



Ricerca di Sistema elettrico

Tecniche e Metodi per la Progettazione Termo-Fluidodinamica delle Macchine a CO₂ Supercritica

Ambra Giovannelli, Coriolano Salvini

TECNICHE E METODI PER LA PROGETTAZIONE TERMO-FLUIDODINAMICA DELLE MACCHINE A CO₂ SUPERCRITICA

Ambra Giovannelli, Coriolano Salvini (Università degli Studi ROMA TRE)

Settembre 2016

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2015

Area: Ricerca di Sistema Elettrico

Progetto B.2: Cattura e sequestro della CO₂ prodotta dall'uso di combustibili fossili

Obiettivo C.2: Tecnologie avanzate per la compressione e il trasporto della CO₂ allo stato supercritico

Responsabile del Progetto:

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "Tecnologie avanzate per la compressione e il trasporto della CO₂ allo stato supercritico"

Responsabile scientifico ENEA: Ing. Giuseppe Messina

Responsabile scientifico Università degli studi ROMA TRE: Prof. Ambra Giovannelli

Indice

SOMMARIO.....	4
INTRODUZIONE.....	5
1 FONDAMENTALI.....	7
1.1 PARAMETRI ADIMENSIONALI PER FAMIGLIE DI MACCHINE E TRASFERIMENTO CONOSCENZE.....	7
1.2 FENOMENI SECONDARI DI RILIEVO E CAMPI DI AMMISSIBILITÀ DELL'ANALISI.....	14
1.3 PROCEDURE PER LA DEFINIZIONE DELL'ARCHITETTURA DELLE POTENZIALI MACCHINE E PER LA QUANTIFICAZIONE DELLE GRANDEZZE FONDAMENTALI.....	18
1.4 LIMITAZIONI FLUIDODINAMICHE E MECCANICHE.....	19
2 STRATEGIE E TECNICHE DI DESIGN BI-DIMENSIONALE DELLE TURBOMACCHINE A CO2 NEI DOMINI TRANS-CRITICO E SUPERCRITICO.....	22
2.1 PROCEDURE PER IL DIMENSIONAMENTO DEI COMPONENTI.....	22
2.2 IDENTIFICAZIONE DEI VINCOLI FLUIDODINAMICI-MECCANICI	35
3 CRITERI DI ACCOPPIAMENTO IN LINEA D'ALBERO.....	37
4 CONCLUSIONI.....	40
5 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	41

Sommario

Nell'ambito dello studio delle tecnologie avanzate per la compressione ed il trasporto della CO₂ allo stato super-critico, l'Unità di Ricerca del Dipartimento di Ingegneria dell'Università degli studi Roma Tre ha focalizzato la propria attenzione sui metodi di dimensionamento termo-fluidodinamico preliminare di turbomacchine che elaborino CO₂. Tali macchine elaborano CO₂ nel dominio sub-critico (linee di compressione per l'accumulo e macchine per il pompaggio) e nei domini del trans-critico e super-critico (macchine per compressione ed espansione per il gruppo di potenza). In tali domini, infatti, non si può prescindere dalle caratteristiche reali del fluido, molto diverse da quelle di gas e vapori comunemente utilizzati in ambito turbomacchinistico. Per quanto riguarda il campo delle turbomacchine per CO₂, al momento, le uniche tecnologie esistenti sono quelle relative alla compressione e al pompaggio fino a pressioni supercritiche nell'ambito industriale Oil&Gas. Pertanto, lo sviluppo di macchine appropriate per le configurazioni proposte è un'operazione ritenuta a "rischio moderato" [1] per sistemi di compressione e pompaggio, mentre, per quanto riguarda lo sviluppo di espansori per il gruppo di potenza, si tratta di un'attività a rischio più elevato, poiché non sono presenti esempi applicativi in ambito industriale. Esistono, infatti, solo pochi esemplari di espansori radiali di piccola taglia per attività sperimentali di laboratorio. Con il presente lavoro è stata studiata una metodologia per il trasferimento delle conoscenze termo-fluidodinamiche e prestazionali ormai consolidate per macchine tradizionali, al dimensionamento delle macchine a CO₂, utilizzando la teoria della similitudine e individuando i principali fenomeni secondari che limitano l'applicabilità delle suddette procedure.

Sono stati individuati i macro-criteri sulla base dei quali effettuare la migliore selezione della configurazione preliminare dei gruppi di macchine. Inoltre, sono stati descritti i criteri per la selezione delle configurazioni più appropriate per i singoli componenti, poiché varie opzioni sono spesso percorribili.

Sono stati individuati e discussi i principali vincoli che limitano le possibili opzioni per ogni tipologia di macchina e descritti i metodi per la loro quantificazione. Contestualmente, sono stati identificati i principali vincoli per la selezione delle migliori disposizioni in linea d'albero delle macchine, tenendo conto anche del preesistente "know-how" di alcune delle maggiori case costruttrici per turbomacchine industriali.

Una volta definita l'architettura complessiva delle macchine, il numero di stadi e le velocità nominali di riferimento, si procederà al dimensionamento delle sezioni notevoli di ingresso e uscita dei singoli stadi e, in seguito, al dimensionamento completo a parametri concentrati alla linea media delle sezioni meridiane. Laddove necessario si prosegue con il dimensionamento 2-D per specifiche verifiche fluidodinamiche e meccaniche. Pertanto, sono state messe a punto le procedure di dimensionamento più idonee per macchine operatrici e motrici assiali e radiali operanti a CO₂ che verranno utilizzate durante il secondo anno di progetto per ricavare le condizioni termo-fluidodinamiche alla linea media e le principali caratteristiche geometriche delle macchine di interesse.

1 Introduzione

L'attività illustrata nel presente Rapporto tecnico si inquadra nell'ambito dello sviluppo di cicli di potenza a CO₂ supercritica (S-CO₂). Su tale tema si registra negli ultimi anni un crescente interesse da parte della comunità scientifica internazionale, e non passano inosservati gli investimenti di provenienza sia pubblica che privata. A titolo di esempio nel triennio 2014-2016 il Department of Energy (DOE) degli Stati Uniti d'America ha finanziato 29 progetti correlati con i cicli a S-CO₂ per un ammontare complessivo di 44 M\$ e un cofinanziamento complessivo di 10 M\$ a carico delle industrie coinvolte. Anche in Giappone l'interesse verso i cicli a S-CO₂ è vivo, come dimostra lo sforzo congiunto di Toshiba e NetPower per l'implementazione dell'"Allam Cycle".

In ambito Comunitario l'atteggiamento è stato finora più "tiepido", non è tuttavia da sottovalutare l'interesse dimostrato dai singoli Stati membri, alcuni dei quali hanno deciso di investire in maniera autonoma nell'ambito di programmi nazionali (p.e. UK). Anche il comparto industriale ha intrapreso diverse attività esplorative volte alla validazione della tecnologia (p.e. General Electric, SINTEF).

ENEA, pertanto, ha iniziato ad investire risorse nell'ambito dei cicli a S-CO₂ già dal biennio passato, mettendo a punto un innovativo schema per un impianto di potenza da circa 50 MWt basato sull'utilizzo della CO₂ allo stato supercritico, denominato loop ISOTHERM-PWR[®] descritto in dettaglio nel rapporto tecnico RdS/PAR2013/298 [2] e riportato schematicamente in Figura 1.

Il loop ISOTHERM-PWR[®] è costituito da un doppio ciclo chiuso e presenta cinque macchine principali che, nello schema d'impianto preliminare, sono accoppiate in linea con il generatore elettrico.

Lo sviluppo di un sistema di compressione della CO₂, integrato con l'impianto di potenza, non potrà prescindere dalle caratteristiche peculiari delle macchine di quest'ultimo. Con riferimento al rapporto RdS/PAR2013/298, in Tabella 1 sono riportate le principali caratteristiche del fluido alle flange di ingresso e uscita.

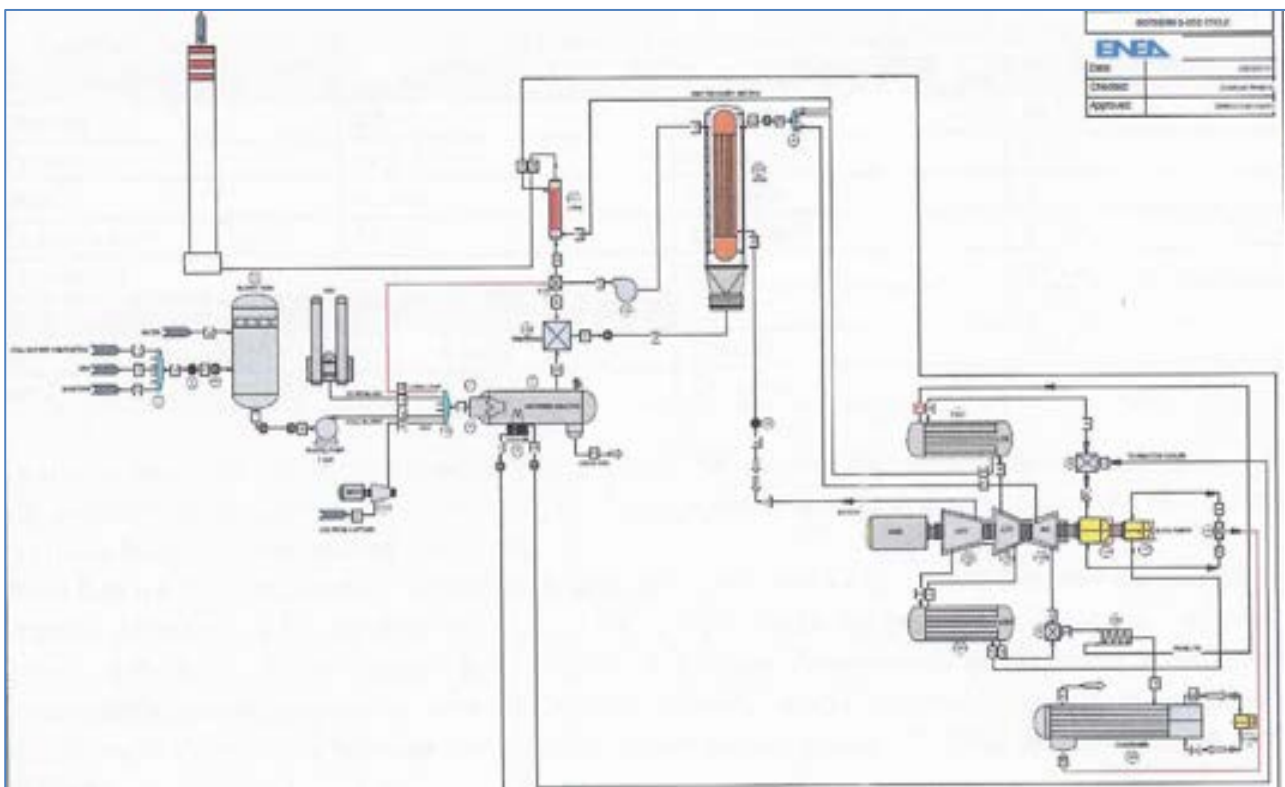


Figura 1 – Impianto di riferimento per la configurazione A [ENEA RdS/PAR2013/298]

Tabella 1 – Caratteristiche principali Macchine Impianto di Potenza di riferimento

Macchina	Temp. Ingresso [°C]	Pressione Ingresso [bar]	Rapporto pressioni*	Portata Massica [kg/s]
Pompa Media Pressione	18	55.1	4.87	45.9
Pompa Alta Pressione	18	55.1	5.44	63.3
Compressore di ricompressione	65	57	4.61	42.5
Espansore di Bassa Temperatura	416	294	4.31	63.3
Espansore di Alta Temperatura	600	250	5.06	88.4

* Inteso come rapporto di compressione per macchine operatrici e come inverso del rapporto di espansione per macchine motrici

Per tale configurazione impiantistica, ENEA ha già effettuato uno studio esplorativo e intende procedere alla sua integrazione con un sistema di compressione e trasporto della CO₂, sistema che sia, inoltre, utilizzabile separatamente, per operare in coda a impianti conversione “capture-ready”, oppure quale stazione per il pompaggio di spinta sulla linea di trasporto.

La messa a punto di tale sistema non può prescindere da un’analisi di fattibilità condotta sulle turbomacchine non convenzionali che dovranno essere impiegate. Poiché, per applicazioni con CO₂ allo stato trans-critico e supercritico, esistono solo poche macchine di piccola taglia utilizzate in attività sperimentali di laboratorio, si è ritenuto di fondamentale interesse condurre un’attività volta all’individuazione delle metodologie più idonee da applicare al dimensionamento preliminare di tali turbomacchine a S-CO₂. Tali metodologie saranno utilizzate per il dimensionamento preliminare durante il prossimo anno di ricerca.

1 Fondamentali

Il processo di progettazione di una macchina può essere suddiviso in quattro livelli principali, come riportato in Tabella 2. Mano a mano che si scende nel dettaglio progettuale, dalla scelta preliminare dell'architettura della macchina al dimensionamento di dettaglio della stessa, si utilizzano modelli sempre più rispondenti alla realtà dei fenomeni (dalle informazioni ricavabili tramite teoria della similitudine, all'analisi mono-dimensionale a quella bi-dimensionale e tri-dimensionale tramite metodi CFD). La verifica delle prestazioni attese e l'eventuale migliore calibrazione dei modelli utilizzati è necessaria e avviene tramite sperimentazione su prototipo in scala e a grandezza naturale.

L'intero processo di progettazione è fortemente iterativo, in quanto informazioni di maggiore dettaglio possono portare alla rivisitazione delle scelte preliminari effettuate.

Il presente rapporto tecnico prende in considerazione i metodi per effettuare la progettazione di Livello 1 e 2, cercando di evidenziare i vincoli correlati all'utilizzo della CO₂, con particolare attenzione alle implicazioni relative all'utilizzo del fluido in condizioni fortemente lontane dall'idealità, come quelle trans-critiche e super-critiche.

Tabella 2 – Fasi di progettazione di una macchina

Progetto		Modelli
Livello 1	<ul style="list-style-type: none"> Definizione condizioni operative; Selezione del tipo di macchine; Stima del layout complessivo delle macchine. 	<ul style="list-style-type: none"> Scaling di dati esistenti; Analisi dimensionale; Correlazioni globali per le prestazioni; Analisi 1D.
Livello 2	<ul style="list-style-type: none"> Dimensionamento alla linea media; Calcolo delle mappe operative. 	<ul style="list-style-type: none"> Dimensionamento e accoppiamento dei componenti tramite metodi 1D.
Livello 3	<ul style="list-style-type: none"> Dimensionamento di dettaglio dei componenti. 	<ul style="list-style-type: none"> Definizione delle geometrie; Analisi 2D e 3D dei canali
Livello 4	<ul style="list-style-type: none"> Costruzione di un prototipo; Test e analisi dei dati. 	<ul style="list-style-type: none"> Utilizzo dei risultati sperimentali per la calibrazione/miglioramento dei modelli Liv. 1-3

1.1 Parametri adimensionali per famiglie di macchine e trasferimento conoscenze

E' ben noto che il dimensionamento di una turbomacchina possa essere effettuato a partire dalle conoscenze fornite dall'analisi dimensionale. In particolare, per macchine a fluido comprimibile assimilato ad un gas perfetto, le prestazioni globali intese come salto entalpico totale e rendimento possono essere espresse in funzione di sette grandezze dimensionali indipendenti tra loro [3]. Riorganizzando le espressioni in forma adimensionale si giunge all'espressione delle prestazioni (rapporto di compressione/espansione o potenza adimensionale e rendimento) di famiglie di macchine, in funzione di quattro parametri adimensionali.

$$\frac{\Delta h_{0s}}{a_{0in}^2}, \eta = f\left(\frac{m}{D^2 a_{0in} \rho_{0in}}, \frac{a_{0in} \rho_{0in} D}{\mu}, \frac{ND}{a_{0in}}, \gamma\right) \quad (1)$$

Tradizionalmente, per gas perfetti, la (1) viene riscritta nel seguente modo:

$$\frac{p_{0out}}{p_{0in}}, \eta = f\left(\frac{m\sqrt{\gamma RT_{0in}}}{D^2 p_{0in}}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{0in}}}, Re, \gamma\right) \quad (2)$$

dove i gruppi adimensionali al secondo membro sono nell'ordine la portata adimensionale, il numero di Mach, il numero di Reynolds e il rapporto tra i calori specifici. Se il numero di Reynolds è sufficientemente elevato da garantire un efflusso turbolento e le proprietà del fluido sono note, la (2) può essere semplificata e scritta come in funzione di due sole grandezze adimensionali:

$$\frac{p_{0out}}{p_{0in}}, \eta = f\left(\frac{m\sqrt{\gamma RT_{0in}}}{D^2 p_{0in}}, \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{0in}}}\right) \quad (3)$$

che rappresenta la tipica modalità di rappresentazione delle curve caratteristiche dei compressori e degli espansori.

Un analogo procedimento può essere seguito per le macchine a fluido incomprimibile.

Ovviamente sarebbe possibile esprimere la (3) in funzione di due diversi gruppi adimensionali, aggregando le grandezze dimensionali di riferimento come si ritenga più opportuno, facendo attenzione a mantenere l'indipendenza dei due gruppi.

Sulla base di tale ragionamento è possibile esprimere le prestazioni in funzione di due particolari grandezze adimensionali: il diametro specifico D_s e il numero di giri specifico N_s . Un modo per definire tali grandezze è il seguente:

$$\frac{p_{0out}}{p_{0in}}, \eta = f\left(\frac{NV_{in}^{\frac{1}{2}}}{\Delta h_0^{\frac{3}{4}}}, \frac{D\Delta h_0^{\frac{1}{4}}}{V_{in}^{\frac{1}{2}}}\right) = f(N_s, D_s) \quad (4)$$

dove il primo gruppo (N_s) prende il nome di numero di giri specifico, il secondo (D_s) di diametro specifico. Tradizionalmente, in funzione di tali due parametri sono fornite le carte di selezione delle macchine, nelle quali è riportato il rendimento (o altra grandezza prestazionale) in funzione di N_s e D_s (o grandezze da essi derivate), presenti sugli assi di ascisse e ordinate. Nelle Figure 2, 3 e 4 sono riportate le carte fornite da [4]. In particolare, la Figura 2 presenta il rendimento per le varie tipologie di pompe, riferito a N_s e D_s scritti come:

$$N_s = \frac{\omega V_{in}^{1/2}}{(gH_s)^{3/4}} \quad (5)$$

$$D_s = \frac{D(gH_s)^{1/4}}{V_{in}^{1/2}} \quad (6)$$

con ω velocità angolare espressa in rad/s, V_1 la portata volumetrica in ingresso in ft^3/s , H_{ad} la prevalenza in ft lbf/lb e la grandezza geometrica di riferimento D in ft , secondo il sistema di misura anglosassone. Inoltre, a seconda della tipologia di macchina, la carta riporta utili indicazioni relative a rapporti geometrici fondamentali per poter procedere alla scalatura della macchina in questione.

