

COEFFICIENTI CORRETTIVI PER CODICE DIMENSIONALE PER IL DIMENSIONAMENTO DI UN EIETTORE A DUE STADI

G. Grazzini, A. Rocchetti

Dipartimento di Energetica, Università di Firenze
Via S.Marta 3, 50139 Firenze. Tel. +39 55 4796242
E-mail: ggrazzini@ing.unifi.it

SOMMARIO

Gli autori hanno utilizzato un modello monodimensionale, stazionario, isoentropico per l'analisi di un eiettore supersonico a due stadi a vapore. L'eiettore in esame presenta al primo stadio un ugello primario assiale con secondario anulare e camera di miscelamento ad area costante, mentre al secondo stadio l'ugello primario è anulare e posizionato direttamente a valle della camera di miscelamento del primo stadio, che rappresenta quindi il secondario di questo stadio; segue la camera di miscelamento del secondo stadio ed il diffusore finale.

Sono stati introdotti dei coefficienti di perdita per i tratti divergenti dei due ugelli primari e per il diffusore finale. Sulla base del modello monodimensionale, che utilizza le relazioni isoentropiche della gasdinamica è stato realizzato un codice di simulazione per tale eiettore da inserire in un codice di ottimizzazione per un ciclo frigorifero a vapore ad eiezione. I coefficienti di perdita sono stati calcolati per confronto con i risultati di due software, FLUENT che è un codice agli elementi finiti per la progettazione fluidodinamica, e ESDU 94046 Ejectors and Jet Pumps che è un software per la progettazione e verifica degli eiettori. Vengono presentati il dimensionamento e le condizioni operative ottenute dall'utilizzo del codice di simulazione.

INTRODUZIONE

La sempre crescente richiesta di rispetto e salvaguardia dell'ambiente sta modificando i criteri di progettazione e utilizzo degli impianti termofrigoriferi civili ed industriali. Da tale orientamento il ciclo ad eiezione può trovare una valida opportunità di impiego sia per la possibilità di utilizzare fluidi frigorigeni naturali, come l'acqua, sia per le sue caratteristiche di semplicità ed affidabilità di funzionamento.

Il ciclo ad eiezione è sempre stato caratterizzato da penalizzanti rendimenti termodinamici legati alla ridotta efficienza dell'eiettore come dispositivo di compressione. Questo ha portato, vari ricercatori verso lo studio di nuove configurazioni dell'eiettore e verso la sperimentazione di fluidi frigorigeni migliori [1], [2], [3],[4].

Gli autori hanno realizzato un codice di ottimizzazione numerica per un ciclo frigorifero ad eiezione di vapore con eiettore bistadio. La realizzazione di un codice di simulazione impone la necessità di creare un modello numerico del sistema, utile per la simulazione al computer, che rappresenti un strumento di calcolo affidabile nei risultati e con tempi di calcolo accettabili.

Il presente lavoro presenta la procedura utilizzata per la determinazione dei coefficienti di perdita utilizzati nel modello numerico per la simulazione di un eiettore bistadio a vapore.

CICLO AD EIEZIONE

Il ciclo frigorifero ad eiezione scambia energia con tre sorgenti di calore e può essere immaginato come composto dalla sovrapposizione di un ciclo motore e di un ciclo

frigorifero. Nel ciclo motore l'energia prelevata dalla sorgente a temperatura maggiore viene convertita in lavoro e ceduta alla sorgente a temperatura intermedia, mentre il ciclo frigorifero ottiene l'effetto utile mediante il lavoro prodotto dal ciclo motore cedendo energia termica alla sorgente intermedia. Il diagramma termodinamico e lo schema del ciclo sono presentati schematicamente in Figura 1 e Figura 2.

L'eiettore è il dispositivo che permette di trasferire lavoro dal ciclo motore a quello frigorifero, svolgendo quindi la mansione di compressore nel ciclo frigorifero.

