

POLITECNICO DI TORINO
ESAMI DI STATO PER L'ABILITAZIONE ALLA PROFESSIONE DI
INGEGNERE
Seconda sessione – ANNO 2008
Settore INDUSTRIALE - Classe 33/S Ingegneria Energetica e nucleare
Terza prova (prova pratica del 9-1-2009)

Una utenza residenziale sia caratterizzata da un consorzio di cinque condomini per un totale di 100 unità abitative. Ogni unità abitativa sia caratterizzata, in media, da una volumetria pari a 350 m^3 . Per il soddisfacimento dei fabbisogni termici di riscaldamento si intende allacciare il consorzio alla rete di teleriscaldamento nella quale fluisce dell'acqua calda in mandata alla temperatura di $120 \text{ }^\circ\text{C}$ ed in ritorno alla temperatura massima di $60 \text{ }^\circ\text{C}$. La rete è esercita in modo da garantire una pressione differenziale massima tra ramo di mandata e ritorno pari a 4 bar.

E' richiesta la progettazione della sottostazione di fornitura dell'energia termica ed in particolare dello scambiatore di calore (fig. 1).

Questa sia costituita da scambiatori di calore compatti a piastre.

Il carico termico volumetrico di progetto per le diverse unità abitative è stimato in 25 W/m^3 . L'impianto di riscaldamento dei singoli appartamenti sia realizzato in modo tale da alimentare i corpi scaldanti (radiatori) alla temperatura massima di $55 \text{ }^\circ\text{C}$ e il ritorno sia previsto alla temperatura media di $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Sul lato secondario siano previste delle pompe di circolazione in grado di soddisfare i fabbisogni dei cinque condomini con una prevalenza massima sul lato secondario di circa 2 bar. La pressione assoluta media di esercizio lato primario sia pari a 8 bar mentre quella lato secondario sia pari 4 bar.

Le piastre siano realizzate in acciaio inossidabile con conducibilità termica pari a $15 \text{ W/(m}^\circ\text{K)}$, spessore 0.5 mm, angolo di chevron $\alpha=100^\circ$. La resistenza di fouling lato rete di teleriscaldamento sia pari a $R_1= 10^{-6} \text{ (m}^2\text{*K)/W}$ mentre la resistenza di fouling lato secondario sia pari a: $R_2= 10^{-5} \text{ (m}^2\text{*K)/W}$. E' possibile scegliere tra i modelli riportati in tabella A.3. Eventuali dati mancanti sceglierli in modo opportuno motivandoli. Per le proprietà del fluido interpolare rispetto alla temperatura.

Dimensionare la sottostazione valutando in particolare:

- a) la potenza nominale di progetto della sottostazione;
- b) le portate lato primario e secondario che soddisfano i fabbisogni dell'utenza;
- c) il numero delle unità di trasferimento NTU necessarie per soddisfare l'utenza;
- d) l'efficienza della sottostazione;
- e) le dimensioni delle piastre e loro numero;
- f) i coefficienti di scambio termico liminari lato caldo e freddo ed il coefficiente di scambio termico globale sulla base delle scelte effettuate nel punto e;
- g) le perdite di carico lato primario e secondario riferite alle singole piastre;
- h) le perdite di carico tra i collettori di ingresso ed uscita sia lato primario che secondario indicando il tipo di singolarità considerata;
- i) l'influenza dell'angolo di chevron $\alpha=\pi -2*\beta$ (fig. 2) sul coefficiente di scambio termico e sul coefficiente d'attrito;
- j) le considerazioni che portano a dimensionare i tiranti e le piastre di serraggio;
- k) discutere le caratteristiche delle valvole di regolazione della portata da inserire sul lato primario e secondario in modo da poter gestire l'impianto in un intervallo di potenza compreso tra il 40 % e il 110% della potenza di progetto.

- 1) Uno o più schemi atti a caratterizzare il lay-out della sottostazione e l'insieme dei componenti necessari per il corretto funzionamento fornire una breve descrizione dei componenti presenti.