In particolare, la carta sintetizza le informazioni relative a turbomacchine (assiali, radiali e miste), ad ammissione totale o parziale. Inoltre considera anche pompe Pitot, Tesla, a lobi ecc. di scarso interesse per gli scopi della presente relazione. Il numero di Reynolds considerato è pari a 10^8 e, inoltre, sono fissati i rapporti geometrici relativi al gioco all'apice palare s rispetto all'altezza pala h (o all'altezza pala uscita girante b_{out} per macchine radiali).

In Figura 3 è rappresentata la carta di selezione per i compressori. N_s e D_s sono definiti analogamente a quanto esposto sopra per le pompe. La carta di selezione dei parametri n_s e d_s per compressori è ricavata a numero di Reynolds costante e pari a 2×10^6 , rapporto gioco all'apice palare s e altezza pala pari a $s/h=0.002$ per macchine assiali e gioco s altezza pala uscita girante s/b_{out} pari a 0.02 per macchine radiali.

In Figura 4 è data, invece, la carta di selezione per le turbine. Per tale carta, nella definizione di N_s e D_s la portata volumetrica in ingresso V_{in} è sostituita con quella in uscita dall'organo mobile dello stadio V_{out} .

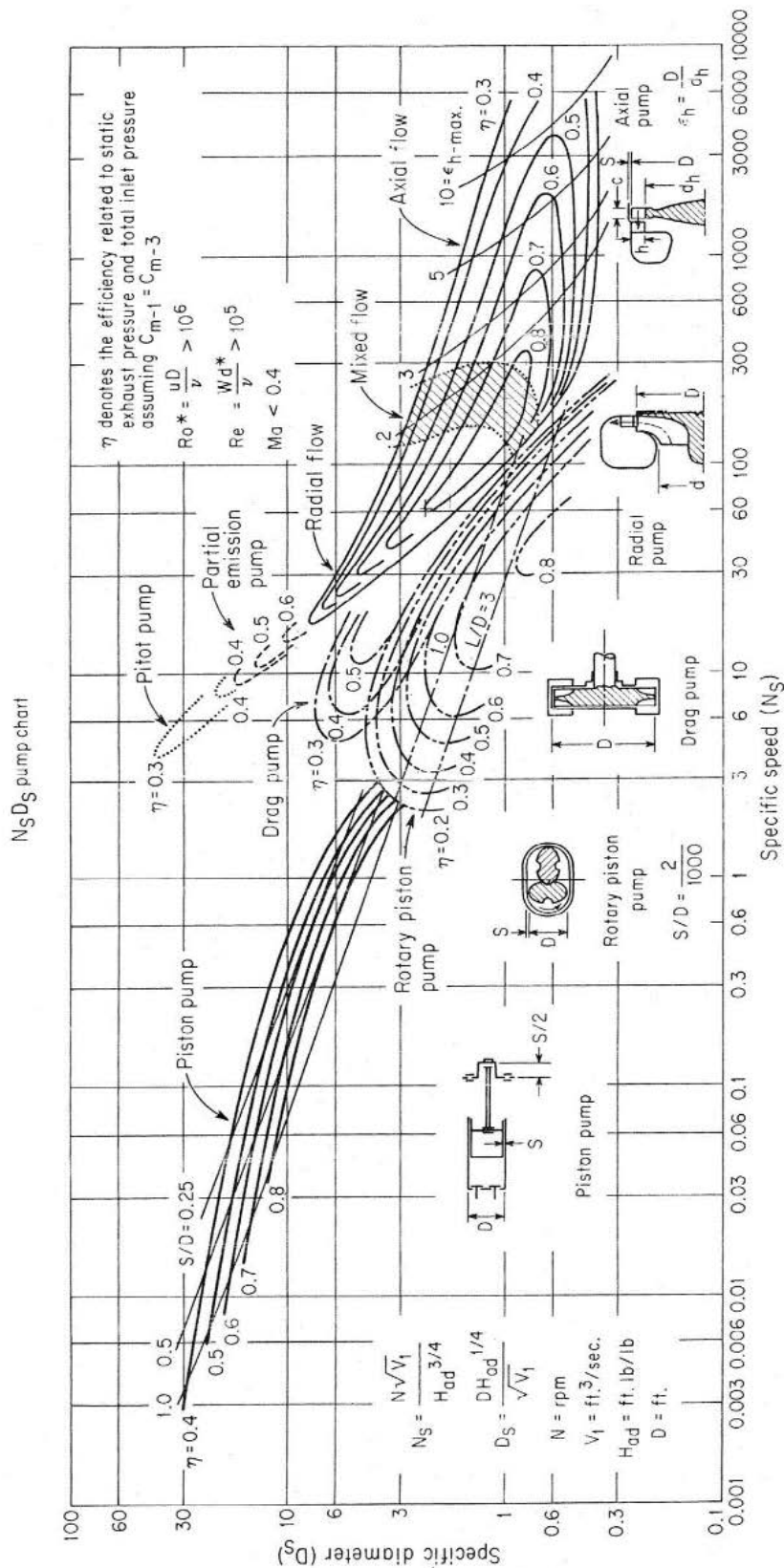


Figura 2 – Carta di Selezione delle Pompe [4]

In Figura 4 sono riportate le isolinee relative al rendimento definito come “total-to-static”. Il numero di Reynolds di riferimento è $Re=2 \times 10^6$, come anche sono stati fissati alcuni rapporti geometrici rilevanti: il rapporto tra lo spessore del gioco all’apice rispetto all’altezza pala (s/h per macchine assiali e s/b_{in} per macchine radiali), lo spessore del bordo di uscita del profilo palare rispetto al passo (te/t) per le turbomacchine e il rapporto tra spessore del gioco s e diametro D di riferimento per macchine volumetriche. Tutti questi parametri competono alla similitudine geometrica delle macchine e quindi la loro variazione modifica significativamente le curve caratteristiche come spiegato in seguito. Inoltre, sono riportate le condizioni di ottimo dal punto di vista geometrico tramite la costanza del parametro λ per turbine assiali, definito come il rapporto tra il diametro al mozzo e il diametro D di riferimento. Come si può notare le prestazioni migliori competono a macchine con ns tra 0.5 e 1, macchine che possono essere assiali o radiali ad ammissione completa.

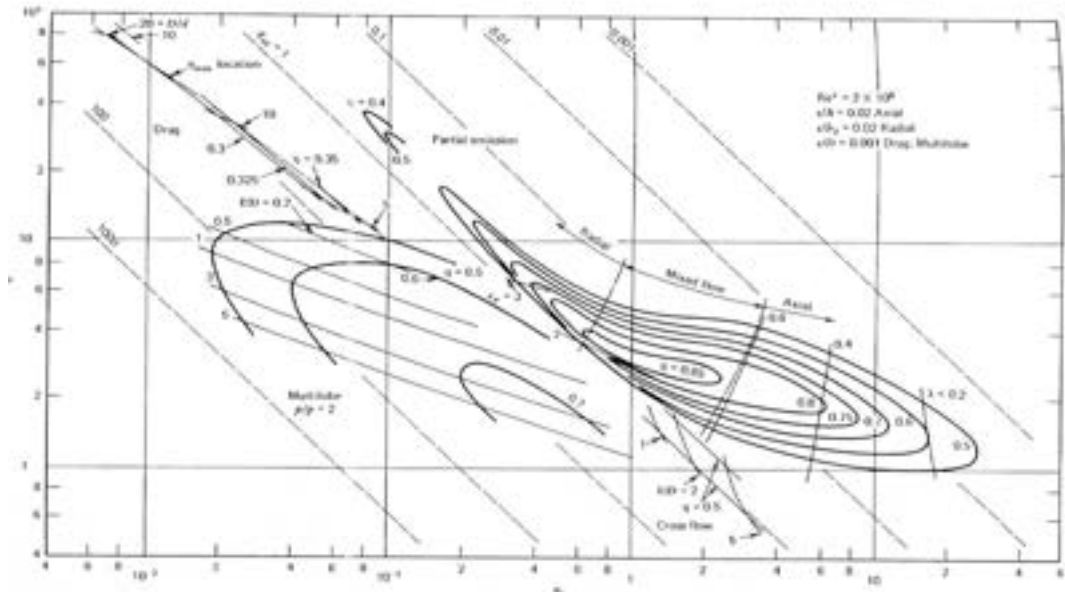


Figura 3 – Carta di Selezione dei Compressori [4]

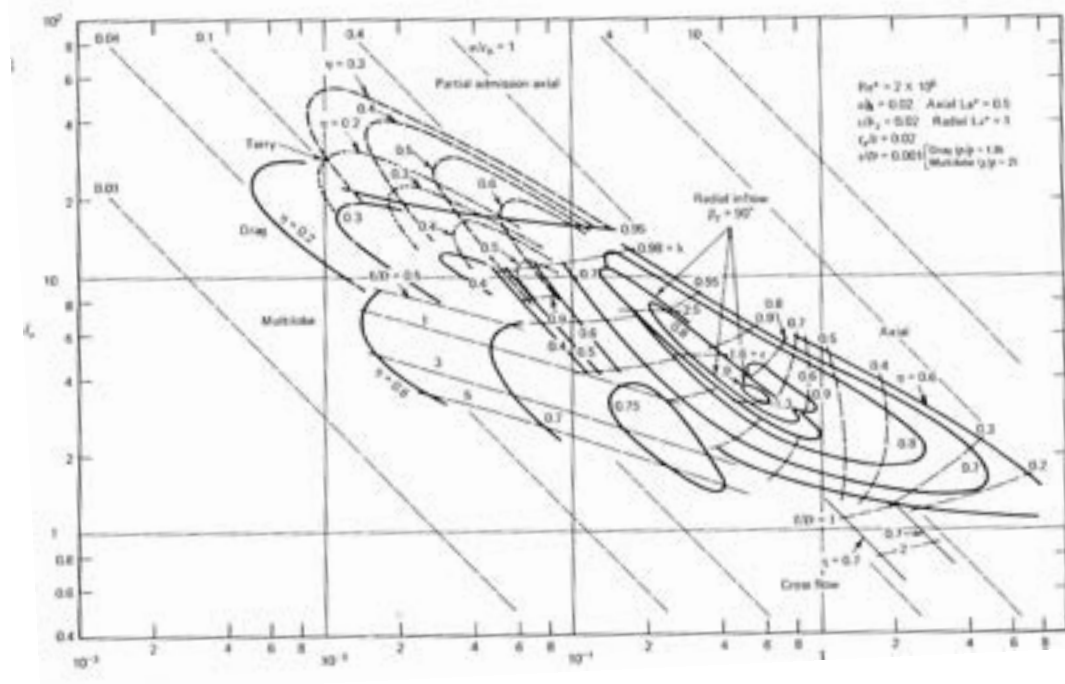


Figura 4 – Carta di Selezione delle Turbine [4]

Pertanto, per il dimensionamento preliminare di uno stadio di una qualsiasi turbomacchina si può pensare di partire con la scelta della coppia N_s e D_s che consenta di ottenere il miglior rendimento per le condizioni nominali di funzionamento. Ovviamente, di rado tale scelta non risulta vincolata, come verrà sottolineato nei paragrafi successivi. In particolare, in base alle notevoli informazioni relative a macchine reali, raccolte e sintetizzate da Balje, è possibile utilizzare le carte in Figura 5, 6 e 7 riferite rispettivamente a pompe, compressori ed espansori, per la scelta del N_s di miglior rendimento. Poiché N_s sintetizza in sé le tre informazioni N , V_1 e H_{ad} , presenta vari vincoli. N dipenderà, nel nostro caso, da come si ritiene di accoppiare le varie turbomacchine e i diversi stadi della stessa turbomacchina, la prevalenza H_{ad} o il carico Δh del singolo stadio dipenderanno da quale sarà la selezione del numero di stadi della singola macchina, scelta che modificherà anche la portata volumetrica in ingresso ad ogni stadio V_1 per fluidi comprimibili. Una volta fissato N_s , si potrà procedere con la scelta del diametro specifico D_s come riportato nel diagramma di Cordier (Figura 8) [5], o nei lavori successivi di Csanady [6] e Lewis [7].

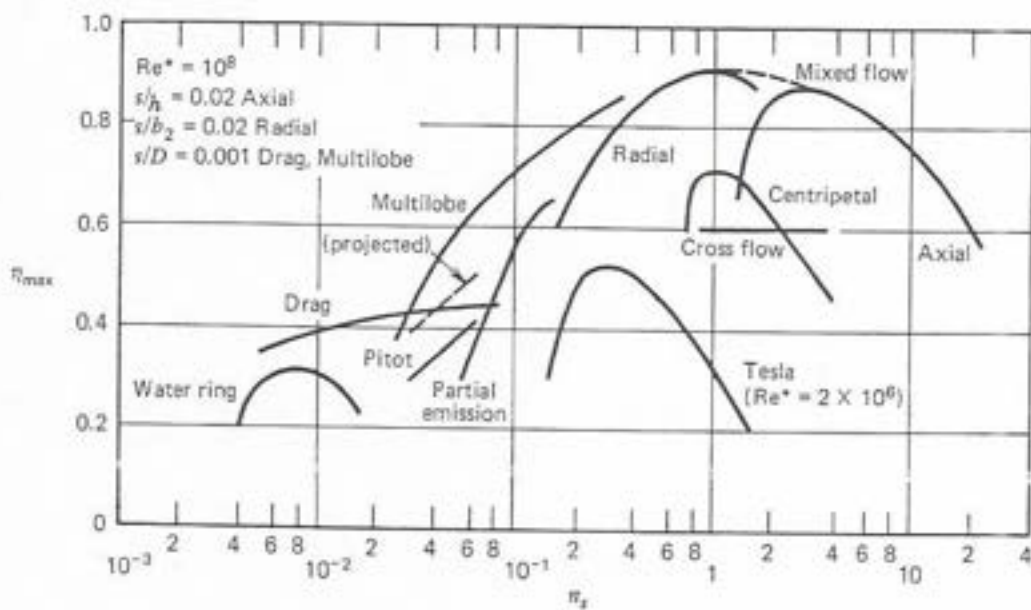


Figura 5 – Rendimento massimo per le pompe in funzione del numero di giri specifico [4]

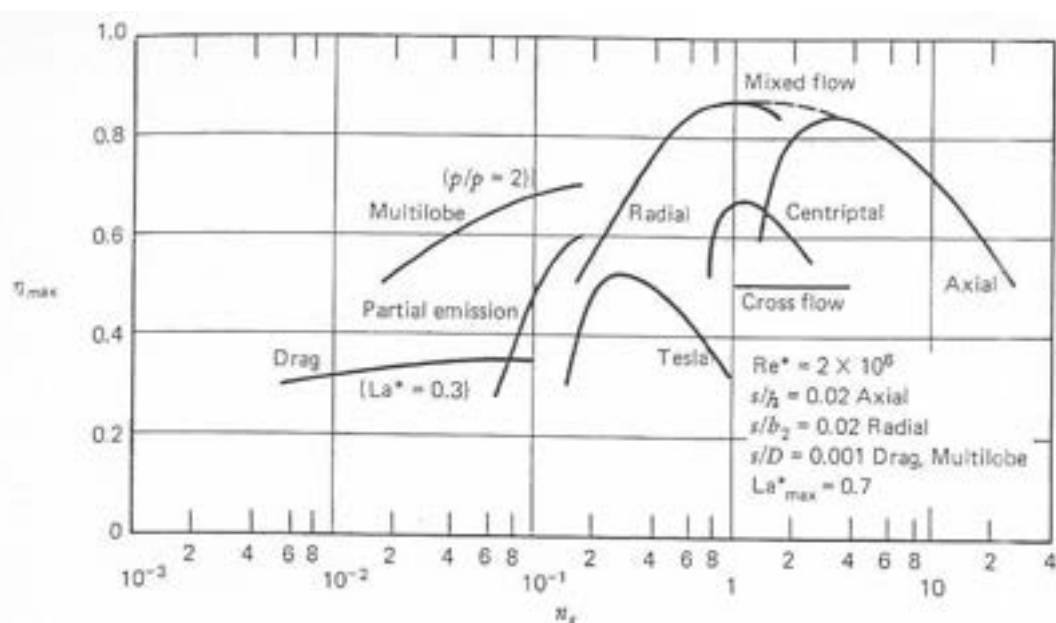


Figura 6 – Rendimento massimo per i compressori in funzione del numero di giri specifici [4]

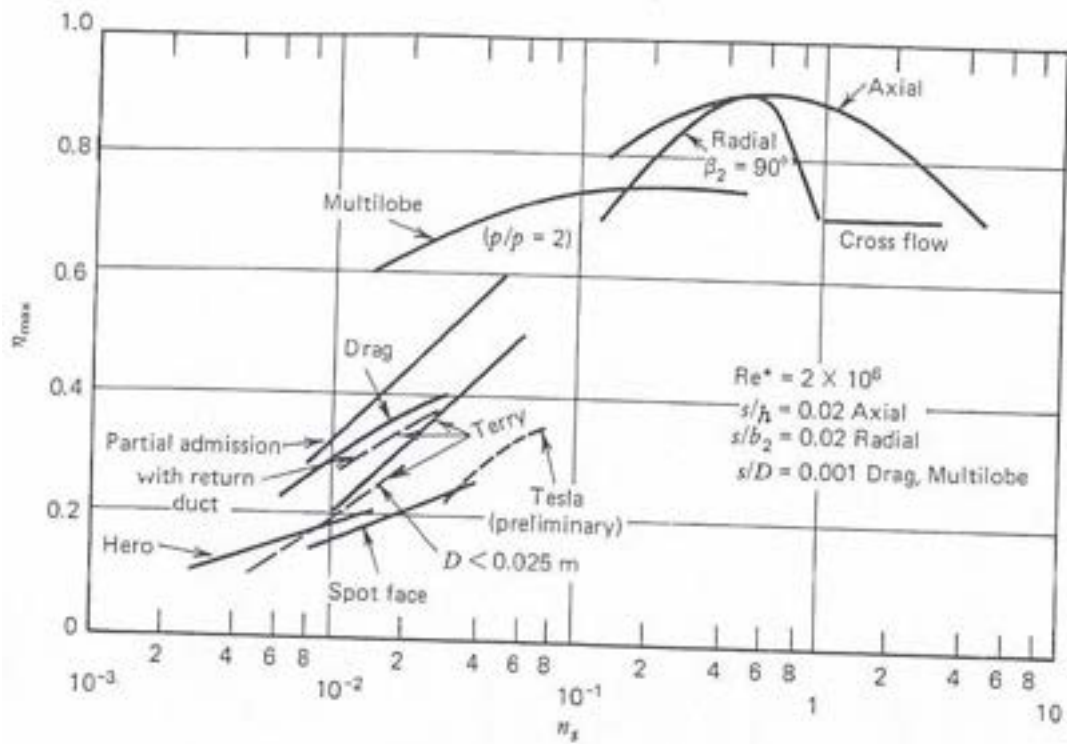


Figura 7 – Rendimento massimo per gli espansori in funzione del numero di giri specifico [4]