L'eiettore, nella configurazione tipica, è composto da quattro sezioni; un ugello assiale in cui il vapore primario (o motore) espande trasformando il proprio contenuto entalpico in energia cinetica. All'uscita dell'ugello l'espansione del fluido primario crea le condizioni di pressioni tali da richiamare il fluido secondario (o trascinato) dalla zona anulare intorno alla sezione di uscita dell'ugello. Le due correnti di fluido entrano quindi nella zona di miscelamento dove il fluido secondario acquista energia cinetica a spese del fluido primario. Oltre la zona di miscelamento c'è il diffusore finale in cui il fluido recupera pressione a spese dell'energia cinetica della corrente.

Gli eiettori possono essere classificati in funzione della tipologia di ugello primario, quindi subsonici o supersonici, ed in funzione della tipologia della posizione dell'ugello primario rispetto alla camera di miscelamento o della forma della camera di miscelamento, quindi eiettori a miscelamento a pressione costante oppure a miscelamento ad area costante [5],[6].

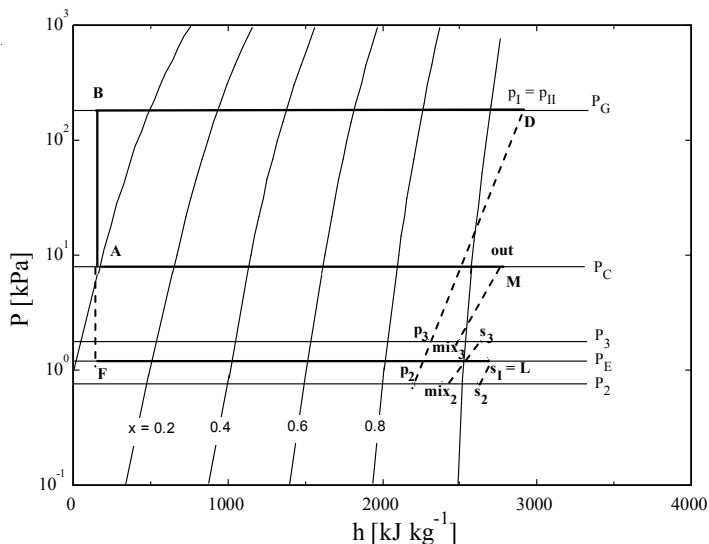


Figura 1. Ciclo frigorifero ad eiezione sul diagramma termodinamico P-h per l'acqua.

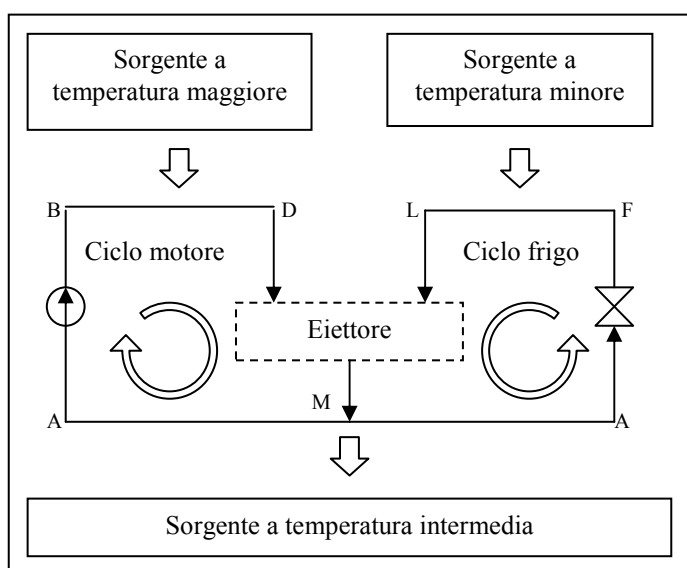


Figura 2. Rappresentazione schematica del ciclo frigorifero ad eiezione.

