIA



TRASFORMAZIONE COMPLETA A TUTT'ARIA ESTERNA



Ventilatori di mandata

Ventilatori di ripresa

U.T.A.= CTA (CENTRALE TRATTAMENTO ARIA)

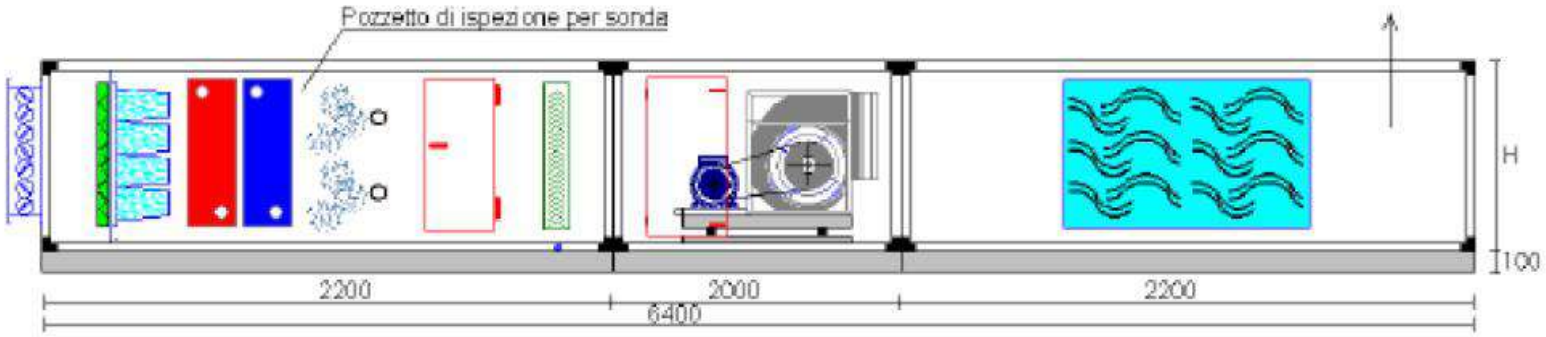
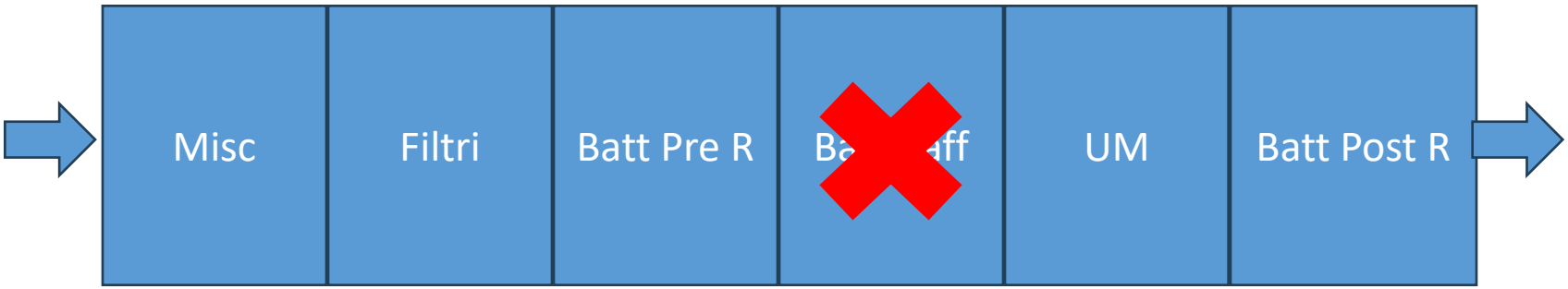


Figura 124: Esempio di selezione di CTA mediante CAD

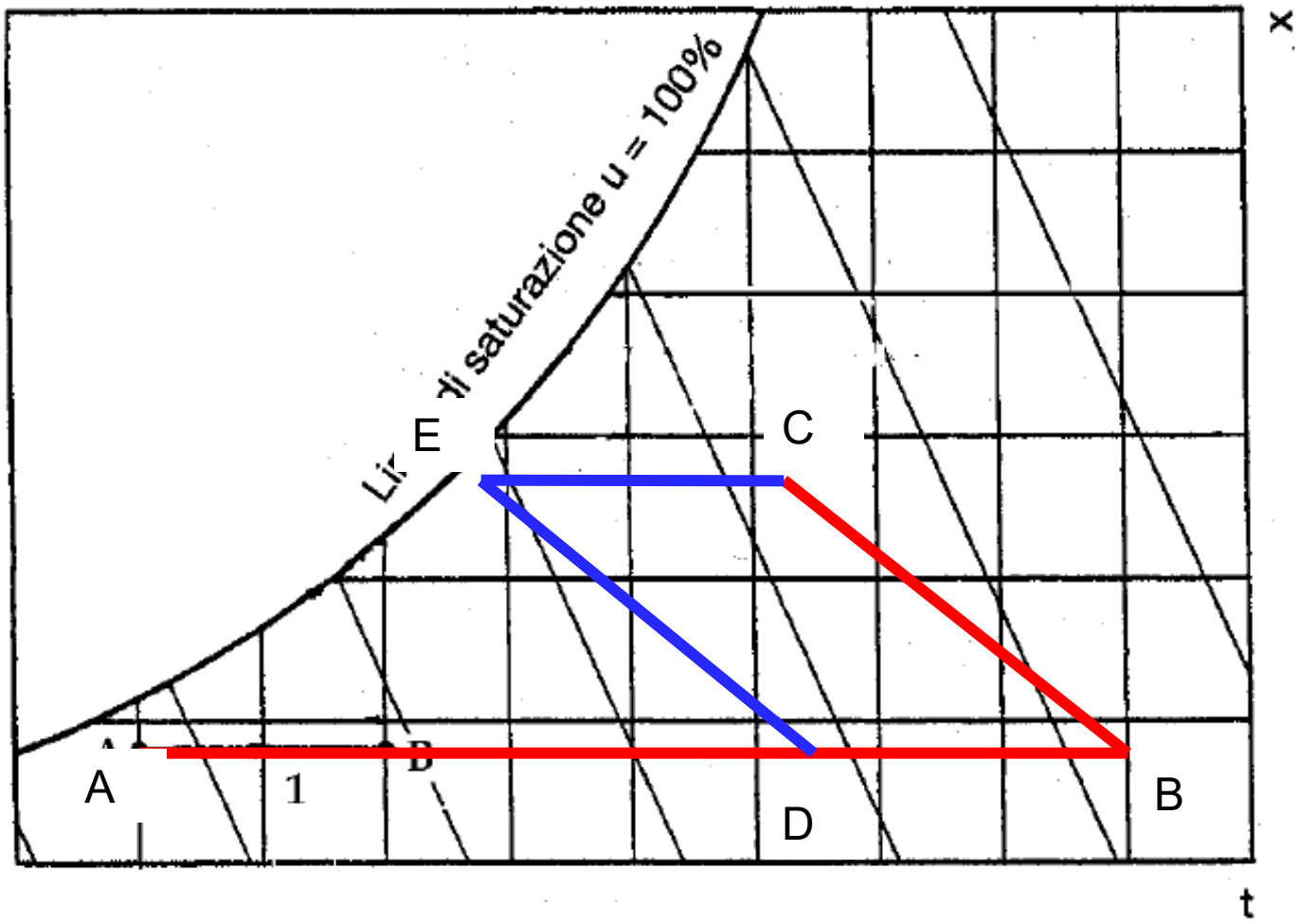


Figura 125: Vista interna di una CTA

Riscaldamento



Batteria post riscaldamento:
- potrebbe non essere presente (caso a slide successiva)
- potrebbe essere presente (caso b slide successiva) ed essere in centrale o presso i terminali finali



In entrambi i casi raggiungo il punto C

a) AB (riscaldamento) + BC (umidificazione)
b) AD (riscaldamento) + DE (umidificazione) + EC (riscaldamento)

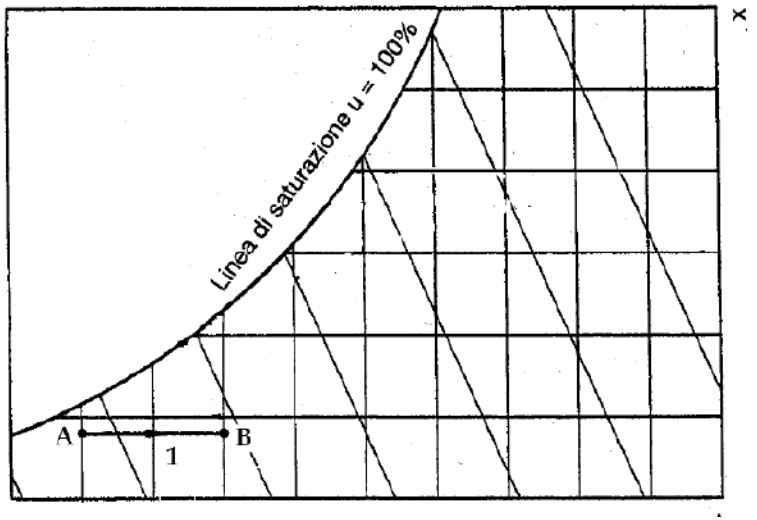
Più conveniente soluzione a):

- meno perdite termiche nei tubi → Q = UA ΔT → se tengo la differenza di temperatura piccola diminuisco le perdite a prescindere

- Scambiatori di potenza termica più piccola

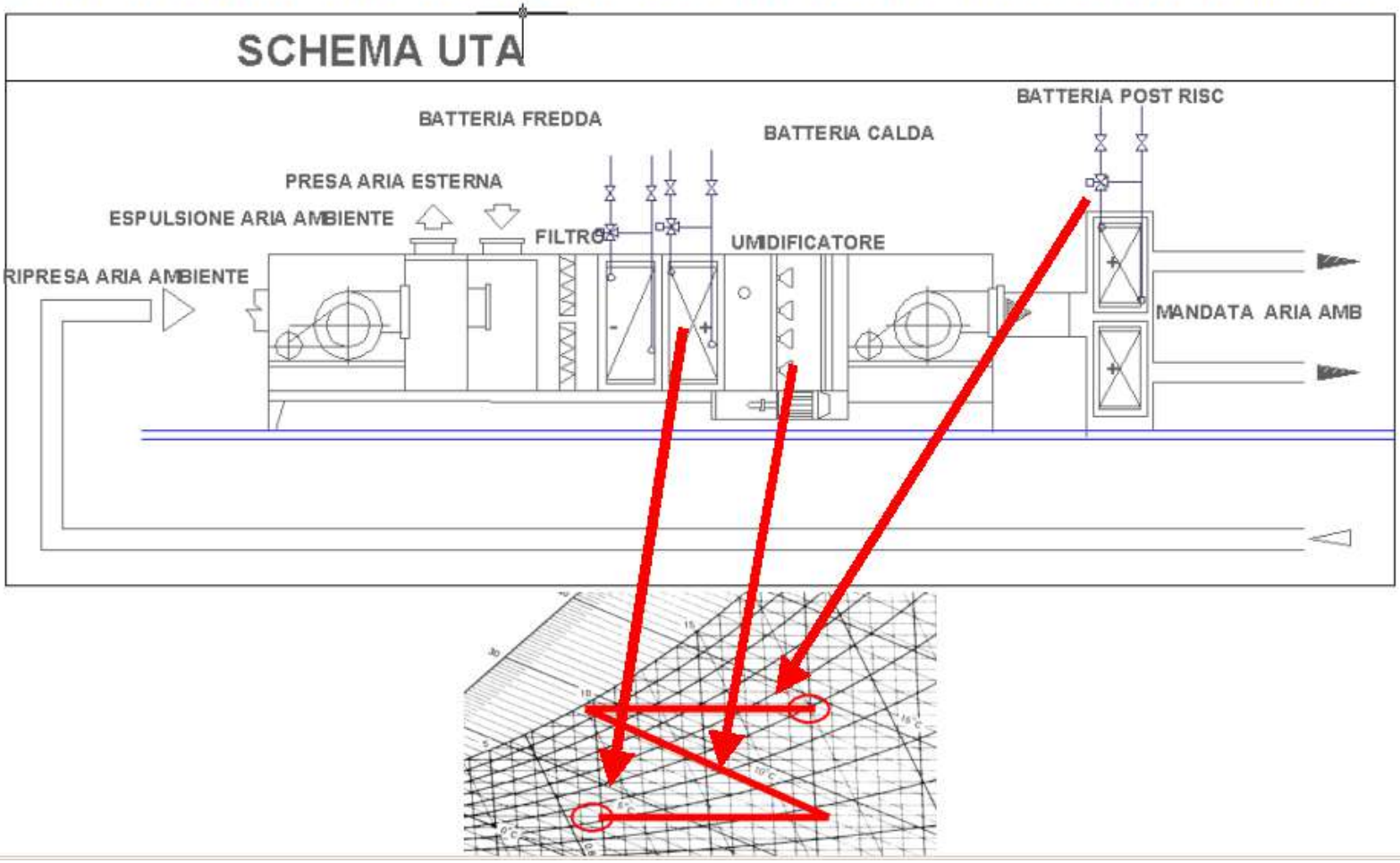
- La batteria di post riscaldamento può essere installata anche sui terminali (es. sopra a porte singoli uffici) perché ogni utente possa regolare la temperatura di mandata in maniera indipendente

- Tralasciando le perdite, la quantità di calore totale nei due possibili casi è uguale

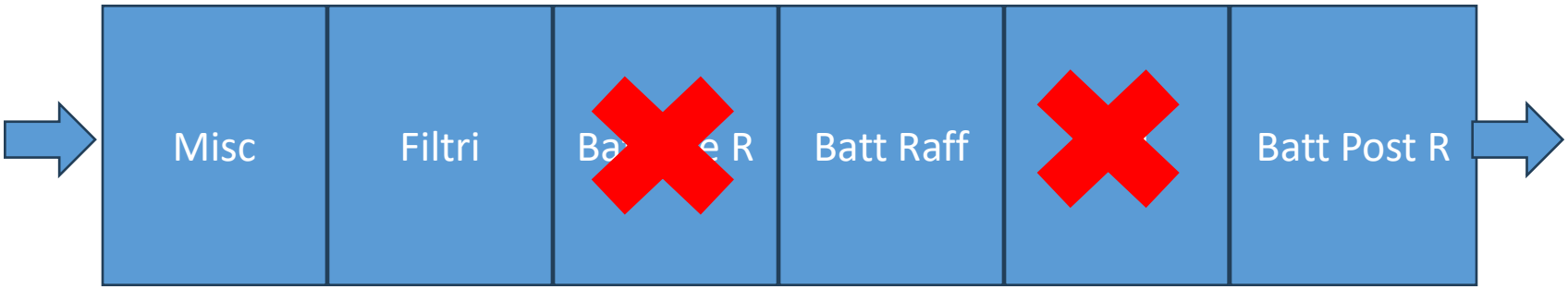


$$\Phi_s = G\,(h_B - h_A) = G\,c_{pa}\,(t_B - t_A)$$

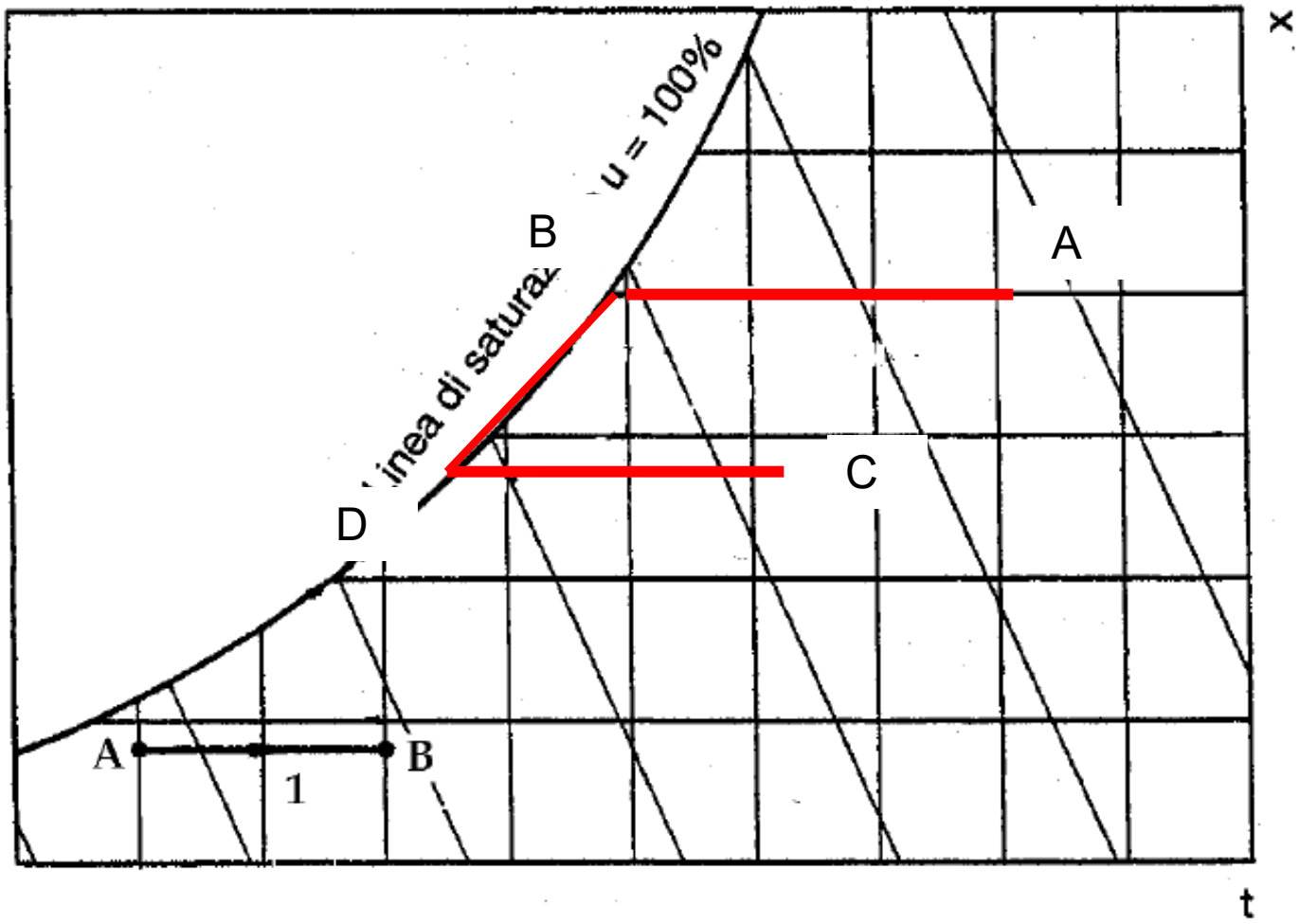
DUE RISCALDAMENTI: SI CONTIENE LA T MAX E UTA COMPLESSIVA



Raffrescamento



Batteria post riscaldamento:
- potrebbe essere in centrale o presso i terminali finali



