



Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

Esame di Sistemi Multifase

Analisi di un HPHE in una centrale HVAC.

Autore

Recchia Andrea

Docenti

Prof. Sauro Filippeschi
Prof. Paolo Di Marco

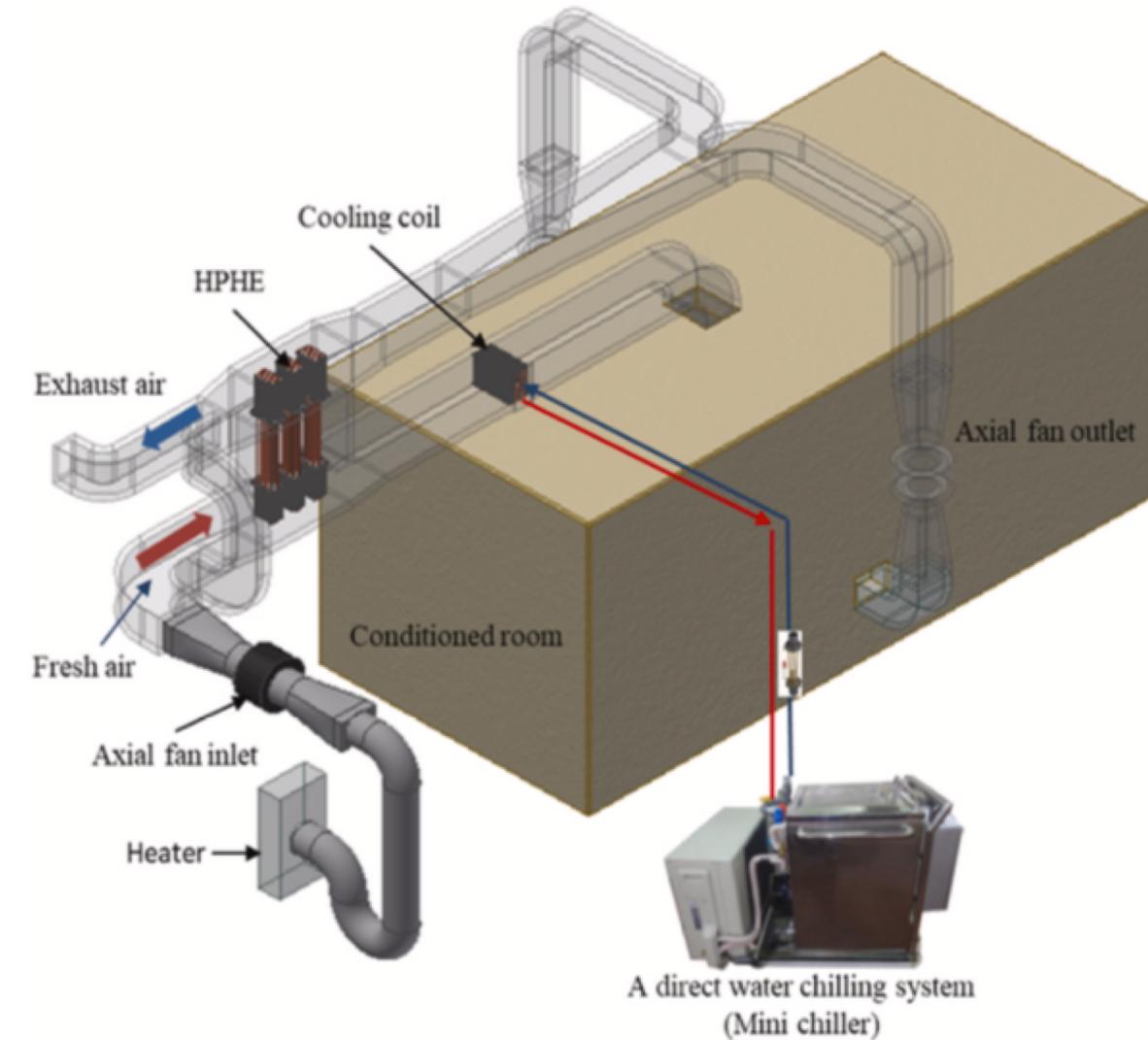
Caso studio:

Analisi dell'implementazione di un HPHE in un sistema HVAC per diminuire l'energia da dover utilizzare con sistemi ausiliari (chiller) per raffreddare il flusso di aria che deve essere immesso in una stanza ospedaliera adibita al ricovero di persone affette da malattie infettive.

Obiettivi

- Dimensionamento di un singolo tubo di calore
- Verifica delle prestazioni del tubo di calore