Gli autori hanno sviluppato un modello monodimensionale, stazionario, per la realizzazione di un codice di simulazione per un eiettore supersonico a due stadi, con camere di miscelamento ad area costante, rappresentato schematicamente nella figura 3.

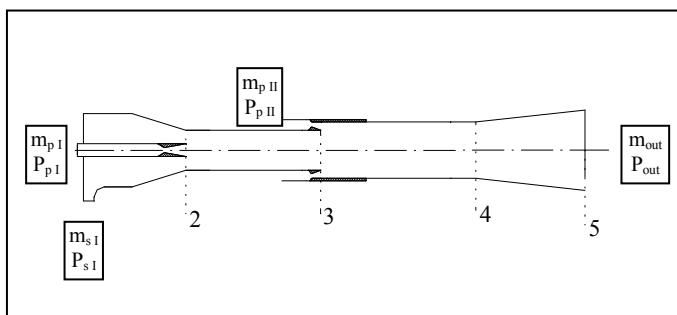


Figura 3. Configurazione schematica dell'eiettore.

La configurazione scelta permette di eliminare il diffusore del primo stadio, evitando le perdite per attrito permettendo di sfruttare l'energia cinetica posseduta dalla corrente di fluido in uscita dalla prima camera di miscelamento. Tale tipologia di eiettore è già stata presentata e non è comunque nuova[4].

CODICE MONODIMENSIONALE

Il modello realizzato si basa sulle seguenti ipotesi:

- il moto del fluido è monodimensionale e stazionario
- l'energia cinetica all'ingresso dei primari e del primo secondario è trascurabile
- il miscelamento fra le correnti primaria e secondaria avviene all'interno della camera di miscelamento ad area costante, in cui si verifica anche l'onda d'urto per il passaggio da supersonico a subsonico del flusso miscelato
- vengono utilizzate le relazioni isoentropiche, considerando la non idealità del processo attraverso dei coefficienti di perdita per i diffusori dei due primari (η_p) e per il diffusore finale (η_d). Non è stato considerato alcun coefficiente di perdita per il secondario del primo stadio di eiezione in quanto, visto i bassi valori della pressione di ingresso nelle applicazioni di interesse, è stato scelto di mantenere subsonico l'ugello di ingresso del fluido trascinato nel primo stadio. Non sono stati considerati coefficienti di perdita per le sezioni di miscelazione, in quanto, l'obiettivo di ottenere un codice di simulazione per l'eiettore che fornisca soluzioni concrete da utilizzare nel programma di ottimizzazione numerica del ciclo frigorifero, ha suggerito di ridurre i parametri di analisi[7] per la verifica con i software FLUENT [8] ed ESDU 94046 Ejectors and Jet Pumps [9].
- La lunghezza della camera di miscelamento di ciascuno stadio è pari a sette volte il diametro; l'area di uscita del diffusore finale è pari a quattro volte l'area di ingresso; l'angolo di apertura del tratto divergente degli ugelli primari è pari a sette gradi, mentre l'angolo del diffusore finale è pari a dieci gradi.
- Le pareti esterne dell'eiettore sono considerate adiabatiche.

Relazioni di riferimento

Per le relazioni isoentropiche di gasdinamica si rimanda ad un qualsiasi testo di fluidodinamica; è, invece, necessario evidenziare la sequenza delle equazioni che partendo dalla conoscenza dei parametri termodinamici e delle portate in ingresso alle porte di alimentazione dei due primari e del secondario, permette di determinare le caratteristiche geometriche dell'eiettore tali da garantire il raggiungimento del rapporto di compressione richiesto [10]