AB (raffrescamento con cambio temperatura) + BD (raffrescamento con deumidificazione e cambio temperatura) + DC (riscaldamento)

Sezione filtri

- Energeticamente non rilevante

- **pre-filtri**: rimuovono le particelle più grandi (>10 µm), come polvere e pollini. Questi filtri sono comunemente classificati come G4 secondo la normativa EN 779;

filtri a media e alta efficienza: rimuovono particelle di dimensioni comprese tra 1 e 10 µm, tipicamente classificate come M5-M6 (media efficienza) o F7-F9 (alta efficienza);

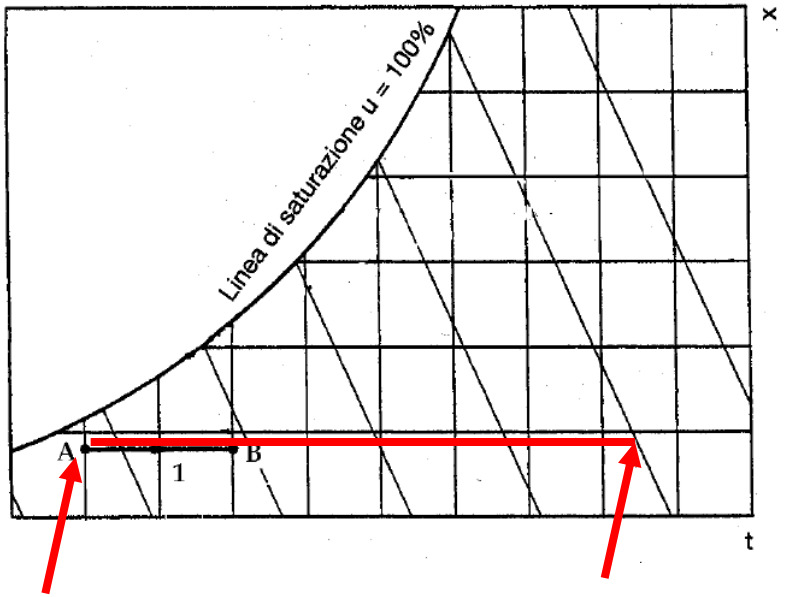
filtri HEPA: vengono usati quando è richiesta una filtrazione di particelle microscopiche (<1 µm), come batteri e virus, comuni in ambienti sanitari o camere bianche.



Batteria pre riscaldamento

- Attiva solo in riscaldamento!
- Scambiatore di calore che scalda aria (senza altri effetti)
- Collegata (idronico) a generatore di calore (es. pdc o caldaia)



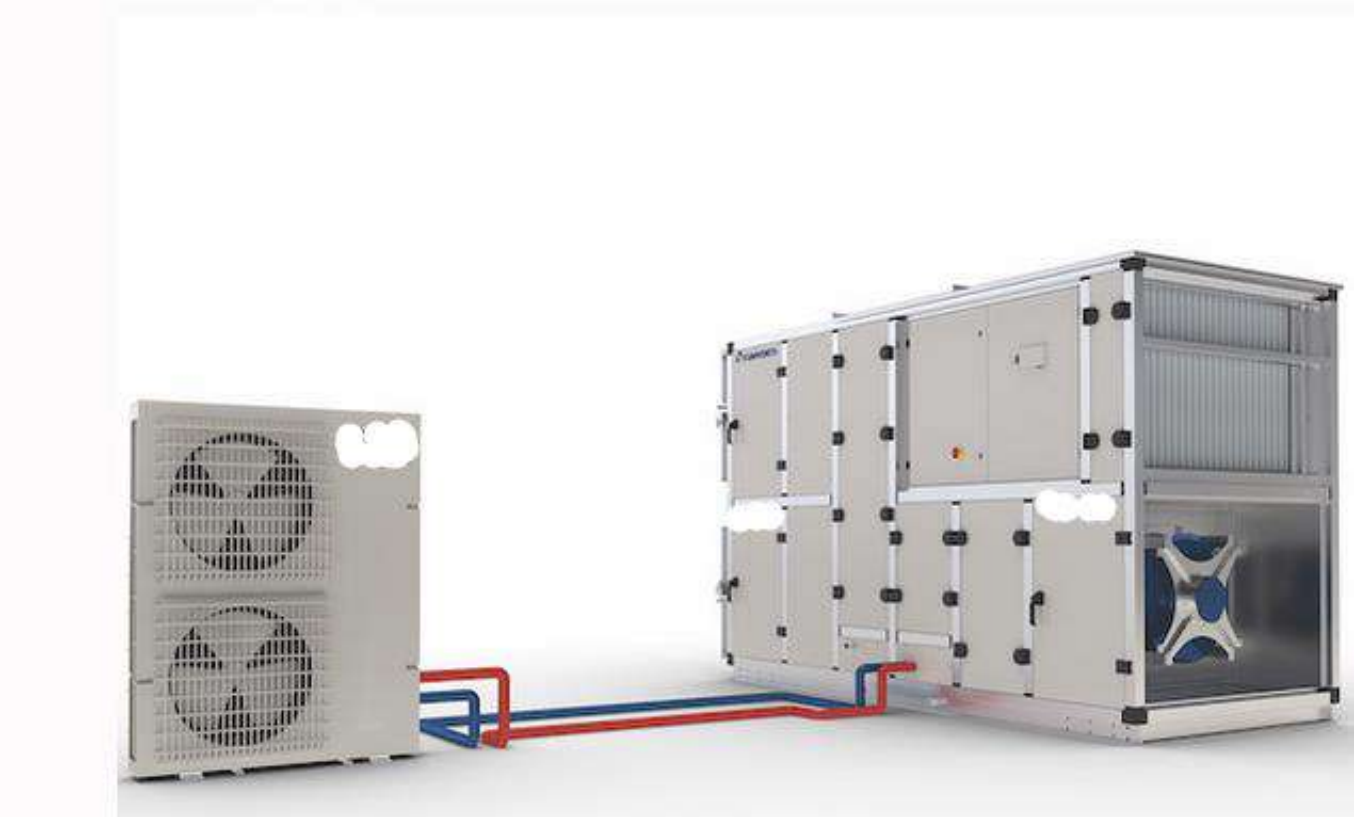


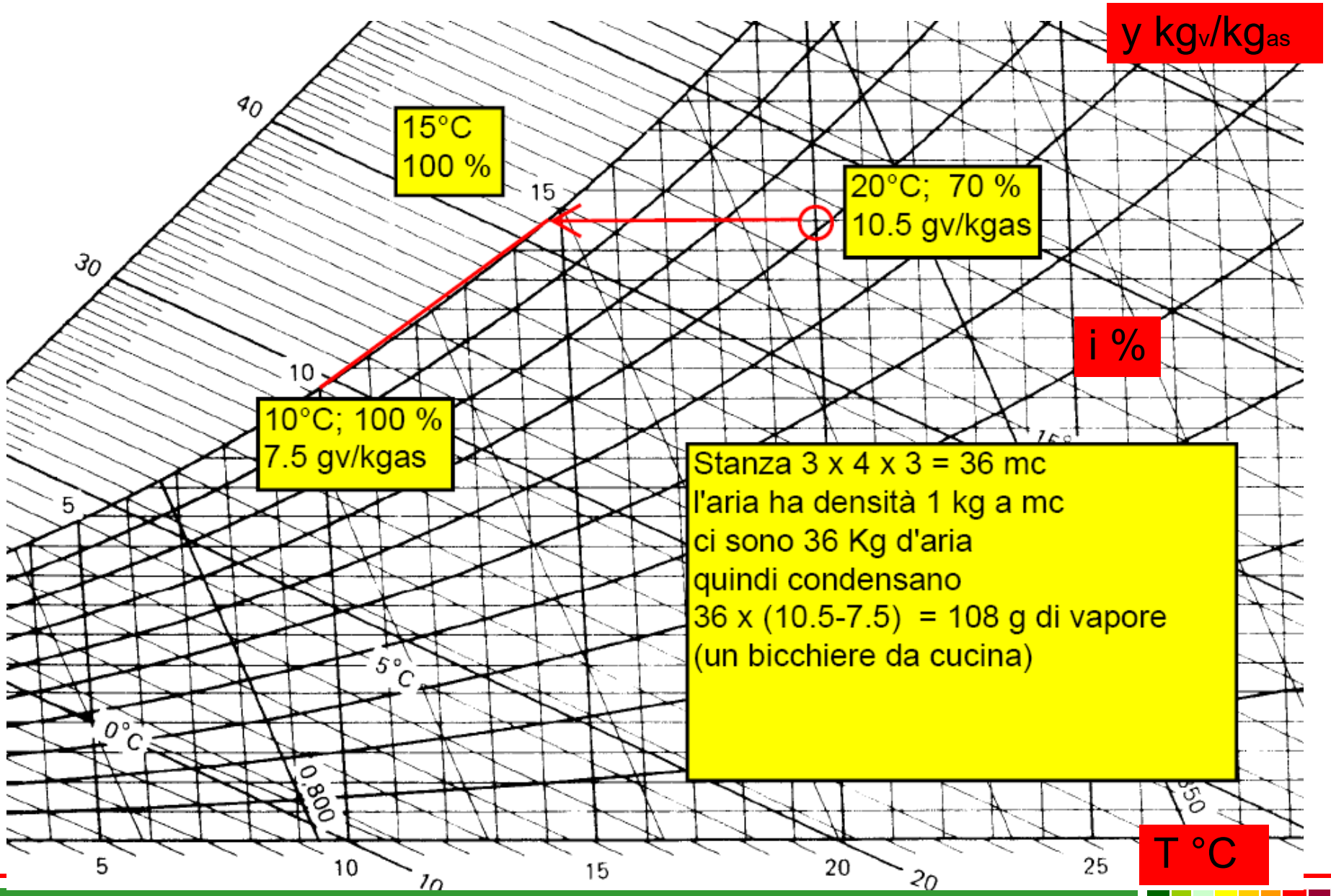
Aria prelevata da ext

Aria uscita da batteria

Batteria raffrescamento

- attiva solo nel raffrescamento
- deve essere collegata a un chiller
- raffredda e deumidifica → scarico condense!
- potrebbe anche essere ad espansione diretta




y kgv/kgas
15°C
100 %
20°C; 70 %
10.5 gv/kgas
i %
10°C; 100 %
7.5 gv/kgas
Stanza 3 x 4 x 3 = 36 mc
l'aria ha densità 1 kg a mc
ci sono 36 Kg d'aria
quindi condensano
36 x (10.5-7.5) = 108 g di vapore
(un bicchiere da cucina)
T °C
40
30
15
10
5
5°C
0°C
0.800
5
10
15
20
25

Sezione umidificazione



Saturazione adiabatica

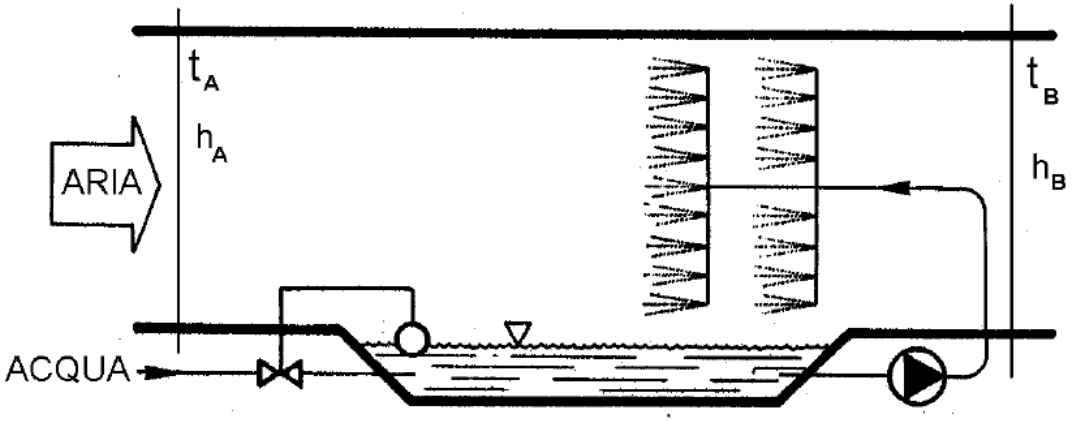




Saturazione adiabatica

Il processo di saturazione adiabatica riguarda l'umidificazione dell'aria e può essere realizzato senza scambio di calore con l'esterno.

La fig. 5.8 rappresenta schematicamente il componente che può realizzare tale trasformazione: questo consiste in una camera termicamente isolata con l'esterno e munita di ugelli nebulizzatori dell'acqua alimentati da una pompa, per la quale si suppone trascurabile l'apporto di energia meccanica al sistema.



Questo può essere riscritto introducendo x:

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{as} \cdot (x_2 - x_1)$$

$$0 = \dot{m}_{as} \cdot h_1 + \dot{m}_{H_2O} \cdot h_{H_2O} - \dot{m}_{as} \cdot h_2 \quad \Leftrightarrow \quad h^o_1 - h^o_2 = -\frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{as}} \cdot h_{H_2O} = -(x_2 - x_1) \cdot h_{H_2O}$$

$$0 = \dot{m}_{as\ 1} + \dot{m}_{v\ 1} + \dot{m}_{H_2O} - \dot{m}_{as\ 2} - \dot{m}_{v\ 2} \quad \Leftrightarrow \quad 0 = 1 + \frac{\dot{m}_{v\ 1}}{\dot{m}_{as}} + \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{as}} - 1 - \frac{\dot{m}_{v\ 2}}{\dot{m}_{as}}$$

Sia la temperatura di riferimento t_{rif} = 0.01° C (fase liquida): dal momento che t_{rif} è circa nulla, $h_{H2O} = c_{p\ H2O}\ t_{H2O}$, vale che

$$h_1 - h_2 = -(x_2 - x_1) \cdot c_{p\ H_2O} \cdot t_{H_2O}$$

In termini di ordine di grandezza $h_1 - h_2 \cong 0$, infatti

$c_{p,\ H2O}$ = 4180 J / kg K t_{H2O} = 10° C $(w_2 - w_1)$ = 5 g_v / kg_{as} e quindi $h°_1 - h°_2$ = - 200 J / kg_{as} = -0.2 kJ / kg_{as}.

Sul diagramma *ASHRAE*, l'ordine di grandezza delle entalpie h° è di circa 50 kJ / kg_{as}, quindi si può ritenere l'umidificazione un processo approssimativamente isoentalpico.

Umidificazione mediante vapore

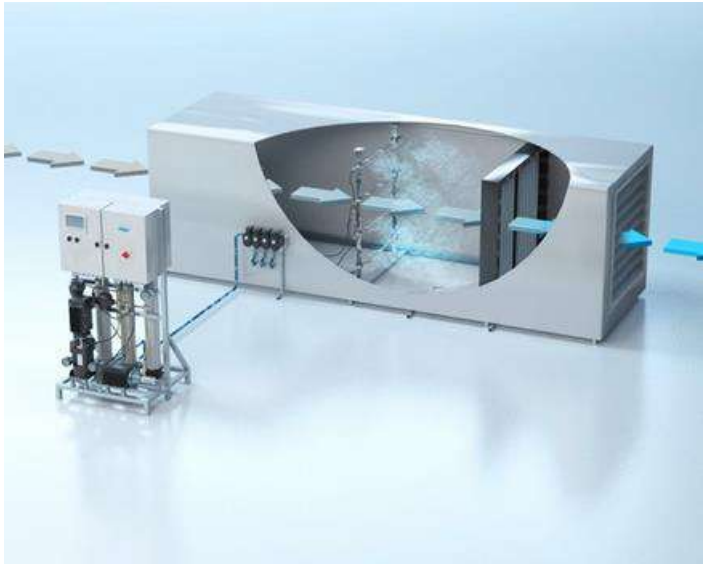
Negli ultimi anni ci si è resi conto che i saturatori adiabatici non offrono sufficienti garanzie igieniche, in quanto l'inevitabile ristagno d'acqua nelle vasche di raccolta può favorire lo sviluppo di germi patogeni. Di conseguenza, in numerose applicazioni, si preferisce ricorrere a processi d'umidificazione nei quali è utilizzato direttamente vapore prodotto a partire da acqua non trattata con sostanze chimiche.

Nell'analisi termodinamica del processo d'umidificazione a vapore, si procede come appresso, trascurando gli scambi termici con l'esterno e le variazioni d'energia cinetica e potenziale.

Più igienico

Più portata di vapore acqueo immesso

Più costoso





Riferendosi al volume di controllo C della Fig. 5.6, si possono scrivere le equazioni dell'energia e della massa:

$$G(h_B - h_A) = G_{vap}\, h_{vap} \qquad (5.11)$$

$$G_{vap} = G(x_B - x_A) \qquad (5.12)$$

dove h_{vap} è l'entalpia del vapore immesso.