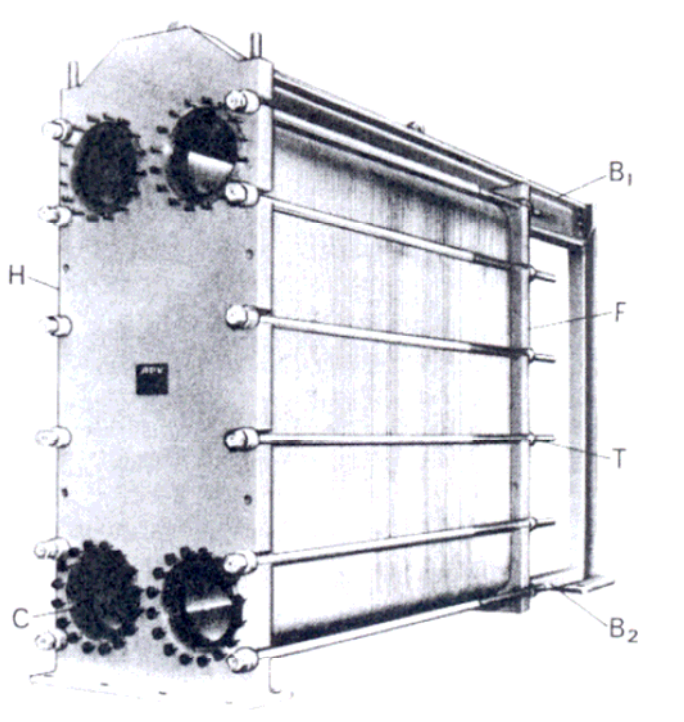


Fig. 1 Schema dello scambiatore di calore da progettare.

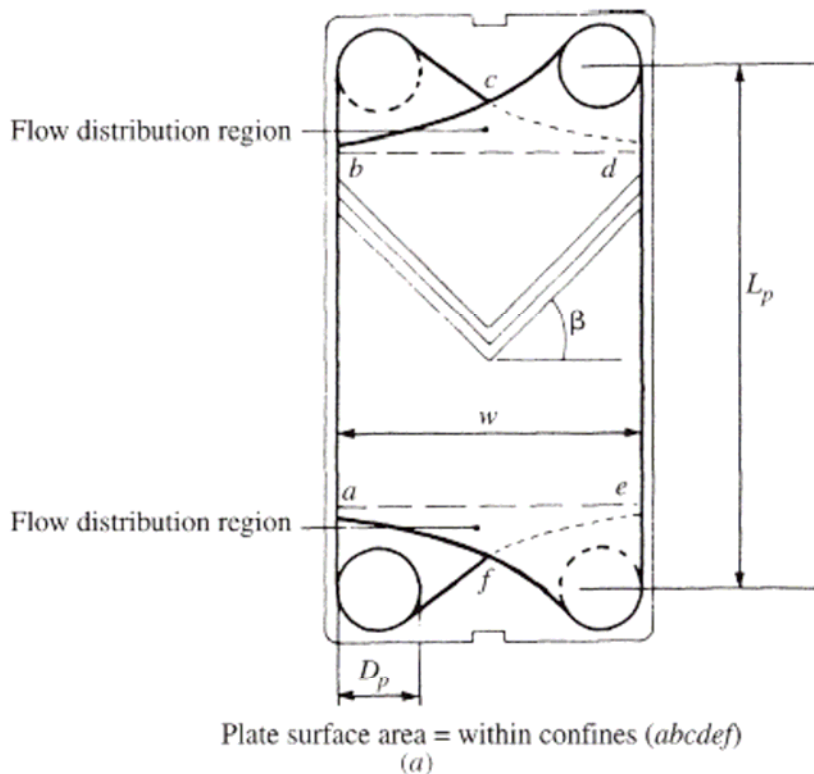


Figura 2. Elementi caratteristici di una piastra.

Allegati

A1. Proprietà di riferimento termodinamiche e di trasporto per l'acqua:

