

POLITECNICO DI TORINO

ESAMI DI STATO PER L'ABILITAZIONE ALLA PROFESSIONE DI INGEGNERE

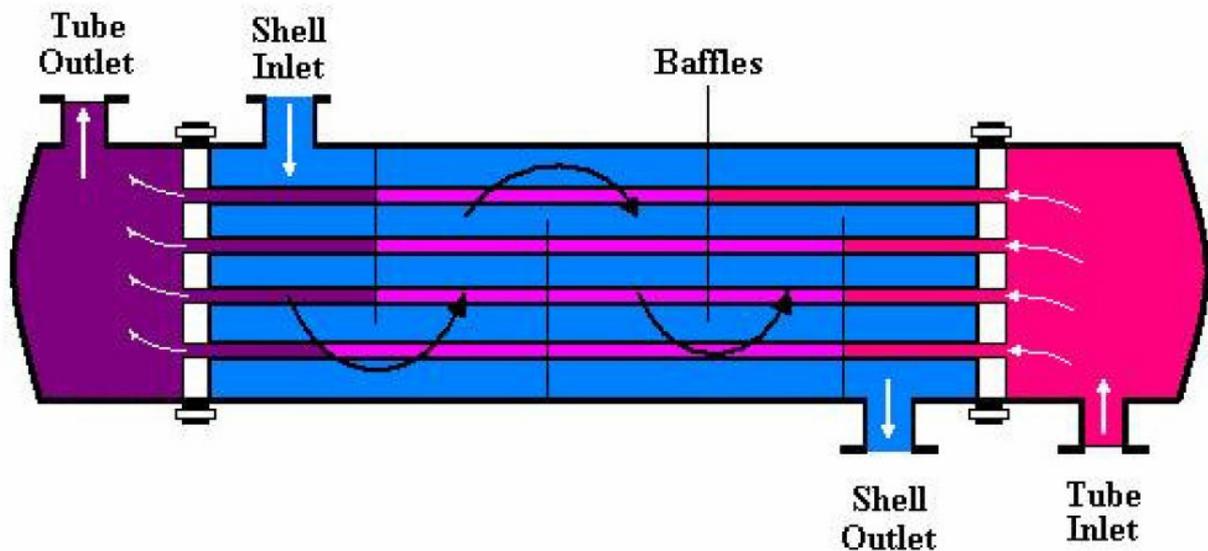
Sezione A – ANNO 2010

Settore Industriale – Classe 36/S - Ingegneria Meccanica

TEMA N. 2

Prova pratica - 23 Dicembre 2010

E' richiesta la verifica di uno scambiatore a fascio tubiero impiegato per il raffreddamento di fumi prodotti da combustione che scorrono lato tubi ed il contemporaneo riscaldamento dell'aria che percorre lo scambiatore lato mantello, come illustrato nelle figure seguenti.



I principali dati geometrici dello scambiatore considerato sono riassunti nella seguente tabella.

DATI GEOMETRICI		
Lunghezza utile tubi fumi	5000	mm
Diametro interno tubi fumi	109	mm
Diametro esterno tubi fumi	114.3	mm
N. tubi	60	
Distanza tubi senso moto aria (s2 o sp)	143.2	mm
Distanza tubi otogonale moto aria (2s1 o sn)	180.61	mm
Larghezza mantello esterno	1000	mm
Altezza mantello esterno	1999.99	mm
n. tubi rango	10	
Lunghezza complessiva	5000	mm
Numero diaframmi	13	
Distanza diaframmi	343	mm
N. passaggi aria	14	

Per il calcolo delle proprietà termodinamiche dei fumi è possibile fare riferimento alla seguente composizione espressa in frazioni molari: $N_2 = 0.7609$, $O_2 = 0.1287$, $CO_2 = 0.0368$, $H_2O(g) = 0.0736$, ipotizzando una miscela ideale, costituita da gas ideali con proprietà indipendenti dalla temperatura. Entrambi i fluidi operano in condizioni di pressione prossima a quella dell'ambiente esterno.