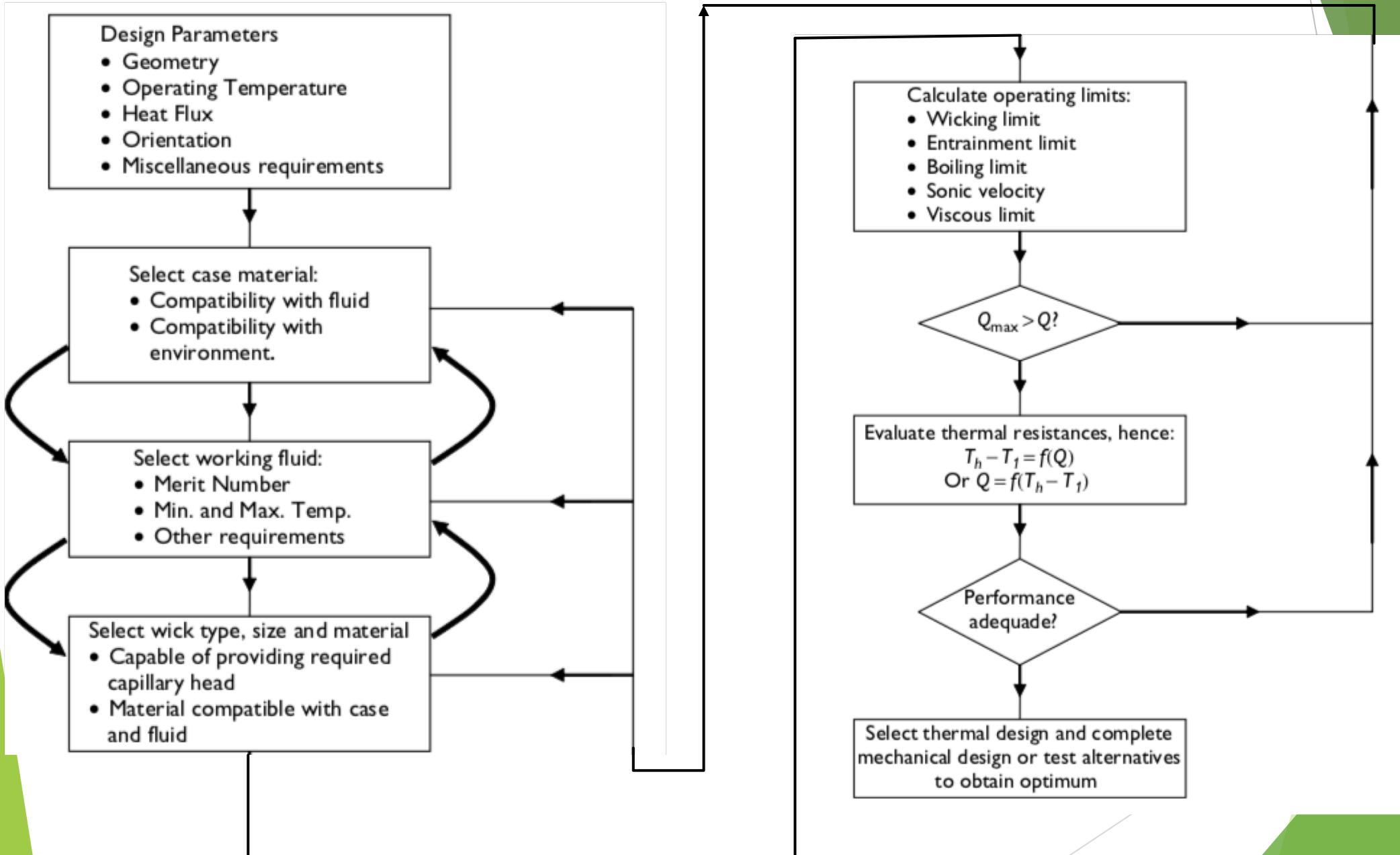
Schema impiantistico



Vincoli di funzionamento

- L'aria in ingresso deve essere preriscaldata fino a 45°C, per poi essere raffreddata
- La stanza ospedaliere deve avere una temperatura costante pari a 24°C
- L'aria prelevata dalla stanza deve essere maggiore almeno del 10% dell'aria in entrata, per garantire una pressione negativa al suo interno.
- L'aria immessa deve essere tale da permettere un tasso di ricambio di 12