Temperature	Pressure	Density	Enthalpy	Cp	Therm. Cond.	Viscosity
(°C)	(bar)	(kg/m ³)	(kJ/kg)	(kJ/kg-K)	(mW/m-K)	(μPa-s)
10.000	4.0000	999.85	42.410	4.1940	580.19	1305.5
20.000	4.0000	998.34	84.288	4.1831	598.60	1001.5
30.000	4.0000	995.78	126.09	4.1790	615.64	797.32
40.000	4.0000	992.35	167.88	4.1787	630.76	653.00
50.000	4.0000	988.17	209.68	4.1807	643.73	546.90
60.000	4.0000	983.33	251.50	4.1843	654.53	466.46
70.000	4.0000	977.90	293.37	4.1894	663.27	403.97
80.000	4.0000	971.92	335.29	4.1961	670.17	354.43
90.000	4.0000	965.45	377.29	4.2045	675.43	314.49
100.00	4.0000	958.49	419.39	4.2150	679.26	281.82
110.00	4.0000	951.07	461.60	4.2277	681.84	254.77
120.00	4.0000	943.21	503.95	4.2430	683.31	232.10
130.00	4.0000	934.90	546.47	4.2611	683.78	212.93
140.00	4.0000	926.16	589.19	4.2825	683.32	196.55
143.61	4.0000	922.89	604.65	4.2910	682.94	191.22
143.61	4.0000	2.1627	2738.1	2.3396	30.656	13.771
150.00	4.0000	2.1237	2752.8	2.2747	31.005	14.031

A2. Proprietà di riferimento termodinamiche e di trasporto per l'acqua:

Temperature	Pressure	Density	Enthalpy	Cp	Therm. Cond.	Viscosity
(°C)	(bar)	(kg/m ³)	(kJ/kg)	(kJ/kg-K)	(mW/m-K)	(μPa-s)
10.000	8.0000	1000.0	42.800	4.1925	580.39	1305.1
20.000	8.0000	998.53	84.665	4.1819	598.78	1001.3
30.000	8.0000	995.96	126.46	4.1779	615.82	797.28
40.000	8.0000	992.52	168.24	4.1777	630.94	653.03
50.000	8.0000	988.34	210.02	4.1797	643.92	546.97
60.000	8.0000	983.50	251.84	4.1834	654.72	466.55
70.000	8.0000	978.07	293.69	4.1885	663.47	404.07
80.000	8.0000	972.10	335.61	4.1952	670.37	354.53
90.000	8.0000	965.63	377.60	4.2036	675.64	314.59
100.00	8.0000	958.68	419.69	4.2141	679.47	281.93
110.00	8.0000	951.27	461.89	4.2267	682.06	254.87
120.00	8.0000	943.41	504.23	4.2420	683.54	232.21
130.00	8.0000	935.11	546.74	4.2600	684.03	213.03
140.00	8.0000	926.37	589.45	4.2813	683.58	196.65
150.00	8.0000	917.19	632.38	4.3060	682.26	182.54

A.3 Dati di riferimento per le piastre

TELAIO	Acciaio al carbonio verniciato		
PIASTRE	Acciaio inox AISI 304 o AISI 316		
GUARNIZIONI	FKM (Viton),		
BOCCHELLI	Acciaio saldato,		
PRESSIONE NOMINALE	PN-16		
Portata massima con acqua	150 m ³ /h		
Numero massimo di piastre assemblabili	403		
Modello	Modello 1	Modello-2	
A mm	468	468	
B mm	230	230	
C mm	1091	1745	
D mm	720	1364	
F mm	n.ro-piastre *3,10	n.ro piastre*3,10	
G	DN-65 o DN 100	DN 65 o DN-100	
H mm	200	200	
S1/S2 mm/mm	40/35	40/35	
Superfici unitaria (m²)	0.22	0.48	
Volume canale dm³	0.58	1.1	
Peso-piastra kg	1.35	2.4	
Spessore piastra mm	0.5	0.5	
Peso telaio kg	365	550	
tiranti	10 M-24	16 -M24	