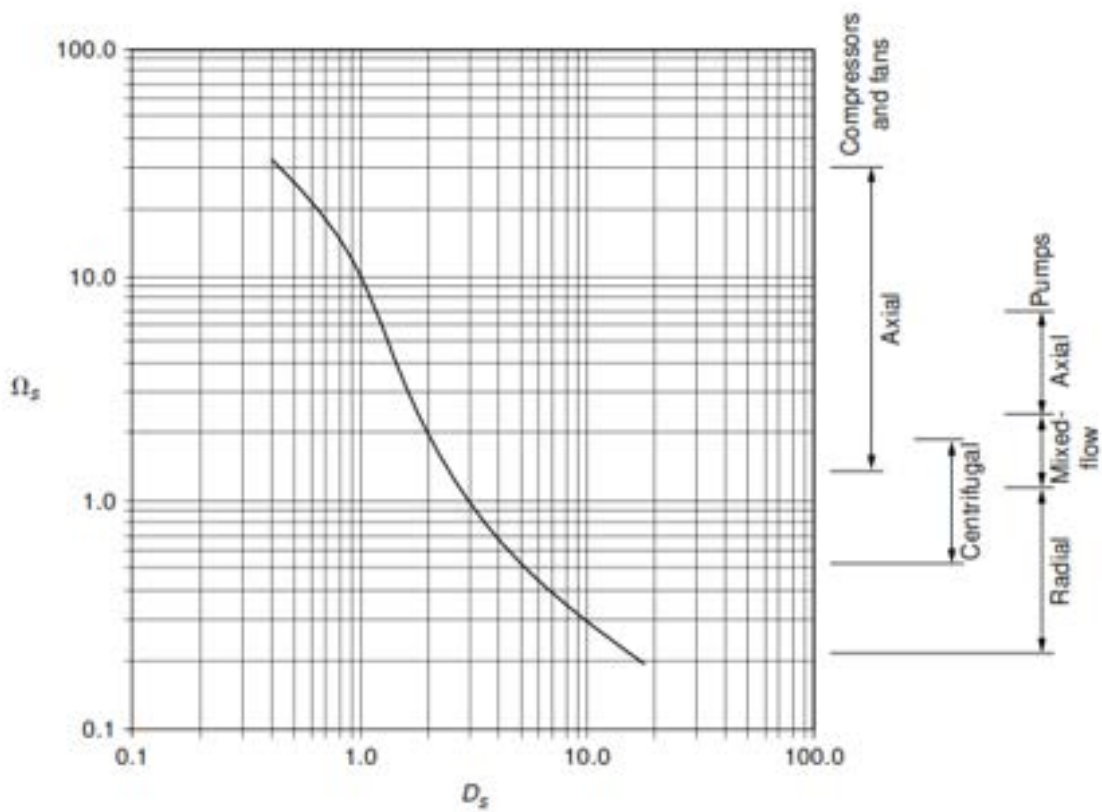


Figura 8 –Diagramma di Cordier [5]

Pertanto le scelte che potranno essere prese in considerazione saranno molteplici, in base all'arrangiamento delle linee d'albero, alla tipologia di macchine (radiali, miste o assiali), al numero di stadi per ogni macchina, al numero di giri per ogni linea d'albero. Un esempio di come sia effettuata la scelta preliminare di N_s e D_s applicata al dimensionamento di un compressore radiale per cicli a CO₂ supercritica è riportato in [8]. In tale rapporto tecnico sono discussi e confrontati due dimensionamenti preliminari del compressore principale per un ciclo completamente supercritico a ri-compressione da 300 MW: il primo per un compressore monostadio e il secondo per un compressore bi-stadio. Inoltre, sono riportati tre dimensionamenti preliminari (uno, due e tre stadi) per il compressore necessario alla ri-compressione della CO₂. Valutazioni relative al rendimento atteso, all'ingombro delle macchine e considerazioni relative alla regolazione delle stesse, sono state applicate per ridurre il numero delle soluzioni progettuali preliminari. Un altro metodo, analogo al precedente, tradizionalmente utilizzato per il dimensionamento preliminare di una turbomacchina, si basa sulla scelta di altre due grandezze adimensionali: il coefficiente di flusso e il coefficiente di carico. Il coefficiente di flusso Φ è legato alla portata elaborata dalla turbomacchina. Viene definito come il rapporto tra la velocità meridiana di efflusso C_m e la velocità di trascinamento U alla linea media per una sezione di riferimento (tipicamente quella della sezione di ingresso dell'organo in movimento per macchine operatrici, sezione di uscita per macchine operatrici):

$$\Phi = \frac{C_m}{U} \quad (7)$$

Il coefficiente di pressione Ψ è, invece, un parametro che esprime il lavoro specifico scambiato tra il fluido e gli organi mobili della macchina adimensionalizzato, in riferimento al quadrato della velocità periferica della girante U :

$$\Psi = \frac{L}{U^2/2} \quad (8)$$

In relazione a tali due grandezze possono essere date le carte di scelta delle macchine in modo analogo a quanto visto in precedenza con il numero di giri specifico N_s e il diametro specifico D_s . Un esempio relativo alla scelta dei valori ottimali per macchine operatrici è riportato nelle Figure 8 e 9.

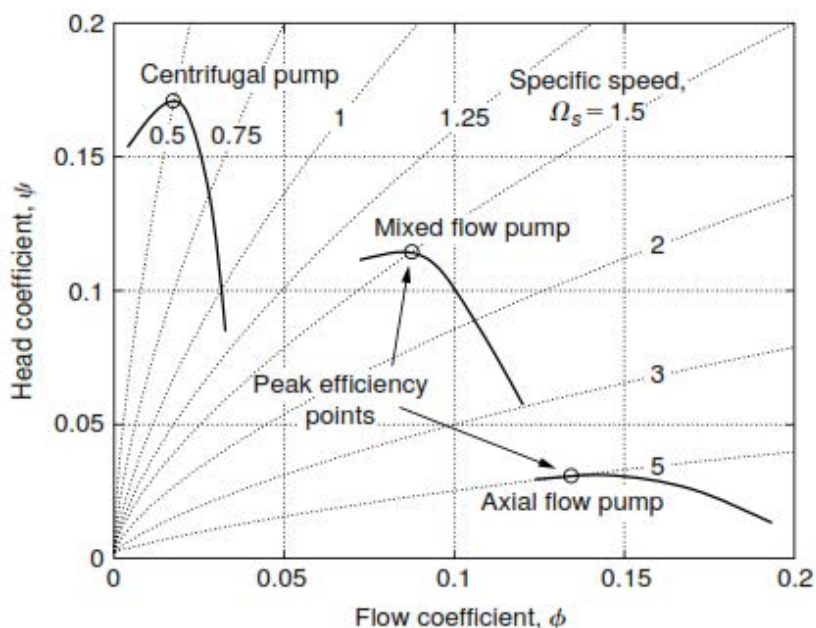


Figura 8 –Carta di selezione delle turbopompe.

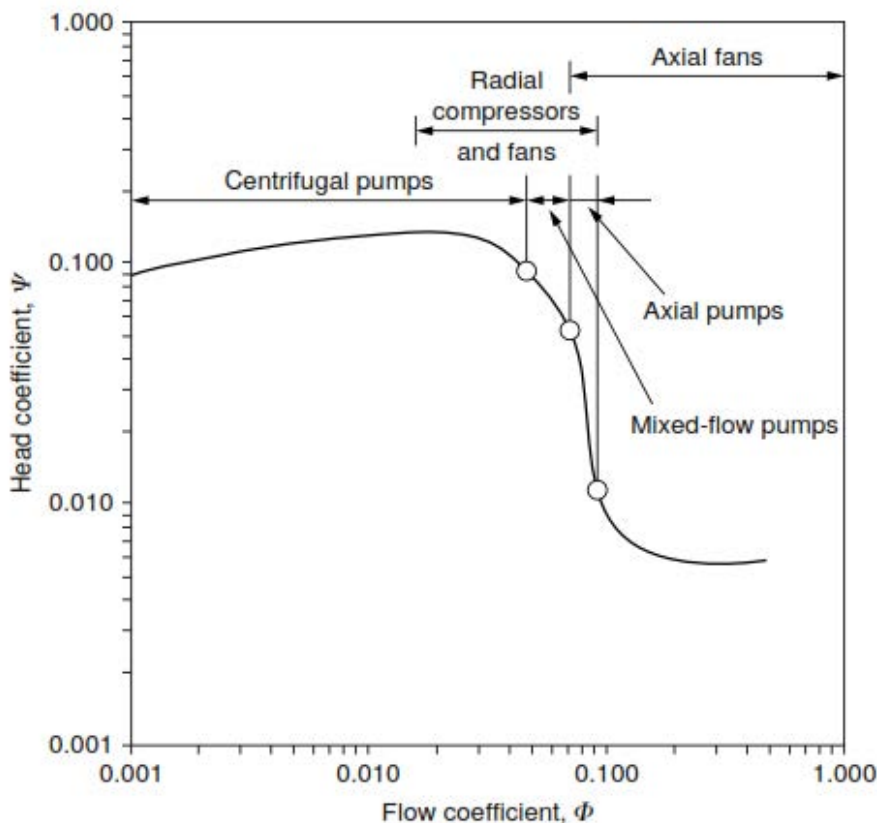


Figura 9 – Diagramma di massimo rendimento per turbomacchine operatrici [7]

1.2 Fenomeni secondari di rilievo e campi di ammissibilità dell'analisi

Vari Autori hanno utilizzato le tecniche espote nel paragrafo precedente per effettuare un dimensionamento preliminare di macchine a CO2 [9- 12].

Si rammenta, tuttavia, che l'attendibilità dei risultati ottenibili tramite l'applicazione della teoria della similitudine viene ridotta da una moltitudine di fenomeni fisici che non seguono le regole adottate. Tale fenomeni, detti secondari, vanno identificati e valutati in base alla specifica applicazione e comportano i cosiddetti "effetti scala".

Ad esempio il controllo sul tipo di moto che si instaura all'interno della macchina (laminare, turbolento) ha una importanza rilevante sul trasferimento delle informazioni da una macchina all'altra. A titolo di esempio in Figura 10 sono riportate le curve sperimentali del coefficiente di carico ψ e del rendimento η in funzione del coefficiente di portata ϕ e del numero di Reynolds Re per una famiglia di turbopompe simili. Come si può notare la variazione di Re influisce moltissimo sulle prestazioni anche se tutte le altre grandezze di interesse vengono mantenute in similitudine.

In prima approssimazione si può ritenere di tener conto di tale fenomeno utilizzando dei fattori generali di correzione da integrare nelle espressioni delle prestazioni della macchina. Ad esempio utilizzando come variabile indipendente la velocità specifica n_s si potrà scrivere:

$$\psi = f_{\psi}(Re)f(n_s) \tag{9}$$

$$\eta = f_{\eta}(Re)f(n_s) \tag{10}$$

Utilizzando come fattori correttivi i soli f_{ψ} e f_{η} in base a quanto riportato in Figura 11.

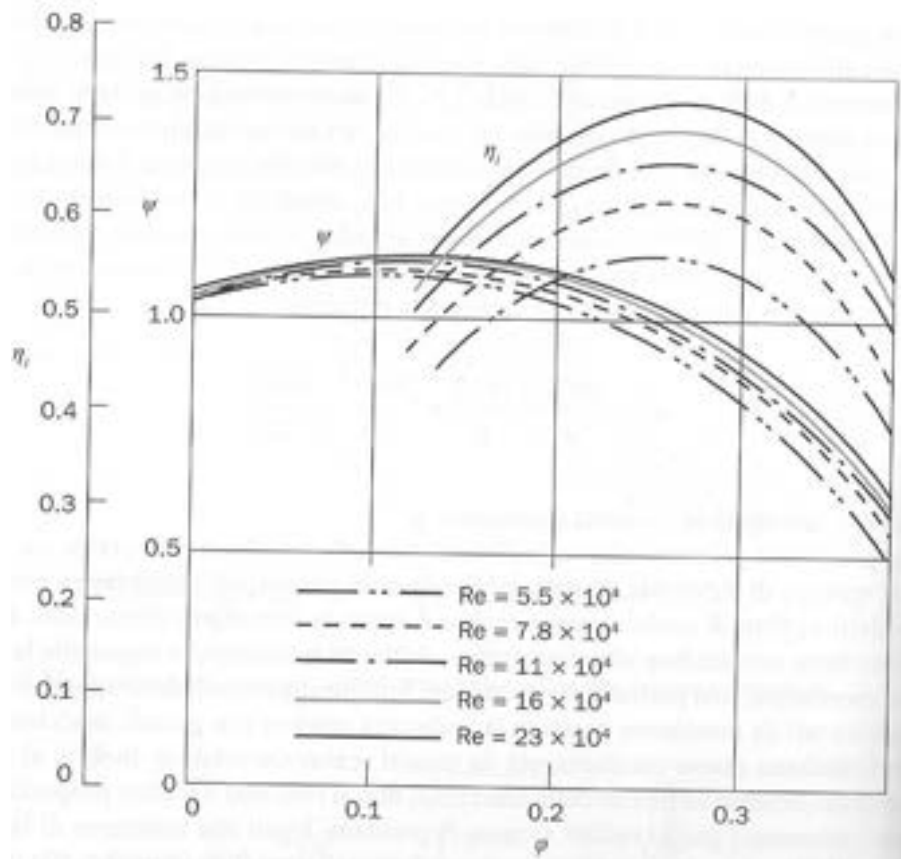


Figura 10 - Coefficiente di carico e rendimento per una famiglia di pompe al variare del numero di Reynolds [13]

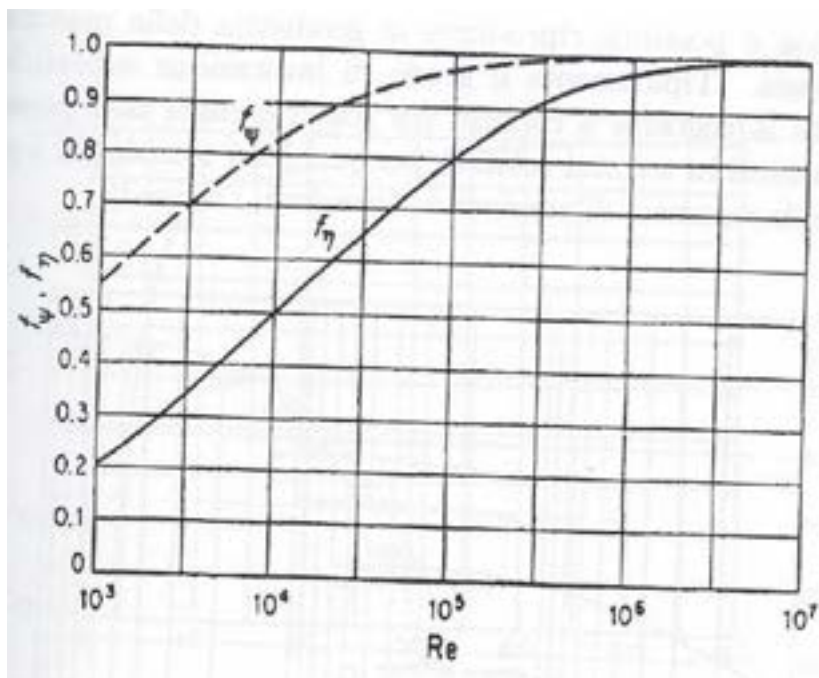


Figura 11 – Fattori di correzione delle prestazioni di famiglie di turbomacchine simili al variare del numero di Reynolds [13]

Per il dimensionamento preliminare del compressore per la ricompressione nel ciclo di potenza e per gli espansori di alta e media pressione bisognerà considerare anche i fenomeni di realtà legati alla comprimibilità del fluido. Tali fenomeni secondari che inficiano l'attendibilità dei risultati ottenuti tramite la teoria della similitudine, possono essere collegati al numero di Mach definito come rapporto tra la velocità locale del fluido (relativa o assoluta a seconda che il canale sia rotante o fisso) e la velocità del suono riferita alle condizioni termodinamiche locali. In condizioni adiabatiche è necessario controllare che tale numero non vari molto nella trasposizione delle informazioni dinamiche, per evitare che si instaurino tra macchina modello e macchina prototipo regimi fluidodinamici locali diversi (presenza di onde d'urto, interazione tra queste e strato limite ecc.). In particolare, in campo turbomacchinistico si può utilizzare il Numero di Mach Periferico (M_u) definito come:

$$M_u = \frac{U}{a} = \frac{\omega D}{2a} \tag{9}$$

Indicando con U la velocità periferica, a la velocità del suono, ω velocità angolare e D il diametro di riferimento.

La legge adimensionale, in tal caso, non potrà prescindere dagli effetti dinamici e dovrà essere scritta in funzione di tre grandezze adimensionali. A titolo di esempio in [13] si riporta per una famiglia di compressori la legge:

$$\psi = f(\phi, \gamma, M_u) \tag{10}$$

graficata in Figura 12 per un fluido assegnato. Come si può notare, fino a valori di M_u di 0.49 il flusso si comporta come se fosse incomprimibile. Per valori più elevati la comprimibilità modifica anche sensibilmente le prestazioni della macchina.