Procedura di dimensionamento

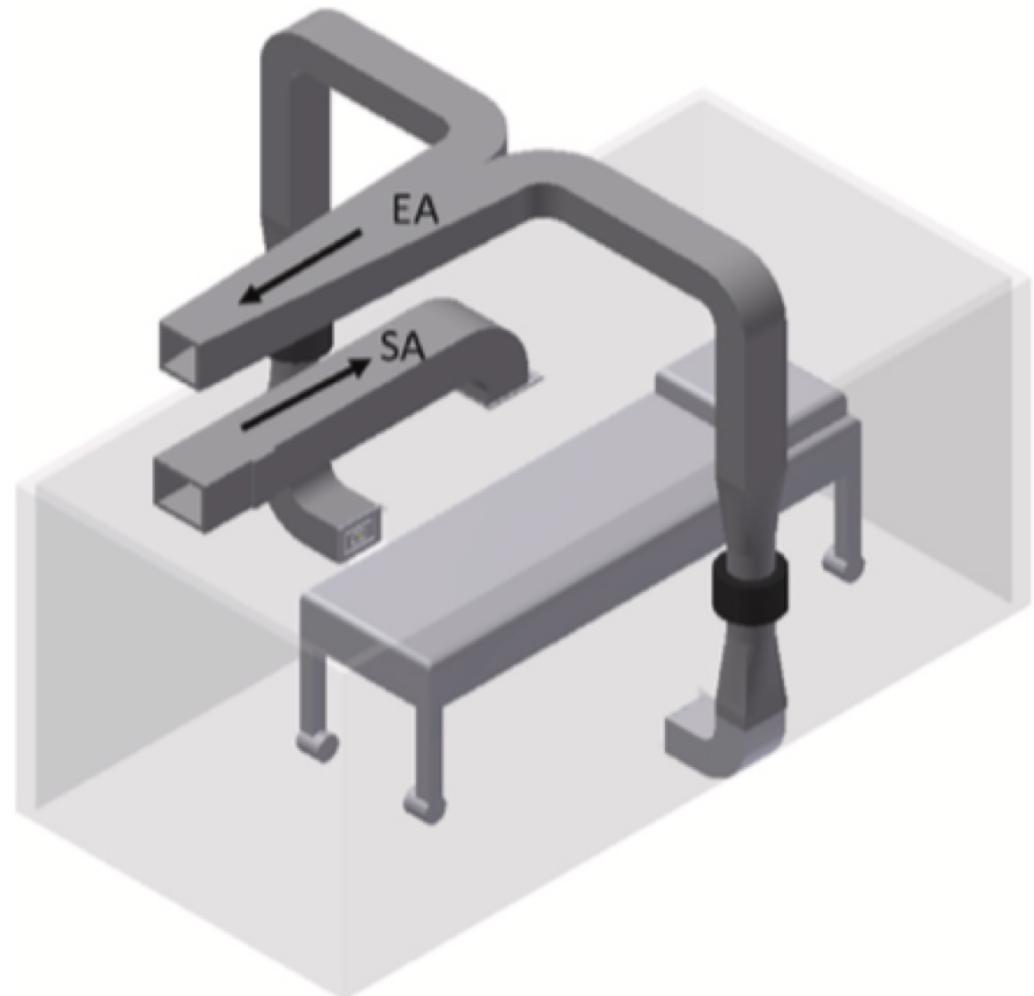


Definizione dati di progetto

- Portata aria di immissione = 205 m³/h
- Portata aria estratta = 342 m³/h
- $T_{in,cond} = 24 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- $T_{in,evap} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Velocità aria condensatore = 2,5 m/s
- Velocità aria evaporatore = 1,5 m/s

Per raffrescare completamente l'aria di ingresso sono necessari 1510 W , si vuole risparmiare almeno il 50% di tale potenza, quindi 754 W

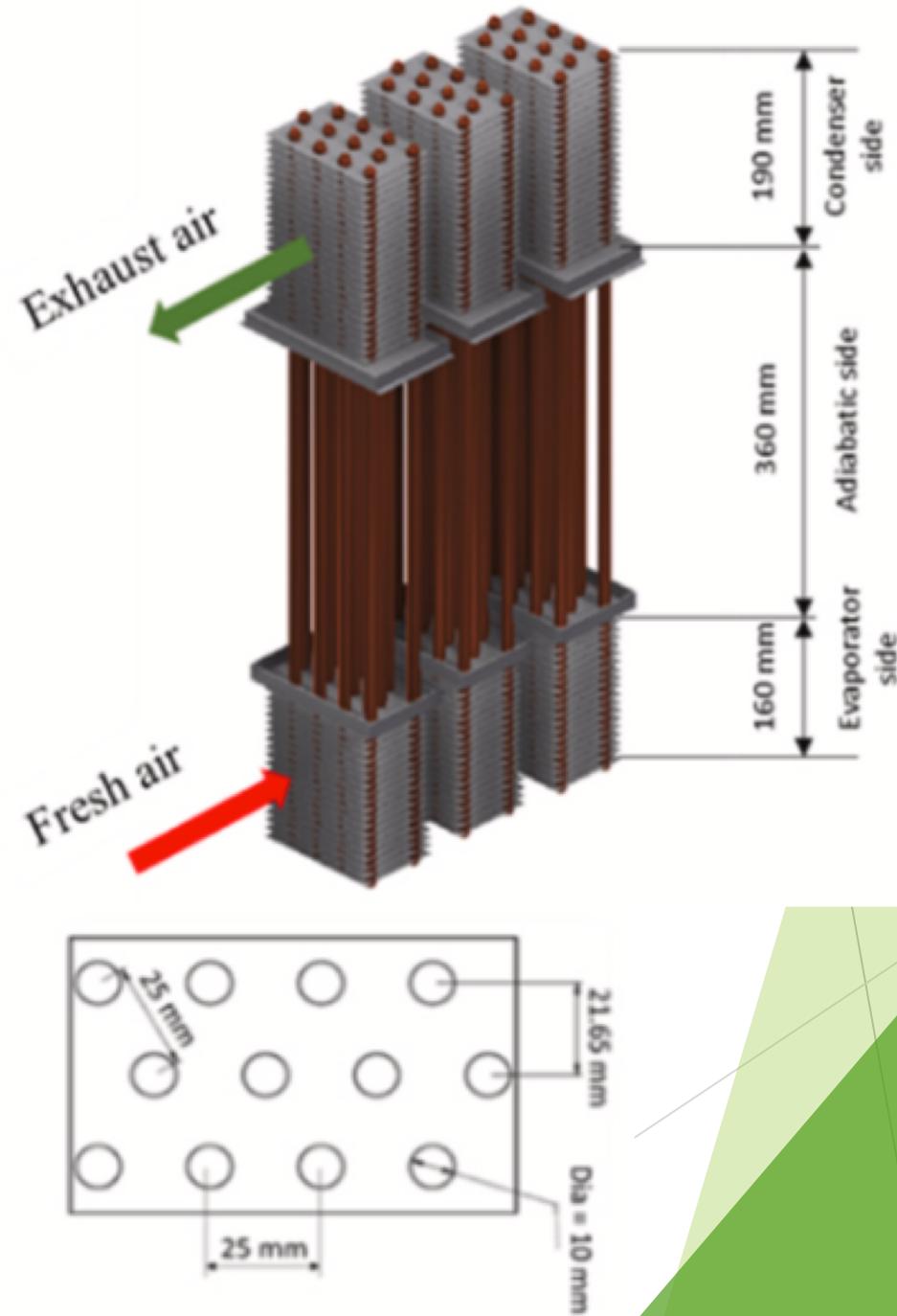
- Numero di tubi di calore totali 36
- Potenza richiesta 21 W