Le condizioni operative nominali dello scambiatore sono:

- portata aria: $5000 \text{ Nm}^3/\text{h}$,
- portata fumi: $5500 \text{ Nm}^3/\text{h}$,
- temperatura ingresso aria: 10°C ,
- temperatura ingresso fumi: 900°C .

- Lo scambiatore considerato è uno scambiatore del tipo tubi e mantello 1-1 con fascio di tubi; tipologia ben nota in letteratura ma per la quale non sono state trovate relazioni analitiche del coefficiente F per la correzione della temperatura media logaritmica o dell'efficienza ϵ . Per questo motivo, lo scambiatore andrà studiato mediante due diverse assunzioni:
 - (ASSUNZIONE 1) come scambiatore in contro-corrente ma con coefficiente di scambio termico convettivo lato aria calcolato considerando che l'aria attraversa (in direzione ortogonale all'asse) un fascio di tubi costituito da 6 ranghi ognuno di 10 tubi;
 - (ASSUNZIONE 2) come scambiatore del tipo tubi e mantello 1-2n con coefficiente di scambio termico convettivo lato aria calcolato come sopra.
- Al fine di ridurre le incertezze relative in merito stima del coefficiente di scambio termico convettivo lato mantello, si sviluppino i calcoli seguendo due metodi alternativi (METODO 1 e METODO 2). Verranno considerati accettabili tutti i metodi utili allo scopo per cui si riporti esplicitamente il riferimento bibliografico e di cui si riassumano brevemente le formule essenziali. Eventualmente possono essere considerati i metodi riportati in Appendice.

SVOLGIMENTO

Per ciascuna combinazione derivante dalle strategie precedentemente delineate, riportare la temperatura di uscita dell'aria, la temperatura di uscita dei fumi e la potenza termica scambiata, secondo il seguente schema.

	ASSUNZIONE 1	ASSUNZIONE 2
METODO 1 (mantello)	temperatura di uscita dell'aria temperatura di uscita dei fumi potenza termica scambiata	temperatura di uscita dell'aria temperatura di uscita dei fumi potenza termica scambiata
METODO 2 (mantello)	temperatura di uscita dell'aria temperatura di uscita dei fumi potenza termica scambiata	temperatura di uscita dell'aria temperatura di uscita dei fumi potenza termica scambiata

Riassumere in forma sintetica l'elenco dei criteri e delle ipotesi di calcolo ulteriormente adottate, le relazioni e i parametri utilizzati per la definizione del coefficiente globale di scambio termico, e riportare con adeguata chiarezza lo schema dello scambiatore.

Sono allegati, per eventuale utilizzo facoltativo non vincolante:

- correlazioni per lo scambio termico convettivo (sia lato mantello che lato tubi);
- diagrammi ϵ -NTU per diverse configurazioni.