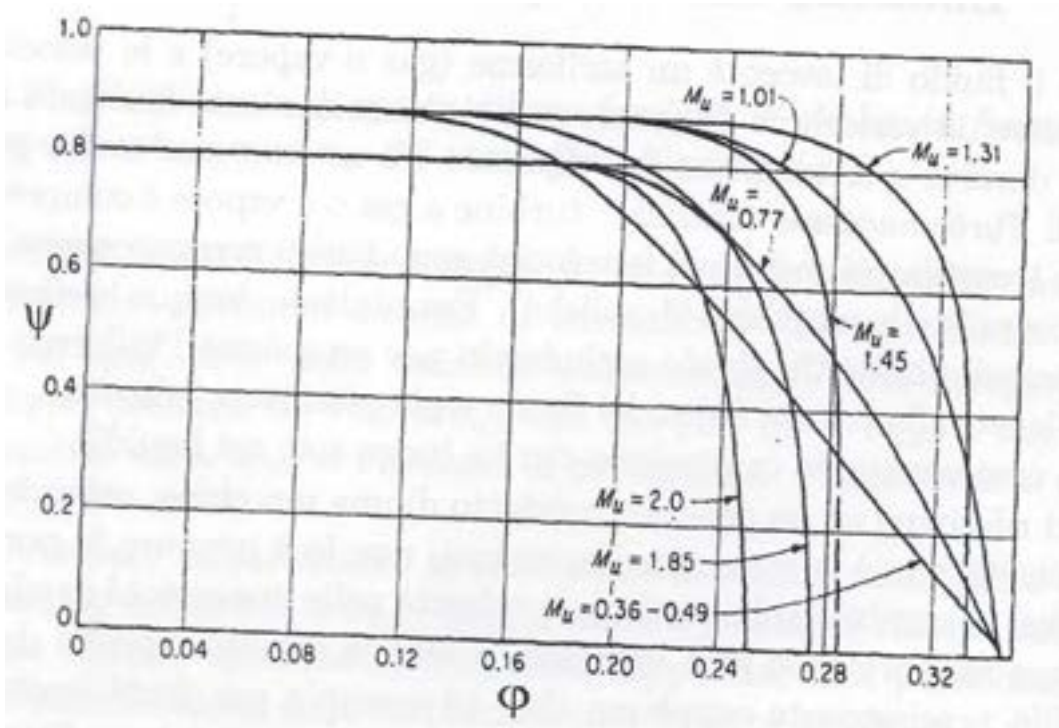


Figura 12 – Curve adimensionali di funzionamento per una famiglia di compressori parametrizzate in base al numero di Mach periferico per un fluido assegnato [13].

Pertanto per compressori ed espansori in cui Mu risulti maggiore di circa 0.5, è consigliabile utilizzare la teoria della similitudine con variabili adimensionali che tengano conto anche della densità del fluido. Inoltre il confronto in senso stretto sarà possibile laddove i rapporti di compressione o espansione siano dello stesso ordine di grandezza. Inoltre, si rammenta che tali effetti secondari sono più sentiti per applicazioni relative a compressori rispetto a espansori.

Va precisato, comunque, che, anche per $Mu < 0.5$, per poter utilizzare le carte precedentemente esposte nel dimensionamento di macchine a CO_2 , devono essere effettuate alcune operazioni di “trasposizione” delle informazioni in esse riportate. Tali informazioni sono riferite ad uno specifico fluido di lavoro, tant’è che, ad esempio, ϕ e ψ non contengono più l’informazione relativa alla densità del fluido. Per questo motivo molte delle carte dimensionali usualmente utilizzate, contenenti grandezze ridotte, devono essere adimensionalizzate, integrando nuovamente tutte le informazioni necessarie per estendere la teoria della similitudine ad un diverso fluido. In tal modo risulta possibile effettuare la trasposizione delle informazioni per diversi fluidi di lavoro e ottenere grandezze globali di primo tentativo per il dimensionamento preliminare delle nuove macchine.

Inoltre, deve essere preso in considerazione un secondo aspetto di rilievo: la CO_2 può essere approssimata preliminarmente ad un gas perfetto solo per alcune macchine. Sicuramente non per gli stadi di compressione che elaborano il fluido in condizioni termodinamiche prossime alla zona trans-critica. Ciò dipende dal fatto che nel campo del trans-critico ed in prossimità della curva limite, si ha una variazione molto accentuata del volume specifico del fluido.

Pertanto sarà necessario per il singolo stadio valutare la densità del fluido in ingresso, ma anche stimare la densità in uscita e verificare che la differenza delle due sia contenuta. Ciò comporterà necessariamente che ogni procedimento di scelta del numero di giri specifico e del diametro specifico opportuni per ogni stadio sarà di tipo iterativo, perché legata alla portata volumetrica e non alla portata massica.

Un altro aspetto a cui è necessario prestare particolare attenzione per applicare le leggi di scalatura alle macchine a CO_2 e per la determinazione delle prestazioni globali delle macchine, è legato alle perdite fluidodinamiche per attrito ventilante (soprattutto per macchine radiali le perdite per attrito tra disco e cassa e controdisco e cassa) e alle perdite volumetriche legate ai trafiletti.

Si stima, infatti, che le prime (attrito ventilante) saranno superiori nelle macchine a CO_2 che si vogliono dimensionare rispetto a macchine che elaborino aria, a parità di sviluppo radiale della macchina, velocità, spessore dei giochi e finitura superficiale delle superfici considerate. Ciò perché nelle condizioni termodinamiche di riferimento in regime trans-critico e supercritico la densità della CO_2 è elevata. Le formule di carattere semi-empirico che vengono, di norma, utilizzate per il calcolo della potenza persa a causa di tale fenomeno hanno una formulazione simile alla (11) di seguito riportata:

$$P_w = k \rho n^3 D^5 \quad (11)$$

Con k un coefficiente relativo al fluido, al numero di Re e all’architettura della macchina. In prima approssimazione k può essere mutuato dalle numerose correlazioni empiriche presenti in letteratura.

1.3 Procedure per la definizione dell'architettura delle potenziali macchine e per la quantificazione delle grandezze fondamentali

Come evidenziato nei paragrafi precedenti, in alcuni casi non è possibile definire tramite la teoria della similitudine, una coppia univoca di grandezze adimensionali che possano soddisfare alle specifiche di progetto. Più frequentemente sarà possibile identificare un numero discreto di possibili "buone soluzioni progettuali" che costituiranno un ottimo punto di partenza.

Qualora ci sia la possibilità di scegliere tra macchine radiali e assiali, si dovranno tenere in conto alcune considerazioni di carattere generale che potranno favorire una configurazione rispetto all'altra.

Si consideri quanto detto per operare una scelta tra compressore centrifugo e compressore assiale.

- Regime di funzionamento

La scelta potrebbe variare se si debba dimensionare una macchina che lavorerà prevalentemente in condizioni nominali o una che si prevede sia soggetta a periodi di funzionamento prolungati fuori progetto.

Tipicamente un compressore centrifugo composto da pochi stadi presenta una maggiore flessibilità operativa rispetto ad una macchina assiale che lavori con medesimi portata e rapporto di compressione nominali. Quest'ultima avrà una variazione del rapporto di compressione molto più accentuato al variare della portata (perché composta da un numero elevato di stadi in serie) e pertanto margini di stallo ridotti rispetto ad una macchina radiale.

Inoltre una macchina centrifuga manterrà buone prestazioni (in termini di rendimento) anche ai carichi parziali poiché lavora principalmente sfruttando le forze centrifughe, risultando, quindi, molto meno sensibile alle variazioni di incidenza del flusso sui profili palari.

- Robustezza

Poiché la girante di un compressore centrifugo viene costruita di pezzo e presenta un disco e spesso un controdisco, conferisce una maggiore robustezza alla macchina in confronto ad una tipica architettura assiale. Questo comporta una minore sensibilità alla eventuale presenza di condensa, se ben equilibrata alle vibrazioni e una minore manutenzione.

- Ingombri

Un compressore centrifugo presenterà un minor ingombro assiale perché costituito da un numero inferiore di stadi. Ha, tuttavia, un ingombro radiale importante dovuto non solo allo sviluppo della girante, ma anche del diffusore (specialmente se liscio) e del gomito del canale di ritorno o della voluta di raccolta per l'ultimo stadio. L'ingombro radiale sarà ancor maggiore per configurazioni multi-asse come esposto successivamente.

- Prestazioni

In condizioni nominali stadi assiali presentano generalmente perdite nel flusso principale minori, specialmente in configurazioni nastrate che contengono le perdite ad apice palare. I compressori radiali, infatti, presentano importanti perdite per attrito ventilante negli interstizi disco/cassa e controdisco/cassa, più ingenti se si considera la densità della CO₂ elaborata. Wilson [14] riporta nel dettaglio i principali fenomeni che limitano il rendimento interno delle macchine radiali. Va, tuttavia considerato, che essendo il numero di stadi di una macchina assiale superiore, non è detto a priori che, con tale configurazione, si possano ottenere effettivamente benefici sul rendimento complessivo della macchina.

- Modellazione del flusso

Tipicamente i modelli numerici utilizzati nella fluidodinamica computazionale risultano più accurati per macchine assiali rispetto a quelle radiali. Ciò dipende dal fatto che tenere in conto fenomeni fortemente tridimensionali propri dei condotti radiali, è piuttosto complesso e dispendioso dal punto di vista del tempo e della capacità di calcolo impiegati. Pertanto, per fluidi “tradizionali” le capacità predittive dei modelli utilizzati sono notevoli e riducendo le iterazioni necessarie per arrivare ad un buon progetto. Si sottolinea, comunque, come questa considerazione non sia valida per un fluido non “tradizionale” come è la CO₂, specialmente nei campi del trans-critico, dove le proprietà termodinamiche sono quelle di un fluido fortemente reale, e del super-critico dove la CO₂ presenta alcune proprietà peculiari dei liquidi (elevata densità) e altre proprie dei fluidi comprimibili (capacità di variazione del suo volume specifico).

- Scalabilità

I compressori assiali hanno una maggiore permeabilità alla portata massica e presentano rapporti di compressione limitati per il singolo stadio, viceversa le macchine centrifughe. Questa considerazione risulta importante quando si desidera dimensionare una macchina in vista, poi, di un suo successivo *scale-up*, per impianti più grandi. Questo, in alcuni casi, potrebbe favorire macchine assiali rispetto a quelle radiali.

Una volta individuata la tipologia di macchina (es. compressore radiale o assiale), spesso la possibile ripartizione del carico non è univoca, poiché possono essere scelte combinazioni diverse di grandezze adimensionali che, in sede preliminare, soddisfino alle specifiche di progetto. Un esempio di rilievo, relativo al dimensionamento preliminare di un compressore radiale per un ciclo a CO₂ supercritica da 300 MW è riportato in [14]. In tale rapporto tecnico si confrontano due dimensionamenti per il compressore centrifugo principale (che sostituisce il gruppo di pompaggio presente nel loop studiato da ENEA). In particolare si discute la possibilità di sviluppare una macchina monostadio o bi-stadio. Si presentano, inoltre, tre possibili dimensionamenti per il compressore centrifugo di ricompressione (uno, due o tre stadi).

Per entrambe le macchine il confronto viene effettuato sulla base della stima del rendimento complessivo, dell’ingombro radiale della macchina e della flessibilità in condizioni fuori progetto.

Va, inoltre, considerato che, soprattutto per quanto riguarda il compressore di ricompressione è possibile optare anche per una soluzione “ibrida”, dimensionando alcuni stadi come centrifughi e altri come assiali.

1.4 Limitazioni fluidodinamiche e meccaniche

A seconda del tipo di macchina che si considera, esistono alcuni fattori che ne influenzano profondamente l’architettura e la sua disposizione in linea d’albero (quest’ultimo argomento che sarà discusso in seguito).

Oltre alle questioni relative al possibile *scale-up/down* che può essere effettuato solo entro certi limiti, tant’è che generalmente le macchine radiali si considerano adatte per piccole portate e quelle assiali per l’elaborazione di grandi portate, bisogna considerare altri aspetti legati ad alcune peculiari limitazioni fluidodinamiche e meccaniche.

Facendo riferimento alle macchine presenti nello schema del loop ISOTHERM-PWR® e alla linea di compressione si possono individuare le seguenti limitazioni:

- Cavitazione per le turbopompe;
- Minimo diametro dell’albero (in riferimento alle potenze considerate);
- Funzionamento ai carichi parziali

Altri vincoli di tipo fluidodinamico e meccanico saranno presi in considerazione nel capitolo successivo perché intervengono nel dimensionamento preliminare 1D e 2D delle macchine.

Cavitazione

Le due pompe aspirano CO₂ proveniente dal condensatore. Il fluido, pertanto, si trova in condizioni di incipiente cavitazione. Per tale particolare caso il carico idraulico netto all'aspirazione (NPSH) può essere scritto in riferimento alle condizioni presenti al condensatore (cond) nella seguente maniera:

$$NPSH = \frac{p_{cond}}{\rho g} - z - \frac{D_{in e}}{2} - \sum Y_e - h_v \approx -z - \sum Y_e \quad (12)$$

Dove z è la quota media della flangia di ingresso della pompa, $D_{in e}$ è il diametro esterno della sezione di ingresso, Y_e sono le perdite concentrate e distribuite che si hanno tra il condensatore e la flangia di ingresso della macchina e h_v è la tensione di vapore. Trascurando $D_{in e}$ si nota che la macchina dovrà essere sotto battente almeno quanto è necessario per vincere le perdite fluidodinamiche Y_e e a consentire alla macchina di avere un'adeguata depressione dinamica totale h_{dtp} , poiché sussiste la relazione

$$NPSH \geq h_{dtp} \quad (13)$$

affinché non vi siano zone interne della pompa dove si verifichi la cavitazione.

Ciò comporta che la prima girante della pompa avrà un limite piuttosto stringente sul numero di giri massimo che può essere scelto in fase di dimensionamento. Esistono diversi metodi per tener conto di tale limite: uno dei più comuni è legato all'utilizzo del numero di giri caratteristico all'aspirazione S definito come:

$$S = n \frac{\sqrt{Q}}{h_{dtp}^{3/4}} \quad (14)$$

con Q portata volumetrica in ingresso alla pompa.

S è un invariante cinematico e quindi seguendo le regole della teoria della similitudine il suo valore sarà noto per ogni famiglia di macchine perché correlato al numero di giri specifico N_s . Il numero di giri massimo sarà deducibile ponendosi in caso di incipiente cavitazione. Pertanto:

$$n_{max} = S \frac{NPSH^{3/4}}{\sqrt{Q}} \quad (15)$$

Da ciò si comprende che la macchina, o almeno il primo stadio, non potrà essere sulla stessa linea d'albero delle altre turbomacchine dell'impianto di potenza.

Inoltre, nella definizione del numero di stadi, si dovrà considerare che il primo avrà un limite anche sulla prevalenza massima H erogabile poiché esprimendola in funzione della conservazione del momento della quantità di moto si potrà scrivere come:

$$H_{lim} = \eta_i K (NPSH) \frac{\psi_2}{g} B^2 \quad (16)$$

Indicando con η_i il rendimento interno, K un coefficiente legato alla resistenza a cavitazione che tiene conto del regime e del tipo di fluido, della forma della corrente all'ingresso e dell'architettura della macchina, ψ_2 il coefficiente di carico per la sezione di uscita girante e con B il rapporto tra il diametro uscita girante D_2 e il diametro D_{1e} ingresso all'apice.

Diametro minimo dell'albero

L'albero deve possedere caratteristiche termo-meccaniche adeguate per garantire la resistenza ai carichi statici, in particolare resistenza al momento torcente e alle sollecitazioni a fatica. In fase di dimensionamento preliminare è necessario valutare il diametro minimo dell'albero in base alla potenza trasmessa e utilizzare tale informazione nel dimensionamento corretto delle sezioni di efflusso.

In particolare, facendo riferimento ad un albero a sezione circolare piena, il diametro minimo D_{min} sarà pari a:

$$D_{min} = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\tau_{max}}} \quad (17)$$

essendo M_t il momento torcente e τ_{max} la tensione tangenziale massima del materiale scelto.

Funzionamento ai carichi parziali

La necessità di conferire flessibilità alle macchine e renderle più o meno performanti ai carichi parziali influirà sulla scelta dell'architettura della macchina, così come è stato già accennato in precedenza per i compressori centrifughi. Inoltre, influirà anche sul numero di stadi della singola macchina. Il crescere del numero di stadi in serie, per una macchina operatrice, comporta il progressivo aumento della variabilità della prevalenza o rapporto di compressione con la portata massica a parità di numero di giri. Diminuisce, pertanto, la possibilità di lavorare ai carichi parziali poiché ci si avvicina alle condizioni di stallo e pompaggio.

2 Strategie e tecniche di design bi-dimensionale delle turbomacchine a CO₂ nei domini trans-critico e super-critico

Una volta definita l'architettura generale delle macchine, sarà necessario procedere con il dimensionamento mono-dimensionale (1D) e bi-dimensionale (2D) dei componenti. Nel presente capitolo sono riportate le procedure per effettuare tali dimensionamenti preliminari.

In particolare, sono prese a riferimento le seguenti tipologie di macchine:

- Compressori assiali;
- Turbine assiali;
- Pompe e compressori centrifughi.

Le procedure descritte hanno l'obiettivo di individuare i triangoli di velocità per ogni stadio alla linea media nelle sezioni notevoli (es. ingresso e uscita rotore e statore), determinare le deviazioni del flusso e derivare da tali informazioni il dimensionamento preliminare delle macchine di interesse.

Successivamente, in relazione anche allo stato del fluido, per ogni applicazione specifica, sono identificati i principali vincoli dal punto di vista fluidodinamico e meccanico che influiscono sul buon progetto delle macchine.

2.1 Procedure per il dimensionamento dei componenti

Di seguito sono illustrati i metodi per il dimensionamento preliminare delle macchine elementari di interesse. Per ogni tipologia di macchina è stato individuato un sistema di funzioni basato su equazioni di conservazione, caratteristiche dei triangoli di velocità, correlazioni di carattere empirico o semi-empirico (ad esempio per la valutazione delle perdite e delle deviazioni del flusso), che descriva in modo semplice e compatto il comportamento mono-dimensionale o bi-dimensionale del flusso e correli ad esso le principali caratteristiche della macchina in esame. Per le proprietà del fluido si è ritenuto opportuno far riferimento alle proprietà termodinamiche riportate nel programma elaborato dal National Institute of Standards and Technology Refprop9 [15, 16].

