



SCUOLA DI DOTTORATO IN INGEGNERIA INDUSTRIALE  
UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI FIRENZE

DOTTORATO DI RICERCA IN  
**INGEGNERIA INDUSTRIALE E DELL'AFFIDABILITA'**  
Sede Amministrativa : DIPARTIMENTO DI ENERGETICA – S. STECCO  
CICLO XXI (2005-2008)

## **Analisi dello stallo di diffusore in compressori centrifughi per applicazioni ad alta pressione**

Supervisore:

*Prof. Ennio Antonio Carnevale*

Il Coordinatore

*Prof. Ing. Mario Tucci*

Controrelatore

*Ing. Leonardo Baldassarre*

DOTTORANDO: *Ing. Lorenzo Bazzanti Vestri*

*“Bisogna aver rinunciato al buon senso per non convenire che non conosciamo nulla se non attraverso l'esperienza”*

- Voltaire -

*Desidero ringraziare quanti mi sono stati vicino in questi anni e tutti quelli che mi hanno sostenuto ed hanno collaborato per la realizzazione di questa ricerca.*

*Ringrazio il Prof. Mario Tucci ed il Prof. Ennio Carnevale per avermi dato la possibilità di svolgere attività di ricerca interessanti e formative.*

*Un particolare ringraziamento va a Giovanni Ferrara e Lorenzo Ferrari, la loro esperienza e competenza è stata un impareggiabile ausilio per lo svolgimento dell'attività di ricerca*

*Desidero anche ringraziare Leonardo Baldassare, Vittorio Michelassi, Silvia Evangelisti, Stefano Vanghi, Luca Lombardozzi e tutte le persone del Nuovo Pignone per la disponibilità dimostrata.*

*Non posso non ringraziare Andrea, Francesco, Jacopo, Simone, Alessandro, Federico, Alessandro con cui ho condiviso le attività nel Dipartimento di Energetica.*

*Dedico questo lavoro alla mia famiglia perchè mi hanno supportato e sopportato.*

# Indice

|   |             |
|---|-------------|
| <b>INDICE.....</b>  | <b>IV</b>   |
| <b>NOMENCLATURA .....</b>                                       | <b>VIII</b> |
| <b>INTRODUZIONE .....</b>                                       | <b>XIII</b> |
| <b>1. IL COMPRESSORE CENTRIFUGO.....</b>                        | <b>1</b>    |
| 1.1 INTRODUZIONE.....   | 1           |
| 1.2 ANALISI MONODIMENSIONALE DI UNO STADIO.....                 | 7           |
| 1.2.1 <i>Punti termodinamici sul piano h-s</i> .....            | 8           |
| 1.2.2 <i>Definizione di lavoro specifico e prevalenza</i> ..... | 9           |

---

|           |   |           |
|-----------|---|-----------|
| 1.2.3     | Curva caratteristica teorica con infinite pale .....                      | 11        |
| 1.2.4     | Curva caratteristica teorica con Z pale .....                             | 13        |
| 1.2.5     | Curva caratteristica reale con Z pale .....                               | 17        |
| 1.3       | ACCOPPIAMENTO GIRANTE-DIFFUSORE .....                                     | 19        |
| 1.4       | IL DIFFUSORE LISCIO.....  | 21        |
| 1.5       | LA VOLUTA .....   | 26        |
| 1.5.1     | Il progetto della voluta per il diffusore liscio.....                     | 29        |
| 1.6       | CLASSIFICAZIONE DEI COMPRESSORI ED APPLICAZIONI .....                     | 34        |
| 1.6.1     | Le applicazioni .....   | 38        |
|           | BIBLIOGRAFIA .....  | 47        |
| <b>2.</b> | <b>INQUADRAMENTO DELLA RICERCA .....</b>                                  | <b>48</b> |
| 2.1       | LO STALLO ROTANTE NEL DIFFUSORE LISCIO.....                               | 52        |
| 2.2       | CORRELAZIONI IN LETTERATURA .....   | 55        |
| 2.3       | L'INFLUENZA DEL NUMERO DI REYNOLDS .....                                  | 70        |
| 2.4       | OBIETTIVI DELLA RICERCA .....   | 78        |
|           | BIBLIOGRAFIA .....  | 80        |
| <b>3.</b> | <b>INDAGINE SPERIMENTALE.....</b>   | <b>83</b> |
| 3.1       | DESCRIZIONE DEL BANCO PROVA NP .....                                      | 84        |
| 3.2       | CARATTERISTICHE DEI MOPDELLI TESTATI PRESSO IL BANCO NP85                 |           |
| 3.3       | VARIABILI DI PROVA .....  | 87        |
| 3.4       | CARATTERISTICHE DEI DIFFUSORI LISCI PER LE GIRANTI NP.....                | 87        |
| 3.5       | STRUMENTAZIONE DEGLI ASSETTI NP .....                                     | 88        |
| 3.6       | SISTEMA DI ACQUISIZIONE NP .....  | 90        |
| 3.7       | DESCRIZIONE DEL BANCO PROVA TD .....                                      | 91        |
| 3.8       | ASSETTI E VARIABILI DI PROVA CONSIDERATI PER I TEST IN<br>PRESSIONE ..... | 94        |
| 3.8.1     | Assetto di prova per la girante F6-TD .....                               | 95        |
| 3.8.2     | Assetto di prova per la girante F12-TD .....                              | 97        |

---

---

|           |   |            |
|-----------|---|------------|
| 3.8.3     | <i>Caratteristiche degli assetti con giranti D33</i> .....                                  | 99         |
| 3.9       | PARAMETRI DI VALUTAZIONE UTILIZZATI .....   | 102        |
| 3.9.1     | <i>Coefficiente di portata</i> .....  | 102        |
| 3.9.2     | <i>Numero di Mach periferico</i> .....  | 103        |
| 3.9.3     | <i>Coefficiente di prevalenza</i> .....   | 103        |
| 3.9.4     | <i>Il rendimento politropico</i> .....  | 104        |
| 3.9.5     | <i>Coefficiente di prevalenza politropica</i> .....   | 106        |
| 3.9.6     | <i>Angolo del flusso nel diffusore</i> .....  | 107        |
| 3.10      | ERRORI SULLE GRANDEZZE DI VALUTAZIONE.....  | 108        |
| 3.11      | PROBLEMI SECONDARI .....  | 111        |
|           | BIBLIOGRAFIA .....  | 113        |
| <b>4.</b> | <b>CORRELAZIONE PER L'ANGOLO CRITICO.....</b>   | <b>114</b> |
| 4.1.      | SETUP SPERIMENTALE .....  | 115        |
| 4.2.      | ANGOLO CRITICO .....  | 122        |
| 4.3.      | VERIFICA DELLA CORRELAZIONE .....   | 130        |
| 4.3.1.    | <i>Confronto con la girante F6-TD</i> .....   | 130        |
| 4.3.2.    | <i>Confronto con le giranti D33</i> .....   | 133        |
|           | BIBLIOGRAFIA .....  | 136        |
| <b>5.</b> | <b>INFLUENZA DEL NUMERO DI REYNOLDS SULLE<br/>PRESTAZIONE E SULL'ANGOLO DI STALLO. ....</b> | <b>137</b> |
| 5.1.      | PRESTAZIONI ED EFFETTI DEL NUMERO DI REYNOLDS .....   | 138        |
| 5.2.      | ANGOLO DI FLUSSO E NUMERO DI REYNOLDS.....  | 146        |
| 5.2.1.    | <i>Angolo di flusso nelle giranti F</i> .....   | 147        |
| 5.2.2.    | <i>Angolo di flusso nelle giranti D33</i> . ....  | 150        |
| 5.3.      | ANALISI SULL'INDIPENDENZA DELL'ANGOLO CRITICO DAL<br>NUMERO DI REYNOLDS .....               | 153        |
|           | BIBLIOGRAFIA .....  | 159        |

---

|                           |            |
|---------------------------|------------|
| <b>CONCLUSIONI .....</b>  | <b>160</b> |
| <b>BIBLIOGRAFIA .....</b> | <b>167</b> |

# Nomenclatura

## Simboli

|          |                |  |
|----------|----------------|--|
| A        |                | Area generica  |
| a        | $=\sqrt{kRT}$  | Velocità del suono   |
| b        |                | Larghezza  |
| BRAZED   |                | Ottenuta per brasatura   |
| c        |                | Velocità assoluta;   |
| $C_p$    |                | Coefficiente di recupero   |
| $c_p$    |                | Calore specifico a pressione costante  |
| D        |                | Diametro   |
| DE       |                | Relativo alla correlazione per l'angolo critico<br>ricavata sperimentalmente |
| $D_{eq}$ |                | Diametro idraulico equivalente   |
| DR       | $= R_{40}/R_2$ | Rapporto di diffusione   |
| DW       | $= b_3/b_2$    | Larghezza del diffusore adimensionalizzata                                   |

---

|                 |                                   |  |
|-----------------|-----------------------------------|--|
| EDM             |                                   | Processo di elettroerosione  |
| g               |                                   | Accelerazione gravitazionale   |
| h               |                                   | Entalpia   |
| H               |                                   | Prevalenza   |
| H <sub>r</sub>  |                                   | Prevalenza reale   |
| H <sub>T∞</sub> |                                   | Prevalenza teorica con infinite pale   |
| H <sub>Tz</sub> |                                   | Prevalenza teorica con pale finite   |
| I               |                                   | Rotalpia   |
| k               |                                   | Rapporto dei calori specifici  |
| L               |                                   | Cammino percorso   |
| L <sub>sp</sub> |                                   | Lavoro specifico   |
| m               |                                   | Portata in massa   |
| M               | =V/a                              | Numero di Mach locale  |
| M <sub>f</sub>  |                                   | Momento  |
| M <sub>u</sub>  | = u <sub>2</sub> /a <sub>00</sub> | Numero di Mach periferico  |
| n               |                                   | Numero di giri;<br>Direzione normale;<br>Coefficiente della trasformazione politropica |
| NK              |                                   | Relativo alla correlazione di Nishida-Kobayashi  |
| NP              |                                   | Riferito a prove eseguite a pressione atmosferica presso Nuovo Pignone                 |
| n <sub>s</sub>  |                                   | Numero di giri specifico   |
| P               |                                   | Pressione;   |
| p               |                                   | Passo  |
| Q               |                                   | Portata volumetrica  |
| R, r            |                                   | Raggio<br>Costante del gas   |
| Re              | = ρVD/μ                           | Numero di Reynolds   |
| s               |                                   | Entropia<br>Ascissa curvilinea;  |
| T               |                                   | Temperatura  |
| t               |                                   | spessore delle pale della girante  |