APPENDICE

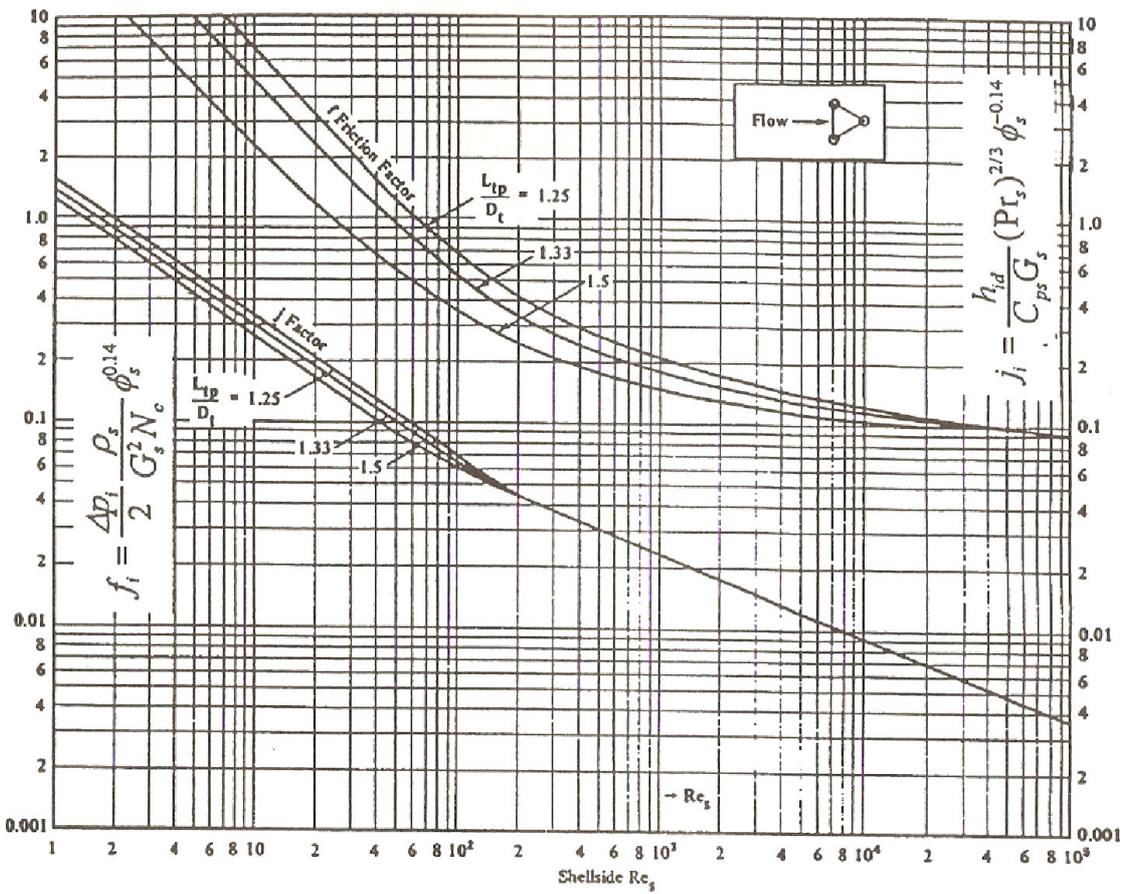
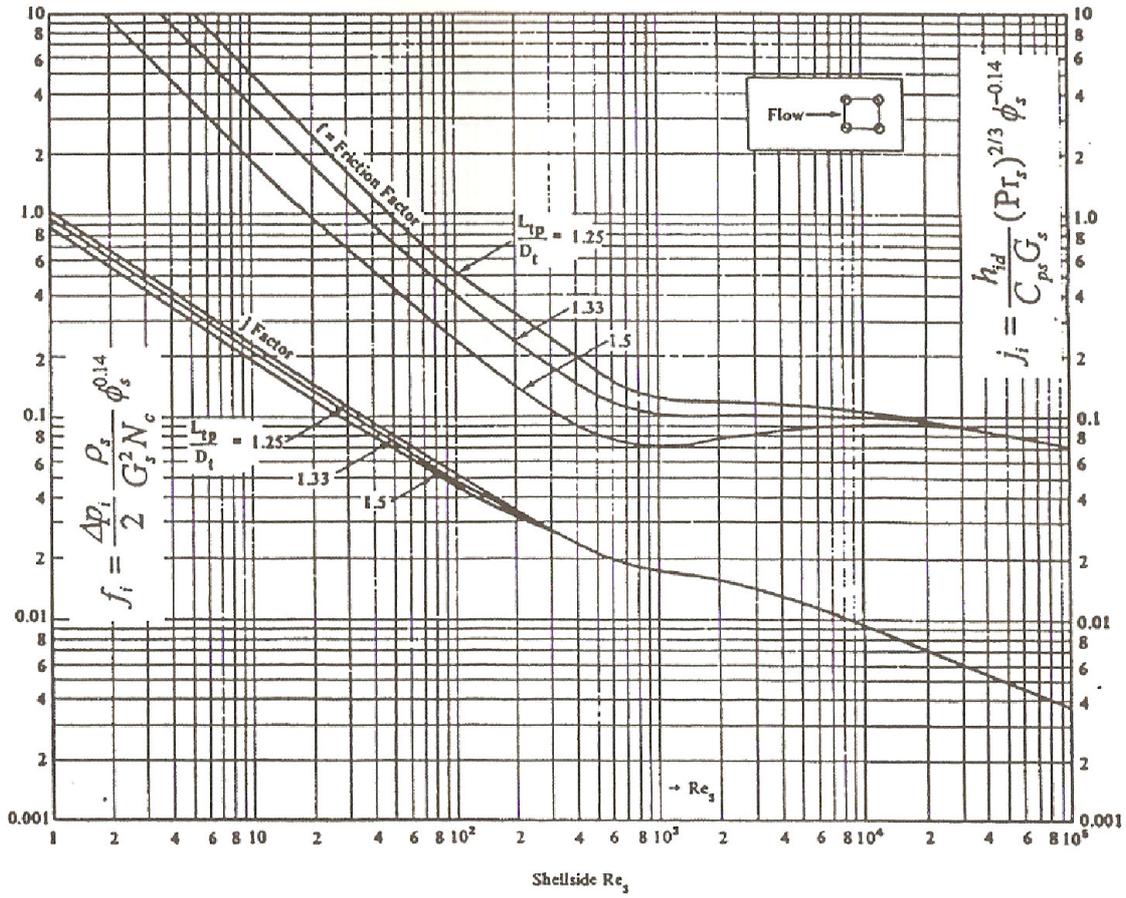
Calcolo del coefficiente di scambio termico al lato mantello (indicati con M).