Compressori assiali

Dall'analisi di ciclo e dall'applicazione delle regole suddette, per la macchina in questione saranno note la portata massica, le proprietà termodinamiche e cinetiche di ingresso e uscita della CO₂, il regime di rotazione, la stima della potenza meccanica necessaria, un numero preliminare di stadi del compressore.

Può essere applicato, pertanto, un modello monodimensionale schiera per schiera con le varie stazioni localizzate sull'asse del canale meridiano. In Figura 13 è riportato uno schema del modello.

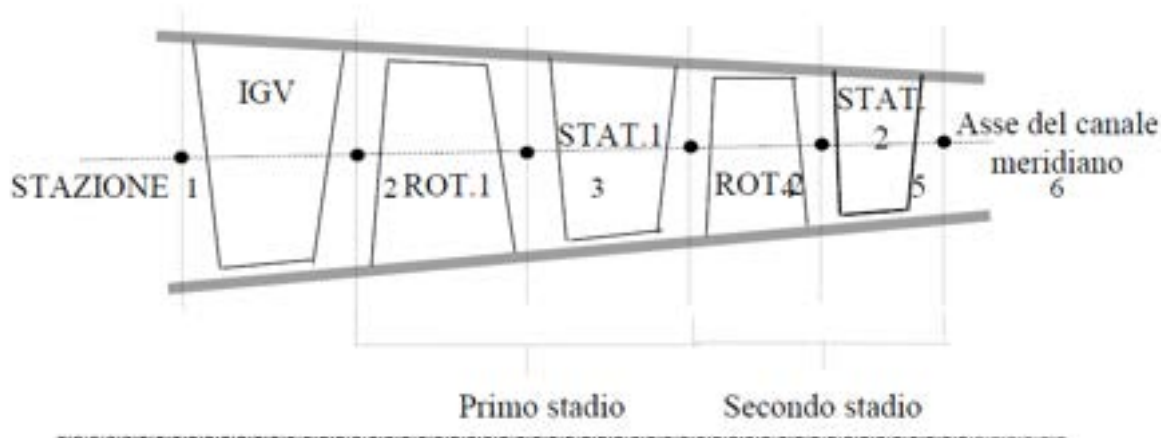


Figura 13 - Schema del modello del compressore

Per la generica schiera, rappresentata in Figura 14 vengono considerate le seguenti equazioni, scritte per le stazioni j-esima e j+1-esima relative ad ingresso ed uscita dalla schiera medesima:

- Continuità

$$\rho_j A_j w_j \sin \beta_j - \rho_{j+1} A_{j+1} w_{j+1} \sin \beta_{j+1} = 0 \quad (18)$$

dove ρ sono le densità, A le sezioni anulari di passaggio, β e w rispettivamente gli angoli del flusso e le velocità relative alla palettatura.

- Conservazione dell'energia

$$h_{j+1} + 1/2 \cdot (w_{j+1}^2 - u_{j+1}^2) = h_j + 1/2 \cdot (w_j^2 - u_j^2) \quad (19)$$

essendo h e u rispettivamente le entalpie del fluido e le velocità della palettatura. Queste ultime vengono poste uguali a zero per schiere statoriche.

- Equazione del momento della quantità di moto

$$L_E = u_{j+1} w_{j+1} \cos \beta_{j+1} - u_j w_j \cos \beta_j + u_j^2 - u_j^2 \quad (20)$$

applicata per le schiere rotoricke, che fornisce il lavoro L_E scambiato tra fluido e palettatura.

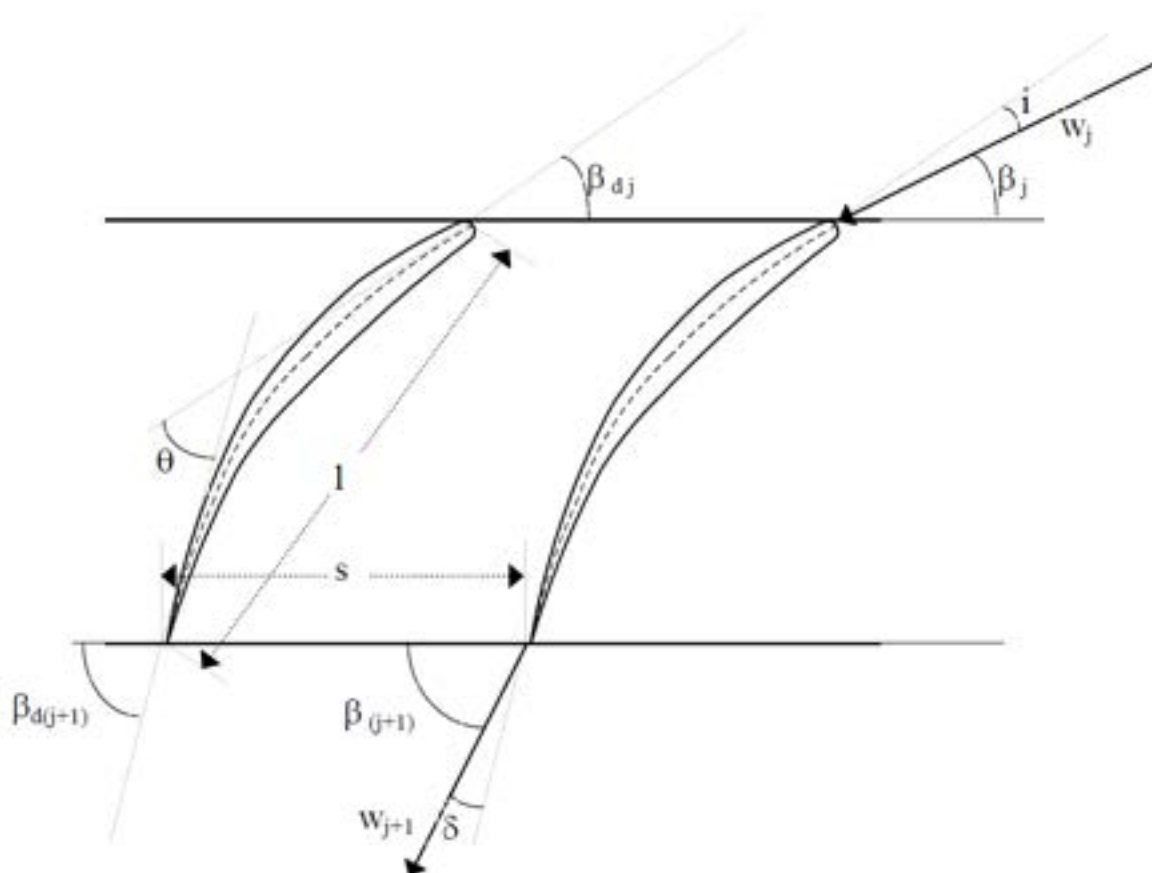


Figura 14 Nomenclatura adottata per la generica schiera

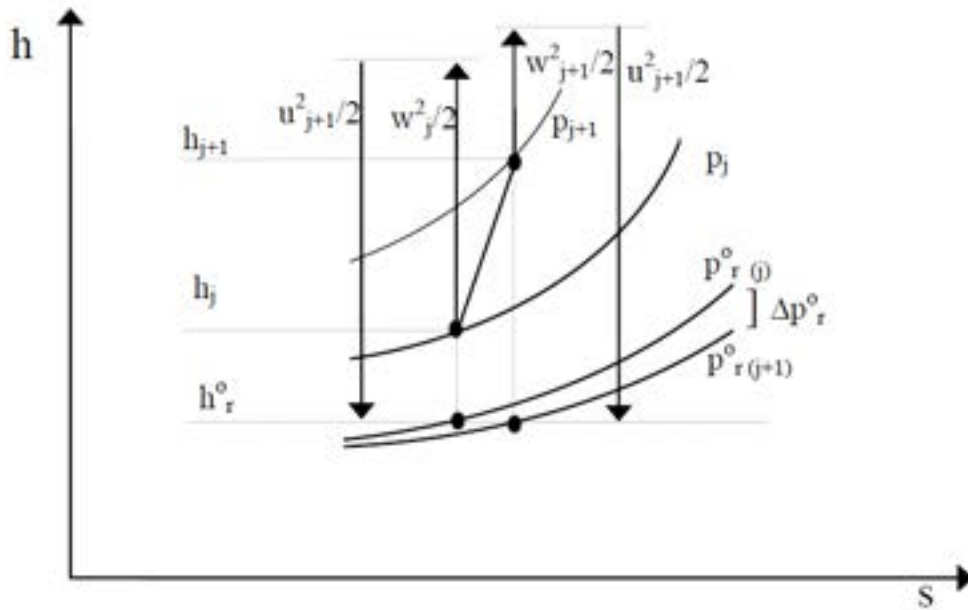


Figura 15 Rappresentazione nel piano h-s della trasformazione compiuta dal fluido.

- Correlazioni per il calcolo delle perdite

Esse vengono calcolate come perdita di pressione totale relativa alla schiera rispetto al caso di trasformazione isoentropica. Viene definito un coefficiente ω globale di perdita di pressione totale.

$$\omega = \frac{\Delta p_r^0}{\frac{1}{2} \rho_j w_j^2} \quad (21)$$

In Figura 15 è riportato uno schema nel piano h-s della trasformazione compiuta dal fluido nell'attraversamento di una schiera rotorica. Nel caso di schiera statica i termini relativi alle velocità della palettatura vengono posti a zero.

Il modello dell'intero compressore è costruito connettendo l'opportuno numero di schiere rotoriche e statiche. Per il dimensionamento preliminare della macchina, saranno assunti come dati portata, pressione e temperatura in ingresso alla macchina, pressione allo scarico della stessa, velocità di rotazione e numero di stadi. Inoltre si dovranno specificare eventuale presenza di IGV (*Inlet Guide Vanes*) e statori a geometria variabile. Inoltre si dovranno assegnare:

- Distribuzione dei diametri medi lungo la macchina.
- Grado di reazione R dei vari stadi, definito come:

$$R = w_{u\infty} / u \quad (22)$$

con

$$w_{u\infty} = (w_j \cos \beta_j + w_{j+1} \cos \beta_{j+1}) / 2 \quad (23)$$

e

$$u = (u_{j+1} + u_j) / 2 \quad (24)$$

nelle quali gli indici j e $j+1$ riferiscono alle stazioni di ingresso e di uscita delle schiere rotoriche.

- Coefficiente di flusso all'ingresso di ogni stadio:

$$\Phi_i = c_{aj}/u_j = w_j \sin \beta_j / u_j \quad (25)$$

con i indice di stadio e j la corrispondente stazione di ingresso allo stesso. Φ_i viene determinato imponendo la condizione di massimo rendimento di stadio relativamente al grado di reazione assegnato:

$$\Phi_i = \sqrt{R^2 - R + 0.5} \quad (26)$$

Come condizione di incidenza ottimale (relativamente alle minime perdite) all'ingresso di ogni schiera si considera quella di incidenza nulla, in mancanza di informazioni più dettagliate relative all'interazione di profili palari con un flusso di CO₂ in condizioni supercritiche. Si ritiene che, in via preliminare, tale ipotesi possa essere assunta poiché, tipicamente, i profili utilizzati per compressori assiali hanno valori di incidenza ottimale nell'intorno di $\pm 1^\circ$.

In mancanza di specifiche correlazioni per la CO₂, le perdite vengono portate in conto per mezzo di semplici correlazioni reperite in letteratura per flussi in aria, valutando per ogni schiera i termini relativi alle perdite di profilo, perdite al contorno e perdite secondarie in modo convenzionale. In particolare si fa riferimento a quanto riportato in [18]. Il valore complessivo di tali perdite è correlato, a meno di fenomeni secondari, ad aspetti cinetici. Pertanto, in prima approssimazione, potrà essere utilizzata la similitudine dinamica per trasferire il risultato ottenuto per aria alla CO₂ (tenendo conto della differenza di densità) a pari triangoli di velocità medi. Poiché i fenomeni secondari presenti, rendono tale metodo non completamente affidabile, si confronterà quanto ottenuto per lo specifico caso di interesse con i pochi dati presenti in letteratura [17]. Come sopra citato, al momento si fa riferimento alle seguenti correlazioni per il calcolo delle perdite fluidodinamiche nel canale principale:

- Perdite di profilo

Il relativo coefficiente di perdita di pressione totale ω_{pd} è dato in funzione del fattore di diffusione D :

$$D = 1 - \frac{w_{j+1}}{w_j} + \frac{w_j \cos \beta_j - w_{j+1} \cos \beta_{j+1}}{2\sigma w_j} \quad (27)$$

mediante la correlazione riportata in [17], nella quale il parametro $f(D)$ contiene il coefficiente di perdita di pressione totale ω_{pd} :

$$f(D) = \frac{\omega_{pd} \sin^3 \beta_{j+1}}{2\sigma} \quad (28)$$

con σ solidità del profilo considerato (per aria).

- Perdite al contorno

Portano in conto gli effetti dissipativi dovuti alla resistenza opposta al moto dalle superfici che delimitano il canale meridiano. Per pale non nastrate, il relativo coefficiente di resistenza C_{DA} (per aria) è dato come:

$$C_{DA} = 0.02 (s/H) = 0.02 \frac{\sigma}{(H/I)} \quad (29)$$

Poiché, tuttavia, date le densità in gioco nel compressore per la ricompressione, si considera di dover nastrare le pale, converrà computare a parte tali perdite e utilizzare correlazioni di tipo semi-empirico opportune ricavabili tramite campagne numeriche.

- Perdite secondarie

Sono dovute all'instaurarsi dei vortici al bordo di uscita per effetto della curvatura della schiera e agli effetti dei giochi alle estremità delle palette. Il coefficiente di resistenza C_{DS} è espresso dalla:

$$C_{DS} = 0.018 C_L \quad (30)$$

nella quale C_L rappresenta il coefficiente di portanza:

$$C_L = (2/\sigma) \sin \beta_m (\cotan \beta_j + \cotan \beta_{j+1}) \quad (31)$$

con l'angolo β_m dato dalla:

$$\beta_m = \text{atan} [0.5 (\cotan \beta_j + \cotan \beta_{j+1})] \quad (32)$$

Dalle precedenti si ottiene il coefficiente globale di perdita di pressione ω :

$$\omega = \frac{\Delta p_r^0}{\frac{\rho_j w_j^2}{2}} = (C_{DA} + C_{DS}) \sin^2 \beta_j + \omega_{pd} \quad (33)$$

con l'indice j riferito alla stazione di ingresso alla schiera.

Per stimare preliminarmente la deviazione della corrente δ_d , cioè lo scostamento tra angolo del flusso e angolo costruttivo della pala in corrispondenza al bordo di uscita, converrà analizzare il caso di specifico interesse applicando codici di fluidodinamica numerica su appropriati profili palari.

A calcolo ultimato vengono determinati per ogni schiera gli angoli costruttivi delle palette e le sezioni anulari di efflusso in corrispondenza ad ogni stazione.

Espansori assiale

Dalla definizione dello schema di impianto, dalla scelta preliminare delle grandezze globali della macchina in base alla definizione delle linee d'albero (di cui si parlerà in seguito) e all'applicazione della teoria della similitudine, saranno note: portate, pressione e temperatura in ingresso, pressione e temperatura in uscita, numero di giri e stima preliminare della potenza erogata all'albero.

Il modello che sarà adottato per il dimensionamento della macchina considera il flusso monodimensionale attraverso le varie schiere, con le stazioni localizzate in corrispondenza dell'asse meridiano del canale.

La figura 16, a titolo di esempio, riporta lo schema di un espansore a quattro stadi. In figura 17 è raffigurata la traccia delle palette sullo sviluppo della superficie conica che contiene l'asse del canale meridiano. Nella figura sono riportate le quantità relative alle caratteristiche della palettatura e del flusso di interesse per la successiva esposizione.

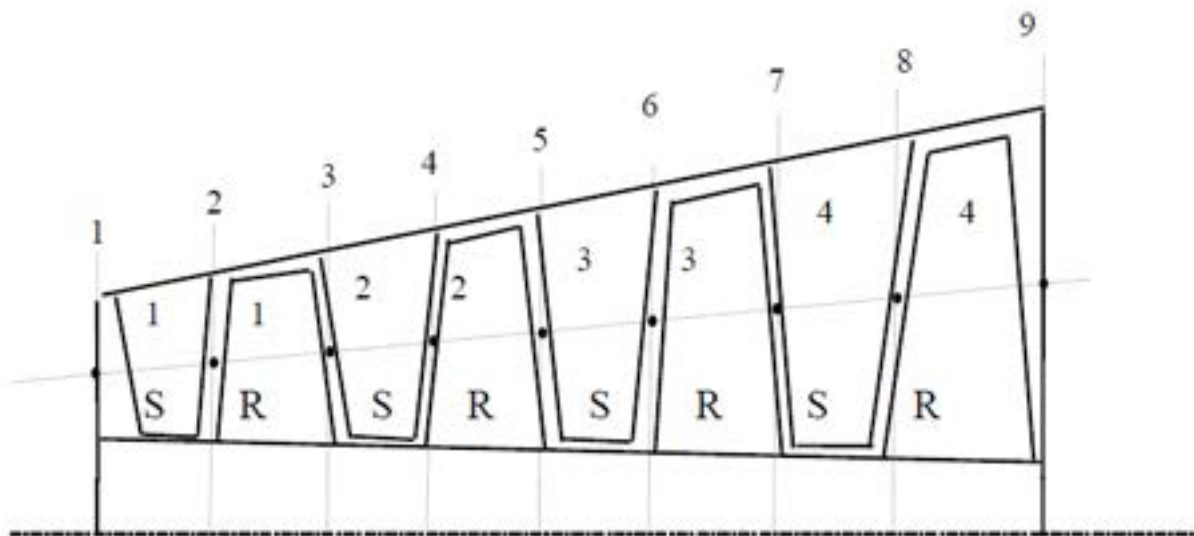


Figura 16 – Schema dell'espansore

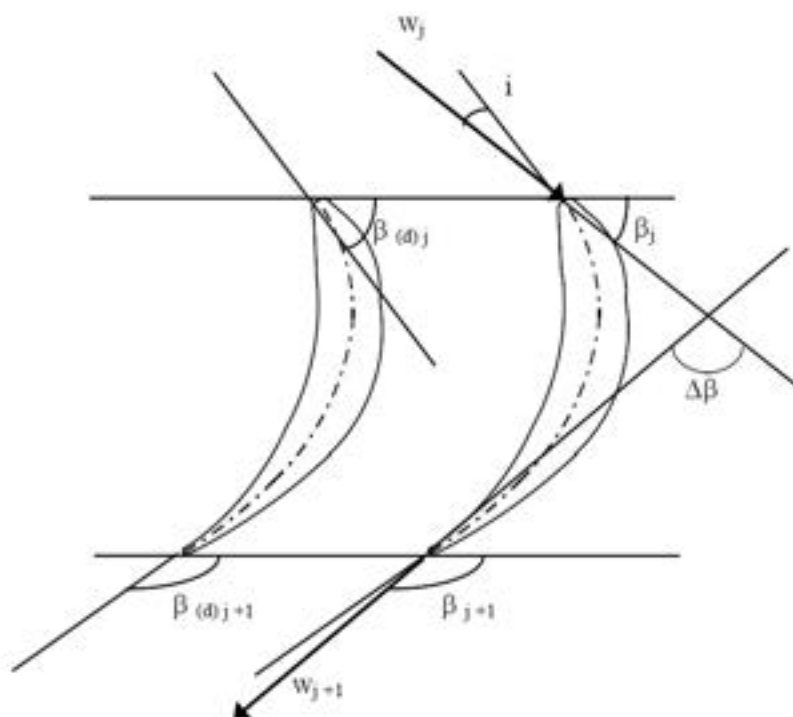


Figura 17 – Nomenclatura adottata per la singola schiera

Il modello descrive il flusso attraverso la generica schiera di pale (statorica o rotorica) della corrente. Per maggiore generalità si fa riferimento ad una schiera rotorica.