Ugello primario. Sezione di gola:

$$a^* = \sqrt{\gamma RT^*} \quad (1)$$

$$T^* = T_0 \frac{2}{\gamma + 1} \quad (2)$$

$$\rho^* = \rho_0 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad (3)$$

$$A^* = \frac{m}{\rho^* a^*} \quad (4)$$

Sezione di uscita:

$$M = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (5)$$

$$T = T_0 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{-1} \quad (6)$$

$$\Delta h = \eta_p c_p (T_0 - T) \quad (7)$$

$$v = \sqrt{2 \Delta h} \quad (8)$$

$$T = T_0 - \frac{\Delta h}{c_p} \quad (9)$$

$$a = \sqrt{\gamma R T} \quad (10)$$

$$M = \frac{v}{a} \quad (11)$$

$$\rho = \frac{P}{R T} \quad (12)$$

$$A = \frac{m}{\rho v} \quad (13)$$

Sezione camera di miscelamento. Noti i parametri in ingresso a questa sezione possono essere calcolate la quantità di moto e l'energia del flusso nella sezione di ingresso:

$$K = m_s v_s + m_p v_p + P A \quad (14)$$

$$E = m_s \left(c_p T_s + \frac{v_s^2}{2} \right) + m_p \left(c_p T_p + \frac{v_p^2}{2} \right) \quad (15)$$

Per il miscelamento in condotto ad area costante tali quantità rimangono costanti. Trascurando quindi le perdite per attrito, dalle relazioni della quantità di moto e dell'energia espresse per la sezione di uscita della camera di miscelamento

$$K = m v + P A \quad (16)$$

$$E = m \left(c_p T + \frac{v^2}{2} \right) \quad (17)$$

è possibile ricavare i parametri termodinamici nella sezione di uscita dalla camera di miscelamento:

$$v = \frac{K}{m} \frac{\gamma}{\gamma + 1} \left[1 - \left(\sqrt{1 - 2 \left(\frac{\gamma^2 - 1}{\gamma^2} \right) \frac{m E}{K^2}} \right) \right] \quad (18)$$

$$T = \frac{K}{3} \frac{v}{R} - \frac{v^2}{R} \quad (19)$$

calcolando pressione, densità e numero di Mach mediante le eq. (16), (12) e (11) rispettivamente.

Diffusore finale. Dall'ipotesi geometrica imposta:

$$A_{out} = 4(A_{mix})_{II} \quad (20)$$

Calcolo delle condizioni di ristagno.

$$T_0 = T_{mix} + \frac{v^2}{2 c_p} \quad (21)$$

$$P_0 = P_{mix} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{mix}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (22)$$

Risoluzione equazione implicita di Mach:

$$\frac{m_{out}}{A_{out}} = \rho_{out} v_{out} = \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} M_{out} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{out}^2 \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad (23)$$

Calcolo condizioni di uscita.

Determinando la temperatura di uscita T_{out} mediante la eq. (6) è possibile, utilizzando il coefficiente di perdita per il diffusore finale η_d , determinare le condizioni termodinamiche del fluido in uscita dall'eiettore mediante la relazione

$$\Delta h = \eta_d c_p (T_0 - T) \quad (24)$$

e le eq. da (8) a (13).

Il modello monodimensionale illustrato è stato usato per la realizzazione del codice di simulazione nel seguito nominato EJE2, dell'eiettore di vapore a due stadi. Tale codice numerico, inserito in un programma di ottimizzazione numerica per un ciclo frigorifero ad eiezione di vapore, permette la determinazione della configurazione geometrica dell'eiettore idonea a raggiungere il rapporto di compressione richiesto note le caratteristiche termodinamiche e le portate in massa del vapore di alimentazione alla porte di ingresso dei primari e del secondario secondo lo schema a blocchi presentato in Figura 4.

Il codice di simulazione EJE2 è stato realizzato in Visual Basic e utilizza, per il calcolo delle caratteristiche termodinamiche del vapore, le librerie create dalle procedure NIST/ASME Steam [11] per l'acqua. Per ciascuna sezione dell'eiettore il calore specifico a pressione costante e i rapporti γ sono calcolati per le condizioni di ingresso nella sezione e mantenuti costanti per l'intera sezione.