---

|    |  |
|----|--|
| TD | Relativo a prove in pressione condotte presso<br>Thermodyn |
| u  | Velocità di trascinamento                                  |
| V  | Velocità   |
| v  | Volume specifico   |
| w  | Velocità relativa  |
| W  | Lavoro   |
| Z  | Numero pale  |

### **Pedici**

|             |   |
|-------------|---|
| 00          | Sezione 00  |
| 1           | Ingresso girante  |
| 2           | Uscita girante  |
| 3           | Uscita diffusore,<br>Sezione diffusore a pareti parallele |
| 4           | Scarico voluta  |
| 5           | Uscita diffusore  |
| 60          | Sezione 60  |
| c, crit, cr | Critico   |
| crit, Senoo | Critico secondo la teoria di Senoo <i>et al.</i> (1978)   |
| des         | Condizioni di progetto                                    |
| f           | Dovuto all'attrito  |
| gen         | Generico  |
| i           | Ideale  |
| is          | Isoentropico  |
| m           | Valore medio  |
| max         | Massimo   |
| pomp        | Pompaggio   |
| r, m        | Componente lungo la direzione radiale                     |
| ref         | Riferimento   |
| rot         | Rotazione   |
| spec        | Riferita al caso specifico                                |

---

---

|             |   |
|-------------|---|
| st          | Stallo                                    |
| t           | Grandezza totale                          |
| test        | Grandezza di test                         |
| u, $\theta$ | Componente lungo la direzione tangenziale |

## Lettere greche

|                          |  |  |
|--------------------------|--|--|
| $\alpha$                 |  | Angolo della velocità assoluta   |
| $\alpha_\infty$          |  | Angolo del flusso indisturbato nel diffusore                               |
| $\alpha_{\infty+\gamma}$ |  | Angolo del flusso del diffusore nello strato limite                        |
| $\alpha_{2r}$            |  | Angolo di innesco flusso inverso   |
| $\beta_2$                |  | Angolo di scarico della girante  |
| $\beta_{2,pala}$         |  | Angolo di scarico geometrico della girante                                 |
| $\gamma$                 |  | Deflessione delle pale   |
| $\Delta r$               |  | Parametro di validità della correlazione di Kobayashi <i>et al.</i> (1990) |
| $\Delta\alpha$           |  | Differenza fra gli angoli critici misurati e predetti.                     |
| $\phi, \varphi$          | $= \frac{Q_{00}}{u_2 \cdot R_2^2 \cdot \pi}$ | Coefficiente di portata  |
| $\lambda$                |  | Coefficiente di attrito  |
| $\nu$                    |  | Viscosità cinematica   |
| $\mu$                    |  | Viscosità dinamica   |
| $\eta_p$                 |  | Rendimento politropico   |
| $\psi$                   |  | Ampiezza del disturbo  |
| $\rho$                   |  | Densità  |
| $\sigma$                 |  | <i>Slip factor</i> ;<br>Decremento logaritmico dell'ampiezza               |
|                          |  | Solidità   |
| $\theta$                 |  | Angolo generico  |
| $\tau$                   | $= \frac{c_p \Delta T}{u_2^2}$               | Coefficiente di prevalenza   |

---

|                 |                  |   |
|-----------------|------------------|---|
| $\tau\eta_p$    | $=\tau * \eta_p$ | Coefficiente di prevalenza politropica      |
| $\omega$        |                  | Velocità di rotazione                       |
| $\omega_\sigma$ |                  | Velocità angolare del disturbo di pressione |
| $\varepsilon$   |                  | Rugosità superficiale (in pollici)          |

|                          |             |
|--------------------------|-------------|
| <b>NOMENCLATURA.....</b> | <b>VIII</b> |
|--------------------------|-------------|

## **Introduzione**

Il compressore centrifugo trova utilizzo in una vasta gamma di applicazioni industriali; l'impiego di questo tipo di macchine ha avuto un incremento legato soprattutto alle ridotte dimensioni e all'aumento del rendimento raggiungibile.

Caratteristiche principali dei compressori centrifughi sono: l'elevato trasferimento di energia trasferibile al fluido, la compattezza e l'estensione del campo di funzionamento.

Le applicazioni più innovative in cui i compressori centrifughi trovano uso sono: la liquefazione del gas naturale (LNG) in cui il gas è portato allo stato liquido mediante compressione e asportazione di calore, e la reiniezione del gas all'interno di pozzi per lo stoccaggio oppure per aumentare la produzione dei pozzi petroliferi. Per entrambe le applicazioni il gas utilizzato ha una densità ed un peso molecolare elevato, infatti: nei compressori per LNG viene utilizzato un gas pesante come gas criogenico al fine di aumentare l'efficienza dello scambio di calore con il gas naturale; nel caso di compressori per reiniezione l'elevata

densità è dovuta alla pressione di mandata del compressore che può superare 800bar.

Il fenomeno che più limita il campo di funzionamento del compressore centrifugo e ne mina la stabilità è lo stallo. Generalmente l'ultimo stadio del compressore è il più soggetto a tale fenomeno, la soluzione normalmente utilizzata per evitare l'insacco di uno stallo all'interno del diffusore è la riduzione della sua larghezza. La riduzione dello spessore del diffusore, sebbene efficace, penalizza le prestazioni del compressore in termini di recupero di pressione e quindi di rendimento. Al fine di approfondire la conoscenza sullo stallo ed individuare strumenti in grado di prevederne l'insorgenza, nasce la necessità di investigare i parametri geometrici che lo influenzano; particolare spinta per l'analisi dello stallo rotante viene dai compressori per alte pressioni in cui le vibrazioni associate allo stallo risultano particolarmente elevate.

I compressori per applicazioni ad alta pressione si presentano in configurazione multistadio con giranti bidimensionali e diffusori lisci che garantiscono un ampio campo di funzionamento. In questa configurazione la girante risulta generalmente poco caricata pertanto il componente più critico per l'insacco dello stallo risulta essere il diffusore.

L'instaurarsi nella macchina di uno stallo genera oscillazioni di pressioni subsincrone tanto maggiori quanto maggiore è la densità del gas, è semplice comprendere quanto possono essere critiche da questo punto di vista i compressori per alte pressioni o quelli che evolvono gas con pesi molecolari elevati.

Nasce dunque la necessità di conoscere approfonditamente lo stallo rotante in modo da determinare le condizioni di criticità della macchina; particolare interesse è riposto nell'analisi di correlazioni predittive in grado di fornire al progettista strumenti in grado di prevedere con buona precisione l'insorgere dello stallo ed effettuare le scelte più opportune per evitare il funzionamento della macchina nella zona critica.

Il fenomeno dello stallo all'interno del diffusore si origina a seguito dell'interazione del flusso con lo strato limite: il gas in prossimità della parete segue una traiettoria più inclinata di quella del centro del canale, quando

l'angolo del flusso nello strato limite rispetto alla direzione radiale supera  $90^\circ$  nasce una bolla di ricircolazione a cui molti autori collegano lo sviluppo dello stallo rotante.

Per estendere la stabilità del diffusore esistono diversi sistemi incentrati sulla stabilizzazione dello strato limite, su una migliore guida del flusso o su una riduzione dell'angolo di flusso (in senso radiale).

Per la sua semplicità, il sistema più utilizzato per stabilizzare il flusso nel diffusore è la riduzione della sua larghezza. A seguito della riduzione della sezione del canale l'angolo di flusso diminuisce allontanandosi dalle condizioni critiche. La riduzione del canale comporta un incremento delle perdite della macchina penalizzandone le prestazioni; quantificare la riduzione di larghezza del canale per ottenere un comportamento stabile della macchina senza abbatte le prestazioni risulta determinante ai fini del progetto della macchina. Lo studio dello stallo nel diffusore è stato affrontato da diversi autori; in letteratura esiste una correlazione che prevede l'angolo critico di flusso in funzione della geometria del diffusore tuttavia, la correlazione ha un limite di validità che dipende dalla zona in cui si ha l'insacco della ricircolazione e questa dipende dalla geometria della girante.

Nei compressori per alte pressioni le caratteristiche geometriche delle giranti e del diffusore fa sì che la correlazione non possa essere applicata in quanto l'applicazione di questa correlazione per questo tipo di macchine comporta canali del diffusore eccessivamente stretti con pesante riduzione delle prestazioni.

E' evidente come manchi uno strumento che possa essere utilizzato durante la progettazione di questi stadi. Da queste considerazioni è nata la collaborazione tra G.E.Oil&Gas Nuovo Pignone ed il Dipartimento di Energetica "S. Stecco", volta ad un'analisi dettagliata dello stallo rotante per compressori di alta pressione.

Per lo studio di una correlazione predittiva dell'angolo critico del flusso è stato predisposto un setup sperimentale volto ad analizzare tre giranti appartenenti ad una stessa famiglia (la cui denominazione è F) tali da essere fuori, al limite ed all'interno del campo di validità della correlazione. Per ognuna di queste giranti

è stata studiata l'influenza sulla stabilità di alcuni parametri geometrici. Sono stati testati per ogni girante tre valori di larghezze del diffusore (0.30, 0.38 e 0.5) e due rapporti di diffusione (1.3 e 1.7). Le prove sono state eseguite su banco prova a pressione atmosferica con modelli in scala 1:1 costituiti da una girante bidimensionale con diffusore a vortice libero e voluta a sezione costante in configurazione da ultimo; è stato anche predisposto un canale di ritorno a monte della girante così da simulare lo stadio precedente. I test sono stati condotti a due valori diversi del numero di Mach periferico di cui solo uno a ( $Mu=0.5$ ) corrisponde a quello delle macchine reali. L'obiettivo è quello di individuare una correlazione in grado di prevedere l'angolo di flusso critico al variare della geometria del diffusore. La stima dell'angolo di flusso è stata ottenuta in modo indiretto attraverso misure di pressione e temperatura totali e statiche. Per l'analisi della correlazione sono stati utilizzati i valori dell'angolo critico ottenuti a Mach periferico 0.5 rapporto di diffusione 1.7 in quanto le distorsioni del flusso dovute all'interazioni tra diffusore e voluta sono minori rispetto alla configurazione con rapporto di diffusione 1.3.