M1) Metodo di Bell-Delaware

$$h_o = h_{id} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r \quad J_T = J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r = 0.6$$

$$h_{id} = j_i c_{ps} \cdot \left(\frac{\dot{m}_s}{A_s} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_s}{c_{ps} \cdot \mu} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}} \right)^{0.14}$$

$j_i \rightarrow$ Colburn j -factor



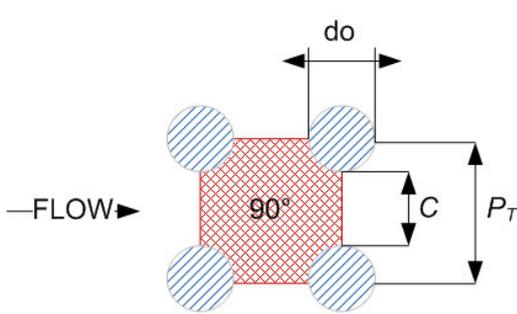
M2) Metodo di Kern

$$\frac{h_0 \cdot D_e}{\lambda} = 0.36 \cdot \left(\frac{D_e \cdot G_s}{\mu} \right)^{0.55} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad 2 \cdot 10^3 < \text{Re}_s = \frac{G_s \cdot D_e}{\mu} < 1 \cdot 10^6$$

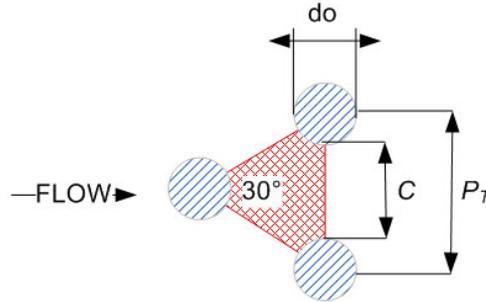
dove il diametro equivalente è definito come

$$D_e = \frac{4 \cdot \text{free-flow area}}{\text{wetted perimeter}}$$

ossia operativamente



$$D_e = \frac{4 \cdot (P_T^2 - \pi \cdot d_0^2 / 4)}{\pi \cdot d_0}$$



$$D_e = \frac{4 \cdot \left(P_T^2 \frac{\sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \cdot d_0^2}{8} \right)}{\pi \cdot d_0^2 / 2}$$

mentre la portata in massa per unità di superficie (trasversale) è definita come

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s}$$

M3) Metodo di Taborek

$$Nu_s = 0.2 \cdot \text{Re}_s^{0.6} \cdot \text{Pr}_s^{0.4}$$

Calcolo del coefficiente di scambio termico al lato tubi (indicati con T).