DIMENSIONI - INGOMBRI

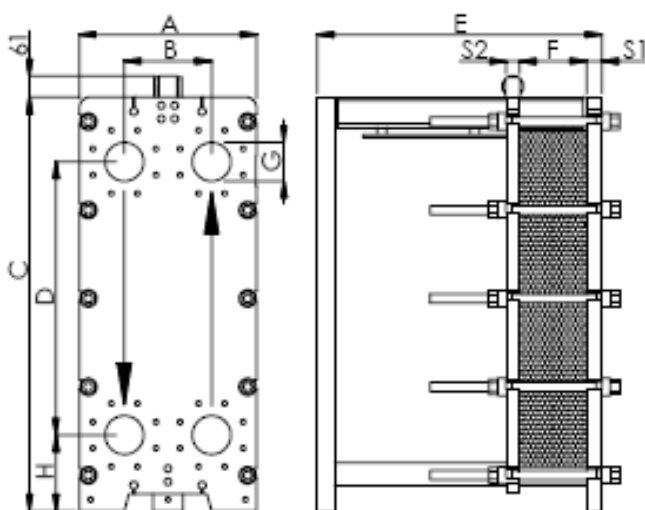


Fig.3 Dimensioni ed ingombri per lo scambiatore in progetto

- *Diametro idraulico equivalente medio*: è definito dal rapporto tra quattro volte il volume compreso tra le piastre e la superficie bagnata tra le piastre.
- *Velocità media del fluido nel canale*: compresa tra 0.1 ed 1 m/s
- *Spessore medio del canale b*: compreso tra 2 mm e 4 mm.
- *Larghezza nominale del canale (fig.3)* : $w=B+G + 15$ (mm)

- Lunghezza nominale del canale $L_p=D$ (fig. 2)
- Superficie nominale della singola piastra $A_I=w*L_p$ (fig. 2) da utilizzare nella definizione del numero di unità di trasferimento

Tubazioni in acciaio: Diametri nominali, diametri esterno, interno

DN	D_esterno mm	D_interno mm
65	76	69
100	114	106

Correlazioni di scambio termico per il numero di Nusselt

Regime turbolento ($Re > 1000$)

$$Nu = 0.2 Re^{0.67} Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.1}$$

Regime laminare ($Re < 10$)

$$Nu = 1.68 \left(Re Pr \frac{D_e}{L} \right)^{0.4} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.1}$$

L lunghezza della piastra

D_e diametro idraulico equivalente del canale.

Per la regione di transizione vedi figure.

L'effetto dell'angolo di chevron β sul numero di Nusselt è rappresentato in figura.