Definizione dati di progetto

Parametri geometrici

- Lunghezza condensatore = 190 mm
- Lunghezza evaporatore = 160 mm
- Lunghezza tratto adiabatico = 360 mm
- Diametro esterno tubi = 10 mm
- Disposizione verticale a favore di gravità
- 36 tubi di calore complessivi 4x9 schiere
- Larghezza piastra = 43 mm
- Lunghezza piastra = 75 mm
- Spessore = 0,105 mm
- Distanziamento piastra = 2 mm



Scelta dei materiali e del fluido operativo

Case : Rame

- Spessore 0,05 mm
- $K_{\text{rame}} = 386 \text{ W/mK}$

Wick : Struttura omogenea di rame sinterizzato

- Altezza capillare = 156,8 cm
- Raggio dei pori = 0,0009 cm
- Permeabilità $1,74 * 10^{-12} \text{ m}^2$
- Porosità = 52%

Table 3.5 Compatibility data (Low-temperature working fluids)

Wick material	Working fluids					
	Water	Acetone	Ammonia	Methanol	Dow-A	Dow-E
Copper	RU	RU	NU	RU	RU	RU
Aluminium	GNC	RL	RU	NR	UK	NR
Stainless steel	GNT	PC	RU	GNT	RU	RU
Nickel	PC	PC	RU	RL	RU	RL
Refrasil fibre	RU	RU	RU	RU	RU	RU

RU, recommended by past successful usage; RL, recommended by literature; PC, probably compatible; NR, not recommended; UK, unknown; GNC, generation of gas at all temperatures; GNT, generation of gas at elevated temperatures, when oxide present.

Table 3.1 Heat pipe working fluids

- Fluido operativo = Acqua
Risulta compatibile con il rame
Risulta compatibile con le temperature operative
Scelta dovuta anche a motivi di sicurezza
 - Si utilizzerà un filling ratio del 50%
- $$f = \frac{V_{\text{water}}}{V_{\text{tot}}} \rightarrow V_{\text{water}} = 28 \text{ ml}$$
- Numeri di merito di alcuni fluidi a 25°C
- $M(\text{acqua})=1,9*10^{14}$
- $M(\text{acetone})=4,9*10^{13}$
- $M(\text{metanolo})=3,7*10^{10}$

Medium	Melting point (°C)	Boiling point at atmos. press. (°C)	Useful range (°C)
Helium	-271	-261	-271 to -269
Nitrogen	-210	-196	-203 to -160
Ammonia	-78	-33	-60 to 100
Pentane	-130	28	-20 to 120
Acetone	-95	57	0 to 120
Methanol	-98	64	10 to 130
Flutec PP2 ¹	-50	76	10 to 160
Ethanol	-112	78	0 to 130
Heptane	-90	98	0 to 150
Water	0	100	30 to 200
Toluene	-95	110	50 to 200
Flutec PP9 ¹	-70	160	0 to 225
Thermex ²	12	257	150 to 350
Mercury	-39	361	250 to 650
Caesium	29	670	450 to 900
Potassium	62	774	500 to 1000
Sodium	98	892	600 to 1200
Lithium	179	1340	1000 to 1800
Silver	960	2212	1800 to 2300

Note: (The useful operating temperature range is indicative only.) Full properties of most of the above are given in Appendix 1.

¹ Included for cases where electrical insulation is a requirement.

² Also known as Dowtherm A, an eutectic mixture of diphenyl ether and diphenyl.

$$M_e = \frac{\rho_1 h_{fv} \sigma_1}{\mu_1}$$

Verifica dei limiti operativi

Pressione capillare

Ipotesi:

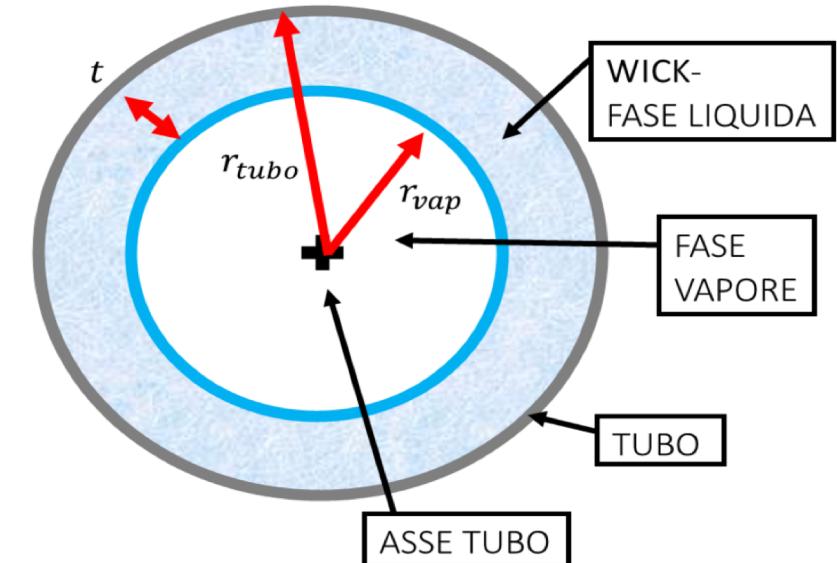
- $\Delta P_c^{ev} \gg \Delta P_c^{cond}$
- Caduta di pressione dovuta al vapore trascurabile.
- Proprietà calcolate a 24°C.