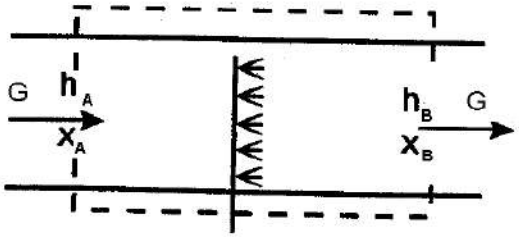
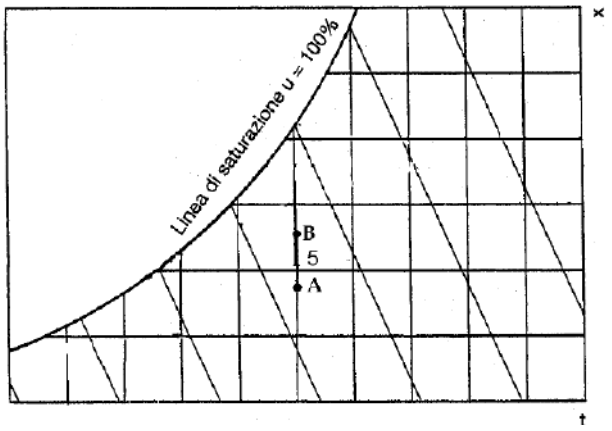


Fig. 5.6 Schema di umidificazione mediante vapore



Dividendo membro a membro le relazioni (5.11) e (5.12)si ottiene:

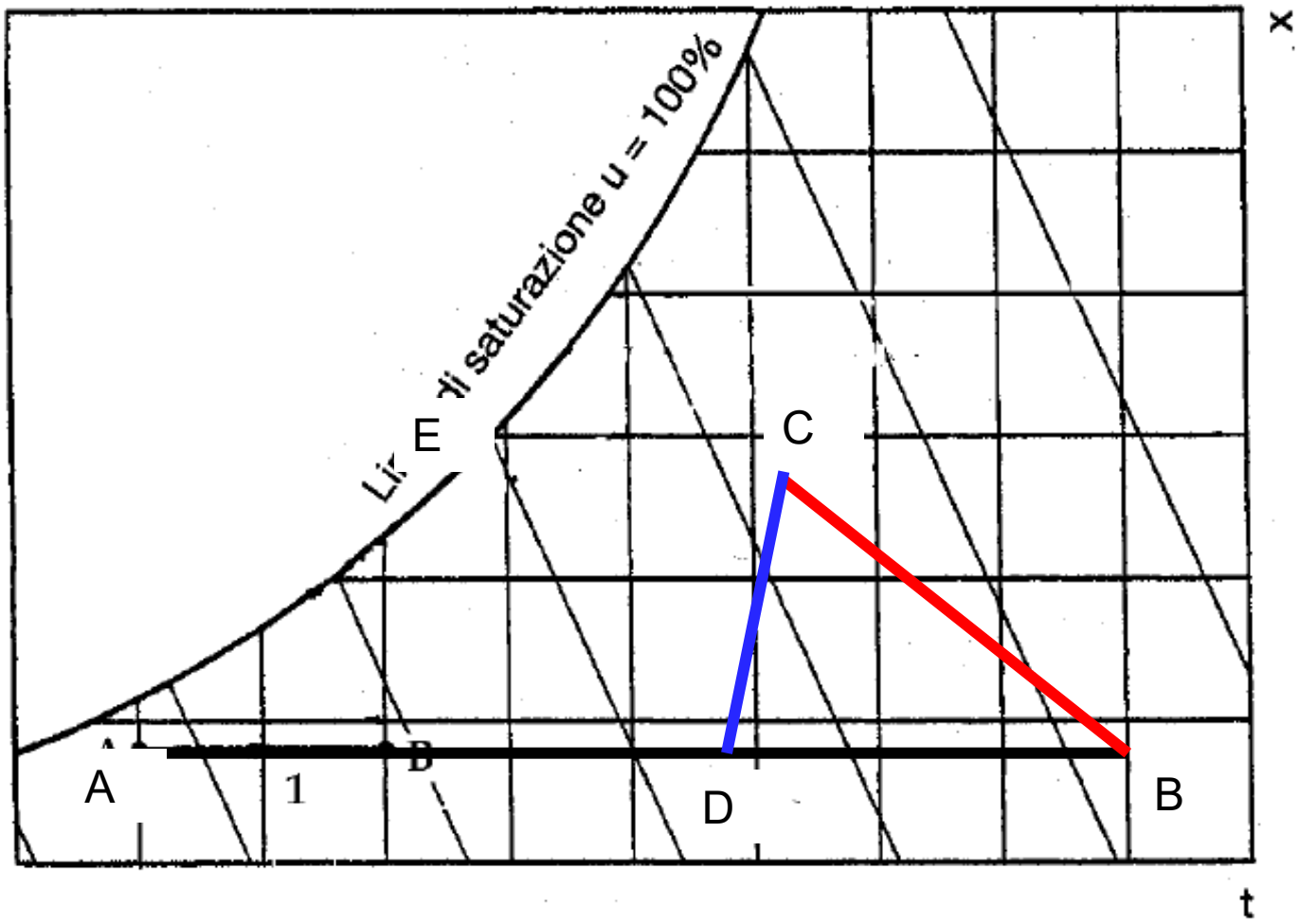
$$\frac{h_B - h_A}{x_B - x_A} = h_{vap}$$

Esprimendo l'entalpia del vapore tra gli stati A e B si può scrivere:

$$c_{pa}\,(t_B - t_A) + r_0\,(x_B - x_A) = (x_B - x_A)\,h_{vap}$$

La (5.14) può essere così riscritta:

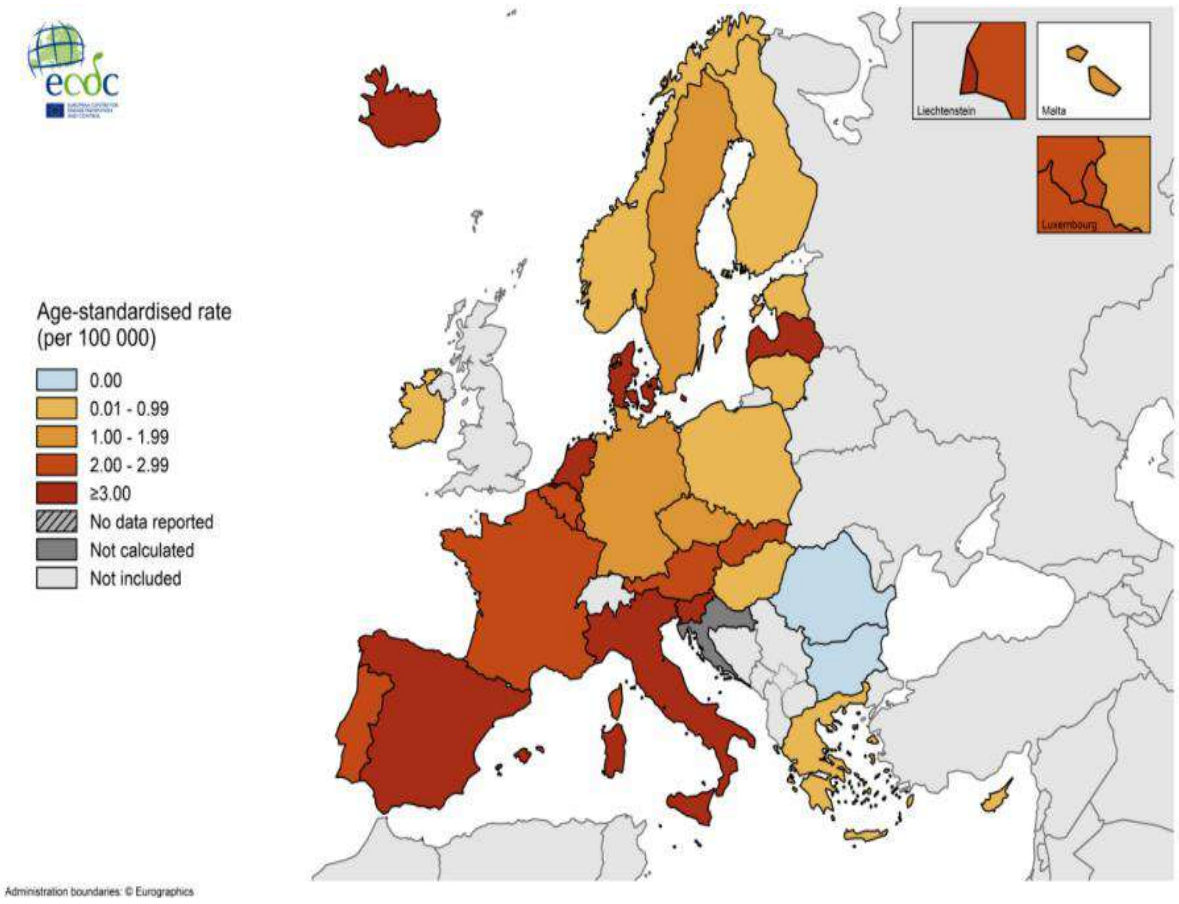
$$t_B - t_A = \frac{c_{pv} \cdot t_{vap}}{c_{pa}}\,(x_B - x_A)$$



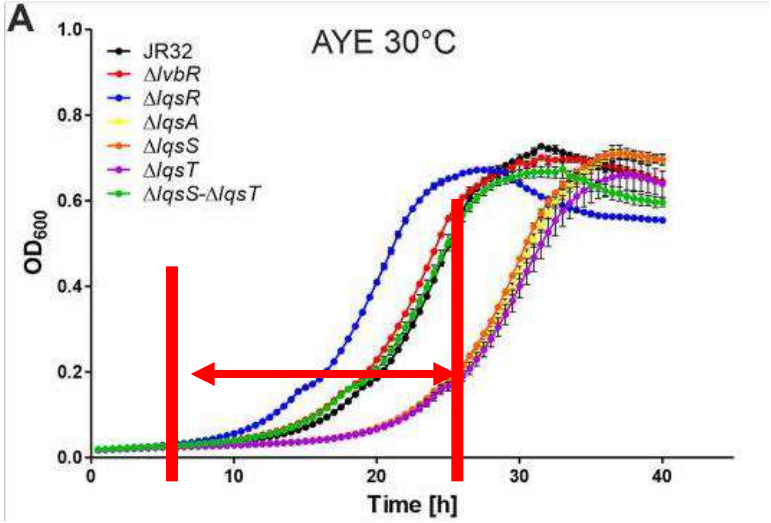
DC: umidificazione per iniezione di vapore
BC: umidificazione per saturazione adiabatica

Focus legionella

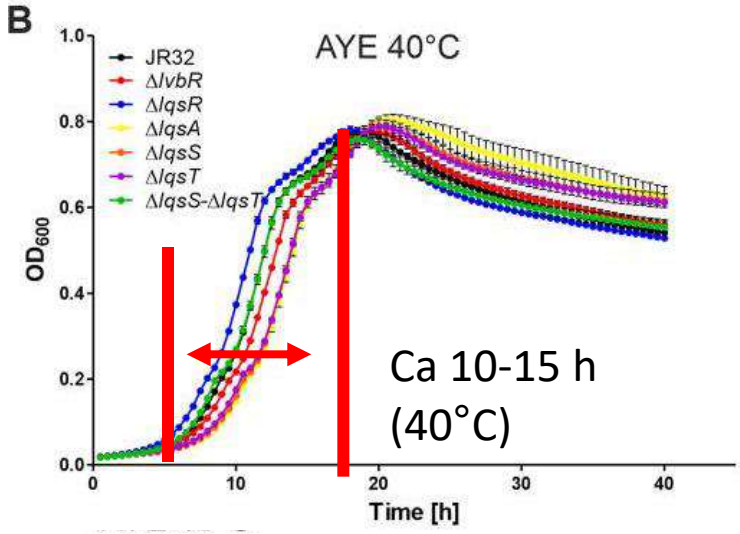
Forma di polmonite interstiziale trasmessa tramite **aerosol** da fonti di acqua contaminate avente diverse possibili sorgenti: torri di raffreddamento, fontane, sistemi di acqua calda sanitaria, vasche idromassaggio, piscine, saune, ferri da stiro, comuni umidificatori



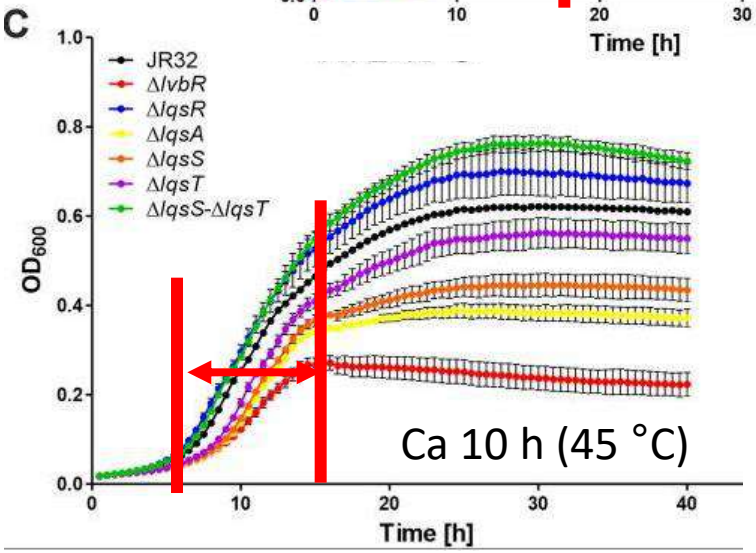
Micro-organismo ubiquitario (i.e., presente ovunque in natura) che causa in forma lieve la febbre di Pontiac (sintomi similinfluenzali) e in forma grave la Malattia dei Legionari (confusa spesso con polmonite)



Ca 20 h (30 °C)



Ca 10-15 h (40°C)

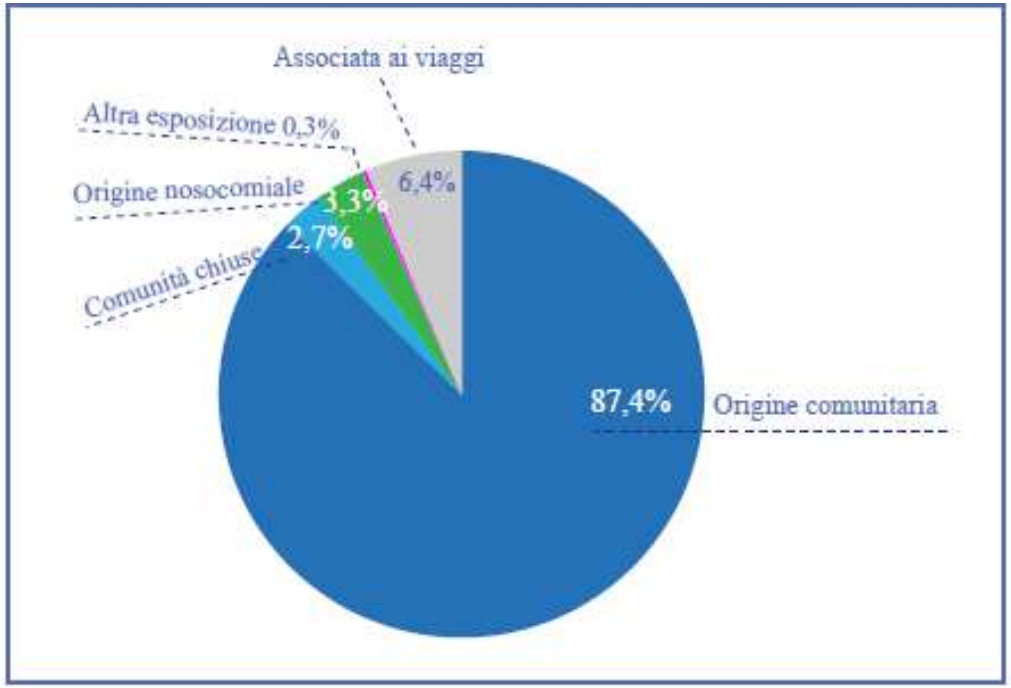


Ca 10 h (45 °C)

2 ingredienti: caldo + acqua stagnante

Rapida inattivazione: il batterio non può essere mai eradicato in forma definitiva ma solo reso innocuo





Origine nosocomiale: contratta in un contesto/struttura con monitoraggio medico/infermieristico.
Altra esposizione: contratta in carceri o comunità
Comunità chiuse: contratta in RSA o strutture di riabilitazione
Origine comunitaria: casi non ricompresi o ignoti

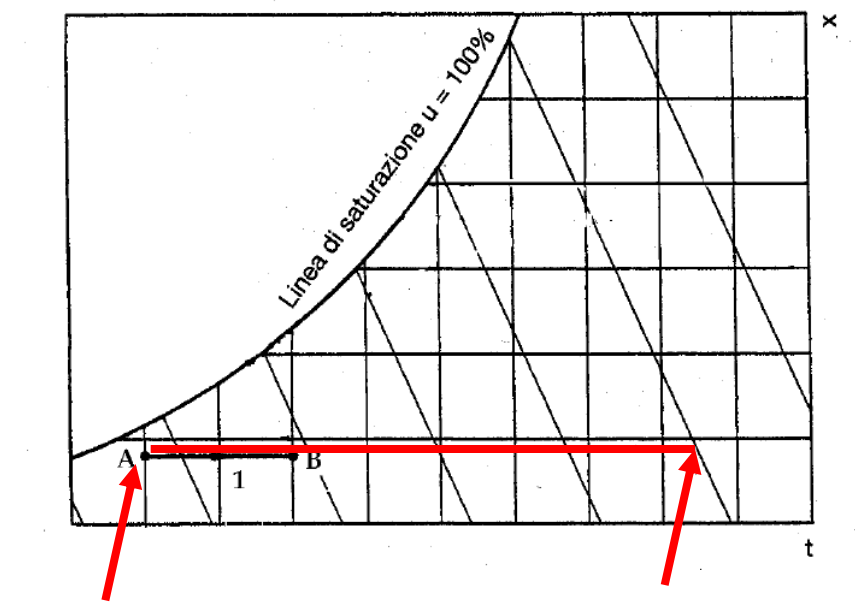
NB Molti casi non segnalati in quanto non richieste ospedalizzazioni o mancata diagnostica