L'equazione di conservazione della energia viene espressa in termini di entalpia totale rotorica $h^{\circ}_{r(g)}$:

$$h^{\circ}_r = h_j + \frac{1}{2} w_j^2 - \frac{1}{2} u_j^2 = h_{j+1} + \frac{1}{2} w_{j+1}^2 - \frac{1}{2} u_{j+1}^2 \quad (34)$$

in accordo con la nomenclatura già utilizzata in precedenza per il compressore assiale. La velocità w_{j+1} viene determinata come:

$$w_{j+1} = \psi w_s \quad (35)$$

con ψ coefficiente di perdita di velocità e w_s velocità di fine espansione isoentropica:

$$w_s = \sqrt{2(h_j - h_s) + w_j^2 - u_j^2 + u_{j+1}^2} \quad (36)$$

nella quale h_s è calcolata per mezzo della condizione di isoentropicità, conoscendo la pressione di uscita. L'entalpia della corrente h_{j+1} risulta quindi:

$$h_{j+1} = h_r^\circ - \frac{1}{2} w_{j+1}^2 + \frac{1}{2} u_{j+1}^2 \quad (37)$$

La potenza meccanica P ceduta dalla palettatura è calcolata mediante l'equazione di conservazione del momento della quantità di moto:

$$P = m_j u_j (u_j - w_j \cos \beta_j) - m_{j+1} u_{j+1} (u_{j+1} - w_{j+1} \cos \beta_{j+1}) \quad (38)$$

dove $\cos \beta_j$ e $\cos \beta_{j+1}$ rappresentano gli angoli del flusso in ingresso ed in uscita come indicato in Figura 17. Nel caso di efflusso in una schiera statorica nelle precedenti relazioni le velocità della palettatura u_j e u_{j+1} vengono poste uguali a zero e pertanto l'equazione di conservazione del momento della quantità di moto (34) porta ad annullare la potenza scambiata tra fluido e palettatura.

Per il dimensionamento preliminare, saranno determinate le seguenti quantità:

- diametro al mozzo ed altezza della palettatura in corrispondenza ad ogni stazione;
- angoli costruttivi delle palette;
- coefficienti riduttivi delle velocità in condizioni di riferimento (uno per ogni schiera);

Per effettuare il calcolo di tali grandezze in base alle relazioni succitate sono richiesti i valori delle quantità di seguito elencate:

- portata di fluido entrante determinata nel precedente calcolo di ciclo;
- temperatura in ingresso;
- pressione totale in ingresso;
- pressione in uscita;
- numero di stadi;
- velocità di rotazione;
- grado di reazione per ogni stadio.

Per il rendimento meccanico viene calcolato un valore complessivo della macchina in base alle correlazioni globali di perdita succitate. Vengono inoltre assegnati i rapporti tra il diametro al mozzo in corrispondenza alle varie stazioni e quello relativo alla prima schiera (stazione n°1).

Le ipotesi assunte per condurre il calcolo sono:

- direzione assiale del flusso in ingresso alla macchina;
- condizioni di incidenza nulla del flusso in ingresso a ciascuna schiera;
- pale conformate in modo da avere tra la sezione ristretta e la sezione di uscita estradosso rettilineo.

I triangoli di velocità vengono determinati in modo da ottenere elevati valori del rendimento di palettatura. Tale condizione si realizza imponendo un legame funzionale tra il carico palare Ψ e il coefficiente di flusso ϕ deducibile da quanto esposto nei paragrafi precedenti relativi alla teoria della similitudine.

Per definire completamente la forma dei triangoli di velocità, il rapporto tra componente circonferenziale della velocità e velocità della palettatura all'uscita del rotore:

$$w_{j+1} \cos \beta_{j+1} / u_{j+1} = 1.02 \quad (39)$$

I coefficienti di perdita di velocità $\psi_{s(ref)}$ e $\psi_{r(ref)}$ relativi a schiere statoriche e rotoriche, introdotti nella equazione (3.27), potranno essere valutati partendo dalle correlazioni riportate in letteratura per espansori a gas non refrigerati [20]. In tal caso vengono calcolati secondo quanto riportato nelle Figure 18 e 19. $\psi_{s(ref)}$ è espresso in funzione dell'angolo del flusso all'uscita della schiera, mentre $\psi_{r(ref)}$ è funzione della deflessione della corrente $\Delta\beta = \beta_{j+1} - \beta_j$. Una volta valutati i coefficienti in tal modo, si utilizzerà una trasposizione a parità di triangolo di velocità considerando la nuova densità grazie alla teoria della similitudine in campo dinamico. Anche in questo caso, come precedentemente per i compressori assiali, tale metodo è utile per fornire indicazioni di massima, poiché gli effetti secondari, soprattutto per numeri di Mach elevati, risultano essere rilevanti.

L'angolo della palettatura al bordo di attacco viene determinato con la condizione di incidenza nulla. Al bordo di uscita l'angolo della pala rispetto a quello del fluido dovrà essere valutato tramite l'ausilio della fluidodinamica numerica applicata a profili notevoli.

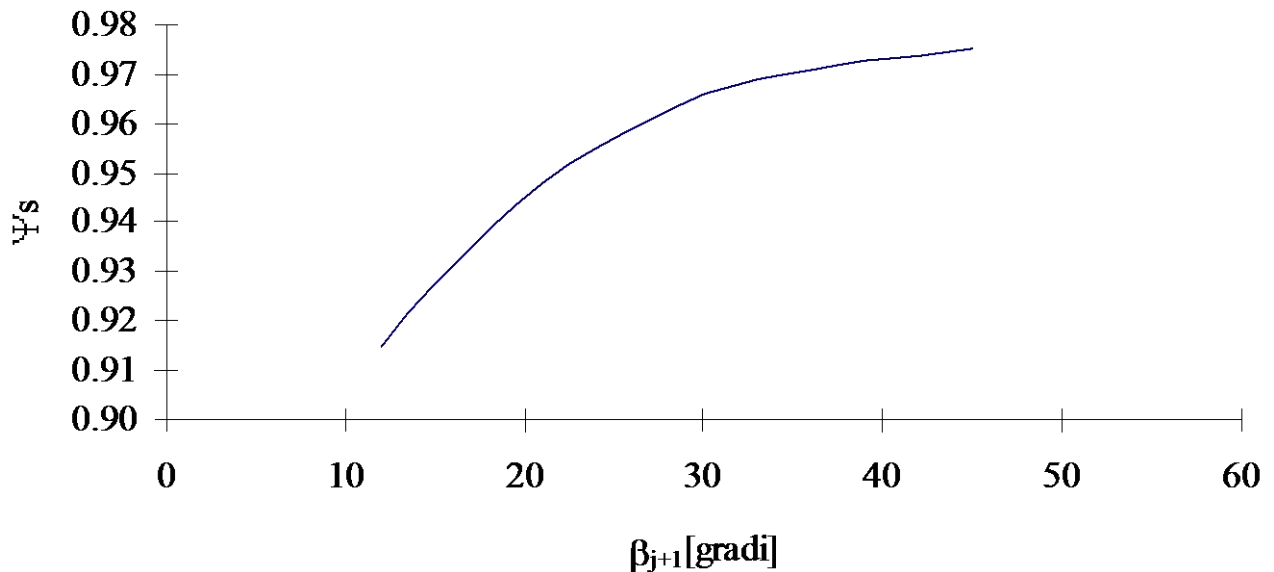


Figura 18 Coefficiente di perdita di velocità per schiere statoriche.

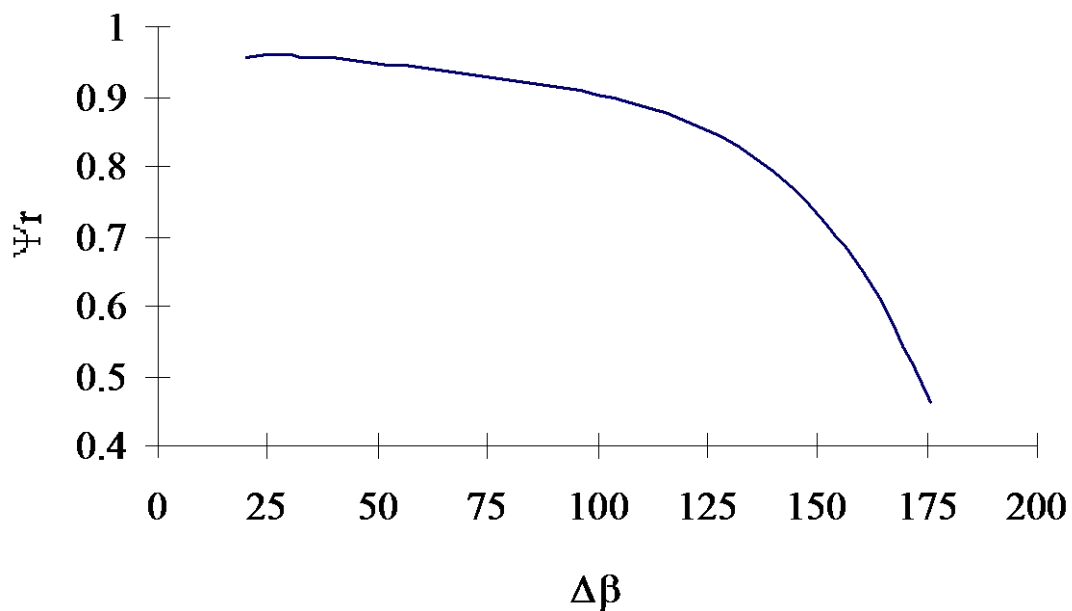


Figura 19 Coefficiente di perdita di velocità per schiere rotoriche

Compressori e pompe centrifughe

Il comportamento del flusso all'interno di un compressore centrifugo può essere descritto solo in modo approssimativo. A causa della notevole forza centrifuga che agisce sulle particelle di fluido, il flusso risulta fortemente tridimensionale.

In fase di progetto si ricorre, quindi, al cosiddetto modello monodimensionale stazionario con il quale si assume che le condizioni del flusso, in una certa sezione di passaggio, siano uniformi oltre che stazionarie. Grazie a tale modello, con un numero limitato di equazioni è possibile dare un dimensionamento iniziale della macchina ricavando tutte le informazioni necessarie per effettuare, in seguito, la stima del comportamento in fuori progetto.

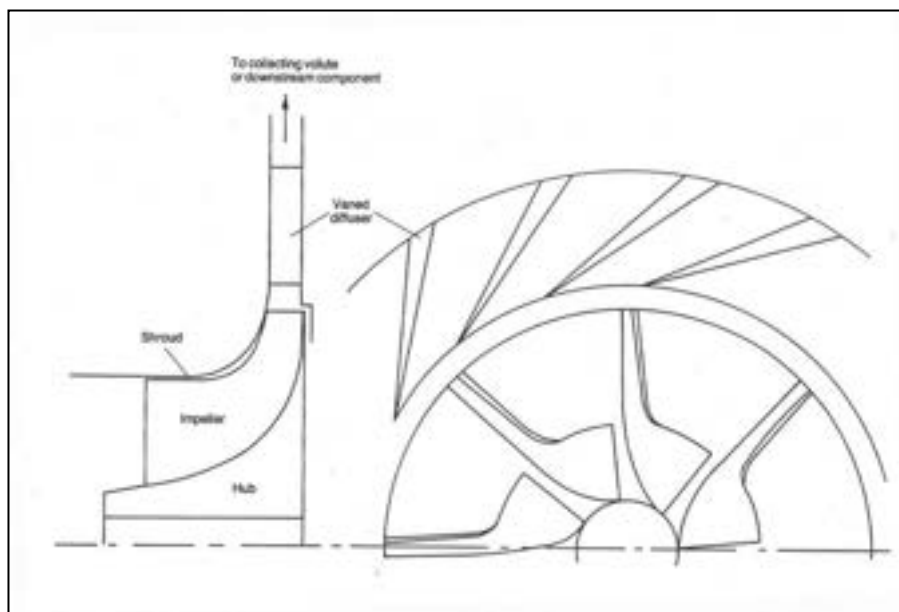


Figura 20 – Schema generale di un compressore centrifugo

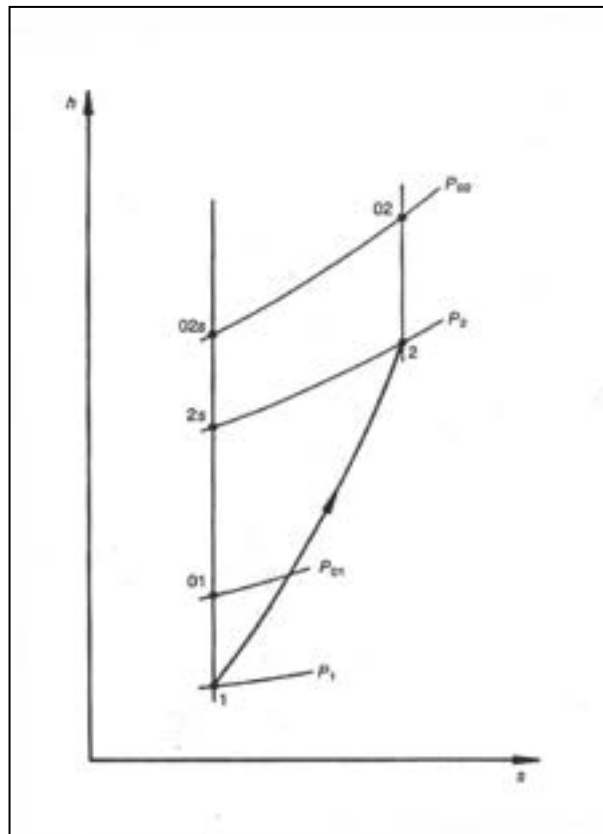


Figura 21– Diagramma di Mollier per la compressione all'interno della girante

Le equazioni utilizzate sono:

- Equazioni di continuità;
- Equazioni di conservazione della quantità di moto;
- Leggi della termodinamica;
- Equazione di stato;
- Equazioni che legano tra loro i vettori di velocità relativa e assoluta.

I complessi fenomeni non descrivibili con un modello così semplice sono presi in considerazione tramite alcune correlazioni di tipo empirico o semi-empirico.

Per il dimensionamento di uno stadio del compressore vengono prese in considerazione solo le sezioni di interfaccia tra i vari componenti:

- Sezione di ingresso della girante (Figura 22 sezione 1);
- Sezione di uscita dalla girante (Figura 22 sezione 2);
- Sezione di uscita dallo statore/condotto di ritorno (3) (Figura 22 sezione 8).

Ingresso girante:

- Grandezze termodinamiche statiche e di ristagno a partire da pressione, temperatura e velocità in ingresso.
- Portata massica espressa come:

$$m_1 = \varepsilon_1 \cdot \eta_{v1} \cdot \rho_1 \cdot A_1 \cdot c_{m1} \quad (40)$$

con ε_1 coefficiente di ingombro che tiene conto della riduzione della sezione di passaggio geometrica a causa dell'ingombro palare.

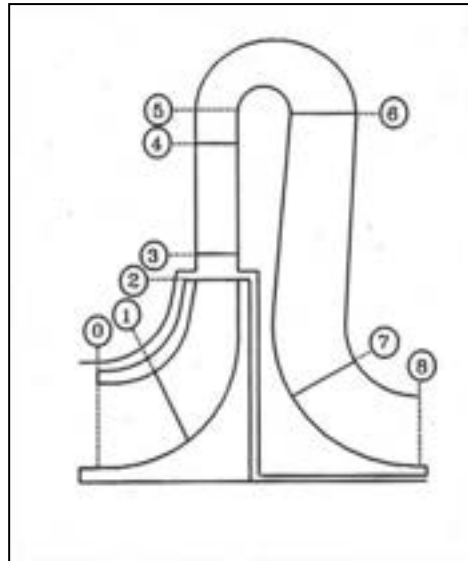


Figura 22 – Schema della sezione meridiana di uno stadio di un compressore centrifugo

$$\varepsilon = 1 - \frac{sZp}{\pi \left(\frac{D_{1t} + D_{1h}}{2} \right) \text{sen} \beta_1} \tag{41}$$

A_1 è, invece, la sezione geometrica di passaggio, η_v il rendimento volumetrico e c_{m1} la componente meridiana della velocità assoluta.

- Equazioni che descrivono il triangolo di velocità in ingresso alla girante (Figura 23 a).
 Gli angoli assoluti α e quelli relativi β sono riferiti alla direzione della velocità periferica. Si osserva che è stata indicata con il pedice t la componente tangenziale della velocità e con m quella meridiana (ortogonale alla sezione geometrica di passaggio).