$$\Delta P_c^{eva} = \Delta P_l + \Delta P_v - \Delta P_g$$

$$\Delta P_g = \rho_l g L_{tot}$$

$$\Delta P_{c,Ev} = \frac{2\sigma_l \cos(\theta_E)}{r_p}$$

$$\Delta P_l = \frac{8\mu_l \dot{Q} l_{eff}}{\rho_l h_{fv} A_w \epsilon r_p^2} = \frac{cost}{A_w}$$



$$A_w = \pi(r_{tubo}^2 - r_{vap}^2)$$

$\Delta P_{c,ev}$ (Pa)	ΔP_g (Pa)	Cost (Pa/m ²)	A_w (mm ²)	R_{tubo} (mm)	R_{vap} (mm)	t_{wick} (mm)
16000	6944	0,794	34,6	5	3,7	1,3

A_{ext} (mm ²)	A_{int} (mm ²)	A_{wick} (mm ²)
78,5	43,9	34,6

Limite sonico

Proprietà calcolate a 24°C (densità e Tv minori).

La verifica è soddisfatta se la potenza data dal limite sonico risulta maggiore della potenza di progetto.

$$\dot{q}_{sonico} = \rho_v h_{fv} \sqrt{\frac{\gamma R T_v}{2(\gamma + 1)}}$$

$$\dot{q}_{assiale} = \frac{\dot{Q}_{min}}{A_{int}} = 0,5 \frac{W}{mm^2} < \dot{q}_{sonico} = 10,7 \frac{W}{mm^2}$$

Limite di entrainment

Proprietà calcolate a 24°C .

La verifica è soddisfatta se la potenza data dal limite di entrainment risulta maggiore della potenza assiale di progetto.

$$\dot{q}_{\text{entrainment}} = \sqrt{\frac{2\pi\rho_v h_{fv}^2 \sigma_l}{r_p}}$$

$$\dot{q}_{\text{assiale}} = \frac{\dot{Q}_{\min}}{A_{\text{int}}} = 0,5 \frac{\text{W}}{\text{mm}^2} < \dot{q}_{\text{entrainment}} = 81,4 \frac{\text{W}}{\text{mm}^2}$$

Limite di boiling

Proprietà calcolate a 55°C.

La verifica è soddisfatta se la potenza data dal limite di boiling risulta maggiore della potenza di progetto.

$$\dot{q}_{boiling} = \frac{\pi}{24} \rho_g^{\frac{1}{2}} h_{fg} [\sigma g (\rho_l - \rho_g)]^{\frac{1}{4}}$$

$$\dot{q}_{radiale,evap} = \frac{\dot{Q}_{min}}{2\pi L_{ev} r_{ext}}$$

$$\Delta T_{SH} = \frac{3,06 \sigma_l T_{sat}}{\rho_v h_{fv} \delta}$$

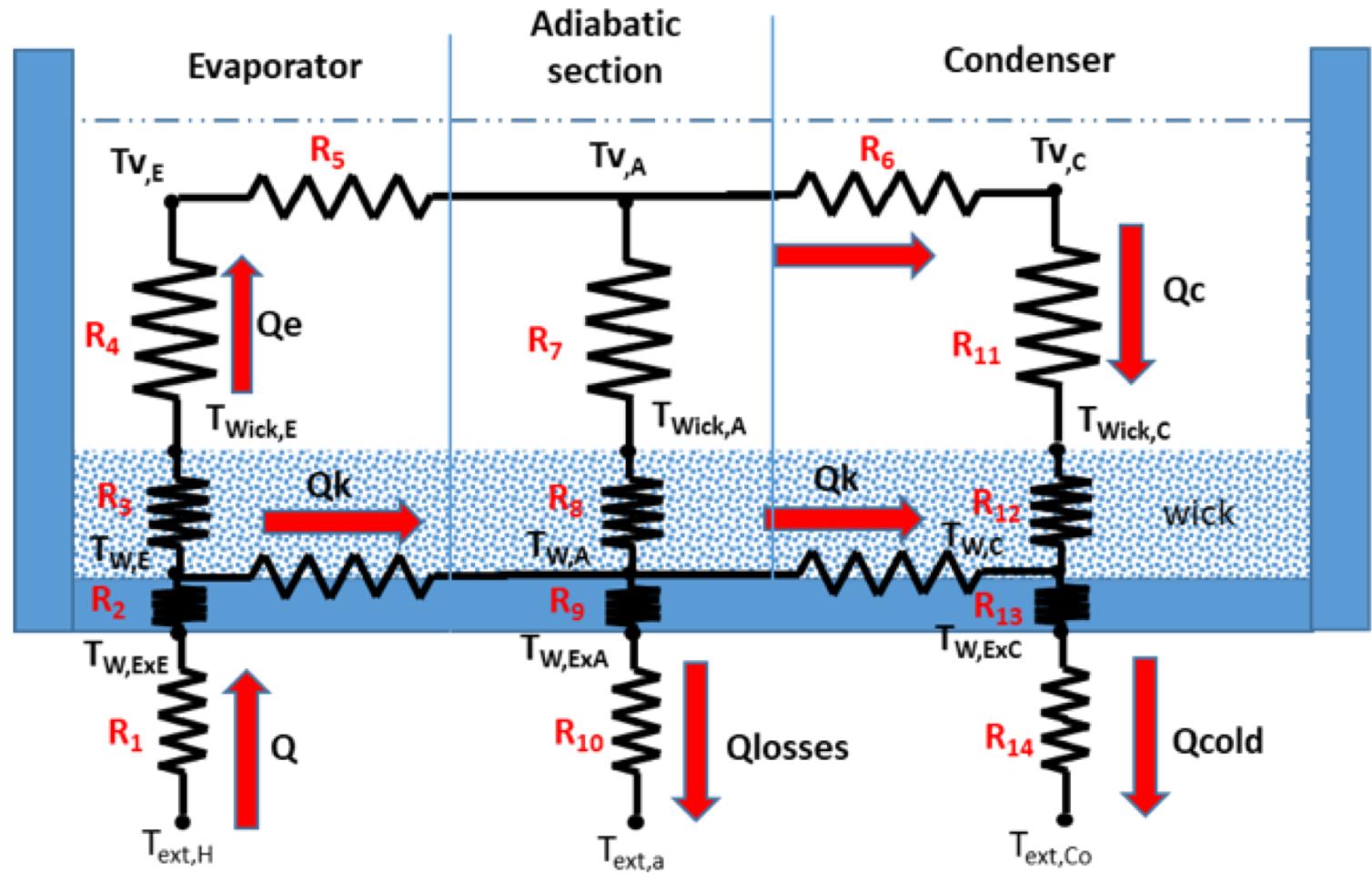
$\dot{q}_{boiling}$ (W/mm ²)	$\dot{q}_{radiale,evap}$ (W/mm ²)	ΔT_{SH} (°C)
0,387	0,0042	17,7