Posto	Anno	Descrizione	Morale
Sestri Ponente (GE)	1995	Torre di raffreddamento contaminata – 34 casi di cui alcuni fino a 3 km dalla sorgente	Può manifestarsi con limitata esposizione nel tempo e nello spazio
Roma	2003	15 casi per torre di raffreddamento posta su marciapiede di una strada	Maggiore rischio in periodo estivo con funzionamento impianti climatizzazione
Bresso (MI)	2022	33 contagi (3 fatali); non identificata esatta origine in quanto emersi diversi ceppi di legionella (fontane, abitazioni etc), ma nessuno correlabile con i contagi	Può manifestarsi come una serie di casi indipendenti in area ad alta endemia
New York	2022	8 contagi (4 decessi) in RSA – Manhattan 30 contagi (2 decessi) nel Bronx due settimane dopo	Può manifestarsi in casi sporadici senza evidente raggruppamento temporale o geografico

Batteria post riscaldamento

- Sempre presente in raffrescamento, potenzialmente anche in riscaldamento
- Scambiatore di calore che scalda aria (senza altri effetti)
- Collegata (idronico) a generatore di calore (es. pdc o caldaia)





Aria prelevata da ext

Aria uscita da batteria

RISCALDAMENTO ED UMIDIFICAZIONE

Stanza con i= 30% e T=10 °C riscaldata a T=20°C e i 50%

determinare il fabbisogno termico e igrometrico

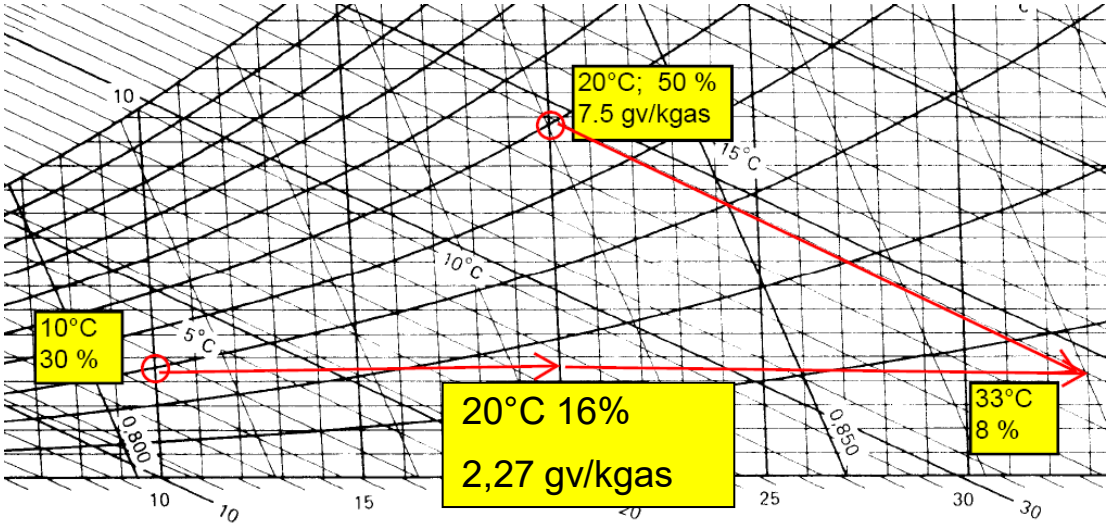
Q= m Δh [kJ] y=0.622 *0.3*0.012270 /(1.013-0,3*0.012270)=**2.27** g_{vap}/kg_{as}

$h= c_{pas}t +y(c_{pv}t+r)$ = 1.005 *10+2.27 *10^{-3} (1.9*10+2500) h(10 C, 30%) =**15.7** kJ/kg_{as} per confronto se aria secca $h=c_p T$ = **10.05** kJ/kg_{as}

durante il risc. il contenuto igrometrico non cambia

h(y=2.27, 20C) = 25.9 kJ/kg_{as} Δh= 10.20 kJ/kg_{as} h_{fin}(20°C;50%)= **39.5** kJ/kg_{as}

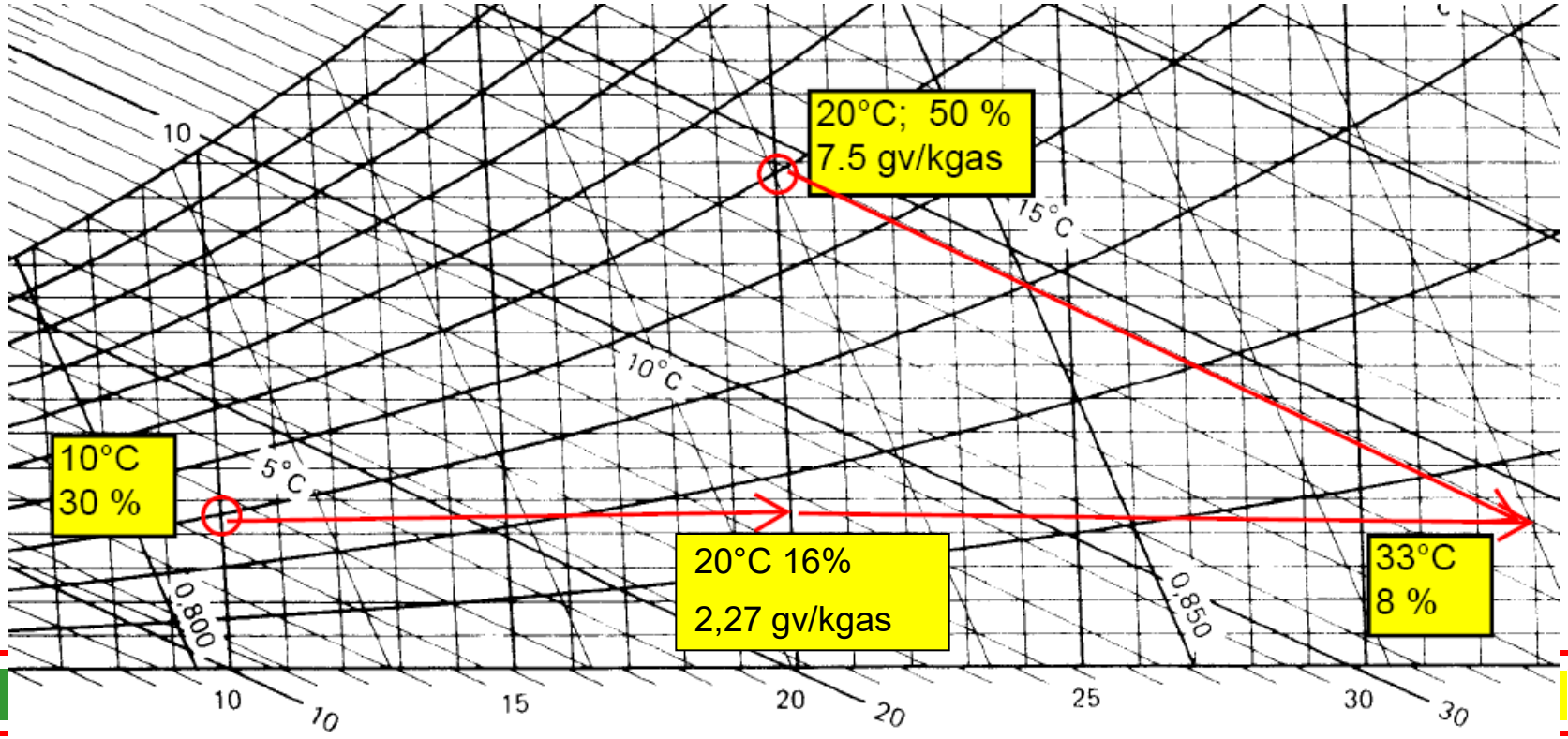
$T_{fin\ ante\ umidificaz.}$= 33 °C **Δy= 7.5-2.3=5.2 g_v/kg_{as}** **Δh=23.8 kJ/kg_{as} per confronto se fosse solo aria secca Δh=10 kJ/kg_{as}**



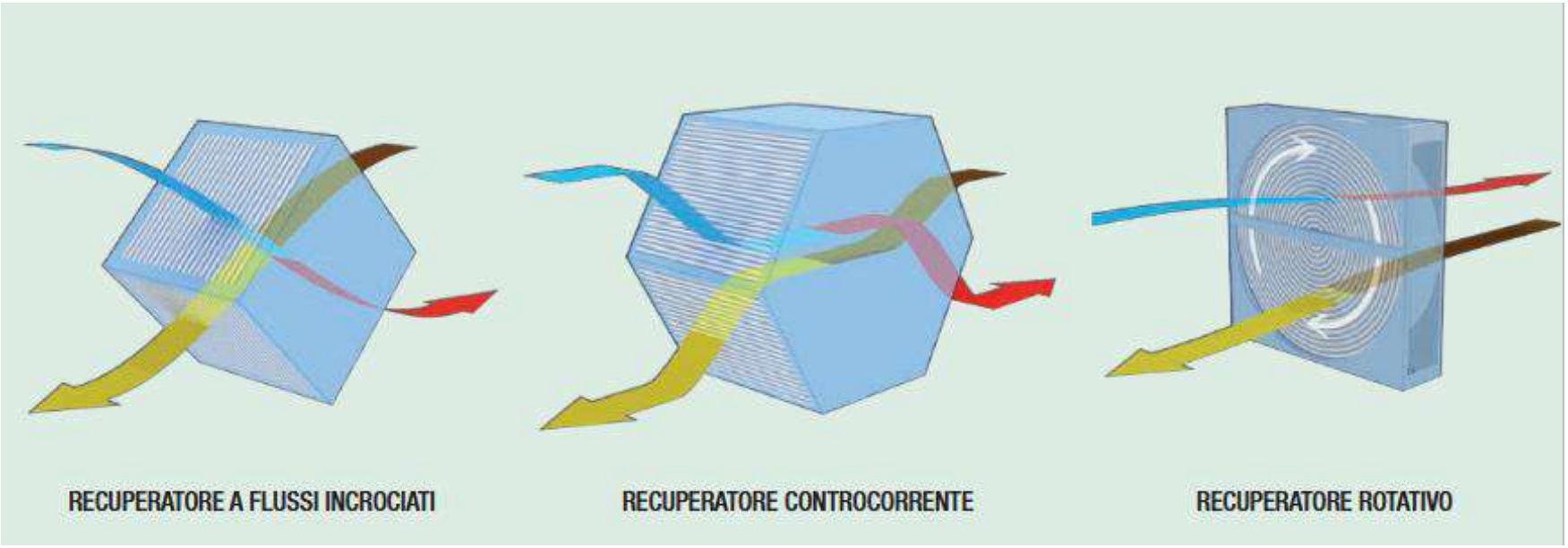
RISCALDAMENTO ED UMIDIFICAZIONE

Nella stanza di prima :

Se consideriamo solo l'aria secca:
Q= 36*10 =**360 kJ**
Se considerimao l'aria umida (**+ 238%)**
Q= 36* 23,8= **860 kJ** (se calorifero da 500 W tempo risc 1720 s = 28 minuti)
Acqua da aggiungere = 36*5,2=187 g



Il recuperatore di calore



$$\eta = \frac{T_{imm} - T_{ext}}{T_a - T_{ext}}$$

Dove:

η	= rendimento di recupero	
T_{imm}	= temp. di immissione	[°C]
T_{ext}	= temp. esterna	[°C]
T_a	= temp. ambiente	[°C]

Esempio

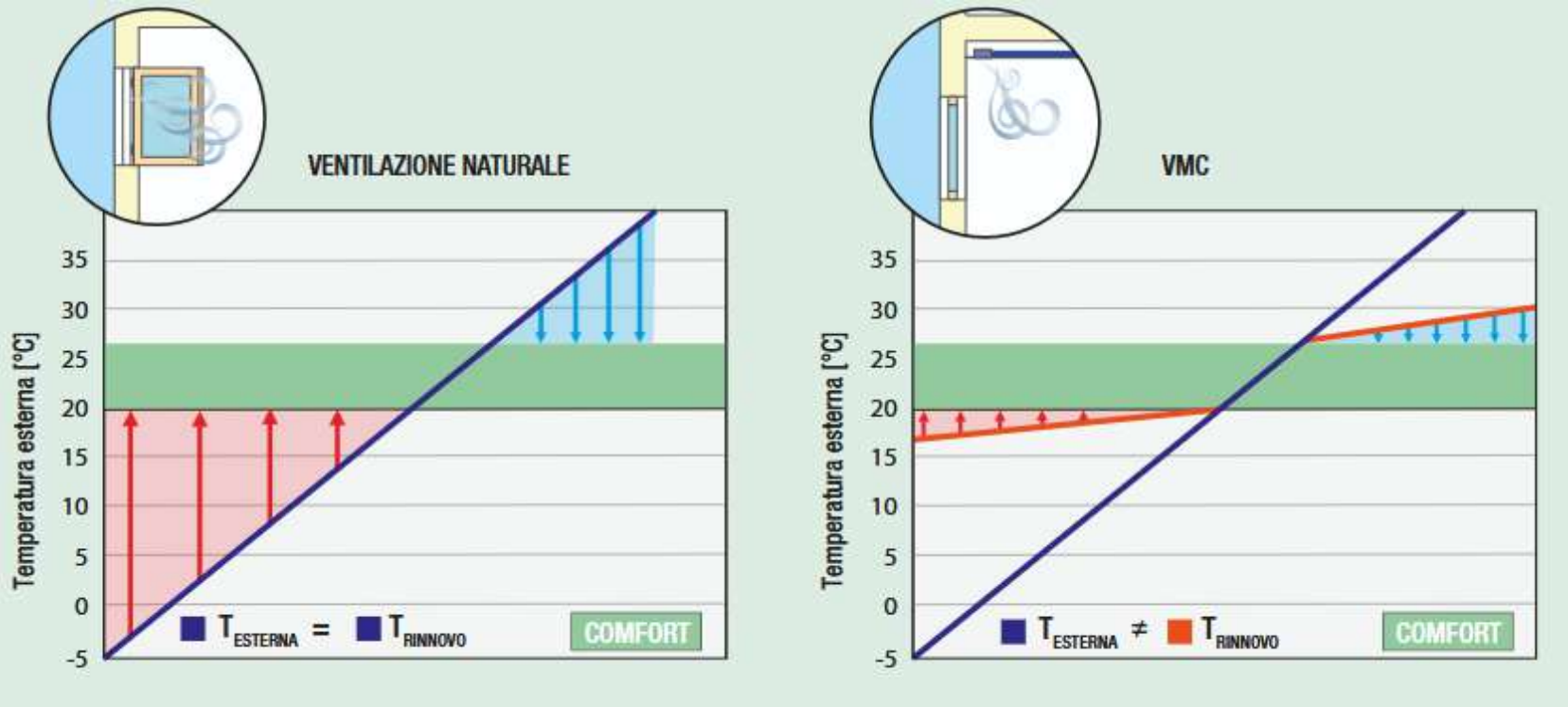
Noti i seguenti dati:

Temp. esterna (T_{ext})	= 5 °C
Temp. ambiente (T_a)	= 21 °C
Efficienza recupero (η)	= 85 %

si ricava la temp. di immissione (T_{imm}):

$$T_{imm} = \eta \cdot (T_a - T_{ext}) + T_{ext}$$

$$T_{imm} = 0{,}85 \cdot (21 - 5) + 5 = 18{,}6\ °C$$


VENTILAZIONE NATURALE
Temperatura esterna [°C]
35
30
25
20
15
10
5
0
-5
T ESTERNA = T RINNOVO
COMFORT
VMC
Temperatura esterna [°C]
35
30
25
20
15
10
5
0
-5
T ESTERNA ≠ T RINNOVO
COMFORT

Miscelazione adiabatica

Nel condizionamento dell'aria è frequente il caso che due quantità di aria, ciascuna in precisate condizioni termoigrometriche, vengano miscelate tra loro. Lo stato termodinamico della miscela si trova sulla congiungente degli stati termodinamici delle due correnti A e B.