Lo sviluppo di macchine per applicazioni sempre più critiche in termini di pressioni e gas ad elevato peso molecolare porta la macchina a dover lavorare con un fluido ad elevata densità. Durante la progettazione di questo tipo di macchine occorre tenere presente il cambiamento di viscosità del gas. La viscosità del gas, fortemente dipendente dalla pressione, influenza il comportamento della macchina in termini di prestazioni: aumentando il Numero di Reynolds all'interno della macchina le perdite per effetto viscoso diminuiscono favorendo l'incremento del rendimento. La conoscenza in fase progettuale della variazione delle prestazioni legate alla variazione del numero di Reynolds permette al progettista di poter prevedere il punto di funzionamento durante il reale esercizio e valutarne le criticità.

Le curve di prestazioni delle macchine risentono della variazione del numero di Reynolds, da qui l'interesse nell'approfondire le conoscenze legate all'influenza della viscosità sulle performance della macchina e, legato allo stallo, l'analisi del flusso del gas all'interno del diffusore nel caso di Reynolds elevati.

In letteratura esistono diversi metodi correttivi in grado di mettere in relazione le prestazioni della macchina al variare del numero di Reynolds tuttavia, per il progettista, è interesse sapere quale correlazione permette di descrivere meglio il comportamento della macchina durante il suo funzionamento.

Lo spostamento delle curve di prestazioni incide anche sullo stallo, autori in letteratura hanno affermato l'indipendenza dell'angolo critico al variare del numero di Reynolds, la complessità dei compressori per reiniezione e le pressioni a cui queste macchine operano rendono necessaria la verifica dell'effettiva indipendenza dell'angolo di flusso critico dal Reynolds.

L'influenza sulle prestazioni e sulle performance al variare del numero di Reynolds è stata affrontata attraverso indagine sperimentale su banco prova in pressione. Sono state analizzate quattro giranti: due appartenenti alla stessa famiglia di quelle usate per i test a pressione atmosferica (famiglia F) e due di una famiglia diversa (denominata D33). Le giranti seppur differenti hanno campi di applicazione simili in quanto trovano utilizzo in compressori per alte pressioni ed hanno per questo geometrie simili.

La variazione del numero di Reynolds è stata ottenuta variando la pressione del banco prova (solo per le prime due giranti è stata studiata l'influenza della finitura superficiale). I modelli utilizzati per la prova sono tutti in scala 1:1 ed usano CO<sub>2</sub> come gas di processo. Le due giranti della famiglia F (F6-TD e F12-TD) per le prove in pressione sono state provate a Mach periferico 0.6 variando la rugosità superficiale; gli assetti provati prevedono, come rapporto di diffusione e spessore del diffusore, i valori di progetto. I test condotti sulle giranti D33 sono stati svolti a Mach periferico pari a 0.73 senza variare né il rapporto di diffusione né lo spessore del diffusore. A differenza delle prove a pressione atmosferica, nei test in pressione l'assetto utilizzato è quello di uno stadio intermedio con canale di ritorno a valle del diffusore.

La strumentazione del banco in pressione è analoga a quella per le prove a pressione atmosferica con sensori dinamici di pressione per determinare l'insorgere dello stallo.

Oltre a valutare l'effetto nelle prestazioni di uno stesso stadio al variare della pressione di esercizio, l'obiettivo dei test condotti è anche quello di analizzare

l'angolo del flusso all'interno del diffusore con particolare attenzione al suo valore critico, andando a verificare la dipendenza dal numero di Reynolds. L'angolo di flusso è stato calcolato con metodo indiretto come per i test a pressione atmosferica tuttavia per la girante F12-TD non è stato possibile fare una misura dell'angolo data la ridotta larghezza del diffusore.

Nel presente lavoro, il primo capitolo riporta un breve richiamo al compressore centrifugo, ai suoi componenti ed al suo funzionamento. Nel secondo capitolo viene inquadrata la ricerca nella letteratura attuale: vengono riportate le correlazioni per la stima dell'angolo critico e la loro derivazione e sempre all'interno del secondo capitolo viene introdotto l'effetto del numero di Reynolds attraverso una ricerca bibliografica riguardo le prestazioni e gli angoli di flusso. Nel terzo capitolo viene affrontata l'indagine sperimentale attraverso l'illustrazione dei banchi e delle variabili di prova. Nello stesso capitolo vengono illustrati i metodi di calcolo e le grandezze utilizzate per il commento dei risultati. Lo studio della correlazione predittiva per la stima dell'angolo critico di diffusore è affrontata nel quarto capitolo in cui viene illustrata sia la metodologia seguita che lo studio relativo alla validazione della correlazione. Nel quinto capitolo è riportata l'analisi sull'effetto del numero di Reynolds, nella prima parte si affronta il problema della variazione di prestazioni e viene fatta un'analisi comparativa sui metodi correttivi presenti in letteratura; nella seconda parte del capitolo viene approfondita l'analisi circa l'angolo di flusso all'interno del diffusore.

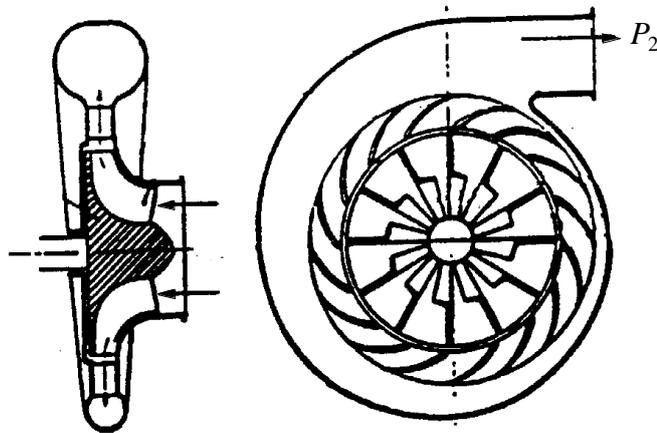
# **1. Il compressore centrifugo**

## **1.1 Introduzione**

I compressori centrifughi sono macchine operatrici a flusso continuo ed hanno una vasta gamma di applicazioni: da quelli per aviazione, con rapporti di compressione che si collocano attorno ad 8, a quelli più economici per uso industriale come ad esempio quelli per la re-iniezione di gas. Il notevole sviluppo raggiunto in questi ultimi anni è stato favorito dall'estrema compattezza e dal ridotto numero dei componenti. I rendimenti, anche se al di sotto di quelli ottenibili con macchine assiali, sono oggi superiori all'80% e risultano tanto più interessanti in quanto raggiungibili con macchine di dimensioni e richieste di potenza relativamente modeste.

Il grande interesse verso questa famiglia di macchine deriva quindi dalla possibilità di avere forti trasferimenti di energia al fluido con portate relativamente ridotte, dal vantaggio di una costruzione compatta, semplice e fondamentalmente robusta e da un ampio campo di funzionamento.

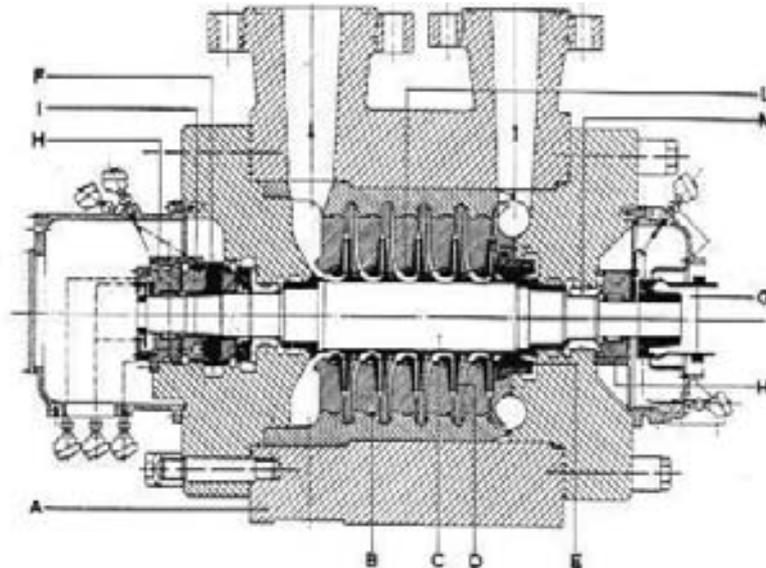
Uno schema di compressore centrifugo monostadio è riportato in Figura 1-1. Questo è costituito da una cassa esterna al cui interno ruota la girante calettata sull'albero. L'energia all'albero è fornita da una macchina motrice esterna che può essere una turbina a gas o a vapore oppure un motore elettrico. La girante, detta anche *impeller*, trasferisce energia al flusso aumentandone la pressione e la velocità. L'organo statorico a valle della girante, ovvero il diffusore, permette il recupero dell'energia cinetica del flusso trasformandola in energia di pressione. La voluta che circonda il diffusore ha infine il compito di raccogliere il gas in pressione ed inviarlo all'utilizzatore.



**Figura 1-1. Schema di un compressore centrifugo.**

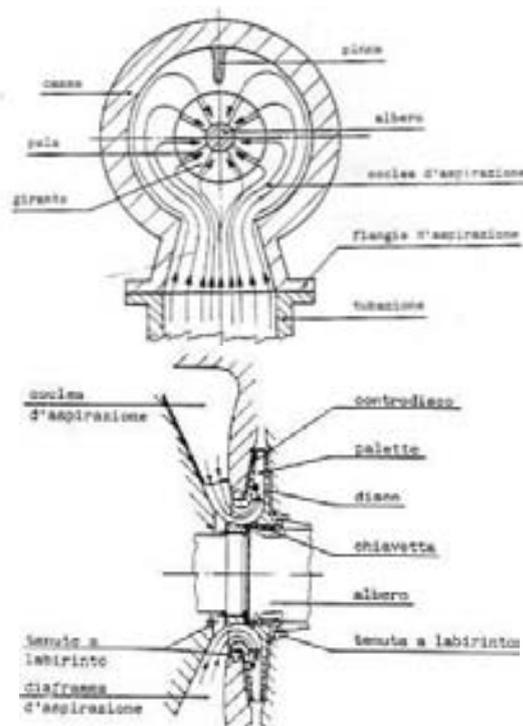
Generalmente, ed in particolare per le applicazioni ad alta pressione, la macchina è costituita da più stadi accoppiati come mostrato in Figura 1-2.