Prestazioni di scambio termico

Calcolo delle resistenze

Per il calcolo delle prestazioni di scambio termico sono state prese in considerazione le resistenze

- R1 ; R14 Resistenze dovute allo scambio termico convettivo dovuto alla ventilazione nei condotti.
- R3 ; R8 ; R12 Resistenze dovute allo strato di wick saturo di liquido nei tratti di evaporatore , adiabatico, condensatore.



$$R_{tot} = R_{conv}^{evap} + R_{wick}^{ev} + R_{wick}^{ad} + R_{wick}^{cond} + R_{conv}^{cond}$$

Prestazioni di scambio termico

Calcolo delle resistenze nel wick

Correlazione di Gorring & Churchill

$$k_{wick} = k_s \frac{\left[2 + \frac{k_l}{k_s} - 2\epsilon \left(1 - \frac{k_l}{k_s}\right)\right]}{\left[2 + \frac{k_l}{k_s} - \epsilon \left(1 - \frac{k_l}{k_s}\right)\right]}$$

$$R_{wick} = \frac{\ln(\frac{r_{tubo}}{r_{vap}})}{2\pi k_{wick} l_{ev;cond;ad}}$$

	Ks (W/mK)	ϵ	KI (W/mK)	Kw (W/mK)	Rw (k/W)
Evaporatore	386	0,52	0,6	251	0,0012
Condensatore	386	0,52	0,6	251	0,0001
Adiabatico	386	0,52	0,6	251	0,0005

Calcolo resistenze convettive

È stato necessario calcolare i coefficienti di scambio termico convettivi, sono state utilizzate le seguenti correlazioni

$$Nu = 0,26Re^{0,8}Pr^{0,4}$$

$Re = \frac{\rho_{air}v_{air}t}{\mu_{air}}$ con t si intende la distanza tra le piastre

$$Pr = \frac{C_p \mu_{air}}{k_{air}} \quad h = \frac{Nu k_{air}}{t} \quad R_{conv} = \frac{1}{2\pi L r_{ext} h_{conv}}$$

	t (mm)	V (m/s)	Pr	Re	Nu	h (W/m ² K)	R _{conv} (K/W)
Evaporatore	2	1,5	0,76	205	16,4	197	1,01
Condensatore	2	2,5	0,76	341	24,7	297	0,56

In conclusione...

$$R_{tot} = R_{conv}^{evap} + R_{wick}^{ev} + R_{wick}^{ad} + R_{wick}^{cond} + R_{conv}^{cond} = 1,58 \frac{K}{W}$$

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{tot}}$$

Considerando un dato di progetto pari a $\Delta T = 10 \rightarrow \dot{Q} = 6,3 W$ per ogni HP

Complessivamente verrebbero scambiati 227 W , cioè circa il 30% della quantità inizialmente prefissata.

Sono stati trascurati però gli effetti delle piastre di scambio nella batteria, che aumenterebbero la potenza complessivamente scambiata