DETERMINAZIONE DEI COEFFICIENTI DI PERDITA

I coefficienti di perdita sono stati determinati mediante un ripetuto confronto con due software dedicati alla progettazione fluidodinamica, FLUENT ed ESDU 94046 Ejectors and Jet Pumps. FLUENT è un codice agli elementi finiti che, definita la geometria dell'eiettore e la griglia di risoluzione, permette di ottenere l'analisi puntuale delle condizioni termofluidodinamiche del flusso del fluido all'interno dell'eiettore, mentre ESDU 94046 Ejectors and Jet Pumps è un software dedicato alla progettazione e verifica degli eiettori che permette, stabiliti alcuni parametri

geometrici e termodinamici del fluido in ingresso, di determinare la completa geometria dell'eiettore e/o le condizioni di funzionamento e di uscita del fluido dall'eiettore. Mentre FLUENT non pone limitazioni sulla geometria dell'eiettore, a parte i problemi di grigliatura sui bordi di uscita degli ugelli primari, ESDU 94046 Ejectors and Jet Pumps non permette di simulare un eiettore a due stadi come quello proposto in quest'analisi, per cui è stato usato per la verifica del solo primo stadio.

simulazione come dati di input per i due software di verifica. L'analisi dei risultati dei due codici di verifica ha permesso di trarre utili indicazioni sulle modifiche da apportare ai valori dei coefficienti di perdita del codice dimensionale al fine di uniformare i risultati dei tre codici. Verifiche ripetute hanno permesso di calcolare i valori di tali coefficienti.

COEFFICIENTI DI PERDITA E DIMENSIONAMENTO EIETTORE

Le simulazioni del flusso all'interno dell'eiettore eseguite con FLUENT e con ESDU 94046 Ejectors and Jet Pumps, con determinate condizioni al contorno fornite dai risultati ottenuti dal codice numerico monodimensionale EJE2 hanno portato alla stima dei coefficienti di perdita mostrati in tabella 1

Tabella 1. Valori dei coefficienti di perdita.

$\eta_{p I}$	$\eta_{p II}$	η_d
0.9	0.89	0.85

Si riporta quindi il dimensionamento ottenuto per l'eiettore di vapore a due stadi con le condizioni al contorno riportate in tabella 2

Tabella 2. Condizioni al contorno.

P_s (Pa)	T_s (K)	P_p (Pa)	T_p (K)	P_{out} (Pa)	$m_{p tot}$ (kg/s)
873	295	74300	388	9590	0.0373

Tabella 3. Geometria dell'eiettore.

$d_{th I}$ ($10^3 m$)	$d_{ex pl}$ ($10^3 m$)	$H_{ex sl}$ ($10^3 m$)	$d_{mix I}$ ($10^3 m$)	$H_{th II}$ ($10^3 m$)	$H_{ex pII}$ ($10^3 m$)	$d_{mix II}$ ($10^3 m$)	d_{out} ($10^3 m$)
10.6	40.3	14.8	58.7	1.05	4.45	67.5	135.3

Tabella 4. Parametri operativi dell'eiettore.

β_I	β_{II}	β_{tot}	ξ	ω_I	ω_{II}	ω_{tot}
4.05	2.71	10.98	85.10	0.20	0.46	0.06

In tab. (4) sono proposti i parametri così definiti:

$$\text{Rapporto di compressione} \quad \beta = \frac{P_{out}}{P_s} \quad (25)$$

$$\text{Rapporto motore} \quad \xi = \frac{P_p}{P_s} \quad (26)$$

$$\text{Rapporto di trascinamento} \quad \omega = \frac{m_s}{m_p} \quad (27)$$

Il rapporto di compressione di ciascuno stadio è quindi definito dal rapporto fra la pressione del fluido in uscita dallo stadio e quella in ingresso al secondario dello stadio. Il rapporto motore è definito dal rapporto fra la pressione del