In questo caso si ha una cassa esterna (A) che contiene una parte statorica (B), in cui è inserito un rotore formato dall'albero (C), e dalle varie giranti (D). Sul rotore sono inseriti elementi di tenuta a labirinto (L).



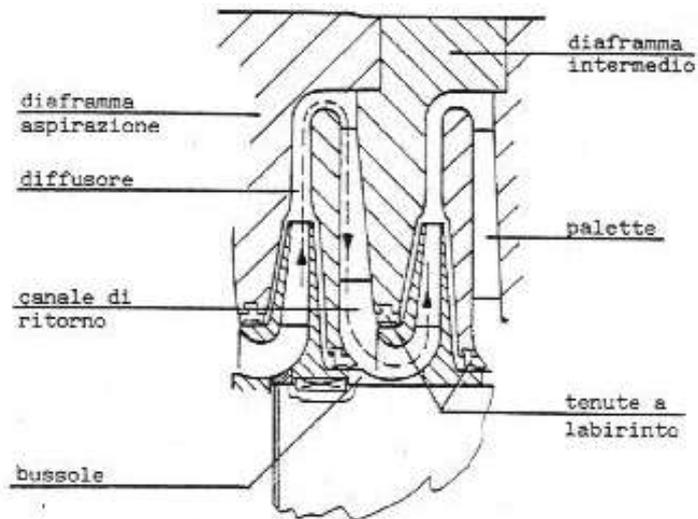
**Figura 1-2. Schema di un compressore centrifugo multistadio.**

Il gas richiamato dal compressore attraverso la flangia d'aspirazione, entra in una camera anulare (coclea d'aspirazione) convergendo uniformemente verso il centro, entra nel diaframma e quindi nella prima girante (Figura 1-3) che indirizza il gas verso l'esterno aumentandone velocità e pressione, quindi il gas percorre il

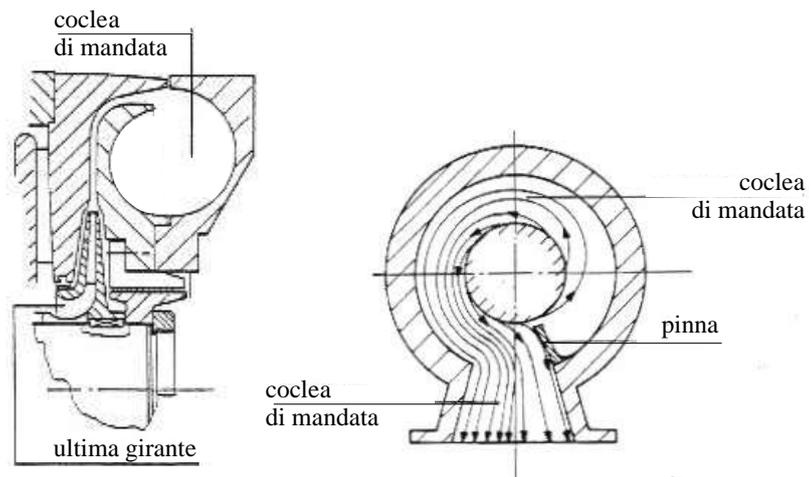


**Figura 1-3. Percorso seguito dai gas in aspirazione.**

diffusore, nel quale si ha un recupero di pressione, e da questo passa al canale di ritorno dove alcune palette raddrizzano il flusso in modo da ottenere l'ingresso assiale alla girante successiva (Figura 1-4). L'ultima girante invia il gas al diffusore collegato ad una camera anulare, detta voluta di mandata, che raccoglie il gas dalla periferia del diffusore e lo convoglia alla flangia di mandata; vicino a questa è presente una pinna che impedisce al gas di continuare a girare nella voluta (Figura 1-5).



**Figura 1-4. Canale di ritorno compressori a più stadi.**



**Figura 1-5. Due sezioni della voluta.**

Nei compressori radiali la maggior parte dell'aumento di pressione, e quindi di entalpia, è ottenuto grazie ai fenomeni centrifughi; questi dipendono solamente dalla velocità di trascinamento all'uscita e all'ingresso della girante, e non dalla fluidodinamica della macchina. I compressori hanno forme diverse a seconda della pressione di progetto e del servizio al quale sono destinati. Nelle macchine in cui si ricercano elevate prestazioni, o per impieghi estremi, la girante è solitamente di tipo *unshrouded* (Figura 1-6): le pale ruotano con gioco molto ridotto vicino alla cassa ferma, è spesso presente in queste macchine un tratto iniziale ruotante ad andamento assiale, detto *inducer*, che può essere liscio o palettato. Le pale della girante sono inclinate all'indietro (*backswEEP*) e nel caso in cui non tutte raggiungano l'*inducer* si ha la configurazione detta *splitter* (Figura 1-7). Si applica questa soluzione per avere all'uscita della girante un numero elevato di pale in modo da guidare meglio il flusso, ed allo stesso tempo non tutte si estendono fino all'ingresso per evitare problemi di *chocking* alle alte portate.

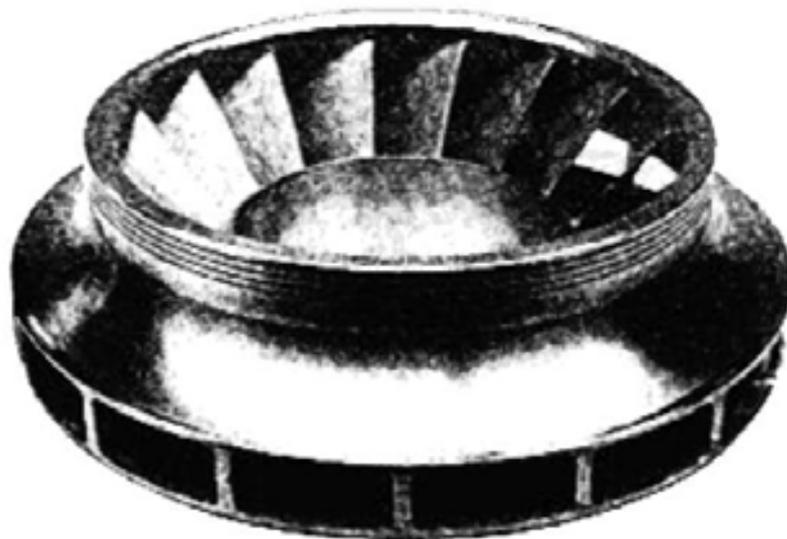


**Figura 1-6. Girante *unshrouded*.**



**Figura 1-7. Girante *unshrouded* con pale *splitter*.**

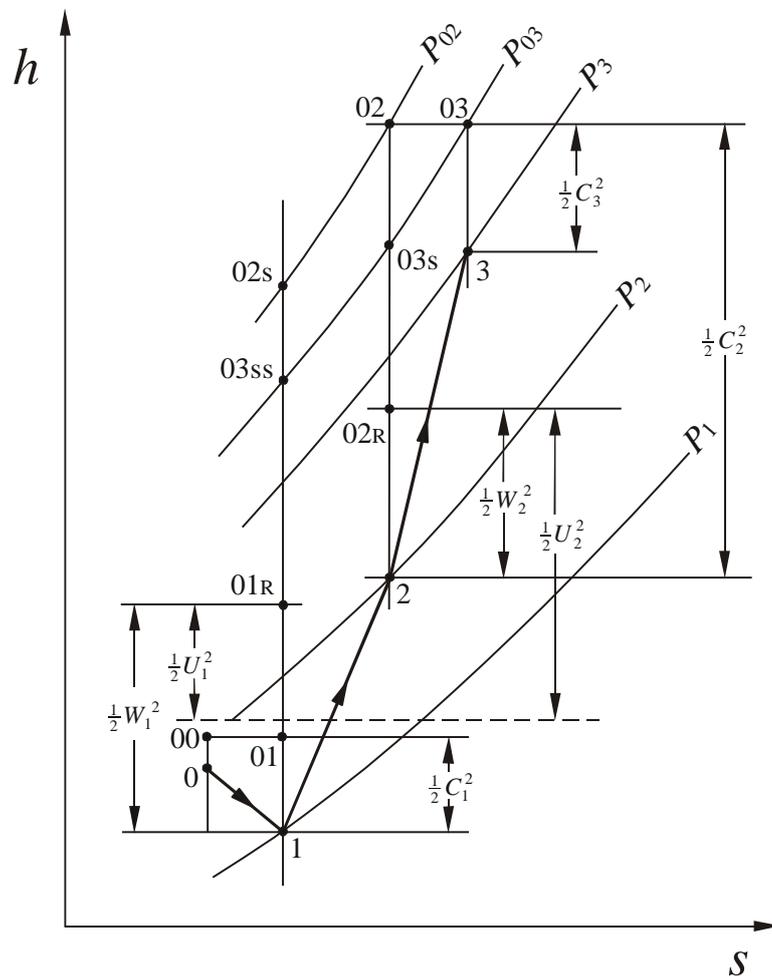
Le macchine per uso industriale solitamente sono progettate per essere altamente affidabili, non sono provviste di *inducer* ed hanno una controcassa fissata alle pale, che elimina l'obbligo di mantenere piccoli i giochi, ma costituisce un aumento di massa rotante e ciò può creare problemi ad elevati regimi di rotazione (Figura 1-8).