Scambiatore a piastre

	Portata (kg/s)	Capacità termica (W/K)	T _{IN}	Area piastra (m ²)	N piastre	Area di scambio totale (m ²)	U (W/m ² K)
Evaporatore	0,057	70,11	45	0,0032	77	0,25	98,6
Condensatore	0,095	117,07	24	0,0032	91	0,3	148,4

$$\phi = \frac{UA}{ua}$$

$$N = \frac{ua}{g}$$

$$\rho = \frac{g}{G}$$

$$\Omega = 1 - e^{-\rho\phi N}$$

$$\omega = 1 - e^{-N}$$

$$\epsilon = \frac{\Omega\omega}{\Omega + \rho\omega}$$

$$T^* = \frac{G \Omega T_i + g\omega t_i}{G\Omega + g\omega}$$

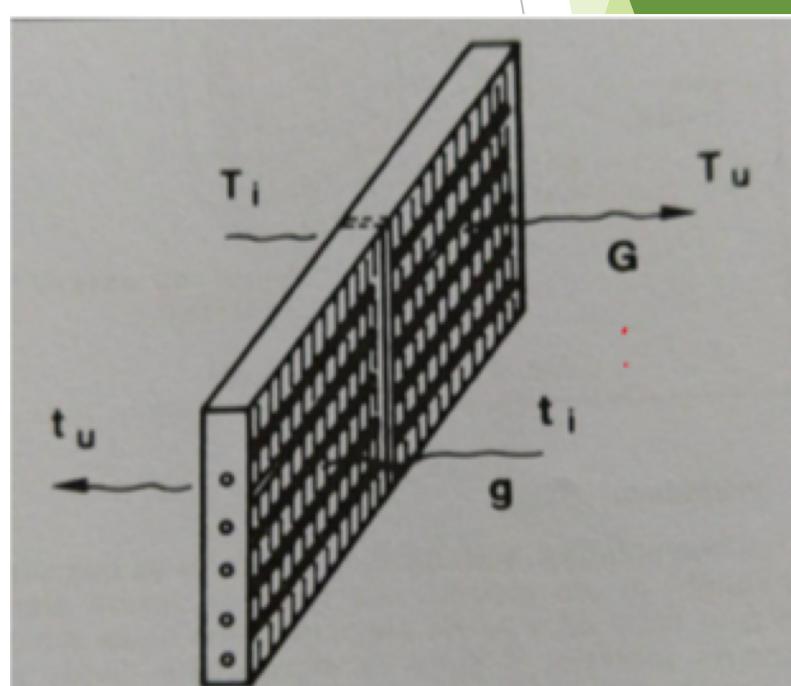
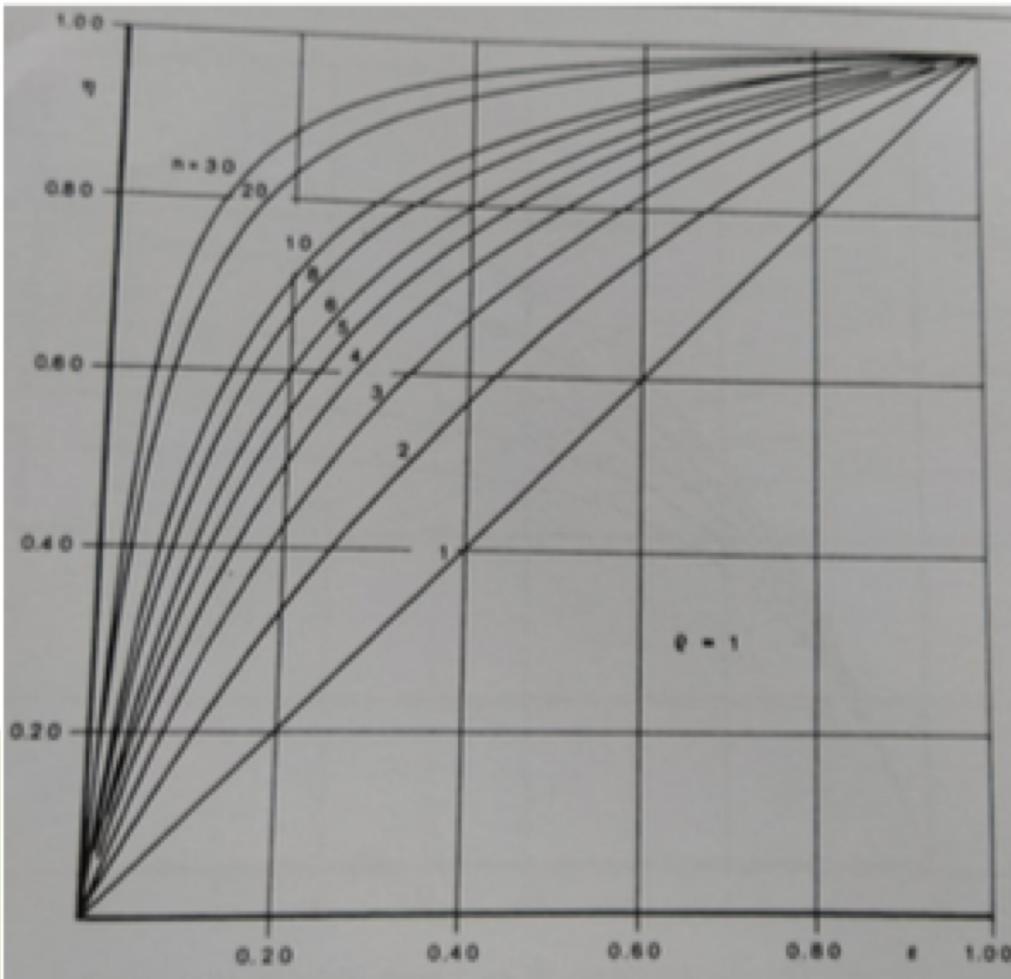


Fig. 5 - Rango singolo dello scambiatore.