In particolare

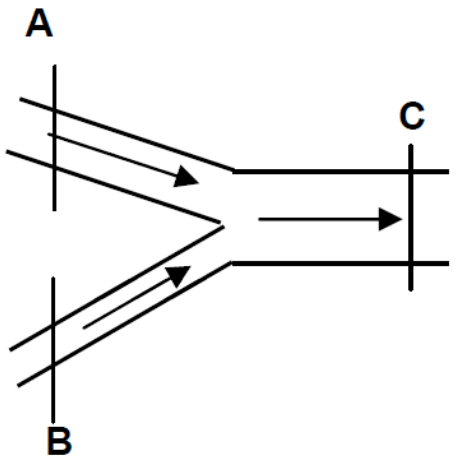
$$\frac{x_C - x_B}{x_A - x_C} = \frac{h_C - h_B}{h_A - h_C} \qquad (5.16)$$

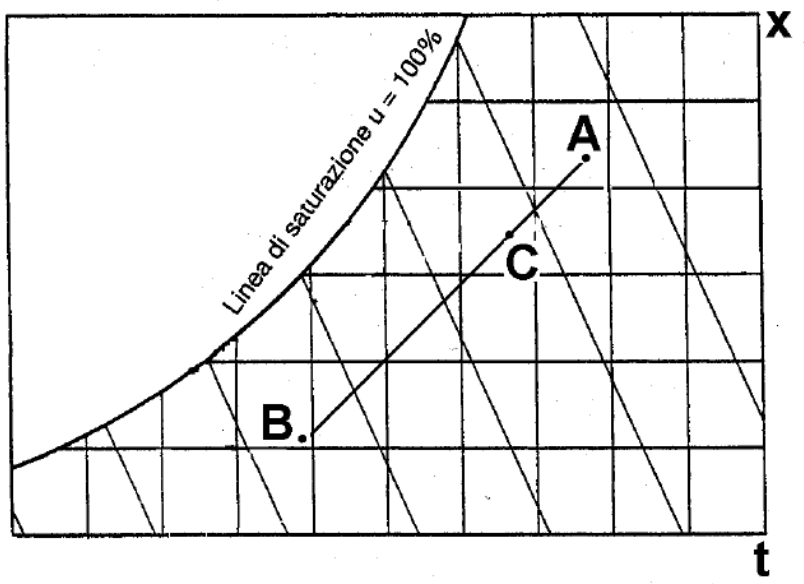
Dal punto di vista analitico, se si considera il punto C rappresentativo del miscuglio sul piano (h, x), la (5.16) dice che il punto C appartiene alla retta passante per A e B, come illustrato in fig. 5.8b. Sempre la (5.16) consente infine di precisarne la posizione in rapporto alle portate G_A e G_B. Infatti il punto C divide il segmento AB in due parti AC e BC tali che:

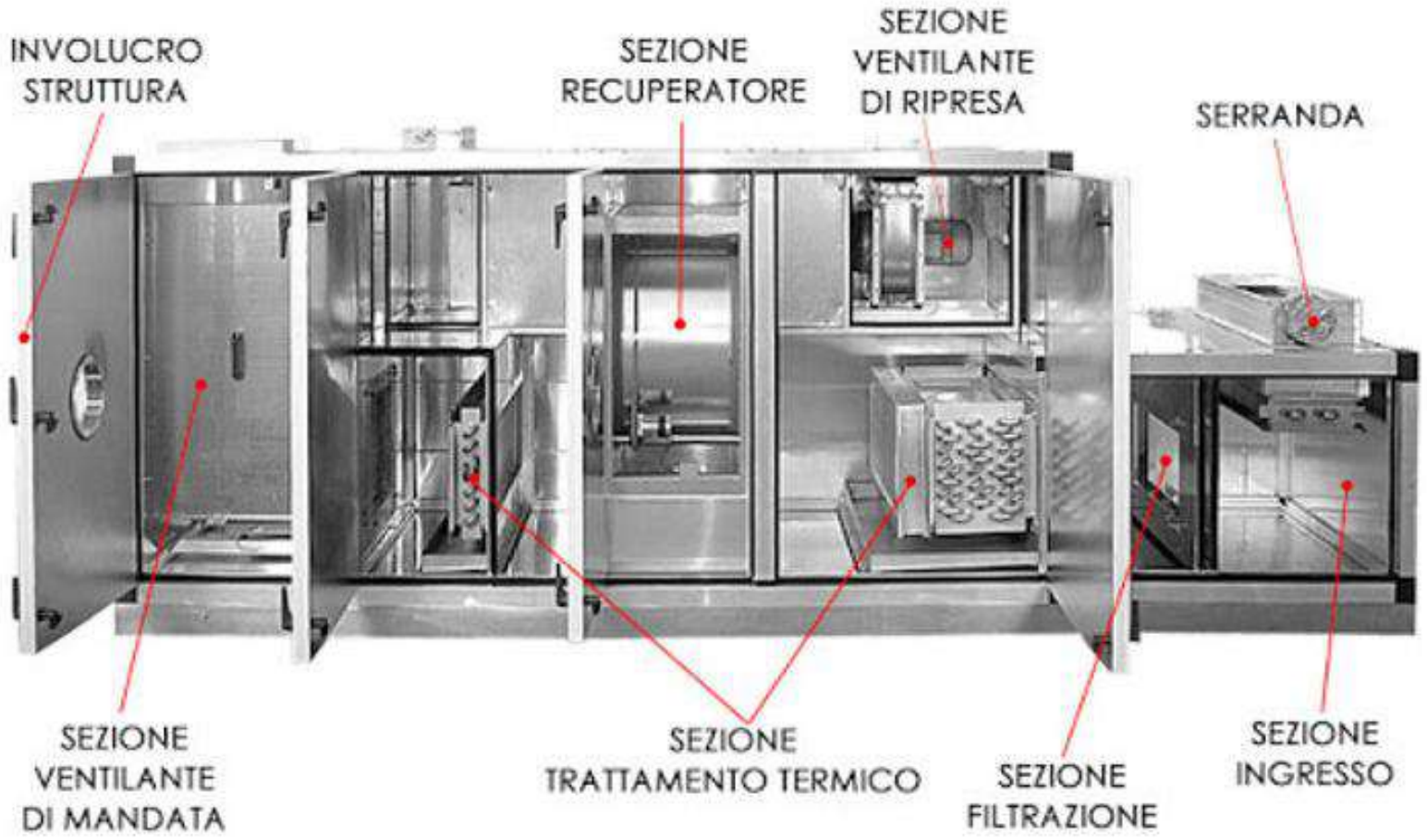
Miscelazione dell'aria sia su mandata (con aria ambiente)

Sia su recupero (con ricircolo)→ aspetti igiene?

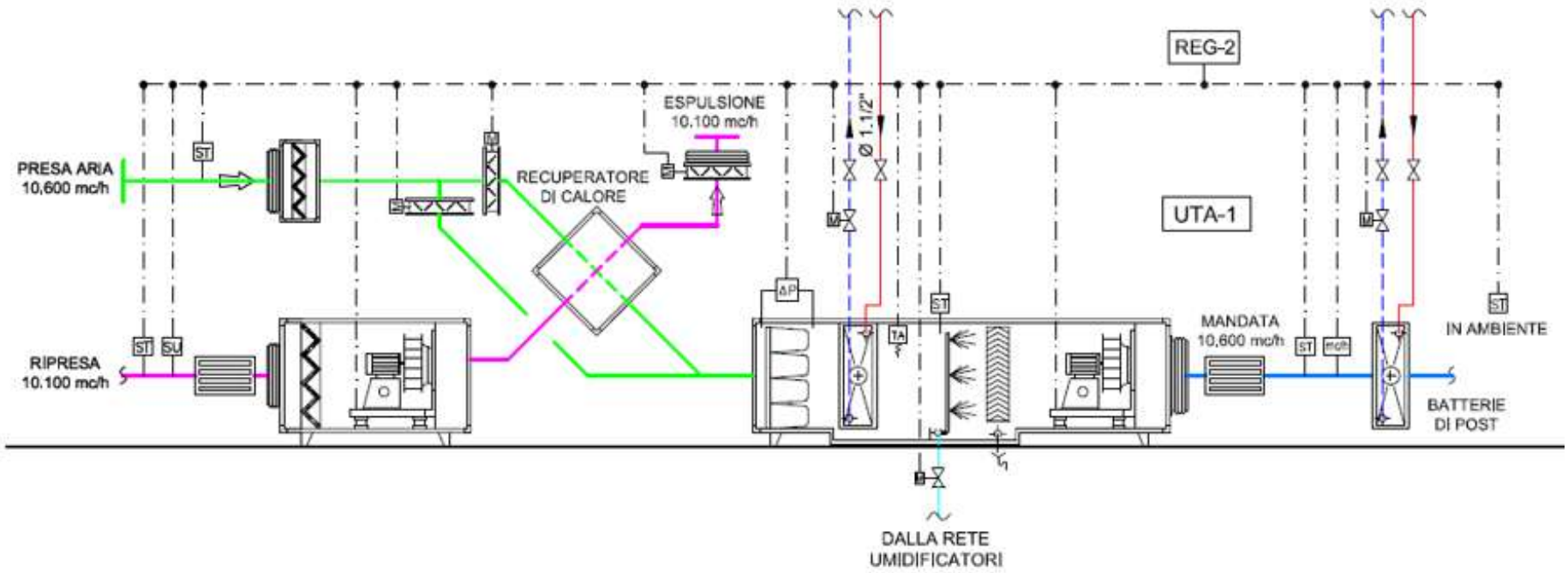
$$\frac{BC}{AC} = \frac{x_C - x_B}{x_A - x_C} = \frac{G_A}{G_B} \qquad (5.17)$$







Che servizi fa?

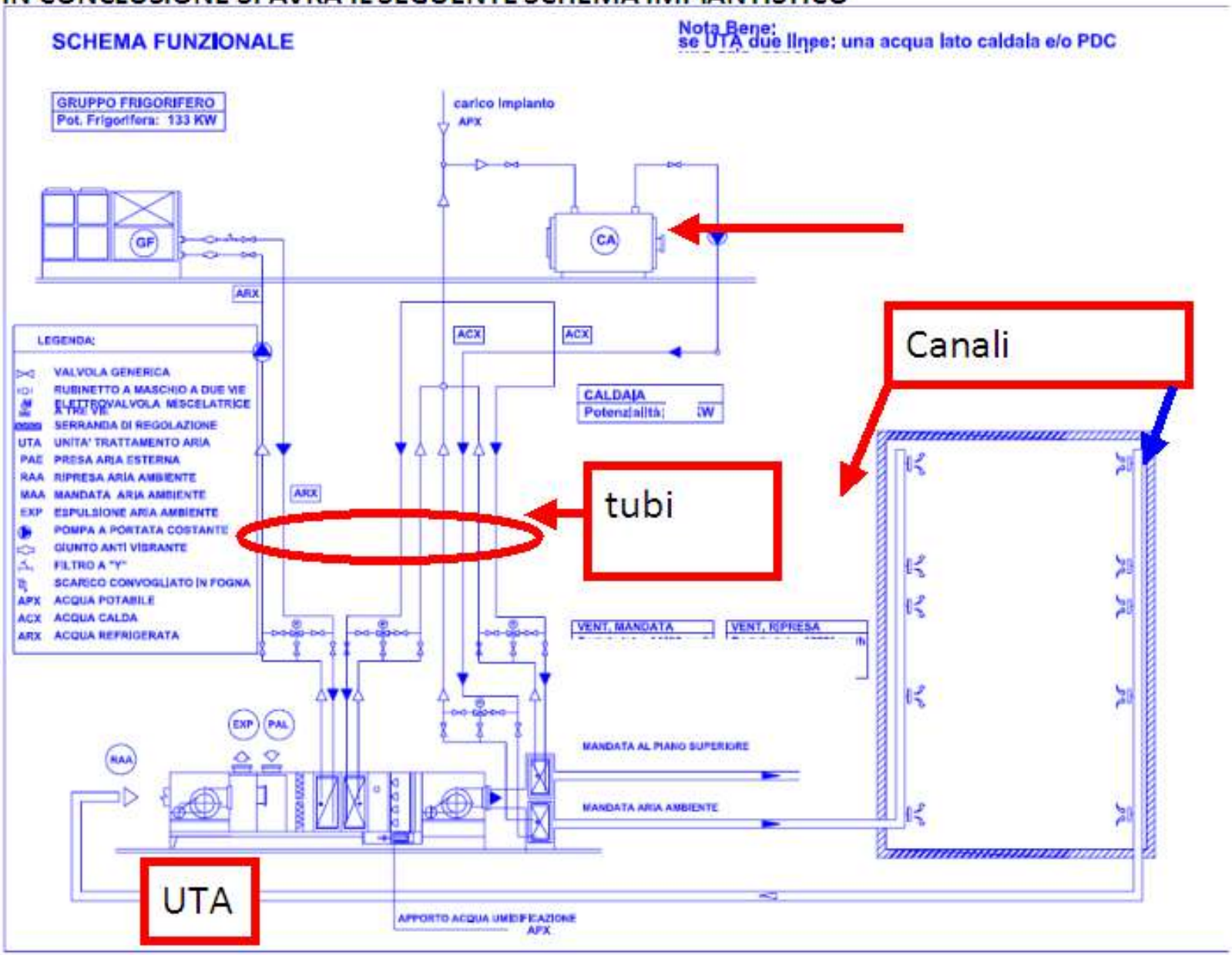

REG-2
UTA-1
PRESA ARIA
10,600 mc/h
ESPULSIONE
10,100 mc/h
RECUPERATORE
DI CALORE
Ø 1.1/2"
RIPRESA
10.100 mc/h
MANDATA
10,600 mc/h
IN AMBIENTE
BATTERIE
DI POST
DALLA RETE
UMIDIFICATORI

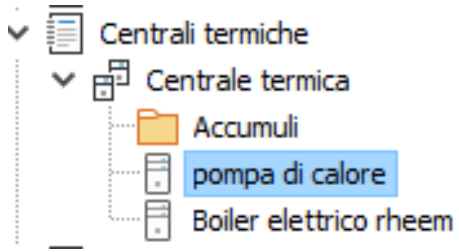
TIPOLOGIA	SOTTOTIPOLOGIA
IMPIANTI A TUTTA ARIA	➢ **Impianti a portata costante** • a singola zona; • postriscaldamento locale; • multizone; • a doppio condotto. ➢ **Impianti a portata variabile (VAV)** • senza postriscaldamento; • con postriscaldamento; • con ricircolo locale; • a temperatura variabile (VVT); • a doppio condotto.
IMPIANTI MISTI IDRONICI	• a ventilconvettori; • a induttori; • a travi fredde; • a soffitti radianti; • a pavimenti radianti; • ad attivazione della massa.
IMPIANTI MISTI A ESPANSIONE DIRETTA	• a portata di refrigerante variabile (VRV, VRF); • a pompa di calore ad anello d'acqua.

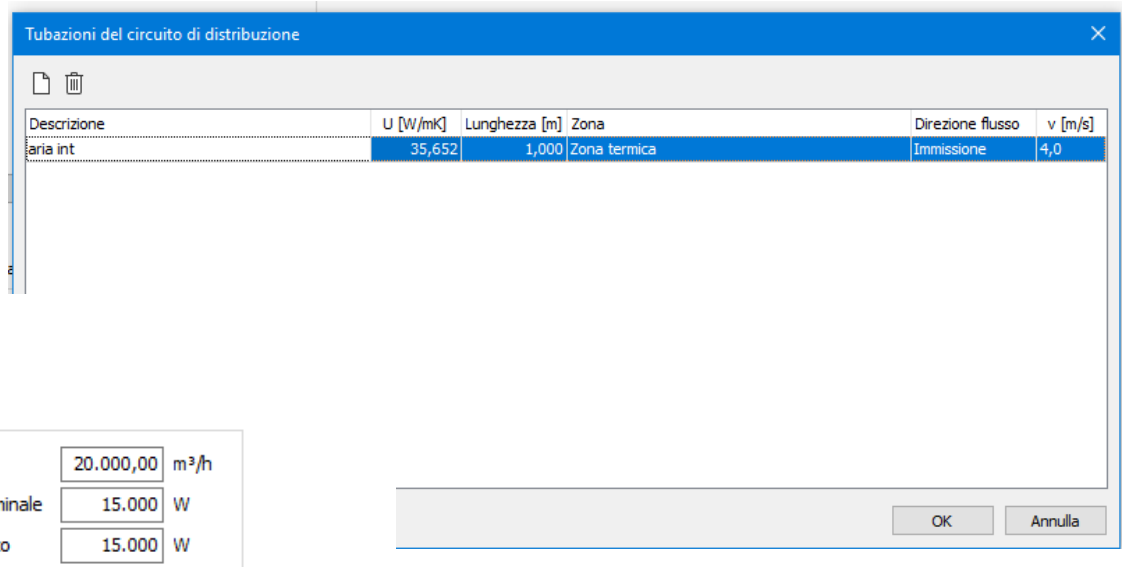
Negli impianti a **tutta aria** il fluido termovettore utilizzato per il controllo delle condizioni ambientali e della ventilazione è unicamente aria trattata da una o più unità e distribuita attraverso una rete di canalizzazioni fino ai vari ambienti ove viene immessa mediante terminali di diffusione.
Negli impianti **misti** l'**aria** (detta **primaria**) provvede soltanto alla ventilazione e al carico latente, mentre il carico sensibile è controllato mediante terminali alimentati con acqua calda e fredda.

I più recenti impianti ad espansione diretta hanno cominciato a svilupparsi intorno agli anni 1970, raggiungendo elevati livelli qualitativi e prestazionali soprattutto con i sistemi a portata di refrigerante variabile (VRF, VRV).