**Figura 1-8. Girante di tipo industriale con pale *shrouded*.**

## 1.2 Analisi monodimensionale di uno stadio

Nei paragrafi seguenti si riporta lo studio monodimensionale del flusso attraverso uno stadio del compressore, si parte da una visualizzazione della trasformazione termodinamica sul diagramma h-s e si scrivono i bilanci energetici a cavallo dei vari componenti e dell'intero stadio. Successivamente si ottengono le curve caratteristiche teoriche nel caso di numero infinito e finito di pale. Infine viene commentata la curva caratteristica reale.



**Figura 1-9. Diagramma h-s della trasformazione termodinamica all'interno di uno stadio di compressore centrifugo.**

### 1.2.1 Punti termodinamici sul piano h-s

In Figura 1-9 sono riportati su un diagramma entalpia-entropia i punti termodinamici rappresentativi dell'evoluzione del fluido all'interno del compressore.

La trasformazione realizzata dallo stadio può essere divisa in quattro parti:

- Zona d'ingresso (0-1): la sua funzione è quella di accelerare il fluido prima dell'ingresso nella girante. Essendo un organo statorico, non c'è nessun trasferimento d'energia; l'entalpia totale rimane costante, mentre la pressione statica e quella totale diminuiscono:

$$h_{t0} = h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_{t1} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \quad \text{Eq. 1-1}$$

L'organo statorico, detto anche IGV, che serve a prerotare il flusso accelerandolo, non è sempre presente, nella maggior parte dei casi, infatti, si può considerare il flusso in ingresso assiale.

- Girante (1-2): trasferisce energia al fluido, si ha un aumento di entalpia, pressione e velocità. Il lavoro specifico si calcola ipotizzando la trasformazione adiabatica (ipotesi considerata valida in tutta questa trattazione):

$$L_{1-2} = (h_2 - h_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad \text{Eq. 1-2}$$

sfruttando l'equazione di Eulero dell'energia è possibile dimostrare che fra la sezione d'ingresso e quella di uscita della girante si ha la costanza della rotalpia. Facendo riferimento ai triangoli di velocità in ingresso ed in uscita dalla girante (Figura 1-10) è possibile scrivere:

$$I_1 = h_1 + \frac{c_1^2}{2} - u_1 c_{1u} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} - u_2 c_{2u} = I_2 \quad \text{Eq. 1-3}$$

- Diffusore (2-3): qui avviene una conversione di energia cinetica in energia di pressione statica, ma nessun trasferimento d'energia essendo un organo statorico, quindi l'entalpia totale rimane costante:

$$h_{t1} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} = h_{t2} \quad \text{Eq. 1-4}$$

- **Voluta (3-4):** ha la funzione di raccogliere il fluido all'uscita del diffusore e convogliarlo verso un'unica uscita tangenziale (collettore di mandata). Anche in questo caso l'entalpia totale rimane costante (tale trasformazione non è riportata nel diagramma di Figura 1-9):

$$h_{t3} = h_3 + \frac{c_3^2}{2} = h_4 + \frac{c_4^2}{2} = h_{t4} \quad \text{Eq. 1-5}$$

le perdite sono presenti in ogni componente e sono valutabili dal grafico considerando la diminuzione della pressione totale negli organi statorici e della pressione totale relativa negli organi rotorici.

### **1.2.2 Definizione di lavoro specifico e prevalenza**

La girante è l'unico organo del compressore nel quale si ha trasferimento di energia dalla macchina al fluido, quindi l'incremento di entalpia totale che si ottiene nell'*impeller* è coincidente con quello che si ha nell'intera macchina ed è pari al lavoro specifico totale:

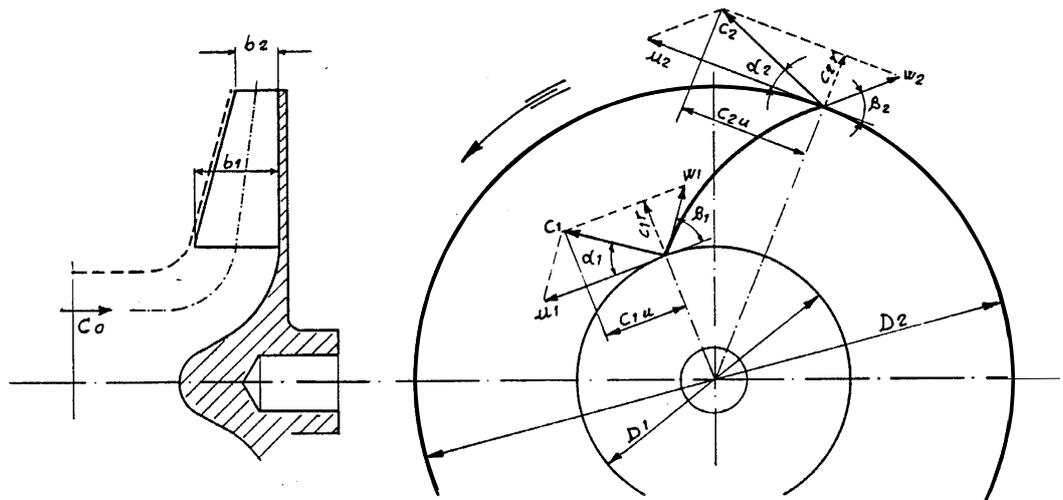
$$\Delta h_{t1-2} = \Delta h_{t0-4} = L_{sp} \quad \text{Eq. 1-6}$$

il momento delle forze trasmesse dal fluido alla palettatura, facendo riferimento alla Figura 1-10 ed applicando l'equazione di conservazione del momento della quantità di moto, è:

$$M_f = m(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \quad \text{Eq. 1-7}$$

la potenza risulta:

$$W = M_f \omega \quad \text{Eq. 1-8}$$



**Figura 1-10. Triangoli di velocità ingresso-uscita girante.**

il lavoro specifico si ricava dall'Eq. 1-8 dividendo per la portata in massa:

$$L_{sp} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad \text{Eq. 1-9}$$

dal teorema di Carnot applicato ai triangoli di velocità si ha:

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2uc_u \quad \text{Eq. 1-10}$$

da qui si ottiene la formula che suddivide l'energia ceduta dalla palettatura al fluido in tre termini distinti:

$$L_{sp} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad \text{Eq. 1-11}$$

il primo tiene conto della variazione dell'energia cinetica assoluta del fluido e nel caso in cui la velocità  $c_2$  allo scarico coincide con la velocità  $c_0$  all'ingresso dello statore questo termine è pari alla variazione di energia cinetica nello statore. Il secondo termine è dovuto all'effetto della compressione rotorica. Il terzo termine, se la macchina è assiale, non dà contributo alla potenza specifica (essendo  $u_2=u_1$ ) mentre può essere cospicuo nel caso in cui si abbia una componente radiale del flusso.

Si definisce prevalenza l'energia specifica totale conferita al fluido dalla macchina espressa in altezza di colonna del fluido trattato:

$$H = \frac{L_{sp}}{g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad \text{Eq. 1-12}$$

### 1.2.3 Curva caratteristica teorica con infinite pale

La prevalenza di una macchina operatrice dipende dalla portata volumetrica elaborata. La dipendenza funzionale tra prevalenza e portata, per ogni velocità di rotazione, è detta equazione caratteristica e la sua rappresentazione nel piano  $(H, Q)$  è detta curva caratteristica, se ne ha una per ogni velocità angolare della girante.

Supponiamo che non vi sia di attrito e che la girante sia costituita da infinite pale, ovvero che il flusso sia perfettamente guidato. In tali condizioni i triangoli di velocità all'ingresso ed all'uscita dei vani palari si presentano come in Figura 1-10, per cui, ricordando le Eq. 1-9 e 1-12, la prevalenza teorica risulta:

$$H_{T\infty} = \frac{L_{sp}}{g} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \quad \text{Eq. 1-13}$$

considerando inoltre la velocità assoluta in ingresso alla girante pressoché assiale ( $c_{1u} \approx 0$ ) e la velocità di trascinamento  $u_1$  piccola rispetto ad  $u_2$ , il secondo termine è trascurabile rispetto al primo e la prevalenza teorica con infinite pale risulta:

$$H_{T\infty} = \frac{L_{sp}}{g} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \quad \text{Eq. 1-14}$$

dal triangolo di velocità in uscita si ha:

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \cot \beta_2 \quad \text{Eq. 1-15}$$

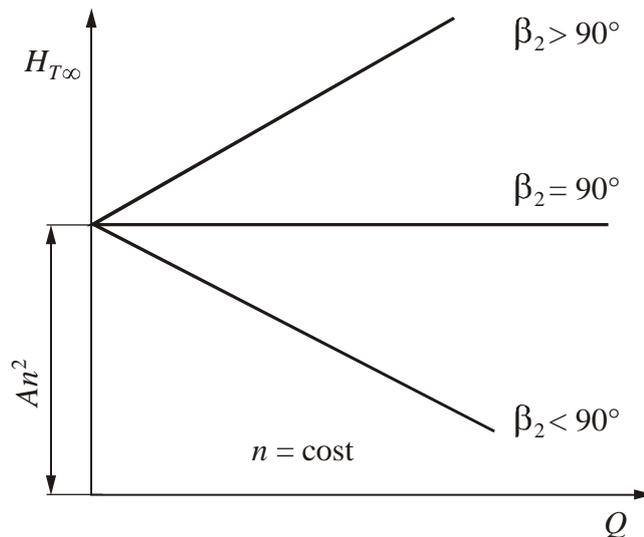
sostituendo nell'Eq. 1-14 si ha:

$$H_{T\infty} = \frac{(u_2^2 - c_{2r} u_2 \cot \beta_2)}{g} \quad \text{Eq. 1-16}$$

inoltre possiamo scrivere  $u_2 = \pi D_2 n / 60$  e  $Q = \pi D_2 b_2 c_{2r}$  con  $n$  numero di giri del motore, sostituendo nell'Eq. 1-16 si ottiene:

$$H_{T\infty} = An^2 - BQn \cot \beta_2 \quad \text{Eq. 1-17}$$

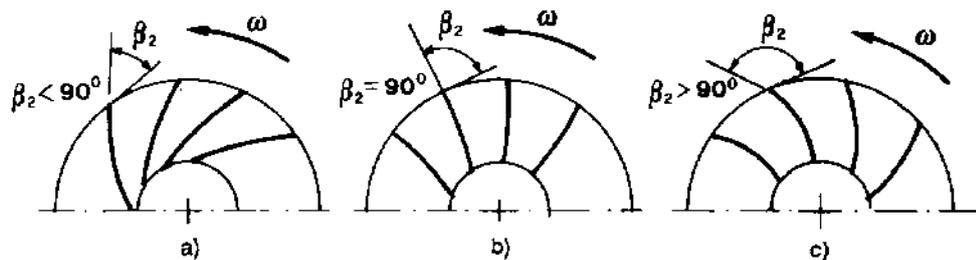
questa è l'equazione caratteristica teorica di una macchina operatrice centrifuga con infinite pale (le costanti  $A$  e  $B$  si ottengono agevolmente dai calcoli). La curva caratteristica ha quindi un andamento lineare rispetto alla portata (Figura 1-11) e la sua pendenza dipende dalla geometria delle pale nella sezione di uscita;