N	ρ	ϕ	Ω	ω	ϵ	η	T_{media} (°C)	$T_{out,ev}$ (°C)	$T_{out,cond}$ (°C)
0,38	0,6	0,56	0,29	0,31	0,19	0,68	32	36	29

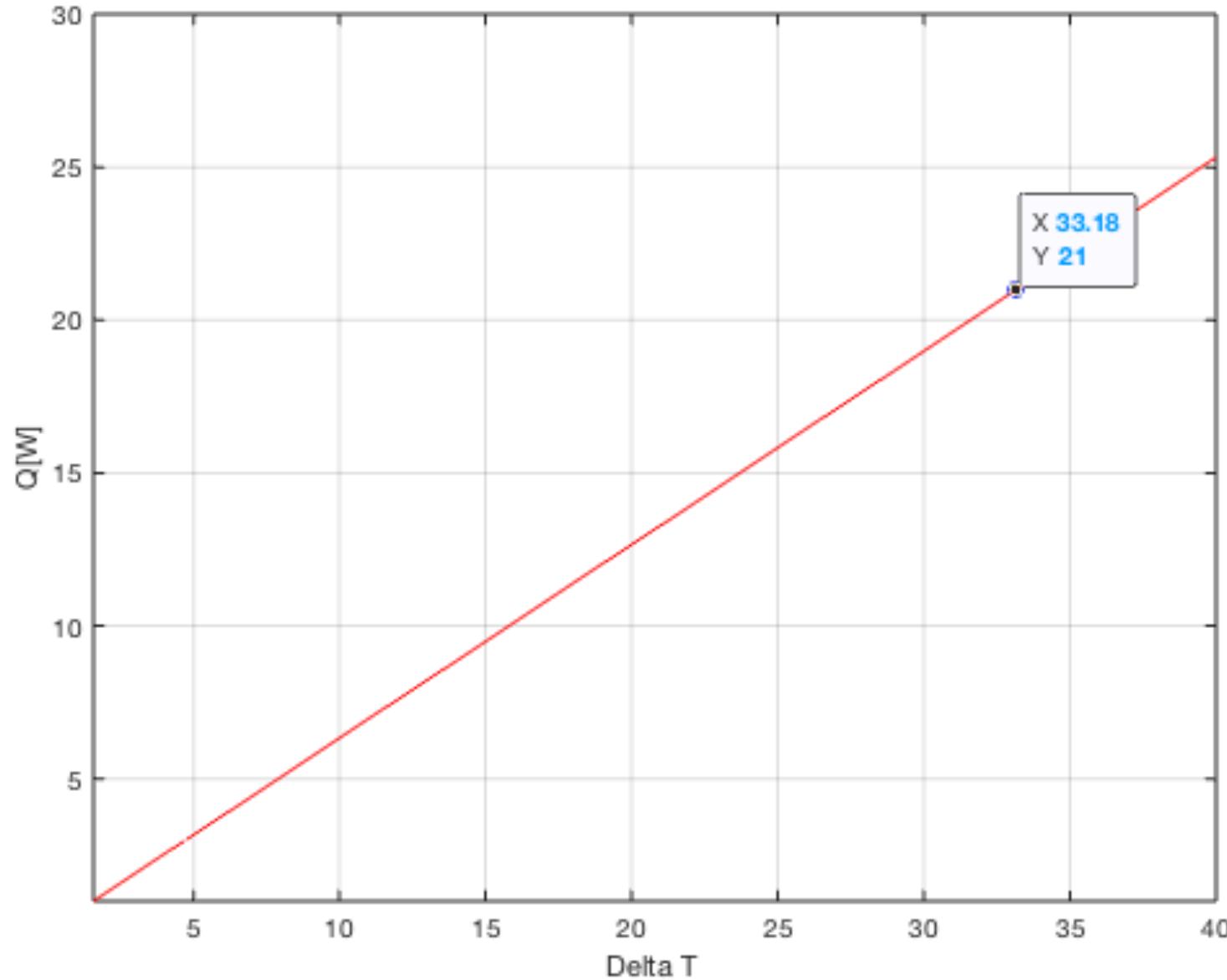


$$\eta = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T^*}$$

$$\dot{Q} = \frac{\Delta TML}{R_{tot}} = \frac{14}{1,58} = 8,8 \text{ W}$$

Complessivamente vengono recuperati 317 W , che rappresentano il 43 % dell'obiettivo iniziale.

Andamento della
potenza scambiata
in funzione della
differenza di
temperatura tra
evaporatore e
condensatore



E se fossero stati disposti orizzontalmente?

$$\Delta P_C^{eva} = \Delta P_l + \Delta P_v = \Delta P_l$$

$$\Delta P_c^{evap} = 16000 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_l = \frac{\text{cost}}{A_{wick}} = \frac{0,8}{A_{wick}} \rightarrow A_{wick} = \frac{0,8}{160000} = 0,0000496 \text{ m}^2 = 49,6 \text{ mm}^2$$

A_{ext} (mm ²)	A_{vap} (mm ²)	A_{wick} (mm ²)	R_{ext} (mm)	R_{vap} (mm)	T_{wick} (mm)
78,5	28,9	49,6	5	3	2

Dimensioni

$q_{assiale}$ (W/mm ²)	$q_{radiale}$ (W/mm ²)	q_{sonico} (W/mm ²)	$q_{entrainment}$ (W/mm ²)	$q_{boiling}$ (W/mm ²)
0,7	0,0042	10,7	81	0,387

Verifica
dei
limiti

	Evaporatore	Condensatore	Adiabatico	Totale
R_{wick} (K/W)	0,002	0,0017	0,0009	0,0045

Resistenze
del wick

Grazie per l'attenzione.