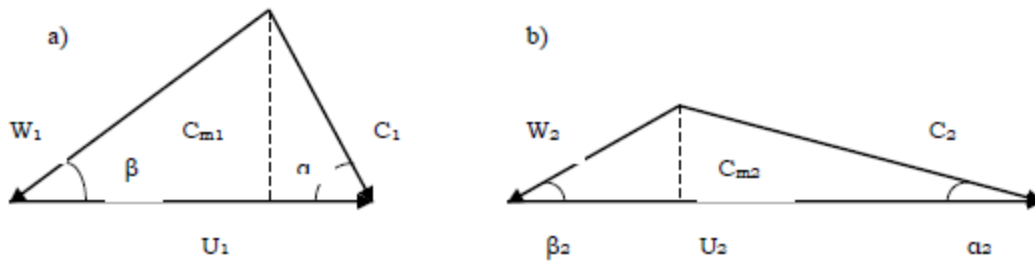


Figura 23: schema dei triangoli di velocità in ingresso (a) ed in uscita (b) della girante

$$u_1 = \frac{\pi n}{60} \left(\frac{D_{1t} + D_{1h}}{2} \right) \tag{42}$$

$$c_{m1} = c_1 \cdot \text{sen} \alpha_1 \tag{43}$$

$$w_1 = \frac{c_{m1}}{\text{sen} \beta_1} \tag{44}$$

$$w_{t1} = w_1 \cdot \text{sen} \beta_1 \tag{45}$$

$$c_{t1} = u_1 - w_{t1} \tag{46}$$

$$c_1 = \sqrt{c_{m1}^2 + c_{t1}^2} \quad (47)$$

L'incidenza i ottimale, sarà preliminarmente considerata nulla.

Uscita girante:

- Conservazione della massa

$$m_1 = m_2 = \varepsilon_2 \cdot \eta_{v2} \cdot \rho_2 \cdot A_2 \cdot c_{m2} \quad (48)$$

con l'ingombro palare ε_2 esprimibile nella forma già vista per la sezione di ingresso e la sezione di passaggio A_2 scritta in funzione del diametro medio della sezione di uscita D_2 e dell'altezza pala b_2 .

$$A_2 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (49)$$

- Conservazione della rotalpia l

La rotalpia è l'entalpia di ristagno nel sistema di riferimento relativo solidale alla girante:

$$I_j = h_j + \frac{1}{2} w_j^2 - \frac{1}{2} u_j^2 \quad (50)$$

La sua conservazione tra sezione di ingresso e uscita comporta:

$$l_1 = l_2 \quad (51)$$

- Triangolo di velocità in uscita dalla girante (Figura 23 b) per il quale si potrà impostare un sistema di equazioni analogo a quello relativo al diametro medio della sezione di ingresso.
- Espressione per la deviazione del flusso uscita girante (che sarà trattata in seguito)
- Grandezze termodinamiche statiche e totali alla sezione di uscita.

Uscita statore/condotto di ritorno:

- Equazione di continuità
- Velocità assoluta in uscita

$$c_{m3} = c_3 \sin \alpha_3 \quad (52)$$

- Deviazione del flusso all'uscita rispetto all'angolo costruttivo:

$$\delta_3 = \alpha_3 - \alpha_{3c} \quad (53)$$

- Conservazione dell'entalpia totale tra sezione di ingresso e uscita
- Perdite nei condotti statorici (ξ):

Sono le perdite fluidodinamiche che si hanno all'interno dei condotti. Tipicamente si esprimono tramite una perdita di energia cinetica o tramite una perdita di pressione totale.

- Grandezze termodinamiche statiche e totali per la sezione di uscita

I dati di cui si dispone derivano dallo studio dell'intero impianto, che fornisce portata massica, condizioni termodinamiche in ingresso, il rapporto di compressione complessivo della macchina. In base alle considerazioni preliminari tramite la teoria della similitudine, si riesce ad avere una prima stima del numero di stadi necessario. Per un primo dimensionamento si può pensare di progettare tutti gli stadi con lo stesso rapporto di compressione (o con stesso salto entalpico).

I fattori di perdita che influiscono sul rendimento indicato sono legati principalmente all'attrito, al carico palare (dovute all'eventuale separazione dello strato limite oltre che ai flussi secondari), all'apice per giranti senza contro-disco, perdite in regime transonico e supersonico, di imbocco per i canali palettati.

In letteratura, il calcolo delle perdite viene effettuato con correlazioni empiriche, ad esempio come in [20]. In tale trattazione le perdite sono date come una diminuzione della pressione totale rispetto al caso isoentropico. Per ogni voce di perdita viene calcolato un coefficiente ω e il calcolo della pressione totale in uscita sarà effettuato come:

$$p_{tj+1} = p_{tj} - (p_{tj} - p_j) \cdot \sum_i \omega_i \tag{54}$$

indicando con j la sezione di ingresso e con $j+1$ quella di uscita del condotto e con i le varie voci di perdita succitate.

Tali correlazioni sono, ovviamente, valide per i fluidi di normale utilizzo (esempio aria). Pertanto, i valori ricavati con le correlazioni dovrebbero essere corretti tramite la similitudine dinamica, per tener conto del diverso fluido utilizzato. Tuttavia, i fenomeni tridimensionali che si instaurano in un compressore radiale sono fenomeni secondari rilevanti che vanno ad inficiare pesantemente l'operazione di trasposizione dei risultati. Pertanto, si ritiene che, in fase preliminare di dimensionamento, sia più utile utilizzare le curve caratteristiche di uno stadio di compressore industriale centrifugo operante con CO₂ e utilizzare la teoria della similitudine per trasporre direttamente le informazioni globali al nuovo caso in esame, in modo tale da ricavare una stima preliminare del rendimento interno.

Qualora si consideri che il peso degli effetti secondari sia troppo rilevante, si dovrà procedere a ricavare una stima iniziale delle perdite tramite l'applicazione della fluidodinamica computazionale (CFD) al caso considerato.

Anche per poter tener conto dell'irrotazionalità del fluido che genera la distorsione del flusso nella girante (schema riportato in Figura 24), sarà opportuno far riferimento ad analisi di tipo numerico.

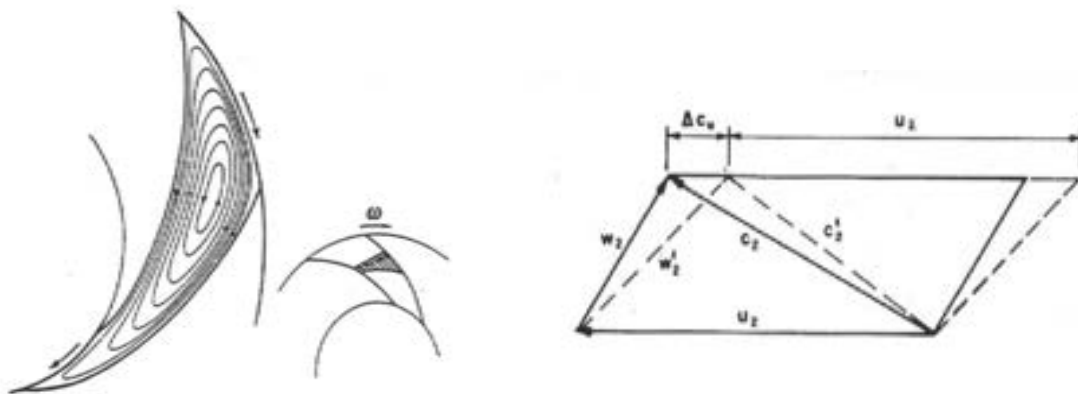


Figura 24 – Schema dell'effetto dell'irrotazionalità del fluido sul triangolo di velocità medio in uscita dalla girante

Per quanto riguarda le turbopompe centrifughe, vale quanto già illustrato per i compressori centrifughi, ricordando che l'ipotesi (lecita) di incomprimibilità del fluido semplifica la trattazione. Inoltre, le perdite di tipo fluidodinamico saranno stimate in forma globale correggendo le curve caratteristiche di macchine operanti con fluido noto, per tener conto delle diverse proprietà della CO₂.

2.2 Identificazione dei vincoli fluidodinamici-meccanici

In fase di dimensionamento 1D e 2D delle macchine a CO₂, è necessario tenere in considerazione ulteriori vincoli rispetto a quanto già riportato nel paragrafo 2.4. Di seguito si illustrano i principali in base alla tipologia di macchina esaminata. Alcuni di questi (soprattutto gli aspetti legati alle tenute e alle perdite per ventilazione) sono citati anche in [21-26].

Compressori assiali

Il compressore assiale presenterà vincoli aerodinamici stringenti alla sezione d'apice del primo rotore. Ciò dipende dal fatto che tale sezione presenta la massima velocità relativa $w_{in,e}$ (se si escludono gli effetti locali all'interno del canale che possono portare a valori più elevati nella zona dell'estradosso palare). Pertanto, per evitare fenomeni di transonicità che comportano l'aumento delle perdite fluidodinamiche della schiera, è bene effettuare un controllo sul valore del numero di Mach relativo espresso come:

$$Ma_{rel} = \frac{w_{in,e}}{a} \quad (55)$$

dove a è la velocità locale del suono.

Per un compressore operante con CO₂ allo stato supercritico tale verifica assume maggiore rilievo rispetto a quanto accade nel dimensionamento di macchine per aria. Infatti la CO₂ ha una maggiore massa molecolare, e utilizzando i dati di ciclo riportati in Tabella 1, si può stimare che la velocità del suono all'ingresso del primo rotore sia dell'ordine di 300 m/s, mentre per un comune compressore per turbina a gas per usi stazionari si aggira intorno a 340 m/s.

Ne consegue che, per mantenere in similitudine i triangoli di velocità, è necessario ridurre anche la velocità periferica all'apice e, pertanto, anche quella media. Quindi, il lavoro di Eulero (che è la potenza per unità di portata massica scambiata tra palettatura e fluido) risulta inferiore rispetto a quello di un comune compressore. Pertanto, a parità di salto entalpico, macchine a CO₂ dovranno essere provviste di un numero di stadi superiore rispetto alle macchine ad aria.

Una seconda verifica stringente è legata alle dimensioni della sezione di uscita dell'ultimo stadio, poiché l'altezza pala non potrà risultare troppo esigua. Ciò dipende dal fatto che lungo la sezione meridiana della macchina gli strati limite crescono, a maggior ragione in macchine operatrici. Pertanto all'ultimo stadio l'influenza degli effetti di viscosità a parete è massima, con una conseguente notevole restrizione della zona interessata da flusso "indisturbato". Una riduzione rilevante dell'altezza dell'annulus di passaggio comporta che solo una piccola parte della potenza conferita al fluido dalla palettatura andrà in aumento di pressione. Tale fenomeno negli usuali compressore assiali per turbina a gas comporta che, di regola, all'ultimo stadio l'altezza pala non sia inferiore a 50-60 mm. Se si considera il compressore di ricompressione per il loop di Figura 1 in prima approssimazione si potrà considerare lo stesso vincolo poiché la viscosità della CO₂ nel campo di interesse è un po' più elevata di quella dell'aria ma la macchina presenterà uno sviluppo assiale inferiore. Sarà, comunque, necessario verificare a posteriori l'effettiva bontà della scelta progettuale preliminare tramite campagne numeriche e sperimentali.

Poiché nel campo di interesse la densità del fluido è rilevante, il compressore assiale si presenterà con pale non a sbalzo ma nastrate. L'effetto delle perdite tra nastro e cassa deve essere ridotto quanto più possibile perché ha un peso rilevante sulle prestazioni della macchina. Sarà necessaria particolare cura per trovare soluzioni costruttive che riducano il gioco d'apice e scegliere accuratamente le tenute [11].

Compressori e pompe radiali

Per i compressori, oltre ai succitati controlli sulla transonicità all'apice della prima girante, sarà necessario un controllo analogo anche per la sezione di uscita della prima girante. Infatti lo sviluppo radiale della macchina comporta velocità periferiche elevate in tale sezione. Mantenendo in similitudine la forma dei triangoli di velocità di buon progetto, si potrebbe instaurare una condizione di transonicità all'uscita dei condotti rotorici. Andrà, pertanto, effettuata tale verifica e il dimensionamento rivisitato in funzione di tali informazioni [21].

Le considerazioni svolte in precedenza sulla necessità di porre notevole attenzione alle tenute diventano ancora più rilevanti se si considerano macchine radiali. La differenza di pressione monte-valle delle giranti impone molta cura nella scelta di tenute a labirinto che limitino i ricircoli (e quindi le perdite per trafileamento). Inoltre si consiglia di prediligere giranti che non abbiano un elevato sviluppo radiale per ridurre le perdite per attrito ventilante, facendo attenzione a non aumentare eccessivamente il numero di stadi che comporterebbe, comunque, un aumento delle perdite fluidodinamiche complessive.

Per le pompe centrifughe, in caso di condizioni di funzionamento prossime alla cavitazione, quanto già esposto nel paragrafo 2.4 comporta anche la necessità di effettuare un dimensionamento 1D e 2D della zona di imbocco e della sezione di ingresso della prima girante che tenga conto delle condizioni fluidodinamiche di maggiore resistenza al fenomeno. Risultano, pertanto, vincolate le forme di corrente per l'apice palare.

Espansori assiali

Per tali macchine operanti a CO₂ supercritica, una verifica rilevante è legata alla minima altezza palare alla sezione di ingresso primo statore. Negli espansori all'interno dei canali di efflusso il fluido è mediamente accelerato quindi lo spessore degli strati limite sono inferiori rispetto a quelli propri delle macchine operatrici. Inoltre, alla sezione di ingresso dopo la zona di imbocco, lo strato limite si presenta ancora sottile. Ciononostante, esiste un limite minimo dell'altezza palare che va verificato analogamente a quanto accade per il primo stadio di alta pressione delle turbine a vapore. Per tale applicazione di norma si considera che l'altezza pala minima sia di 25-30 mm, al di sotto della quale si opta per un'ammissione parzializzata. Nel caso degli espansori per CO₂ supercritica, conviene che l'ammissione sia completa per evitare notevoli perdite fluidodinamiche aggiuntive. Poiché, inoltre, il fluido ha una variazione del volume specifico inferiore rispetto al vapor d'acqua all'interno del singolo canale di efflusso, si ritiene che la minima altezza pala da tenere in considerazione debba essere superiore ai 30 mm succitati. Ciò per evitare che la superficie bagnata sia troppo elevata e che le perdite legate al gioco presente tra nastro e cassa abbiano un peso eccessivo.

Facendo, inoltre, riferimento al ciclo in Figura 1 la temperatura del flusso in ingresso agli espansori pone alcuni vincoli sulla scelta dei materiali costruttivi. In [22] sono riportati interessanti risultati relative a prove effettuate su vari materiali. Le condizioni fluidodinamiche del flusso principale provenienti dal dimensionamento preliminare e le velocità di trascinamento, dovranno essere verificate, alla luce delle caratteristiche dei materiali scelti. Tuttavia, considerando che le applicazioni di interesse riguardano un impianto di media taglia, si presume che le altezze palari saranno ridotte e quindi tale vincolo legato soprattutto, alle forze centrifughe sarà meno stringente.

Una volta effettuato il dimensionamento preliminare sarà necessario verificare se sussistono condizioni di sonicità nelle sezioni di gola degli statori. Qualora si instaurasse tale regime, si avrebbe il bloccaggio della portata della macchina. Qualora si trascurasse di verificare tale condizione si rischierebbe di dimensionare in modo errato i canali a valle della condizione sonica. Inoltre, la macchina non avrebbe flessibilità di funzionamento per i carichi di picco.

3 Criteri di accoppiamento in linea d'albero

La definizione dell'architettura del gruppo di potenza e della linea di compressione per l'accumulo della CO₂ deve avvenire contestualmente allo sviluppo del dimensionamento preliminare delle macchine, poiché i due aspetti sono strettamente interconnessi.

Facendo riferimento allo schema di impianto in Figura 1, le due pompe (ad esclusione di primo stadio che avrà una velocità ridotta, opportunamente scelta in base ai vincoli di cavitazione e all'accoppiamento con il motore elettrico), il compressore di ri-compressione e gli espansori potrebbero essere alloggiati sul medesimo albero o su linee differenti. Poiché l'impianto è da circa 50 MW il numero di giri delle varie linee d'albero può essere scelto opportunamente. In tal caso dovrà essere presa in considerazione la presenza di uno o più variatori di velocità.

In tabella 3 sono riassunte le possibili opzioni nella scelta preliminare delle linee d'albero e del numero di giri del gruppo di potenza.

Tabella 3 – Opzioni per scelta preliminare delle macchine sulla linea d'albero del generatore elettrico

N. giri		Pompe	Compressore	Espansori	Generatore
Alto	Ottimizzato per il compressore	Assenti/Presenti (tranne primi stadi)	Presente	Presenti	A induzione/a magneti permanenti
Alto	Ottimizzato per gli espansori	Assenti	Assente	Presenti	A induzione/a magneti permanenti
Alto (con riduttore)	Linee d'albero ottimizzate per le varie macchine	Assenti/Presenti (tranne primi stadi)	Presente	Presenti	A induzione/a magneti permanenti/ 3000 rpm
3000 rpm		Assenti/Presenti (tranne primi stadi)	Presente	Presenti	3000 rpm
3000 rpm		Assenti	Assente	Presenti	3000 rpm

Nella prima opzione tutte le macchine, tranne il primo stadio delle pompe, sono alloggiati su un'unica linea d'albero avente velocità ottimizzata in funzione del compressore. Se il numero di giri risulta troppo elevato il gruppo di pompaggio viene considerato a parte su una linea opportuna, alimentata da un motore elettrico dedicato.

Nella seconda opzione il numero di giri assunto per l'albero di potenza è sempre elevato, ma ottimizzato in base al dimensionamento degli espansori. In tal caso tutte le macchine operatrici sono su altre linee d'albero alimentate da motori elettrici scelti opportunamente. Caso simile è l'ultimo, nel quale però si stabilisce per gli espansori il numero di giri pari a 3000 rpm.

Nel terzo caso, il numero di giri di una o più linee d'albero dove sono calettati compressore ed espansori è elevato. Tra tali linee e quella del generatore è posto un riduttore di velocità. Le pompe (tranne il primo stadio) possono essere collegate solidalmente all'albero a 3000 rpm del generatore elettrico.

Nel quarto caso, invece, tutte le macchine (o quasi a seconda del dimensionamento delle pompe) sono sulla stessa linea d'albero e rigidamente connessi al generatore elettrico sincrono.