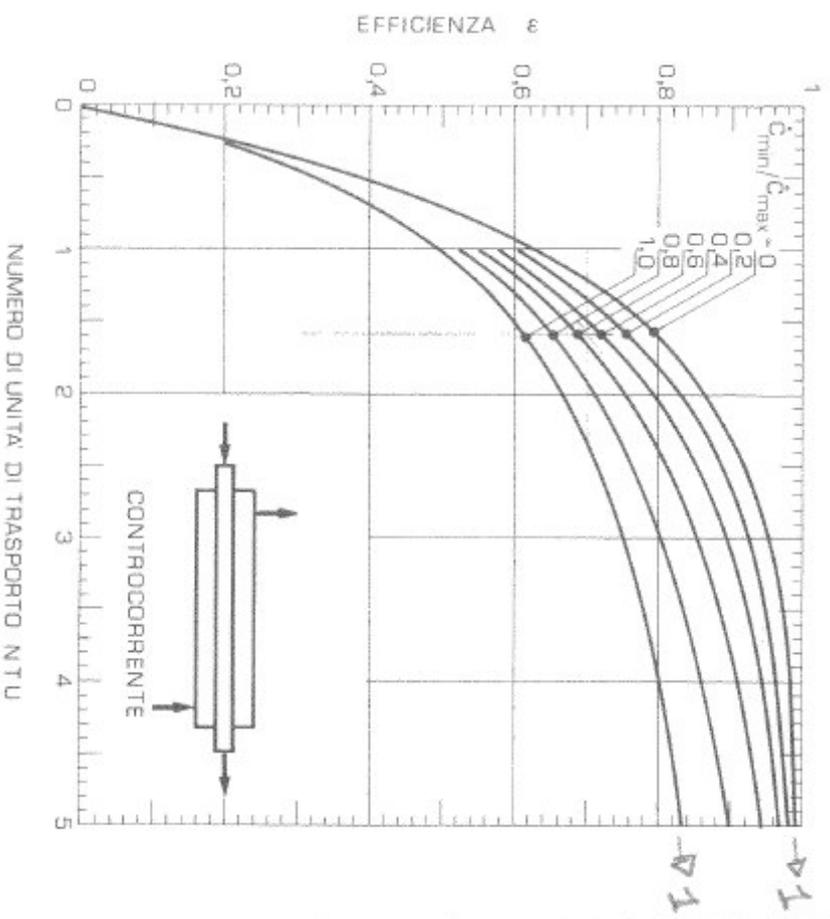
T1) Metodo di Gnielinski

$$Nu = \frac{(f/2) \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12.7 \cdot (f/2)^{1/2} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)}$$

$$f = (1.58 \cdot \ln \text{Re} - 3.28)^{-2}$$

$$h_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_i}$$

Diagrammi per il dimensionamento degli scambiatori.



$r \neq 1$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N(1-r)]}{1 - r \cdot \exp[-N(1-r)]}$$