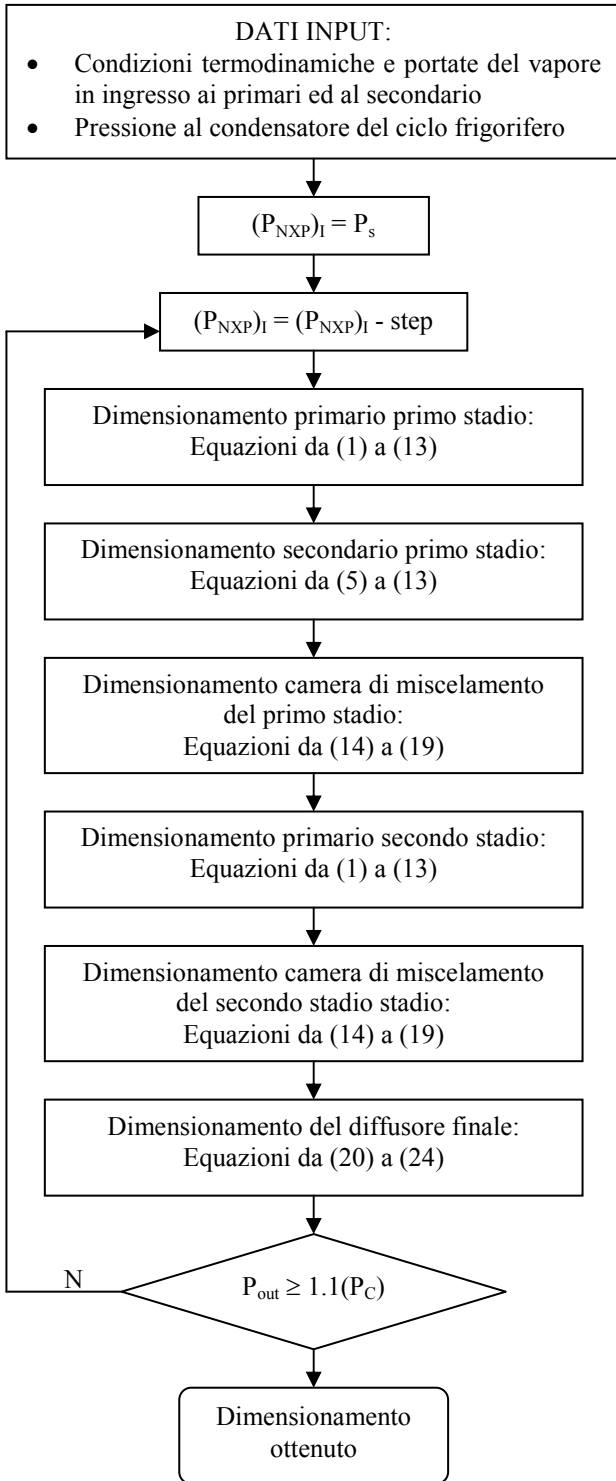


Figura 4. Schema a blocchi del codice di simulazione.

La procedura di confronto è stata eseguita imponendo inizialmente dei valori di tentativo per i coefficienti di perdita del codice EJE2, utilizzando quindi i risultati della

fluido in ingresso ai due primari e la pressione del fluido in ingresso al secondario del primo stadio.

CONCLUSIONI

Il metodo usato per la determinazione dei coefficienti di perdita nel modello monodimensionale dell'eiettore ha permesso di ottenere rapidamente i valori da assegnare a tali coefficienti al fine di ottenere un codice di simulazione, che permettesse di dimensionare l'eiettore bistadio per le condizioni operative del ciclo di refrigerazione modellato con codice di ottimizzazione numerica.

Come si può notare in tabella 2 la configurazione ottenuta per l'eiettore evidenzia, nel secondo stadio di eiezione, un'altezza della gola e della sezione di uscita dell'ugello anulare molto ridotte che hanno portato ad un coefficiente di perdita per tale ugello minore rispetto a quello calcolato per il primo stadio. Come l'analisi dei risultati delle simulazioni con FLUENT ha dimostrato, gli effetti di attrito a parete hanno maggior peso per l'ugello del secondo stadio che per quello del primo.