IN CONCLUSIONE SI AVRÀ IL SEGUENTE SCHEMA IMPIANTISTICO







☑ Ventilazione meccanica

Ventilatore di ripresa

Portata nominale	20.000,00	m³/h
Potenza elettrica nominale	0	W
Assorbimento elettrico	0	W

Ventilatore di mandata

Portata nominale	20.000,00	m³/h
Potenza elettrica nominale	15.000	W
Assorbimento elettrico	15.000	W

☑ Unità di trattamento dell'aria

Recuperatore di calore

Portata nominale	20.000,00	m³/h
Efficienza nominale	70,0	%

☐ La batteria di riscaldamento provvede alla umidificazione dell'aria

Sistemi monocondotto e a doppio condotto

Sia gli impianti a portata costante che quelli a portata variabile possono presentare due diverse tipologie di sistemi di distribuzione dell'aria:

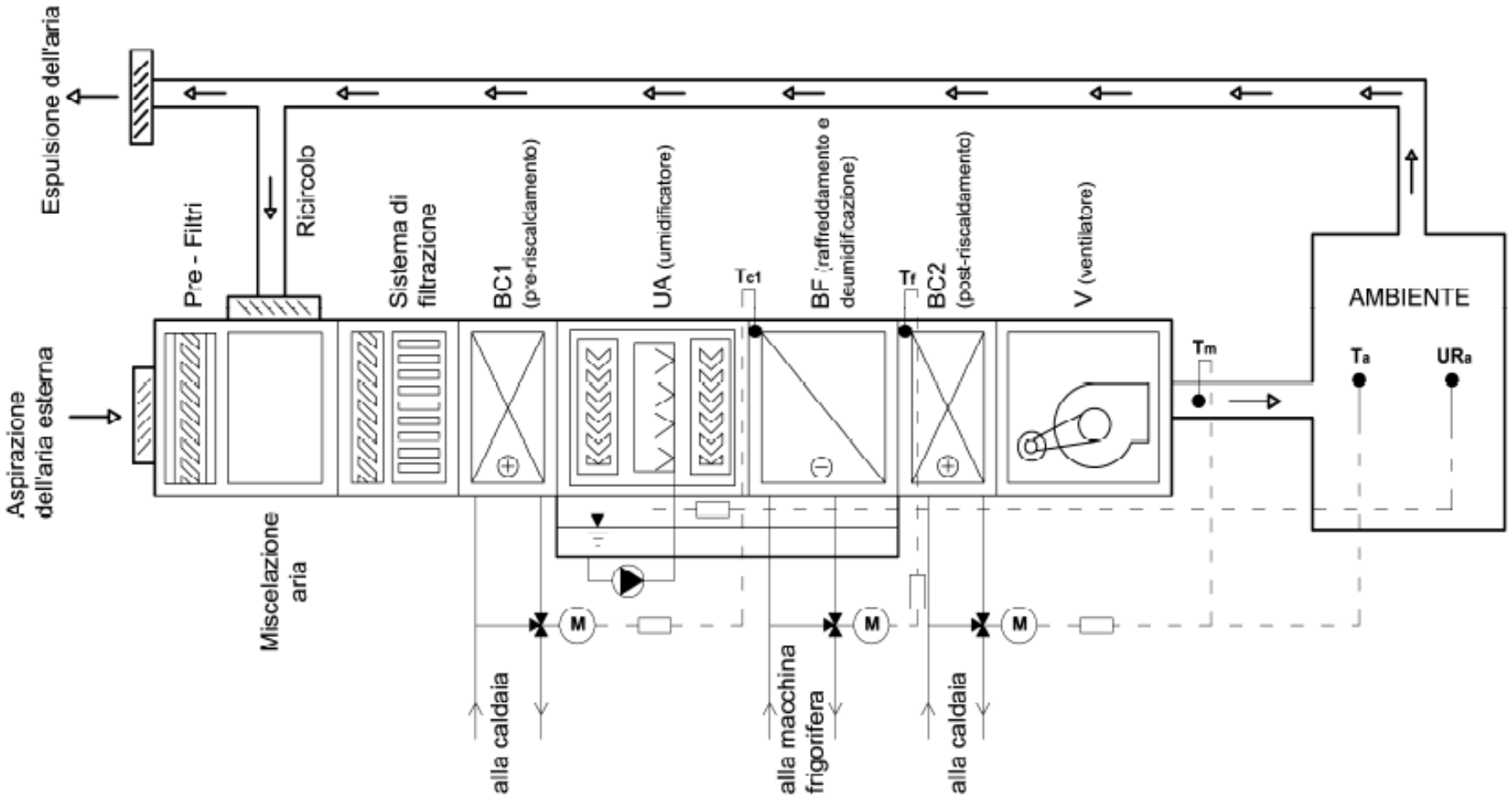
- monocondotto;
- a doppio condotto.

Negli impianti **monocondotto** l'aria, trattata centralmente, è inviata negli ambienti mediante un'unica canalizzazione; pertanto consente il controllo delle condizioni termoigrometriche di ambienti singoli, più o meno ampi, o comunque con caratteristiche omogenee del carico termico.

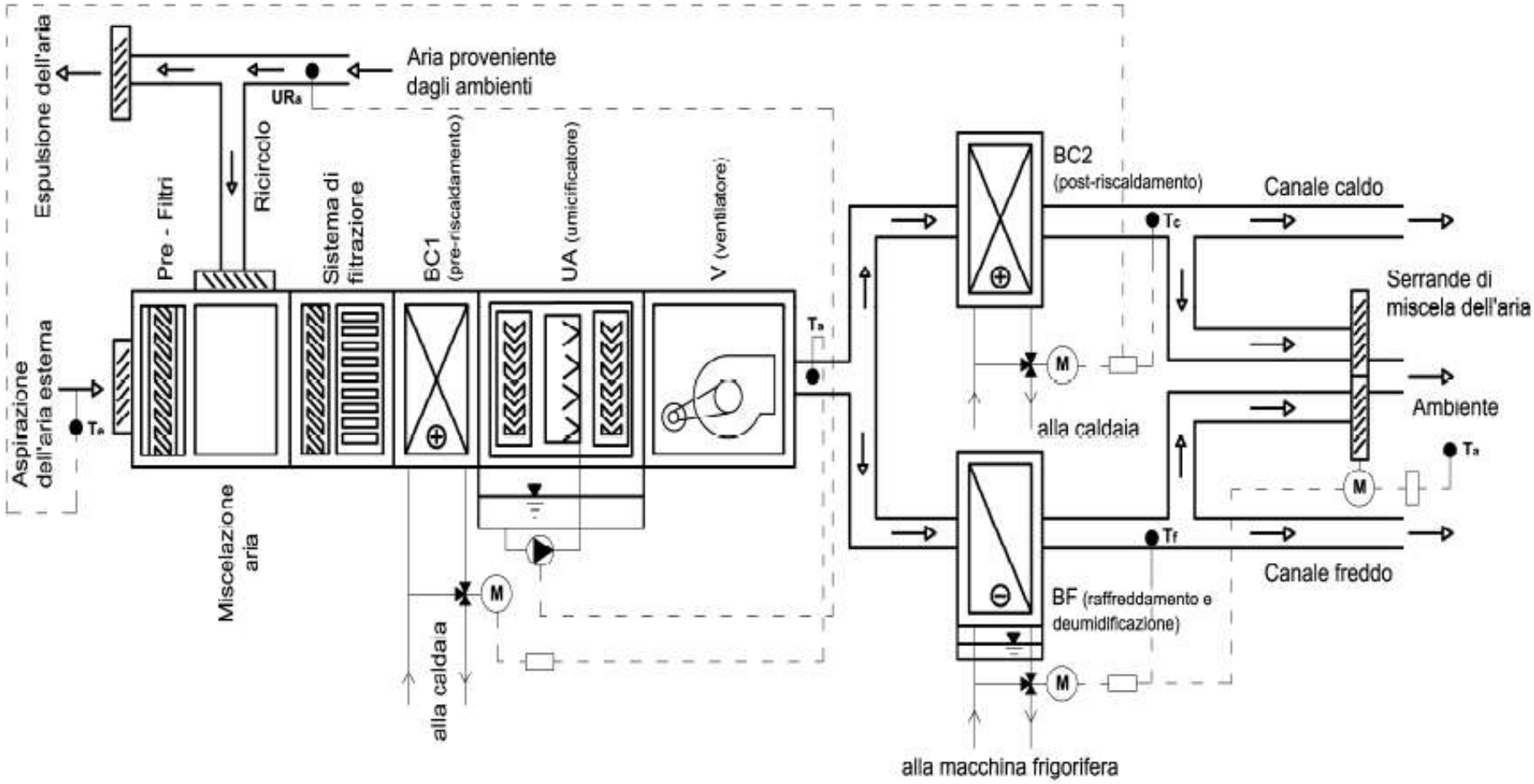
In quelli a doppio condotto si distribuisce sia aria calda sia fredda che viene miscelata in una scatola di miscelazione prima dell'immissione in ambiente

Possono cosi essere differenziate le temperature e le gestioni per ambienti

IMPIANTO MONOCONDOTTO



b - Impianto con batterie di postriscaldamento di zona



Tra i **vantaggi** dell'impianto **a doppio condotto** :

- la capacità di un controllo individuale delle condizioni nelle varie zone tutto l'anno;
- la mancanza di una commutazione estate-inverno;
- il dimensionamento del gruppo frigorifero per il massimo carico contemporaneo;
- il contenimento del consumo energetico rispetto all'uso del postriscaldamento poiché in estate la batteria calda non viene accesa.

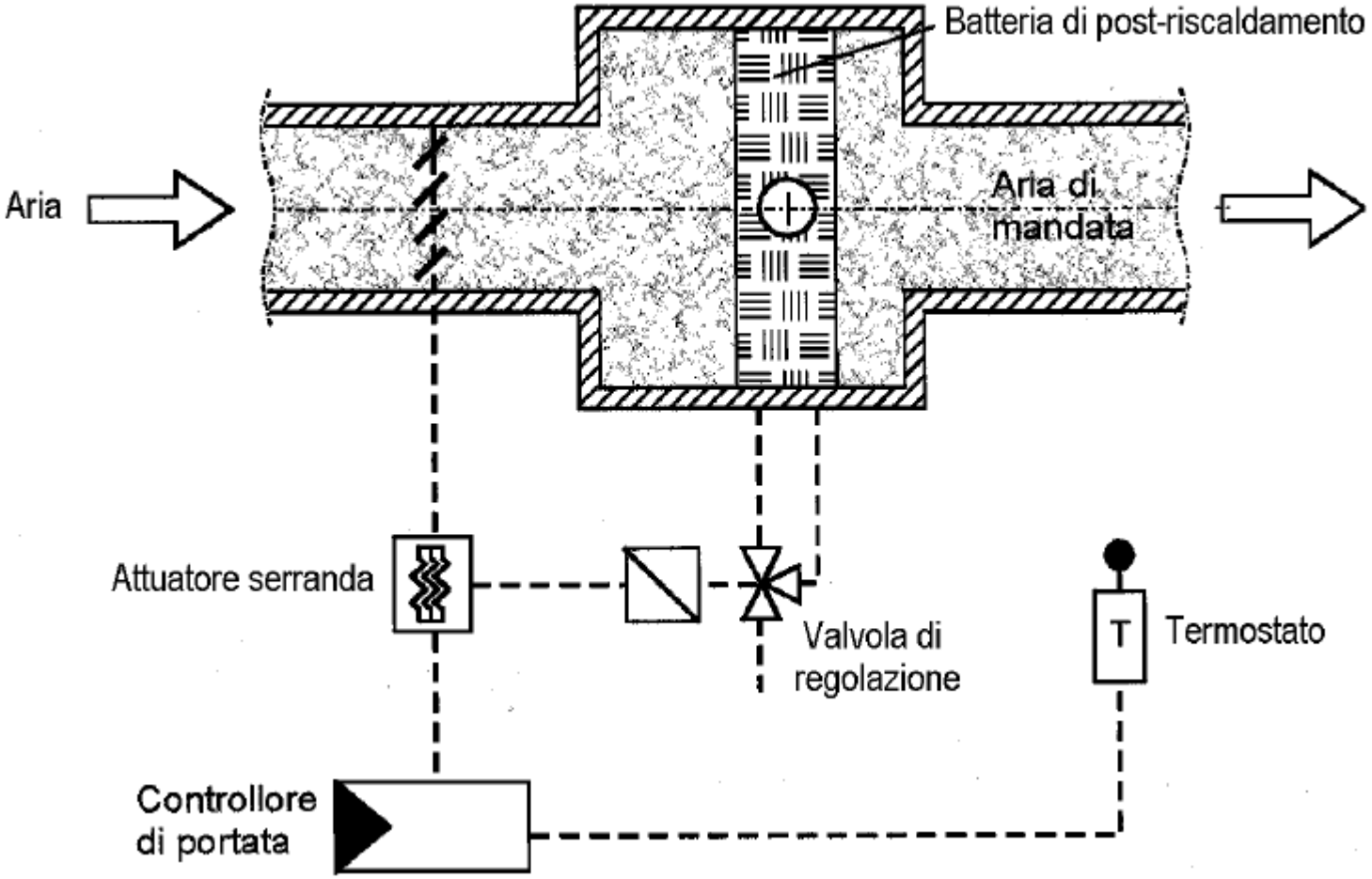
aspetti negativi :

- maggior costo iniziale a causa della doppia canalizzazione e quindi maggiori ingombri in ambiente;
- possibile maggior rumorosità dell'impianto;
- un aumento della portata d'aria di circa il 10% per tenere conto dell'imperfetta tenuta delle serrande.

Impianti a portata variabile (VAV)

Come si è visto fino ad ora, le tecniche impiantistiche partono dal presupposto di mantenere **costante nel tempo**, per ciascun ambiente, **la portata totale** immessa. Ciò comporta di norma la necessità, in presenza di carichi frigoriferi ridotti (e cioè per la maggior parte del periodo di funzionamento estivo degli impianti), di **sottrarre e fornire** calore al sistema **contemporaneamente** con negative conseguenze energetiche.
Inoltre si mantengono in circolazione portate d'aria non strettamente necessarie, e ciò anche nella stagione invernale.
Per eliminare, almeno in parte, i difetti sopraindicati si prevede di **modificare la portata al variare del carico** mantenendo costante la differenza di temperatura tra aria introdotta ed aria ambiente. La regolazione della portata avviene tra il suo valore massimo e non può essere inferiore al 30-40%.
La differenza consiste nella logica della **regolazione della temperatura ambiente** che è ora controllata **riducendo la portata del ventilatore** al diminuire del carico. Ciò può essere ottenuto attraverso serrande parzializzatrici poste in corrispondenza di ogni ambiente sia sul canale di mandata che di ripresa.

La diminuzione di portata è attuabile solo se la distribuzione dell'aria avviene con appositi diffusori in grado di mantenere costante il lancio anche in presenza di portate ridotte ed impedire quindi fastidiose ricadute dell'aria fredda negli ambienti



Riassumendo per APE:

- check obbligo libretto impianto/ CAITEL

- foto schede

- informazioni su:
    recuperatori di calore (ed efficienza)
    dati di targa ventilatore/i (i.e. potenza elettrica nominale, utile, portata d'aria)
    portata di aria di rinnovo, totale e di ricircolo
    sviluppo lineare, posizione, dimensione e livello di coibentazione delle tubazioni di mandata/ritorno

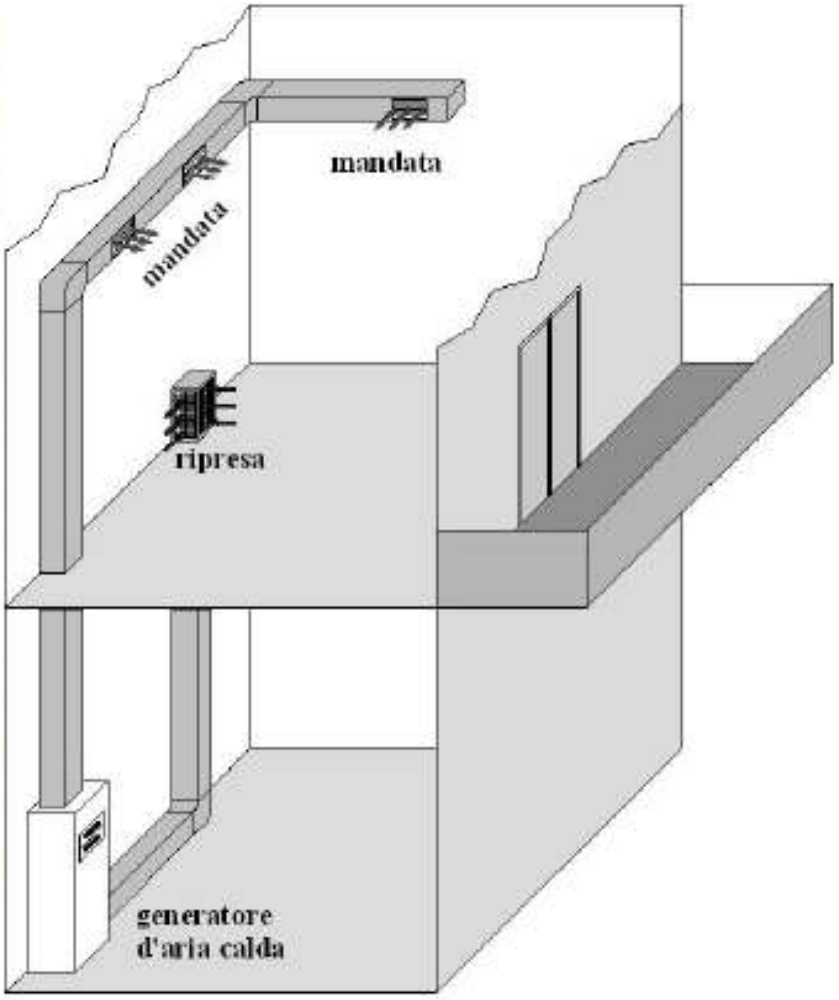
- parametri geometrici o di millesimi per criterio di ripartizione impianto (se si sta certificando una specifica ui)

Bocchette in sistemi ad aria calda

Le bocchette sono i terminali di impianto che provvedono all'immissione dell'aria negli ambienti.

Sono utilizzate nei sistemi canalizzati (generatori d'aria calda - recuperatori di calore - ventilconvettori da incasso a controsoffitto).