Il dimensionamento preliminare dell'intero gruppo fino alla determinazione della sezione meridiana delle singole macchine sarà quindi basata sul compromesso tra varie voci sintetizzabili come: produzione energetica annuale, costo delle macchine e dell'impianto, costo di manutenzione e costi operativi,

considerazioni legate al “know-how” delle Aziende costruttrici e criteri per la commercializzazione dell’impianto.

Inoltre, un grado di libertà in più è dato dal fatto che il gruppo di potenza potrebbe essere semi-integrato o integrato con la linea di compressione e trasporto della CO₂. Tale linea, già dimensionata per specifici impianti a carbone di grande taglia che presentino una sezione apposita per cattura e accumulo della CO₂ (CCS), si basa, tipicamente, su una compressione pluristadio interrefrigerata effettuata con compressori centrifughi.

In [27] sono descritte nel dettaglio le tipologie delle linee di compressione e accumulo e sono presentate possibili soluzioni realizzative proposte da General Electric (GE), Rolls-Royce e MAN Diesel&Turbo. In base alle conoscenze proprie dei vari Costruttori che si occupano di compressori centrifughi industriali le configurazioni utilizzate sono di due tipi:

- Configurazione a singolo albero (Figura 11)
Tutte le giranti sono alloggiati su un unico albero mosso, tipicamente, da un motore elettrico. Per tale tipo di struttura il numero di giri è unico per tutti gli stadi.
I costruttori hanno nel tempo standardizzato dimensioni, massimo numero di giranti per ogni albero, intervallo di pressioni di riferimento, stabilendo linee di produzione ben definite.
- Configurazione multi-albero con variatore di giri (Figura 26)
La macchina presenta un unico motore che, tramite un variatore di velocità con ruote dentate a profilo elicoidale, trasferisce la potenza a più linee d’albero sulle quali sono alloggiati una o più giranti centrifughe. Il numero di giri per ogni linea è ottimizzato in base alle caratteristiche degli stadi calettati su di essa.

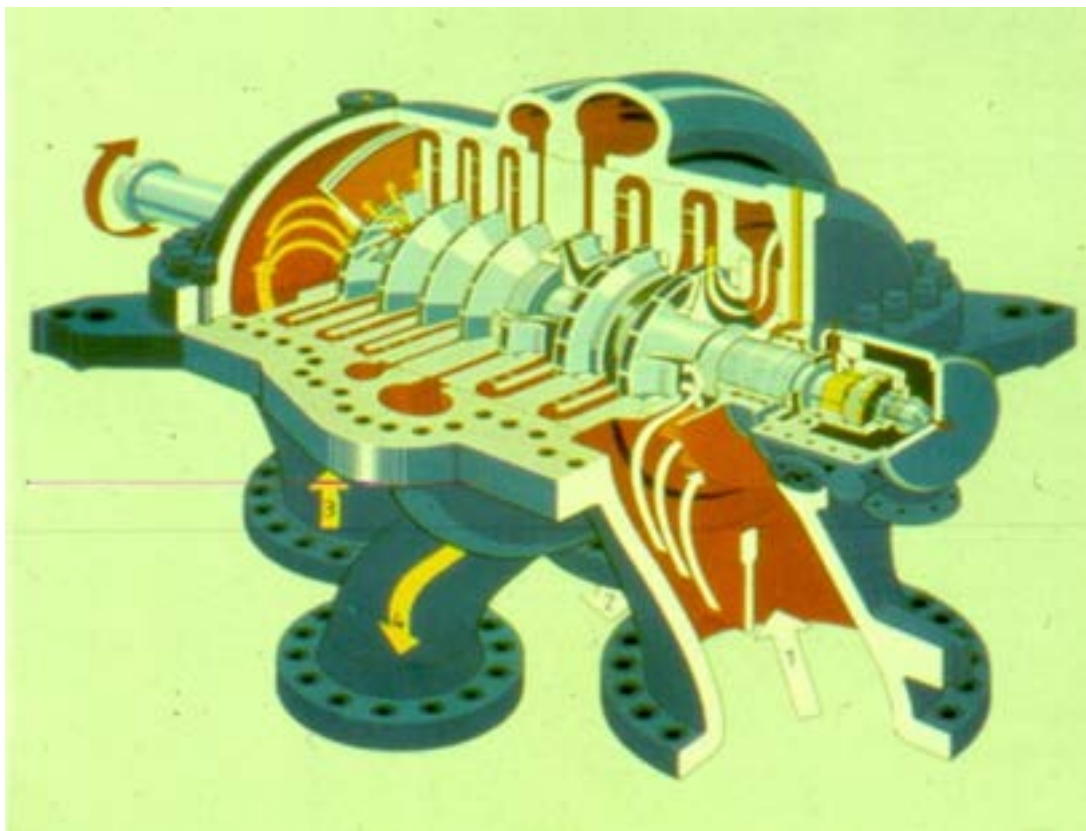


Figura 25 : esempio di compressore multi-stadio interrefrigerato a singolo asse

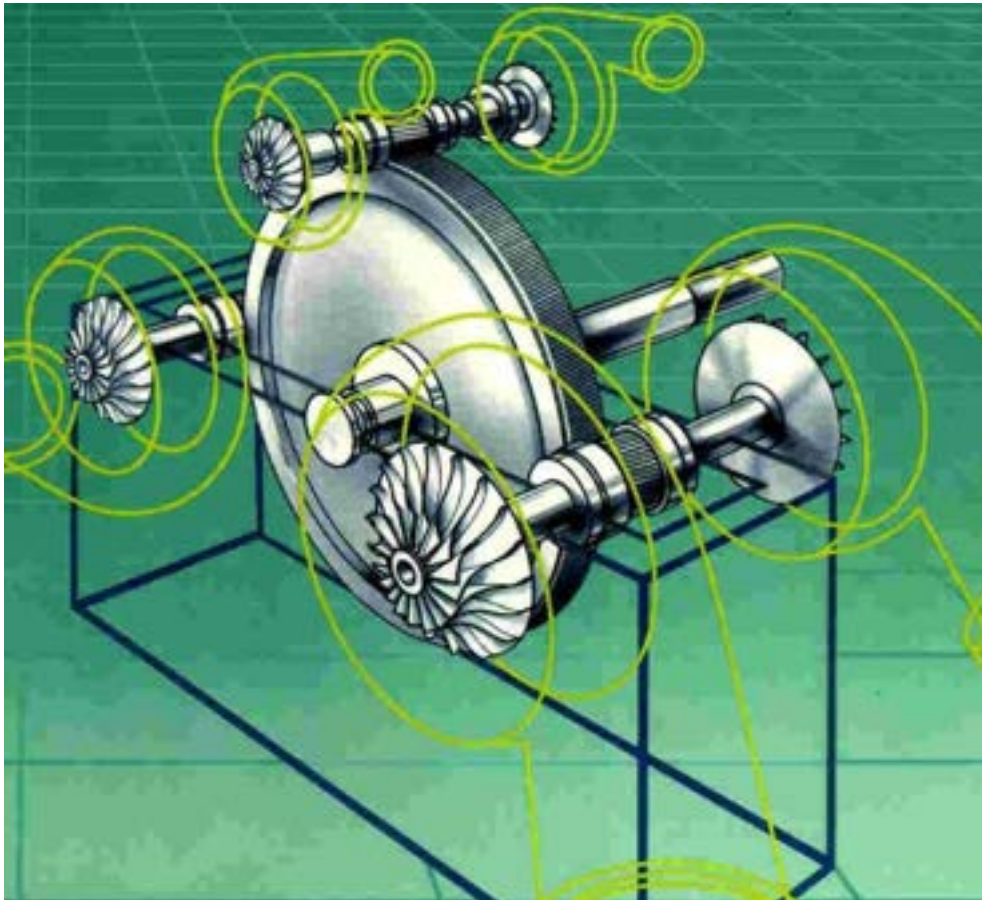


Figura 26 - esempio di compressore multi-stadio a più alberi con riduttore di giri

Un compressore multi-albero è generalmente più complesso, dal punto di vista realizzativo, di quello su di un singolo albero. Bisogna però tenere in considerazione che gli alberi in gioco nel sistema multi-albero sono nettamente più corti rispetto alla configurazione a singolo asse, per cui il sistema risulta più compatto e di più semplice realizzazione dal punto di vista delle sollecitazioni torsio-flessionali.

La criticità del sistema è legata alla presenza del variatore di velocità ad alto rendimento, componente costoso che limita, tra l'altro, l'affidabilità del gruppo di compressione. Pertanto il sistema ad un unico albero presenta minori costi di manutenzione, non solo per la maggiore affidabilità del sistema, ma anche poiché risulta più agevole l'ispezione della macchina.

La scelta sulla configurazione è, in generale, effettuata in base a spazi richiesti, potenze in gioco, capacità costruttiva della specifica Azienda, costo della macchina (sul quale pesa molto il numero di variatori di velocità e il numero di motori elettrici utilizzati), costi di manutenzione. Tutte queste considerazioni possono essere utilmente utilizzate anche per la definizione preliminare dell'accoppiamento in linea d'albero delle macchine del gruppo di potenza.

4 Conclusioni

Il lavoro svolto e riportato nel presente rapporto tecnico traccia le linee guida per il dimensionamento preliminare di macchine operanti con CO₂ allo stato trans-critico e supercritico. Sono state analizzate e discusse le modalità con cui applicare la teoria della similitudine fornendo le correzioni necessarie per tenere in conto delle peculiari caratteristiche del fluido di lavoro e le specifiche condizioni operative. Sono stati individuati i principali fenomeni secondari e riportati metodi per ridurne l'influenza sull'affidabilità dei dimensionamenti preliminari tramite opportune correzioni.

Inoltre, sono stati descritti i criteri per la selezione delle configurazioni più appropriate per i singoli componenti, poiché varie opzioni possono risultare percorribili (es. configurazione della singola macchina radiale con diverso numero di stadi, configurazione con alcuni elementi radiali ed altri assiali, scelta degli opportuni numeri di giri in base alle peculiarità di accoppiamento degli elementi in sistemi mono o pluri-albero con o senza variatore di giri etc.). Sono stati individuati e discussi i principali vincoli che limitano le possibili opzioni per ogni tipologia di macchina e descritti i metodi per la loro quantificazione. Contestualmente, sono stati identificati i principali vincoli per la selezione delle migliori disposizioni in linea d'albero delle macchine.

E' stato, poi, affrontato lo studio delle metodologie con cui effettuare il dimensionamento preliminare alla linea media delle varie turbomacchine (compressori assiali e centrifughi, pompe centrifughe ed espansori assiali) e, ove necessario, estendere il dimensionamento al campo bi-dimensionale per verificare alcuni limiti fluidodinamici e meccanici.

Le maggiori criticità riscontrate sono relative alla valutazione delle perdite nel flusso principale delle macchine e alla valutazione delle deviazioni del flusso rispetto agli angoli costruttivi. Ciò perché le correlazioni di perdita hanno carattere empirico o semi-empirico e sono state messe a punto per specifiche geometrie e particolari fluidi. Pertanto, a seconda del tipo di fenomeno in esame, si suggeriscono metodi per la trasposizione dei risultati ottenibili per fluido tradizionale ai casi di interesse con CO₂ in condizioni supercritiche. Laddove, invece le regole di similitudine dinamica non siano applicabili neanche per ottenere risultati preliminari, si suggerisce la trasposizione tramite similitudine di quanto noto in letteratura su macchine a CO₂ trans-critica e supercritica, o, in alternativa, l'acquisizione di dati specifici tramite campagne simulate o sperimentali.

5 Riferimenti bibliografici

1. Moore, J. J., Nored, M. G., and Brun, K., "Researchers Seek To Economically Compress Large Volumes of Carbon Dioxide," Pipeline & Gas Journal, 2007
2. Messina G. e Giacomazzi E., "Modellazione di un Ciclo di Potenza a CO₂ Supercritica da 48 MWt alimentato dal Loop ISOTHERM PWR[®]", Rapporto Tecnico ENEA RdS/PAR2013/298, 2014
3. Dixon S.L. e Hall C.A., "Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery", Ed. Elsevier 2010 (VI edizione)
4. Balje O.E., "Turbomachines: A guide to Design, Selection, and Theory", Ed. John Wiley & Sons, 1981
5. Cordier O., "Brennstoff-Warme-Kraft, 5, 337, 1953
6. Csanady G.T., "Theory of Turbomachines", Ed. McGraw-Hill, 1964
7. Lewis R.I., "Turbomachinery Performance Analysis", Ed. Arnold, 1996
8. Gong Y., Carstens N. A. Driscoll M.J., Matthews I.A., "Analysis of Radial Compressor Options for Supercritical CO₂ Power Conversion Cycles", Report No. MIT-GFR-034, 2006
9. Lee J. et al., " Conceptual Design of Supercritical CO₂ Brayton Cycle Radial Turbomachinery for SMART Application", Korean Nuclear Society Autumn Meeting, Gyeongju, Korea, Ottobre 25-26, 2012
10. Moore J.J., Fuller R., "Turbomachinery Design for Supercritical CO₂ Applications", 4th International Symposium Supercritical CO₂ Power Cycles, 9-10 Settembre 2014, Pittsburgh, Pennsylvania, USA
11. Wright S. et al., "Operation and Analysis of a Supercritical CO₂ Brayton Cycle", SANDIA Report, 2010
12. Moroz L., Flolov B., Burlaka M., Guriev O., "Turbomachinery Flowpath Design and Performance Analysis for Supercritical CO₂", ASME Turbo Expo 2014, 16-20 Giugno, Dusseldorf, Germania
13. Osnaghi C., "Teoria delle Turbomacchine", Ed. Esculapio, 2006 (II Edizione)
14. Wilson D.G., "The design of High Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines", ED. MIT Press, 1984
15. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP Version 9.0.
16. Fomin Y.D. et al., "Thermodynamic properties of supercritical carbon dioxide: Widom and Frenkel lines", Physical Review E 91, Febbraio 2015
17. Lieblein S., (1965): "Experimental Flow in Two-Dimensional Cascades", NASA SP36, Cap.VI, Washington, DC, USA, 1965.
18. Fuller R., "Turbomachinery considerations using Super-critical Carbon Dioxide Working Fluid for a Closed Brayton Cycle", web site: <http://www.swri.org/4org/d18/sCO2/papers2007/7-fuller.pdf>
19. Ainley D. G., Mathieson G.C.R., (1952): "A Method of Performance Estimation for Axial-Flow Turbines", Aeronautical Research Council, R&M 2974, 1952.
20. Aungier R. H., "Centrifugal compressors: a strategy for an aerodynamic design", ASME Press, 1999.
21. Pecknik R., Rinaldi E., Colonna P., "Computational Fluid Dynamics of a Radial Compressor operating with Supercritical CO₂", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 134 (12), 2012
22. Turchi C. et al., "10 MW Supercritical CO₂ Turbine Test", Final Technical Report, NREL, 2014
23. Lettieri C., Yang D., Spakovszky Z., "An Investigation of Condensation Effects in Supercritical Carbon Dioxide Compressors", 4th International Symposium Supercritical CO₂ Power Cycles, 9-10 Settembre 2014, Pittsburgh, Pennsylvania, USA
24. Ask A., "Experimental testing and development of CO₂ compressors", NTNU Master Thesis, 2012
25. Schmitt J. et al., " Study of a Supercritical CO₂ Turbine with TIT of 1350 K for Brayton Cycle with 100 MW Class output: Aerodynamic Analysis for a Stage 1 Vane", 4th International Symposium Supercritical CO₂ Power Cycles, 9-10 Settembre 2014, Pittsburgh, Pennsylvania, USA
26. Anderson M. et al., "Materials, Turbomachinery and Heat Exchangers for Supercritical CO₂ Systems", SANDIA/NEUP Final Report, 2012
27. Mancuso L. et al., " Rotating Equipment for Carbon Dioxide Capture and Storage", Foster Wheeler Report, 2011

Curriculum del gruppo di lavoro

Giovannelli Ambra

Ricercatore a Tempo Indeterminato nel SSD ING-IND/08 Macchine a fluido, presso in Dipartimento di Ingegneria dell'Università degli studi Roma Tre. E' Professore Aggregato di Turbomacchine dal 2007 e Docente di Termodinamica e Fluidodinamica applicate alle Macchine dal 2015.

Svolge attività di ricerca nel campo dello sviluppo di turbomacchine alimentate con fluidi non convenzionali da diversi anni. In particolare è impegnata nei seguenti campi:

- Sviluppo di turbine a gas alimentate con gas di sintesi, con radiazione solare concentrata e ibride;
- Sviluppo e modifica di turbomacchine radiali per fluidi organici;
- Analisi del funzionamento di turbomacchine aeroderivative in impianti cogenerativi e con sistemi di storage con aria compressa (CAES);
- Sviluppo apparati solari ad alta temperatura con accumulo a cambiamento di fase.

Coriolano Salvini

Professore Associato nel SSD ING-IND/09 Sistemi per l'Energia e l'Ambiente, presso in Dipartimento di Ingegneria dell'Università degli studi Roma Tre. Attualmente è docente di Macchine e di Progetto di Macchine per il Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica.

Svolge attività di ricerca nel campo della pianificazione e gestione della produzione elettrica, dello sviluppo di sistemi di storage per la stabilizzazione delle reti elettriche e nel campo dello sviluppo di apparati per lo scambio di calore.

Hanno partecipato a Progetti in ambito Nazionale e Internazionale collaborando con numerosi Centri di Ricerca, Università e Aziende del settore. In particolare, con riferimento agli ultimi anni si ricordano:

- UE, FP6-502704, 2004-2007, STREP, "HYTECH Hydrogen THERmochemical Cycles" coordinatore CEA;
- MIUR, 2005 – 2008 Progetto Nazionale: "TEPSI - TEcnologie e Processi innovativi per affrontare la transizione e preparare il futuro del Sistema Idrogeno" coordinatore ENEA;
- UE, FP7-239349, 2009-2013 "H2-IGCC, Low emission gas turbine for hydrogen –rich syngas" coordinatore ETN;
- UE-FP7 LEONARDO, 2010-2012, "GoGreen -Green Business is Smart Business" coordinatore Chamber of Arcadia;
- MATTM, 2011-2013 Progetto Nazionale "Cold Energy - Sviluppo di un impianto per produzione del freddo criogenico mediante rigenerazione e sviluppo del gruppo scambiatore-espansore-compressore (SEC)", coordinatore Angelantoni Industrie S.p.A.
- UE, FP7-308952, 2013-17 "OMSoP – Optimized Microturbine Solar Power System" coordinatore City University (UK);