$$N = \frac{1}{r-1} \ln \left(\frac{1-\varepsilon}{1-r\varepsilon} \right)$$

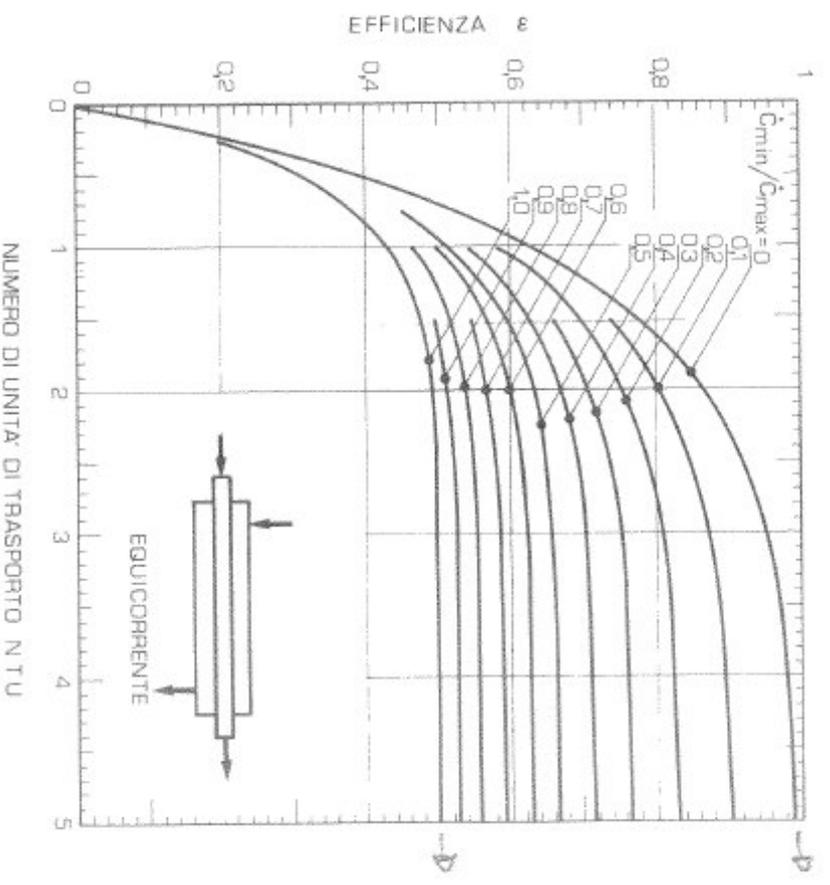
$r = 1$

$$\varepsilon = \frac{N}{N+1}$$

$$N = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}$$

$r = C_{min}/C_{max}$

Fig. 10.18. Diagramma ε -NTU per configurazione in controcorrente perfetta.



$r \neq 1$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N(1+r)]}{1+r}$$

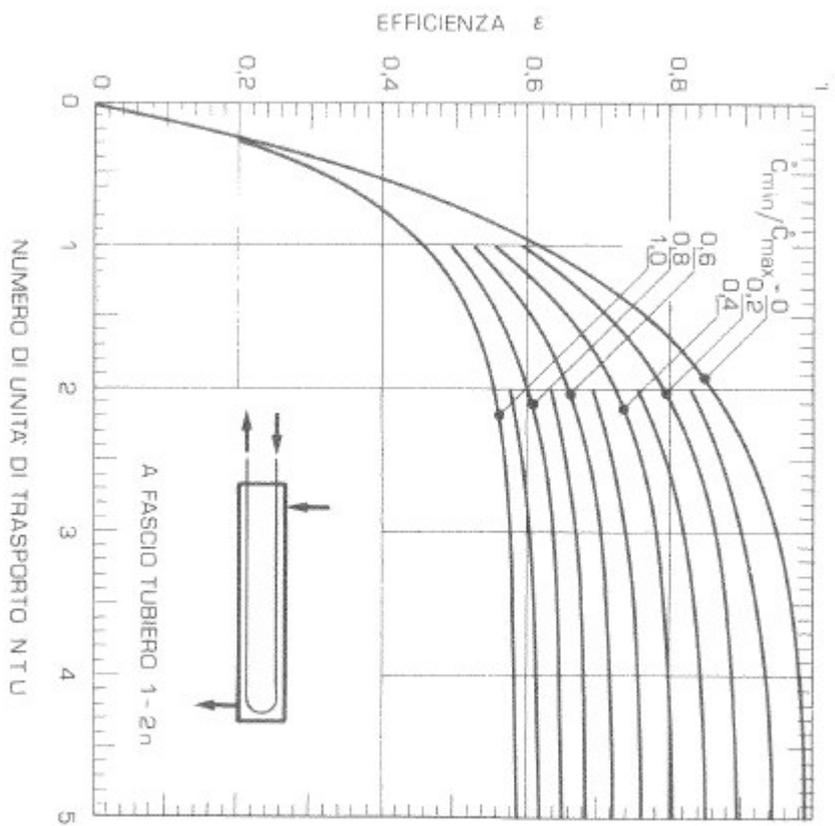
$$N = -\frac{\ln[1-\varepsilon(1+r)]}{1+r}$$

$r = 1$

$$\varepsilon = [1 - \exp(-2NTU)]/2$$

$r = C_{min}/C_{max}$

Fig. 10.19. Diagramma ε -NTU per configurazione in equicorrente perfetta.