I parametri operativi dell'eiettore, presentati in tabella (3) mostrano un rapporto di compressione globale β_{tot} molto elevato, con conseguenti ridotto rapporto di trascinarsi ω_{tot} . Dalla stessa tabella si può notare il rapporto di compressione si riduce dal primo al secondo stadio di eiezione, mentre il rapporto di trascinarsi aumenta.

NOMENCLATURA

a	Velocità del suono (m/s)
A	Area (m ²)
c_p	Calore specifico a pressione costante (J/kg K)
d	Diametro (m)
E	Energia (J)
h	Entalpia specifica (J/kg)
H	Altezza (m)
K	Quantità di moto (N)
m	Portata di vapore (kg/s)
M	Numero di Mach
P	Pressione (Pa)
R	Costante del vapore (J/kg K)
T	Temperatura (K)
v	Velocità (m/s)

Lettere greche

β	Rapporto di compressione definito in Eq. (25)
γ	Rapporto dei calori specifici
η	Coefficiente di perdita
ρ	Densità (kg/m ³)
ω	Rapporto di trascinarsi definito in Eq. (27)
ξ	Rapporto motore definito in Eq. (26)

Apici

* Relativo alle condizioni critiche

Pedici

0	Condizioni di ristagno
I	Primo stadio di eiezione
II	Secondo stadio di eiezione
d	Relativo al diffusore finale
ex	Relativo alla sezioni di uscita
mix	Relativo alla camera di miscelamento
NPX	Relativo alla sezioni di ingresso alla camera di miscelamento
out	Sezione di uscita da uno stadio e dall'eiettore
p	Relativo al primario
s	Relativo al secondario
th	Sezione di gola
tot	Riferito a quantità globali

RINGRAZIAMENTI

Il presente lavoro è stato possibile grazie ad un Finanziamento MURST di interesse nazionale 09-1997

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

1. Y.K. Arkadov, A compact gas ejector with high compression ratio and nozzles distributed along a helix, *Fluid Mechanics – Soviet Research*, vol. 14, n. 1, pp 129-137, 1985.
2. L. Boufmaraf and L. Lallemand, Performances d'une machine trithermie à éjecteur utilisant del mélanges de fluides frigorigènes, *I. J. of Refr.*, vol. 22, pp 580-589, 1999.
3. A. Paliwoda, Experimental study on low-grade heat and solar energy operated halocarbon vapour-jet refrigeration systems, *Bull. I.I.F.*, pp 1003-1034, 1968.
4. G. Grazzini and A. Mariani, A Simple Program to design a Multi-Stage Jet Pump for Refrigeration Cycles, *Energy Convers. Mgmt.*, Vol.39, No16-18, pp.1827-1834, 1998.
5. B.J.Huang, J.M.Chang, C.P. Wang and V.A.Petrenko, A 1-D analysis of ejector performance, *I. J. of Refr.*, vol. 22, pp 354-364, 1999.
6. B.J.Huang, J.M.Chang and F.L. Hu, Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system, *J of Eng. for Gas Turbines and Power*, vol.107, pp. 792-802, 1985.
7. B.J.Huang and J.M. Chang, Empirical correlation for ejector design, *I. J. of Refr.*, vol. 22, pp 379-388, 1999.
8. Fluent/UNS & Rampant 4.2, Fluent Inc., NH, USA, 1997.
9. Esdu Engineering Data, Item number 94046 Ejectors and Jet Pumps, Esdu London, UK, 1994.
10. R.B.Bird, W.E. Stewart and E.N. Lightfoot, Fenomeni di trasporto, Cap. 15, Casa Editrice Ambrosiana, Milano, 1979.
11. S.A. Klein and A.H. Harvey, NIST/ASME Steam Properties, U.S. Department of Commerce, Gaithersburg, Maryland, 1996.