**Figura 1-11. Curva caratteristica teorica con infinite pale.**

i casi possibili di geometrie di uscita sono tre (Figura 1-12):

- a) pale all'indietro ovvero con  $\beta_2 < 90^\circ$  e pendenza negativa della curva
- b) pale radiali con  $\beta_2 = 90^\circ$  e pendenza nulla
- c) pale in avanti con  $\beta_2 > 90^\circ$  e pendenza positiva della curva



**Figura 1-12. Girante con (a) pale all'indietro, (b) pale radiali, (c) pale in avanti.**

Per le pale puramente radiali ( $\beta_2 = 90^\circ$ ) l'andamento è orizzontale. Le pale all'indietro ed in avanti mostrano rispettivamente una diminuzione ed un aumento della prevalenza all'aumentare della portata. Per ridurre il numero di giranti, e mantenere un determinato rapporto di compressione, appare

intelligente scegliere giranti con pale in avanti, ma il coefficiente di carico è solo una misura del lavoro totale fatto dalla girante sul gas che è teoricamente convertibile in forma di pressione, parte di questo lavoro infatti è dissipato dalle perdite che si hanno sia nei componenti rotorici che statorici, e queste sono fortemente influenzate dalla velocità del flusso. Le giranti con pale rivolte all'indietro sono più comuni perché presentano migliori caratteristiche di efficienza e stabilità. Scegliere le pale inclinate in avanti analizzando solo la prevalenza è sbagliato, perché, è vero che l'energia trasmessa al fluido è elevata, ma in realtà all'aumentare di  $\beta_2$  si ha anche un incremento della velocità assoluta  $c_2$  e quindi una maggiore decelerazione del fluido nel diffusore, questo fatto diminuisce il rendimento di stadio, di conseguenza la buona capacità di comprimere il gas comporta una perdita di prestazioni non accettabile ed un aumento della probabilità di avere zone con flusso separato.

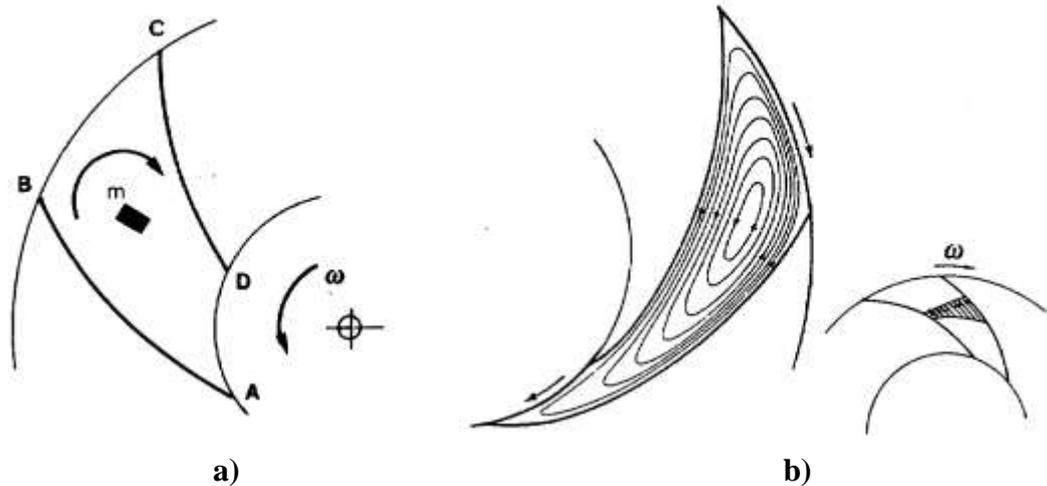
La caratteristica teorica di una girante con pale radiali o rivolte in avanti ( $\beta_2 \geq 90^\circ$ ) è inoltre potenzialmente instabile, per cui può determinare facilmente problemi di pompaggio. Per questo motivo la quasi totalità dei compressori centrifughi industriali è realizzata con pale rivolte all'indietro, mentre la configurazione con pale rivolte in avanti è tipica dei ventilatori, dove l'unico scopo è quello di accelerare il fluido. Normalmente l'angolo geometrico di scarico delle pale è compreso fra i  $10^\circ$  e i  $60^\circ$ .

L'intercetta delle curve caratteristiche sull'asse dell'ordinate è  $An^2$ . Da notare che il numero di giri compare sia nell'intercetta che nel coefficiente angolare delle curve caratteristiche, quindi al variare di  $n$  le curve caratteristiche traslano lungo l'asse delle ordinate con il quadrato di  $n$  e modificano anche la loro pendenza.

#### **1.2.4 Curva caratteristica teorica con Z pale**

Nella realtà le pale di un compressore centrifugo sono in numero finito e non è possibile guidare perfettamente il flusso, ciò comporta l'instaurarsi di un moto vorticoso nel vano palare che provoca il fenomeno dello slittamento.

Supponendo sempre l'assenza di attrito, si consideri un elemento di fluido  $m$  posto nel vano palare ABCD di Figura 1-13a, questo elemento, durante



**Figura 1-13. Descrizione del fenomeno dello slittamento.**

la rivoluzione del condotto in cui si trova tenderà a mantenere la propria giacitura, rispetto al condotto, quindi, l'elemento  $m$  avanza in senso centrifugo e ruota rispetto al proprio baricentro. In pratica in un vano palare al moto centrifugo delle particelle fluide si sovrappone una rotazione rigida delle stesse che aumenta la velocità relativa del fluido presso l'intradosso della pala (AB) e riduce quella presso l'estradosso (CD). La distribuzione di velocità risulta avere un andamento trapezoidale (Figura 1-13b) e questo comporta una variazione del triangolo di velocità in uscita dalla girante. Una diversa spiegazione del fenomeno che causa lo slittamento può essere la seguente: per far seguire al flusso la direzione imposta dalle pale è necessaria una certa forza che è data dalla differenza di pressione fra la *pressure side* e la *suction side* del canale. Nella parte interna al condotto, dove il flusso è pressoché radiale, la forza di Coriolis fornisce l'energia necessaria, ma all'uscita sia la differenza di pressione che la forza di Coriolis scendono gradualmente a zero, e il flusso, non essendo più in grado di seguire la direzione delle pale, si inclina all'indietro, questo è il fenomeno dello scorrimento. L'entità dello slittamento dipende principalmente dal numero ed anche dalla geometria delle pale, varia proporzionalmente col quadrato della velocità periferica della girante, e rimane circa costante al variare

della portata e del lavoro.

In un'ipotetica girante con numero infinito di pale, il flusso lascerebbe il canale secondo la direzione imposta dall'angolo di uscita delle pale, quindi per la componente relativa del moto si avrebbe:  $\beta_2 = \beta_{2geom}$ . Le componenti tangenziale della velocità relativa e assoluta in uscita sarebbero:

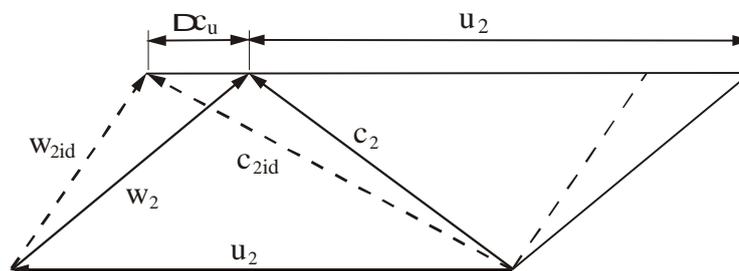
$$w_{2u id} = c_{2r} \tan \beta_2 \quad \text{e} \quad c_{2u id} = u_2 - c_{2r} \tan \beta_2$$

dove  $c_{2r}$  è considerata costante.

La velocità di scorrimento  $c_s$  è definita come la differenza fra la velocità tangenziale ideale e quella reale, cioè:

$$c_s = \Delta c_u = c_{2u id} - c_{2u} = w_{2u} - w_{2u id}$$

si vede dalla Figura 1-14 come il fenomeno dello slittamento sopra descritto comporta un'alterazione della direzione della velocità relativa e del suo modulo, conseguentemente si ha una variazione della velocità assoluta, che diminuisce la sua componente tangenziale e quindi il flusso assorbe meno energia rispetto al caso ideale.



**Figura 1-14. Variazione del triangolo di velocità all'uscita girante a causa dello scorrimento.**

Per valutare la variazione del triangolo di velocità si definisce un coefficiente  $\sigma$ , detto *slip factor*

$$\sigma = \frac{c_{2u}}{c_{2u id}} \quad \text{Eq. 1-18}$$

dato dal rapporto fra la componente tangenziale della velocità assoluta reale all'uscita della girante e quella ideale, ovvero in assenza dello slittamento.