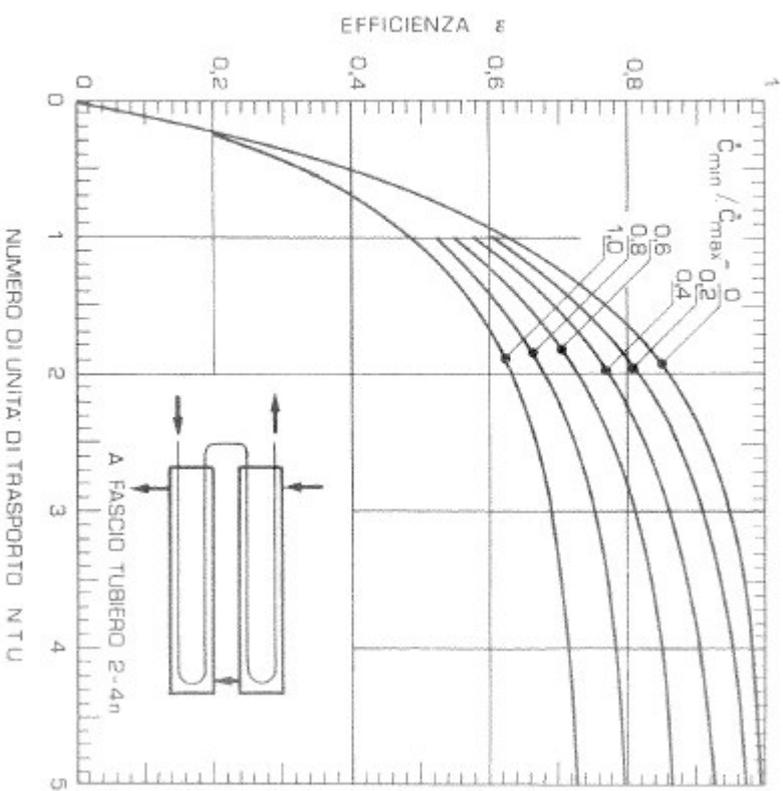
A FASCIO TUBIERO TIPO 1-2n

$$\epsilon = \frac{2}{1+r+\sqrt{1+r^2}} \frac{1+e^{-r}}{1+e^{-r}} ; \quad r = N\sqrt{1+r^2}$$

$$N = -\ln\left(\frac{E-1}{E+1}\right) / \sqrt{1+r^2} ; \quad E = \frac{2-(1+r)}{\sqrt{1+r^2}}$$

$$N = NTU ; \quad r = \dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max}$$

Fig. 10.20. Diagramma ϵ -NTU per configurazione a fascio tubiero tipo 1-2n.



A FASCIO TUBIERO TIPO 2-4n

$$r \neq 1 : \quad \epsilon = \left[\left(\frac{1-r\epsilon_{1/2}}{1-\epsilon_{1/2}} \right)^2 - 1 \right] / \left[\left(\frac{1-r\epsilon_{1/2}}{1-\epsilon_{1/2}} \right)^2 - r \right]$$

$$r = 1 : \quad \epsilon = \frac{2 \cdot \epsilon_{1/2}}{1 + \epsilon_{1/2}}$$

$\epsilon_{1/2}$: calcolato per configurazione 1-2n, per $N' = N/2$ e $r' = r$

$N = 2 N'_{1/2}$, con $N'_{1/2}$ calcolato per configurazione 1-2n relativamente al valore di efficienza:

$$r \neq 1 : \quad \epsilon_{1/2} = \left[\left(\frac{E' - 1}{E' + 1} \right)^{1/2} - 1 \right] / \left[\left(\frac{E' - 1}{E' + 1} \right)^{1/2} - r \right] ; \quad r = 1 : \quad \epsilon_{1/2} = \frac{E'}{2 - E'}$$

$$N = NTU ; \quad r = \dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max}$$

Fig. 10.21. Diagramma ϵ -NTU per configurazione a fascio tubiero tipo 2-4n.