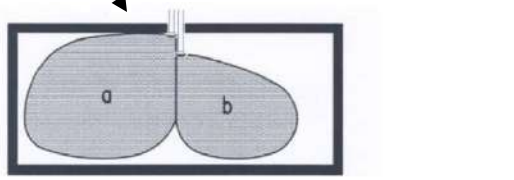
Le griglie di ripresa devono essere posizionate in modo da garantire il lavaggio del locale evitando ricircoli diretti con la mandata



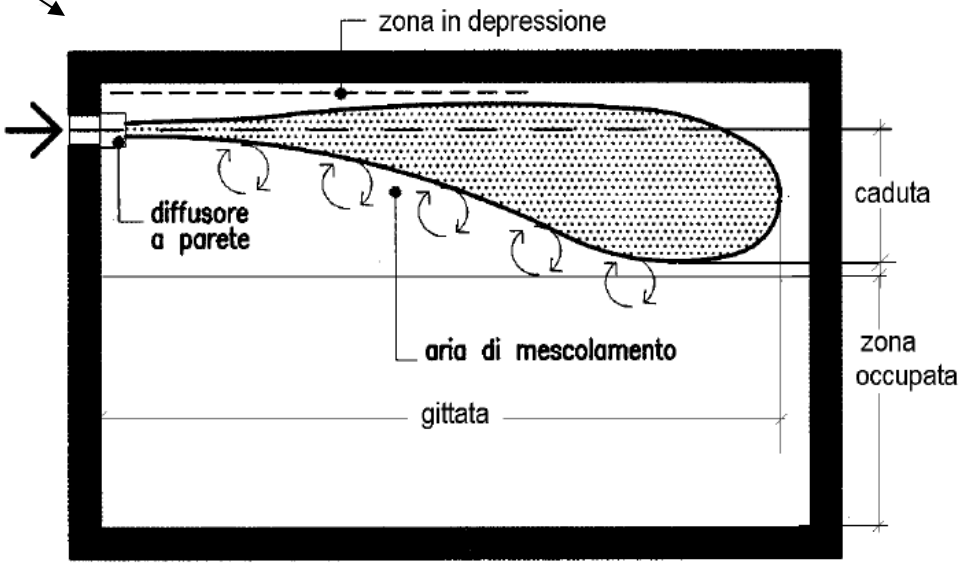
Distribuzione dell'aria

l'immissione dell'aria in ambiente ci si avvale di tre modalità:
a **flusso laminare**, (diffusori) spinta tipo pistone sino a bocchette di ripresa

a **mescolamento (+ diffusa)** Diffusori oltre 2 m da suolo si mescola con l'esistente e cade (se fredda) verso la base dove sono le griglie di ripresa



Disposizione del getto in funzione della posizione dell'anemostato

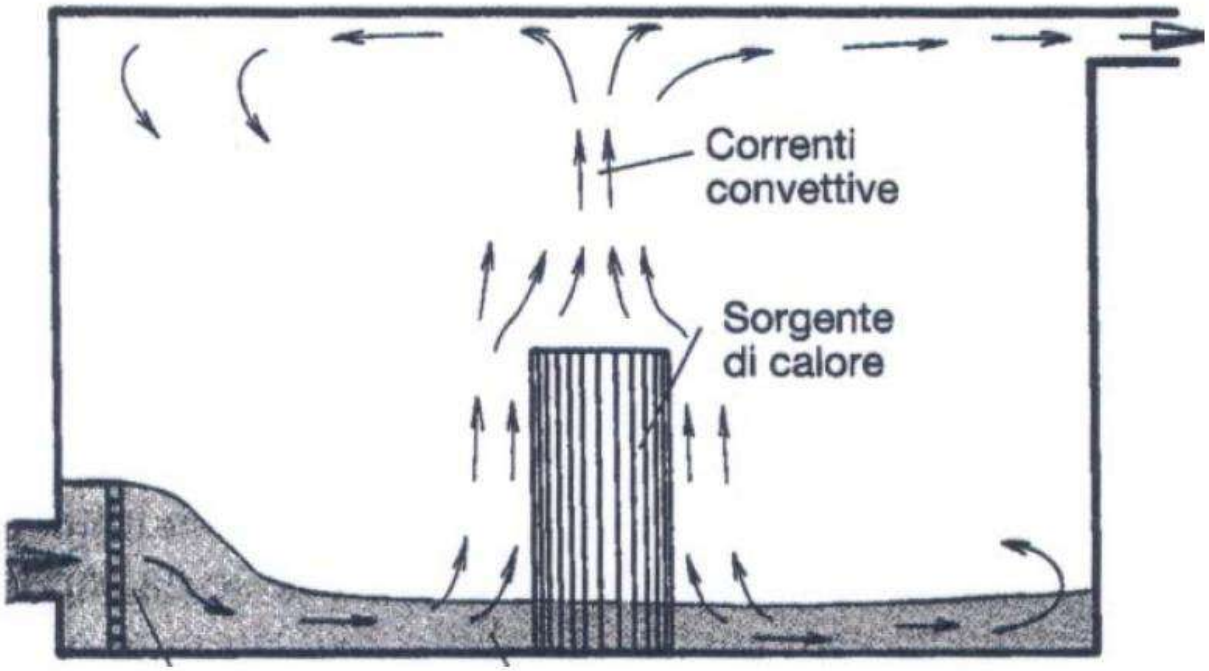


a **dislocazione (moti convettivi)**

Sistema a dislocazione

differenza di temperatura tra l'aria immessa e quella ambiente è 5 ° anzichè come in uso compresa tra 6 e 12 °C

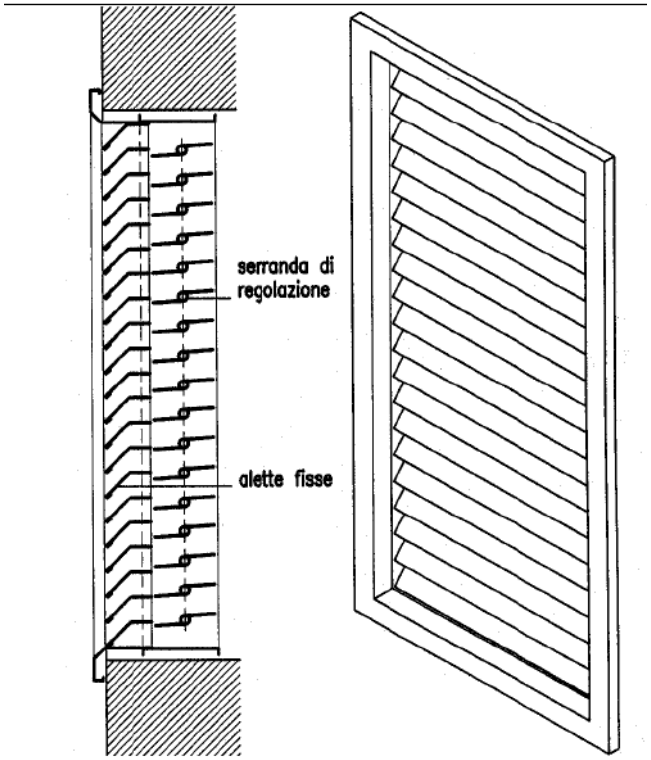
in taluni casi → risparmio energetico



Sistema a dislocazione

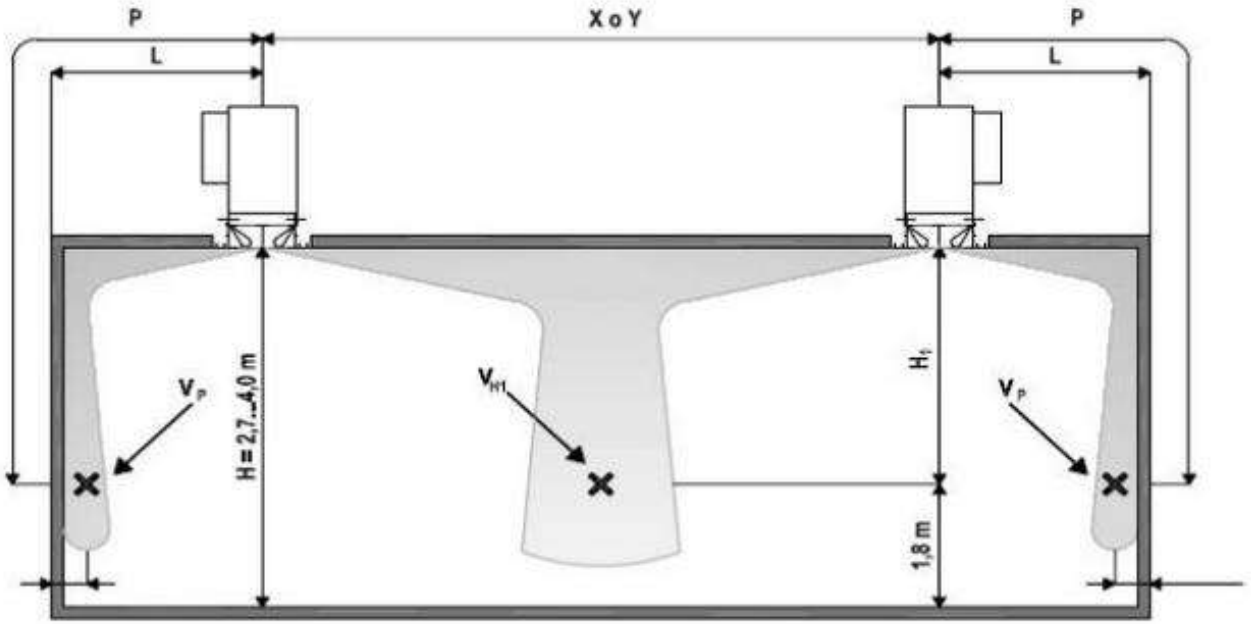
RIPRESA DELL'ARIA

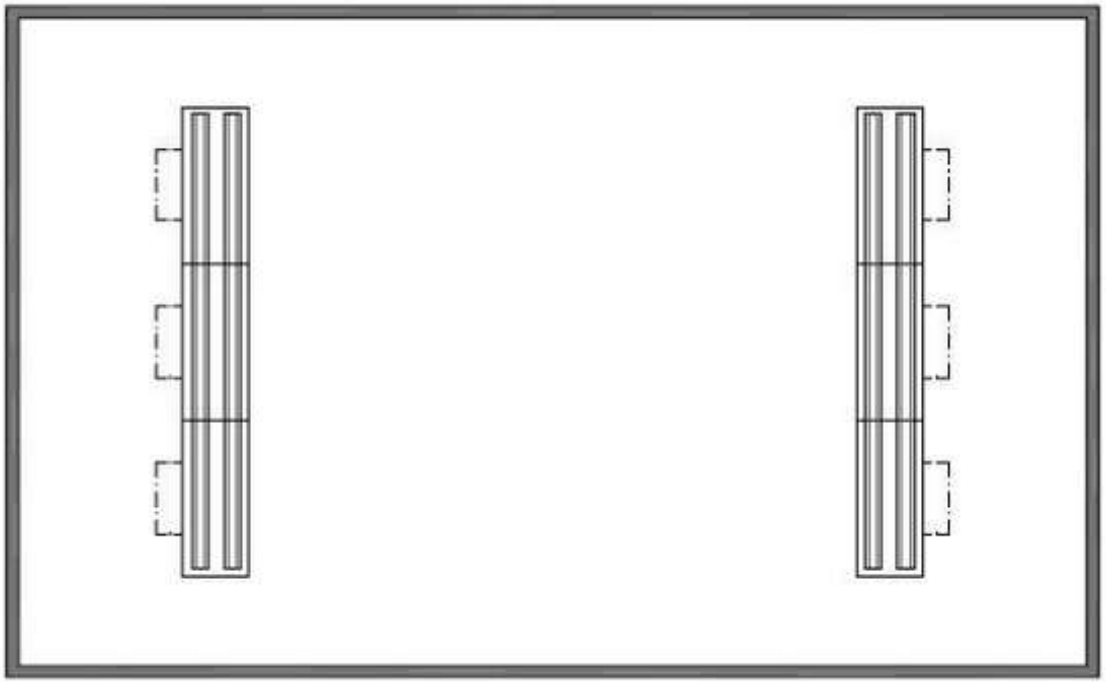
Per esempio, con immissione a proiezione orizzontale da un livello alto non c'è praticamente nessuna zona stagnante durante il raffreddamento, ma vi è una larga zona stagnante durante il riscaldamento. Pertanto la griglia di ricircolo è sistemata in prossimità del pavimento, su pareti verticali



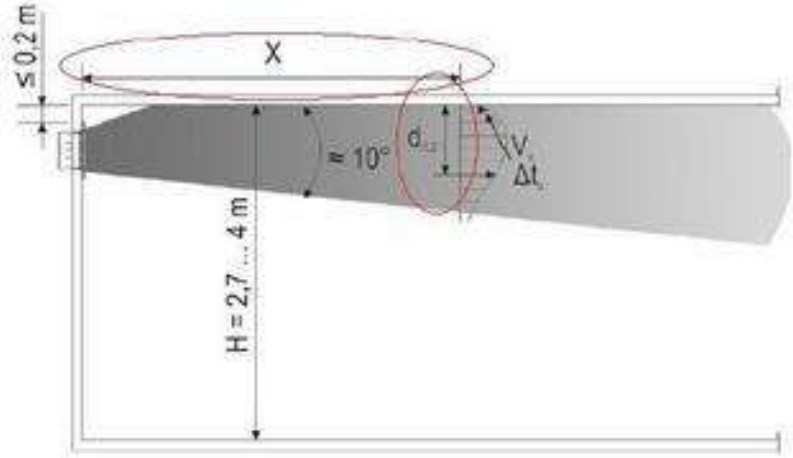
Tab. 6.2 Velocità frontali consigliate per le griglie di ricircolo

Posizione della griglia	Velocità frontale riferita all'area lorda m/s
Al di sopra della zona occupata	Oltre 4 m/s
All'interno della zona occupata, ma distante dai posti a sedere	3÷4 m/s
All'interno della zona occupata, ma vicino ai posti a sedere	2÷3 m/s
Aperture nelle porte o a muro	1÷1.5 m/s
Aperture al di sotto delle porte	1÷1.5 m/s