Esistono numerose correlazioni per ricavare il valore dello *slip factor*. Wiesner [1] giunse all'espressione:

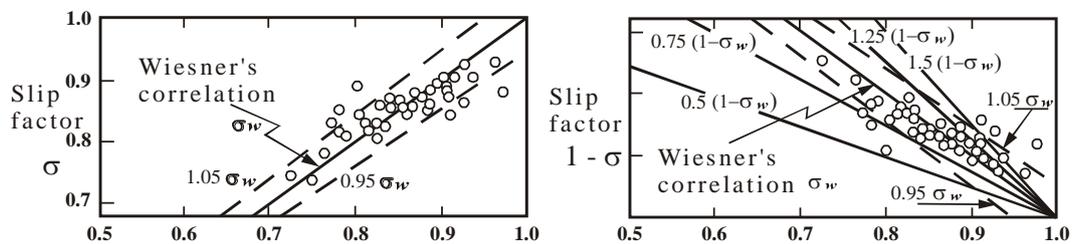
$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\cos \beta_{2\text{geom}}}}{Z^{0.7}} \quad \text{Eq. 1-19}$$

dove  $Z$  è il numero di pale e  $\beta_{2\text{geom}}$  è l'angolo di uscita della pala rispetto alla direzione radiale; l'Eq. 1-19 è valida per giranti a spirale logaritmica il cui rapporto fra i raggi di uscita e di ingresso non supera il valore:

$$\frac{r_2}{r_1} = \exp\left[\frac{8.16 \cdot \cos \beta_{2\text{geom}}}{Z}\right] \quad \text{Eq. 1-20}$$

altrimenti devono essere utilizzati dei coefficienti correttivi.

Fra tutte le espressioni questa è quella che mostra maggior accordo con i valori sperimentali disponibili (Figura 1-15).



**Figura 1-15. Confronto fra le formulazioni dello slip factor**

Per quanto affermato sopra la prevalenza teorica con un numero  $Z$  di pale,  $H_{Tz}$ , è inferiore a quella del caso con infinite pale,  $H_{T\infty}$ , ed è data da:

$$H_{Tz} = \frac{u_2 C_{2u}}{g} \quad \text{Eq. 1-20}$$

la differenza fra le due prevalenze non corrisponde ad una perdita, infatti ancora non si sono presi in considerazione gli attriti. La diminuzione di prevalenza corrisponde a una diminuzione di potenza scambiata tra fluido e palettatura. In definitiva, il fatto che il fluido non sia perfettamente guidato costituisce un difetto intrinseco del funzionamento di un compressore a prescindere dall'attrito. L'effetto della finitezza del numero di pale porta a un cambiamento delle curve caratteristiche, secondo l'interpretazione di Caputo [2] queste assumono l'andamento rappresentato in Figura 1-16.

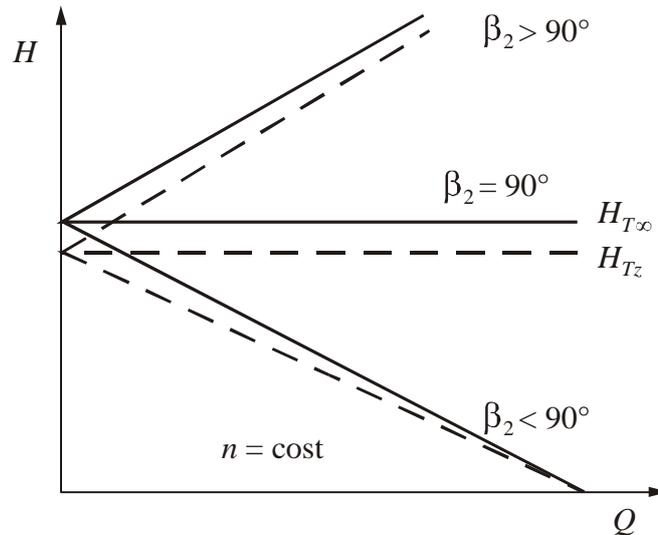


Figura 1-16. Curva caratteristica teorica con Z pale.

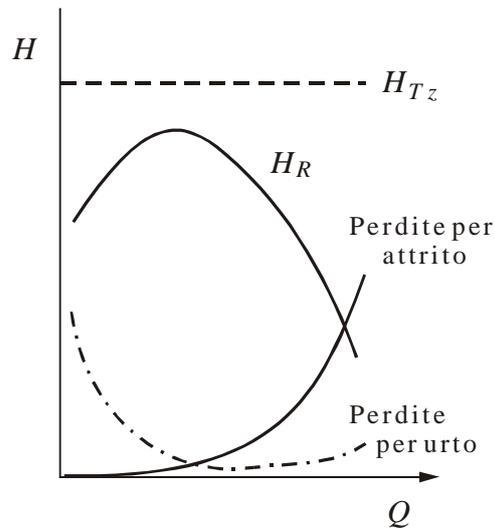
### 1.2.5 Curva caratteristica reale con Z pale

Per ricavare la curva caratteristica reale da quella teorica occorre sottrarre, in corrispondenza di ogni valore della portata  $Q$ , ad  $H_{Tz}$  ideale la prevalenza persa a causa degli effetti dissipativi.

Le perdite sono classificabili in:

- Perdite distribuite dovute alla viscosità del fluido e alla rugosità delle superfici, proporzionali al quadrato della velocità e quindi al quadrato della portata.
- Perdite concentrate legate al disturbo provocato nella vena fluida dagli ostacoli (es. i nasi delle pale). Queste dipendono dall'incidenza del flusso sul bordo d'attacco della pala e sono, quindi, minime alla portata nominale, mentre spostandosi dal punto di progetto, tendono ad aumentare.

In Figura 1-17 è rappresentata la curva caratteristica reale ottenuta per sottrazione [2].



**Figura 1-17. Curva caratteristica reale.**

Esaminando le perdite si può mettere in luce un aspetto molto interessante del funzionamento del compressore centrifugo. Come accennato precedentemente dalla costanza della rotolopia fra ingresso e uscita della girante è possibile ricavare la variazione di entalpia del flusso:

$$I_1 = I_2 \Rightarrow h_2 - h_1 = \frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2) - \frac{1}{2}(w_2^2 - w_1^2) \quad \text{Eq. 1-21}$$

il primo termine del membro di destra dell'Eq. 1-221 è il contributo all'innalzamento di entalpia dato dalle forze centrifughe, il secondo termine rappresenta invece l'incremento dovuto alla decelerazione relativa del flusso. Fra i due termini quello delle forze centrifughe è predominante e non dipende dal moto del flusso, ma ciò che è più importante è che, mentre ci sono perdite associate alla decelerazione del flusso che fanno sì che l'incremento di entalpia sia minore di quello isoentropico, non esistono perdite associabili al contributo fornito dall'azione centrifuga. In altri termini l'aumento di entalpia dovuto alle forze centrifughe è interamente convertito in energia di pressione.

Nei compressori radiali il flusso subisce molte più perdite rispetto alle macchine assiali poiché percorre un cammino più lungo, infatti il rapporto passo corda (*aspect ratio*) è solitamente basso (0.2~0.3) e quindi nella girante si ha un'elevata superficie bagnata in rapporto all'area di passaggio, e l'esistenza di un innalzamento di pressione indipendente dal flusso risulta essere ancora più

importante. All'interno del diffusore le perdite sono ancora più marcate e dalla diminuzione di pressione totale segue un inferiore recupero di pressione statica.

### 1.3 Accoppiamento girante-diffusore

La velocità assoluta del flusso in uscita dalla girante ha un modulo elevato e, generalmente, forma un angolo molto pronunciato rispetto alla direzione tangenziale. Al fine di garantire per il compressore elevati rapporti di compressione ed alti valori di efficienza, è molto importante decelerare il flusso e convertire la sua considerevole quantità di energia cinetica posseduta dal fluido in energia di pressione. Per questo motivo a valle della girante si ha generalmente un diffusore, che può essere liscio o palettato. Soltanto in alcune applicazioni a basse velocità la voluta è direttamente collegata alla girante senza l'interposizione di un diffusore.

La realizzazione di un organo statorico in grado di garantire elevate prestazioni è di fondamentale importanza ed è un aspetto molto complesso della progettazione dei compressori. La diffusione del fluido deve essere effettuata cercando di minimizzare le perdite; obiettivo non facilmente realizzabile dato che molte giranti hanno regioni estese di flusso separato e, in prossimità dell'ingresso al diffusore, il flusso è altamente non uniforme. A tale proposito Dean e Senoo nel 1960 [3] svilupparono una teoria che descriveva il passaggio del flusso dalla girante al diffusore con un modello *jet and wake* (getto e scia) mostrato in Figura 1-18.

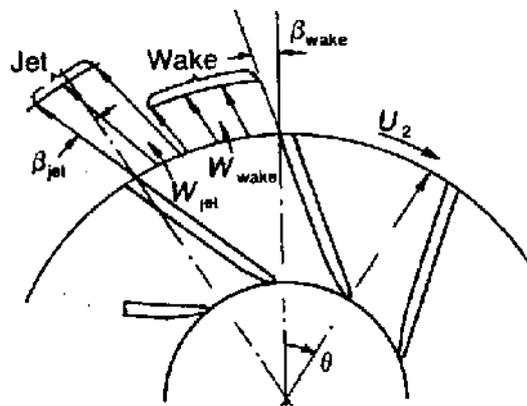
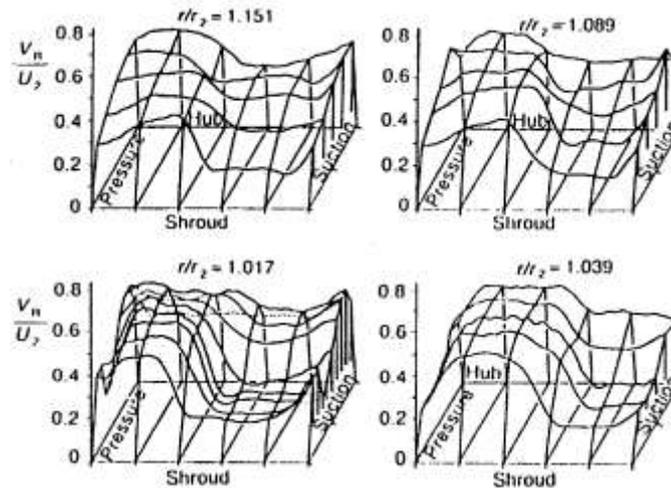


Figura 1-18. Il modello *jet and wake*.