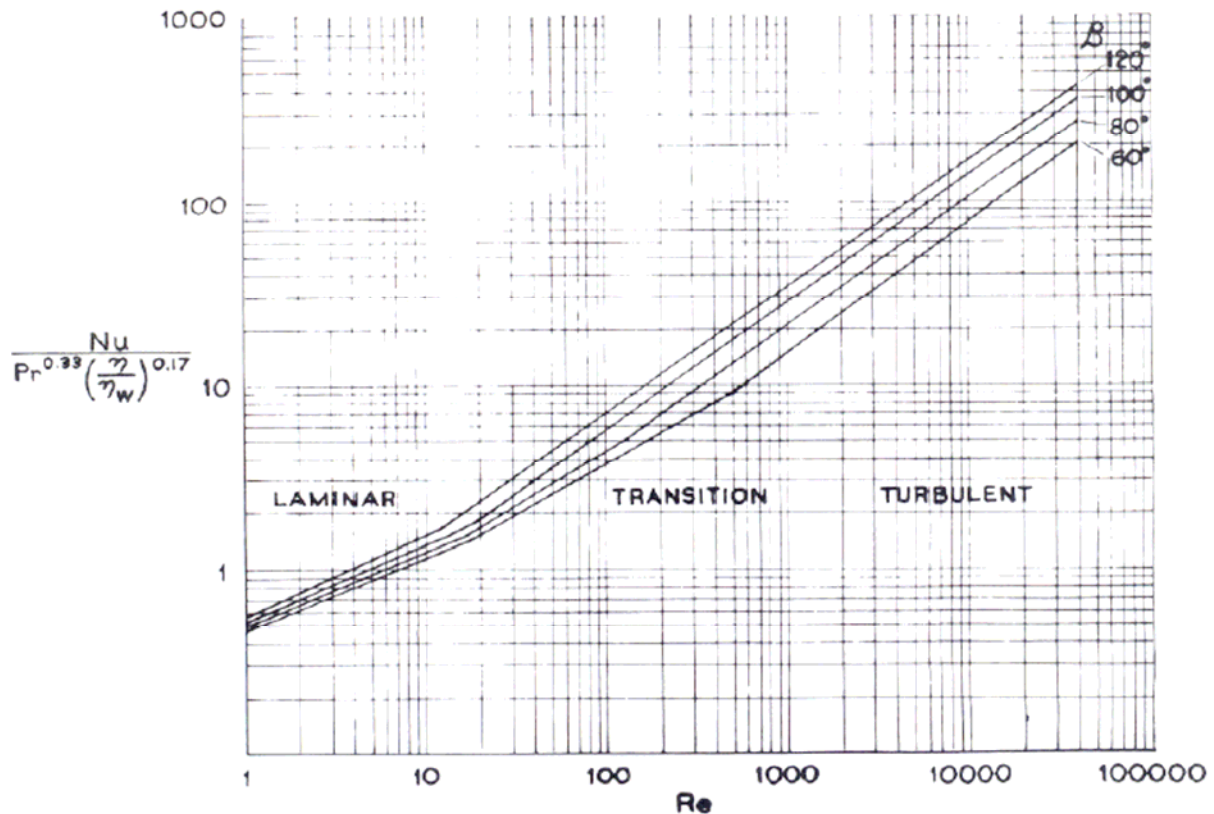


Figure 3 Heat transfer characteristics of a chevron-trough plate heat exchanger.

Perdite di carico

$$\Delta p = 2fL_p N_p \frac{G^2}{\rho D_e}$$

dove la lunghezza L_p è il rapporto tra la superficie della piastra e la larghezza mentre N_p è il numero dei passi. N_p è pari ad 1 per piastre alimentante in parallelo mentre G è la portata specifica in $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$.

Il coefficiente d'attrito di Fanning f è valutabile con le seguenti correlazioni

Per il turbolento:

$$f = 1.17 \text{Re}^{-0.27}$$

Per il laminare

$$f = 32 / \text{Re}$$

L'effetto dell'angolo di chevron β sul coefficiente d'attrito è rappresentato in figura