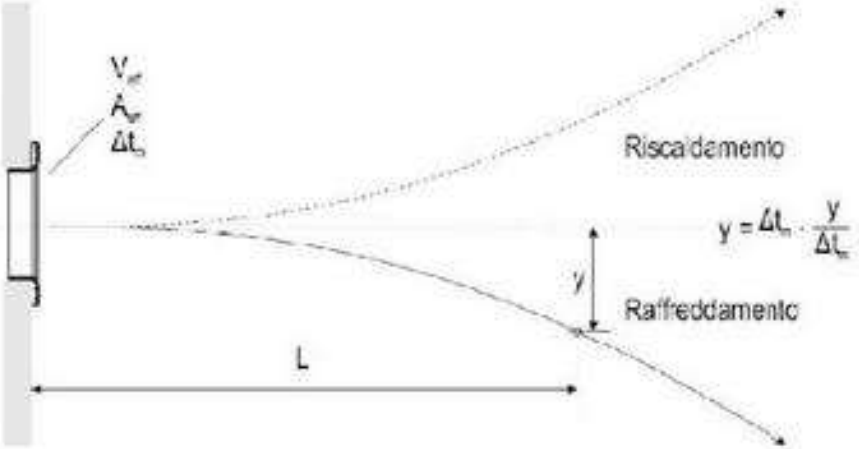

P
L
X o Y
P
L
H= 2,7...4,0 m
V_P
V_{H1}
H_1
V_P
1,8 m



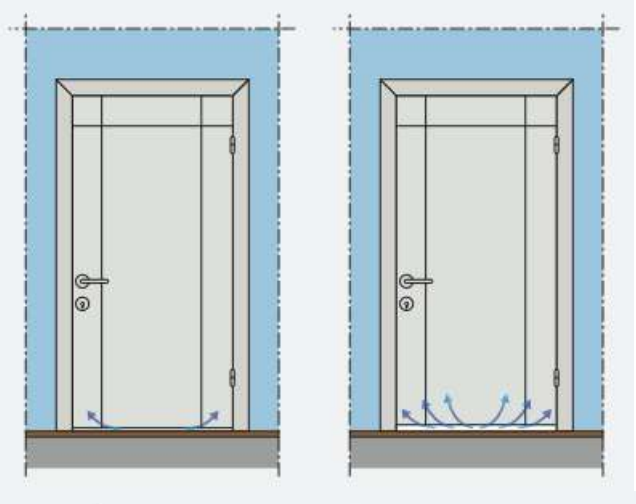
Lancio con effetto soffitto

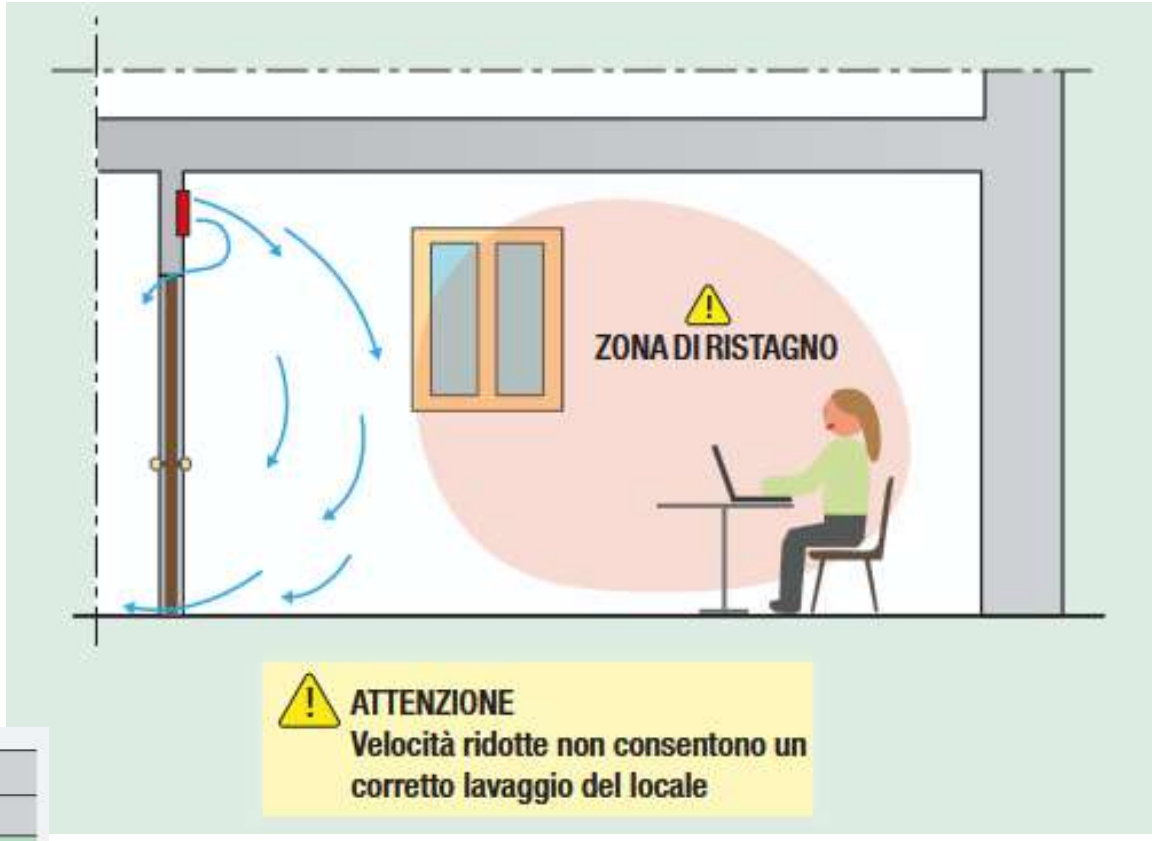


Lancio senza effetto soffitto



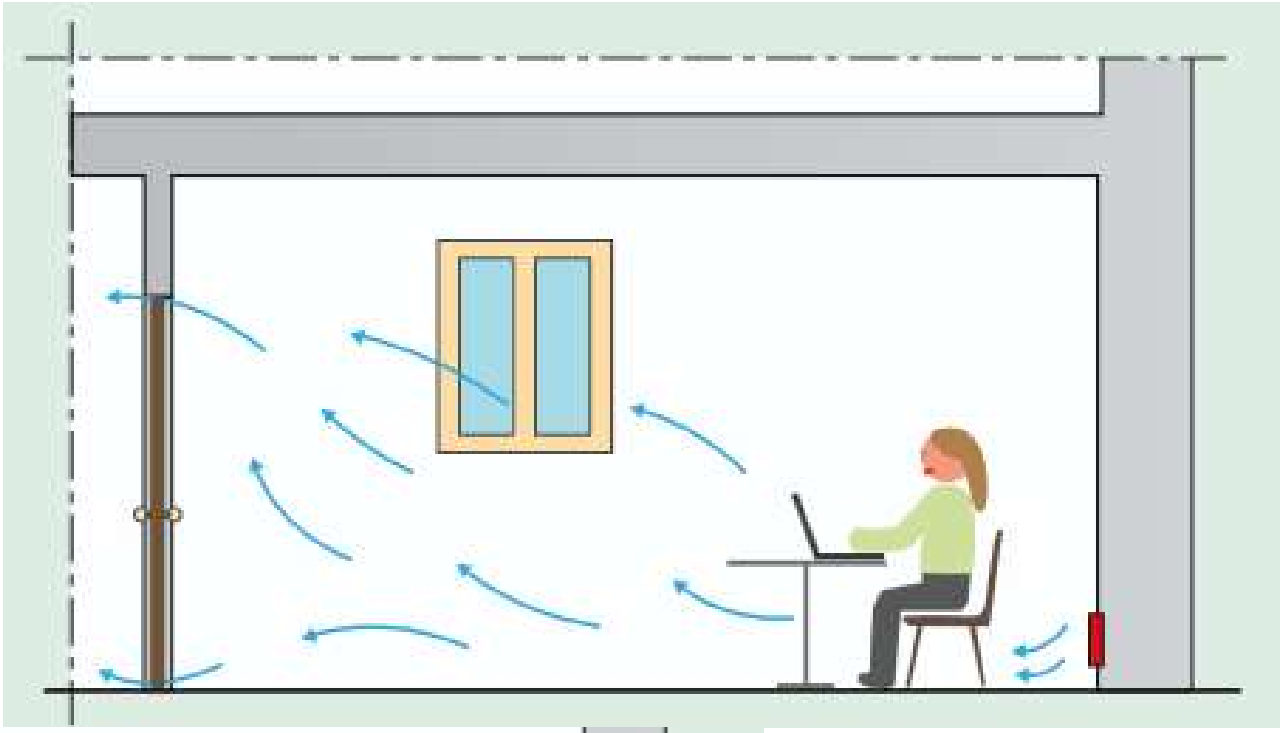
Posizione delle bocchette

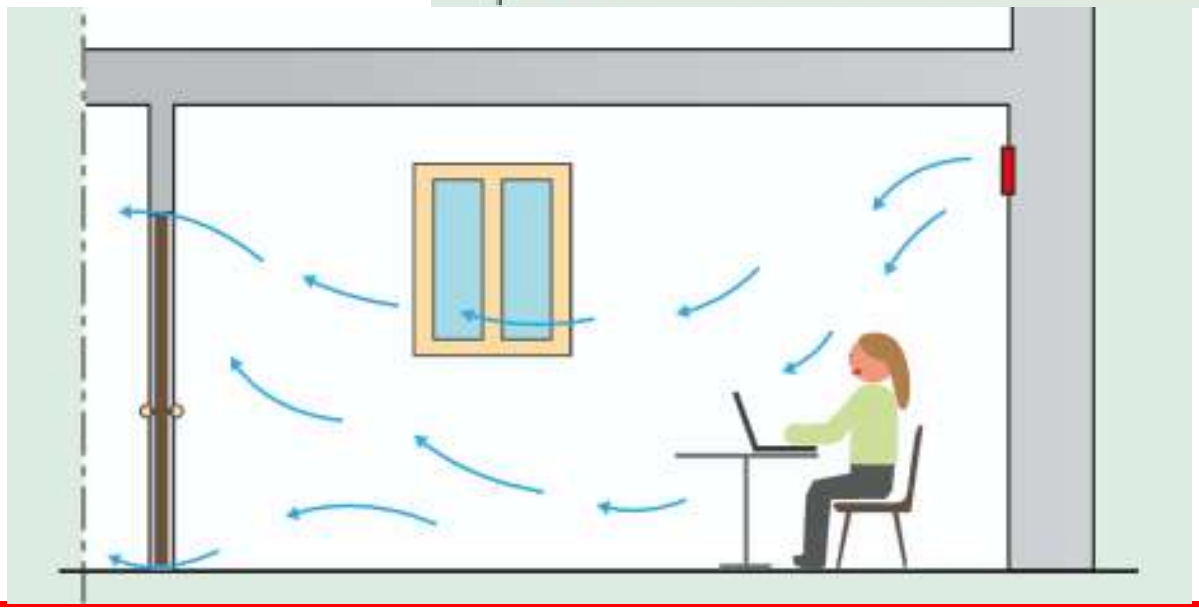




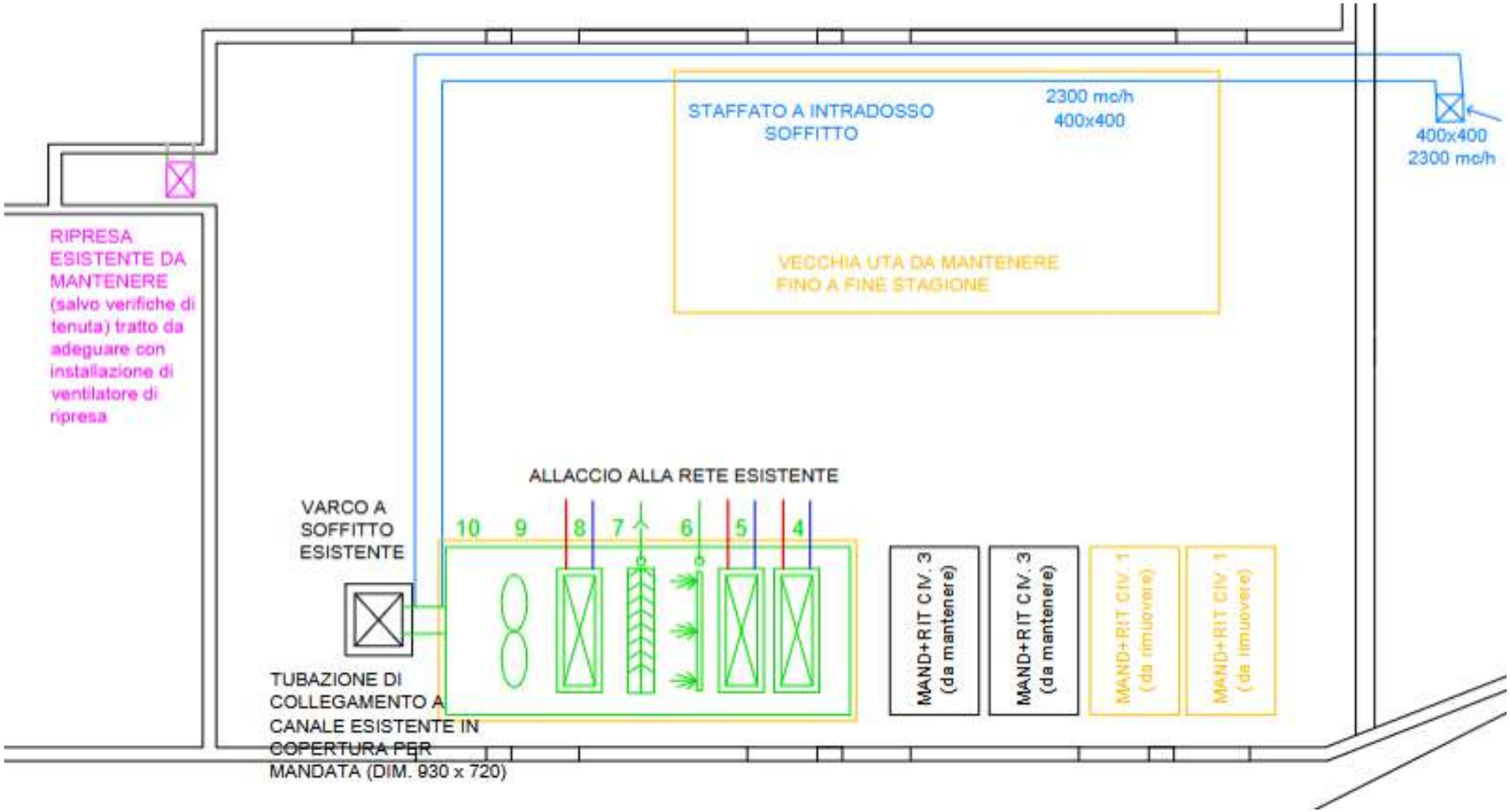
ATTENZIONE
Velocità ridotte non consentono un corretto lavaggio del locale

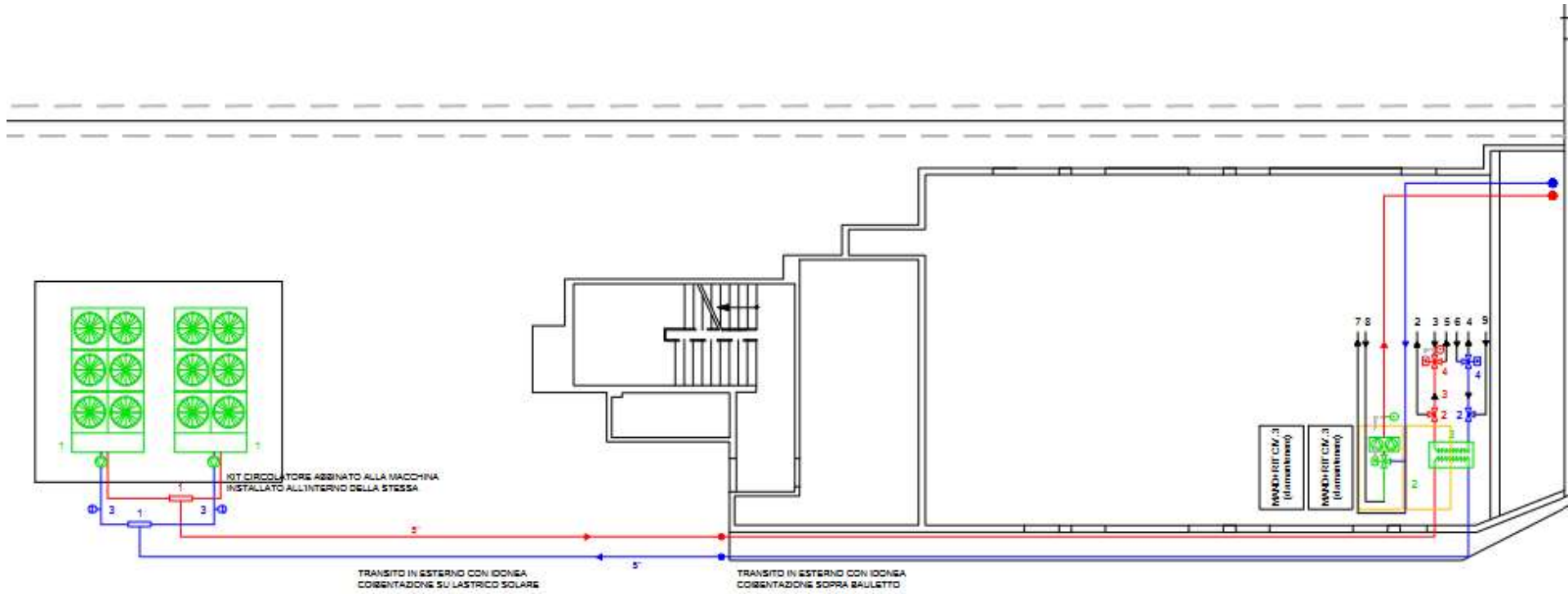
Portata aria [m³/h]	Altezza luce sotto porta [mm]			
	2	4	6	8
30	1,3	1,0	0,9	0,7
40	1,7	1,4	1,1	1,0
50	2,1	1,7	1,4	1,2
60	2,5	2,0	1,7	1,5
70	2,9	2,4	2,0	1,7
80	3,4	2,7	2,3	1,9
90	3,8	3,0	2,6	2,2
100	4,2	3,4	2,8	2,4
110	4,6	3,7	3,1	2,7
120	5,1	4,1	3,4	2,9



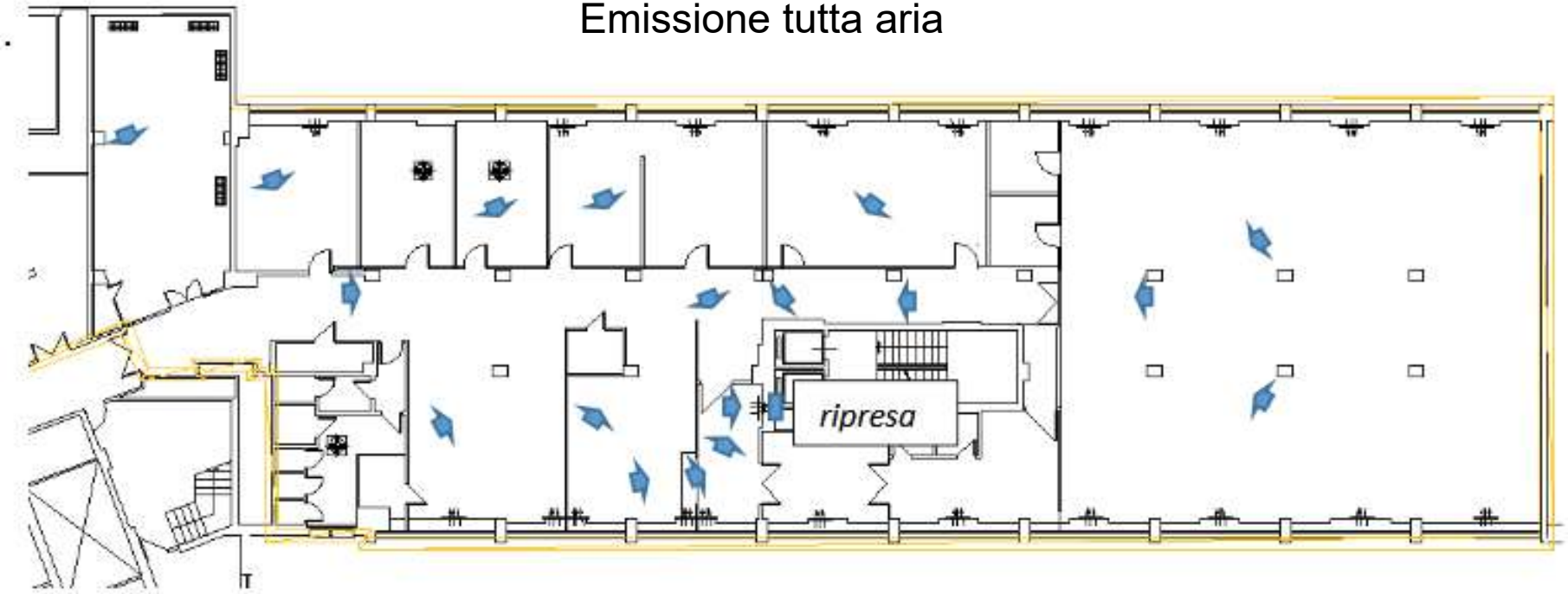


Esempio impianto misto aria-acqua




KIT CIRCOLATORE ABBINATO ALLA MACCHINA
INSTALLATO ALL'INTERNO DELLA STESSA
TRANSITO IN ESTERNO CON IDONEA
COIBENTAZIONE SU LASTRICO SOLARE
TRANSITO IN ESTERNO CON IDONEA
COIBENTAZIONE SOPRA BALLETTO

Emissione tutta aria











Emissione mista aria + acqua
Aria = latente + parte sensibile
Acqua = sensibile



GRAZIE PER

L'ATTENZIONE