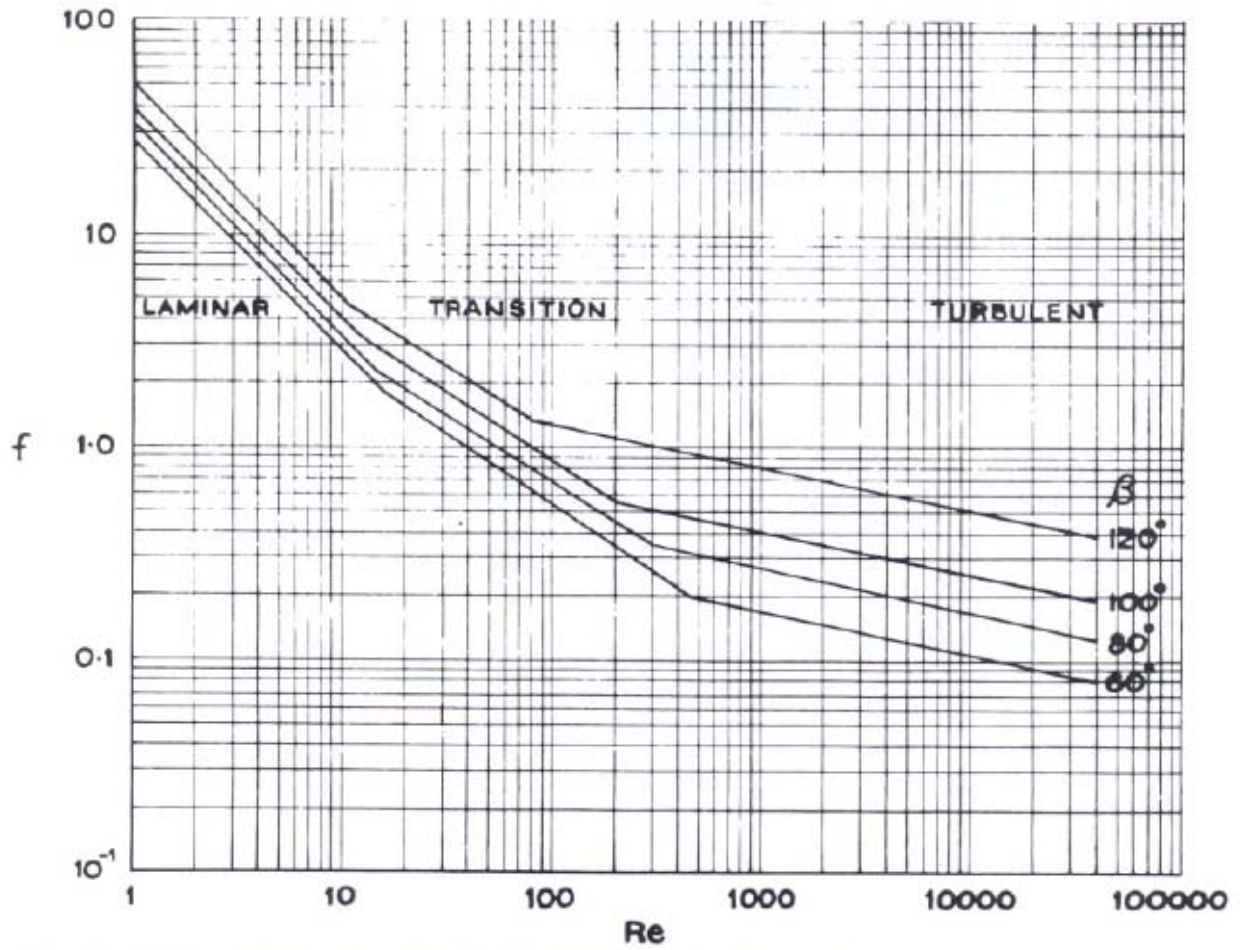


Figure 2 Friction factor characteristics of a chevron-trough plate heat exchanger.

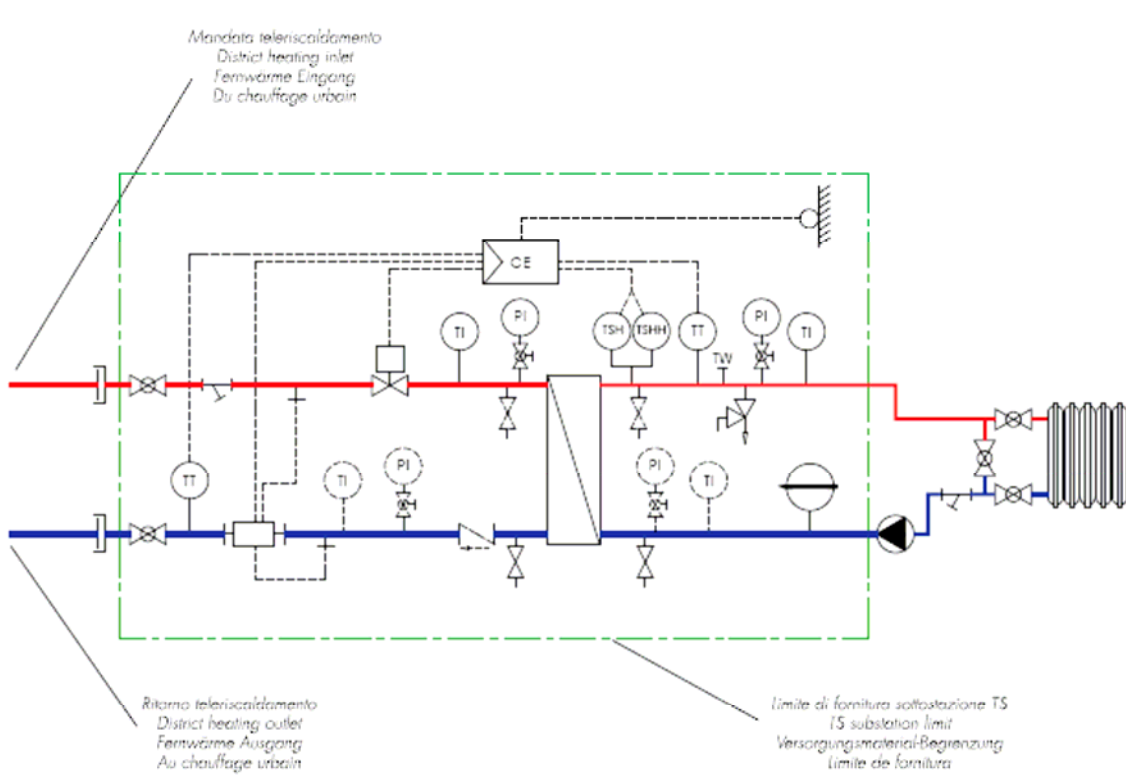


Figura. Esempio di schema di riferimento per la sottostazione