Questi considerarono il flusso incomprimibile e il vettore velocità assegnato in ogni punto in direzione e verso, ma non in modulo (considerato uniforme lungo lo spessore). Applicando le equazioni della conservazione della massa e della quantità di moto in direzione radiale e tangenziale separatamente alla scia ed al getto, giunsero a un'equazione differenziale in direzione radiale, integrando quest'ultima poterono descrivere come il flusso evolveva verso una condizione uniforme. Tale modello, nel passaggio teorico dai due flussi separati a un flusso uniforme, teneva conto dell'attrito a parete e degli sforzi di taglio fra il getto e la scia, permettendo in tal modo di valutare le perdite; inoltre riusciva a predire l'aumento della pressione statica in buon accordo con i risultati sperimentali.

Successivamente Johnston e Dean [3] considerarono il miscelamento del flusso non uniforme all'uscita della girante come un'improvvisa espansione del getto e della scia in unico flusso uniforme. Questa supposizione era in accordo con i risultati della teoria di Dean e Senoo e permise una semplificazione nella trattazione. La trattazione di Johnston e Dean, infatti, era applicabile a diverse geometrie e per diversi valori di comprimibilità.

Eckardt nel 1979 [3] effettuò delle verifiche sperimentali delle teorie sopra illustrate, e formulò una teoria, sempre sulla base delle precedenti, che teneva conto della comprimibilità del fluido. La Figura 1-19 mostra alcune misure della distorsione del campo di velocità effettuate da Eckardt; vi è rappresentata la distribuzione radiale di velocità, rapportata alla velocità di trascinamento, che si ha all'interno di un diffusore palettato a partire da quattro raggi diversi ( $r_2$  indicato in figura è il raggio del *tip* della girante). È interessante notare come la disuniformità del flusso tende a diminuire all'aumentare del raggio, ma risulta essere considerevole anche per un rapporto fra i raggi pari a 1.151.



**Figura 1-19. Disuniformità del flusso in uscita dell'impeller.**

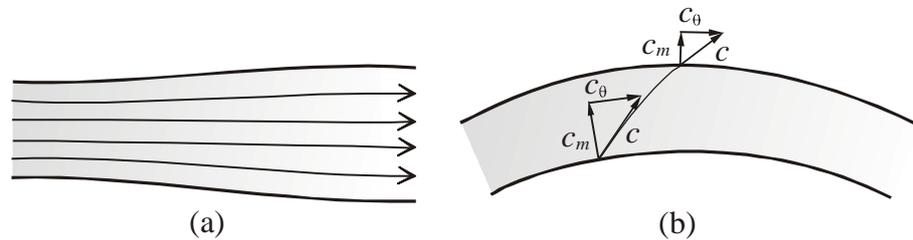
In definitiva sia le teorie sopra illustrate, che le relative verifiche sperimentali, sono in grado di stimare quali sono le perdite relative al processo di miscelamento fra getto e scia che porta alla formazione di un flusso uniforme. Dalle verifiche si ottiene anche che il flusso è completamente uniforme per valori del rapporto dei raggi pari a circa 1.2; questo implica che in molti casi di diffusori palettati vi è un flusso altamente instazionario all'interno dei vani palari, lo stesso si può dire anche per i diffusori lisci nei quali questa disuniformità del flusso può essere l'innesco del fenomeno di stallo.

## 1.4 Il diffusore liscio

L'energia cinetica del flusso all'uscita della girante è approssimativamente il 30-40% del lavoro totale fatto sul fluido in uno stadio, affinché lo stadio sia ben progettato questa energia cinetica deve essere efficientemente recuperata, il diffusore liscio converte questa energia cinetica in pressione statica attraverso due metodi:

- a) incremento dell'area di passaggio che porta ad una riduzione della velocità radiale del flusso e quindi ad un incremento nella pressione statica (Figura 1-20a);

- b) un cambiamento del cammino radiale del flusso medio che porta a un recupero della velocità tangenziale, in accordo con il principio di conservazione della quantità di moto,  $rc_\theta \approx \text{costante}$  (Figura 1-20b).

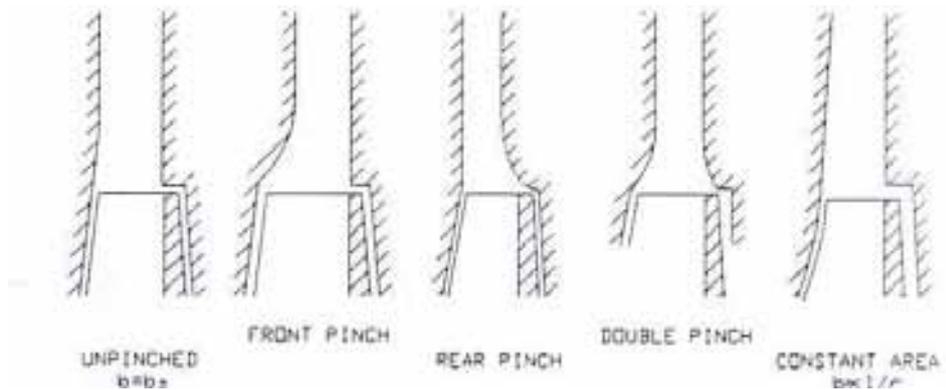


**Figura 1-20. Schema dei contributi del diffusore al recupero della pressione.**

Come sottolineato più volte il recupero di pressione a mezzo della diffusione va incontro a grandi problematiche di stabilità del flusso, per questa ragione il progetto di un diffusore non deve garantire solo un buon recupero di energia ma deve confrontarsi anche con problemi di stabilità nelle varie condizioni di utilizzo [4].

Si preferisce usare un diffusore liscio rispetto ad uno palettato nei compressori di processo, nei compressori per la refrigerazione e in quelli per turbomacchine poiché garantisce un buon recupero di pressione statica, è meno sensibile al fuori progetto ed è poco costoso. I palettati a loro volta garantiscono recuperi superiori di pressione ma hanno campi di funzionamento più ristretti e sono più costosi.

Il diffusore liscio è sostanzialmente composto da due pareti parallele che formano un passaggio anulare che va dal *tip* della girante fino al canale di ritorno o alla voluta, in Figura 1-21 si possono vedere alcune geometrie dell'ingresso del diffusore liscio. La variazione graduale di geometria che si introduce quando le sezioni del diffusore e dell'uscita girante sono diverse è detta *pinch*, questo raccordo serve ad incrementare la stabilità del flusso.

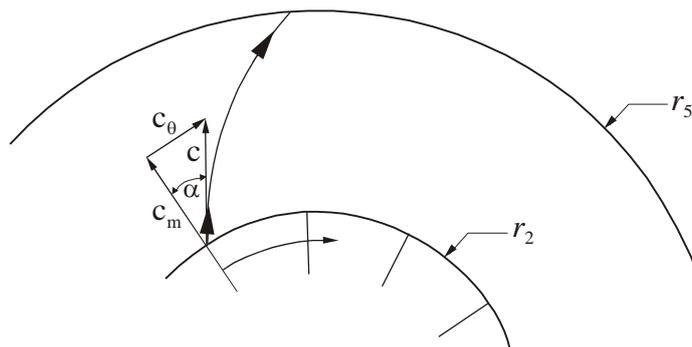


**Figura 1-21. Varie configurazioni di ingresso di diffusore liscio.**

Una caratteristica del diffusore liscio è l'impossibilità di trovarsi in condizioni di *chock*, e questo ne permette l'utilizzo in un ampio campo di funzionamento.

Il funzionamento del diffusore liscio, nell'ipotesi di isoentropicità è descritto dalle Eq.i 1-23 ed è mostrato in Figura 1-22,

$$\begin{aligned}
 rc_{\theta} &\approx \text{costante} \\
 \rho c_m 2\pi \cdot rb &= \dot{m} \\
 \tan\alpha &= \frac{c_{\theta}}{c_m} \approx \text{costante} \times \rho b
 \end{aligned}
 \tag{Eq. 1-23}$$



**Figura 1-22. Flusso nel diffusore liscio.**

Queste equazioni riassumono la conservazione della massa e del momento della quantità di moto e mostrano che l'angolo del flusso nel diffusore liscio in assenza di attriti dipende principalmente dalla densità e dalla larghezza

del vano. Nella seguente trattazione sarà considerato il caso di diffusore con spessore  $b$  uniforme; da questo si ottiene che l'angolo del flusso non varia per un fluido a densità costante, e il flusso segue una spirale logaritmica nel passaggio attraverso il diffusore. Nel fluido reale però l'ipotesi di isoentropicità viene invalidata dagli effetti viscosi che si hanno al suo interno e la direzione del moto delle particelle del fluido non sarà coincidente con quella espressa nelle Eq.i 1-23.

Il diffusore con spessore costante è una configurazione molto semplice e comunemente usata, anche se si possono trovare diffusori costruiti con altezza decresce all'aumentare del raggio. Quest'ultimo accorgimento permette di avere una minore riduzione della componente radiale della velocità rispetto al caso con altezza costante (come si deduce dall'equazione di continuità), al tempo stesso la componente tangenziale non cambia e questo comporta una diminuzione della lunghezza delle linee di flusso e quindi minori perdite legate agli effetti di attrito sulle pareti; inoltre gli angoli del flusso, rispetto alla direzione tangenziale, sono maggiori rispetto al caso con diffusore ad altezza costante e ciò ha l'effetto di spostare l'insorgere dello stallo verso portate più basse.

Un altro fattore che gioca un ruolo determinante sulle prestazioni del diffusore è la comprimibilità. L'aumento di densità fa sì che la velocità radiale per soddisfare l'equazione di continuità debba diminuire più rapidamente all'aumentare del raggio rispetto al caso incomprimibile. La velocità tangenziale invece non è direttamente legata alla densità, in genere un flusso comprimibile segue una traiettoria sempre più curva, caratterizzata da un progressivo aumento dell'angolo  $\alpha$  preso rispetto alla direzione radiale (vedi Figura 1-22). La diminuzione di questo angolo dovuta alla comprimibilità è una delle ragioni principali del perché le prestazioni del diffusore liscio decadono per valori del numero di Mach elevati. Per l'aria la densità varia con pressione e temperatura in modo tale che l'angolo del flusso diminuisce con il raggio, così il fluido segue una traiettoria più stretta che nel caso della spirale logaritmica; per altri gas, ad esempio alcuni Freon, si ha invece un aumento di questo angolo. L'angolo di

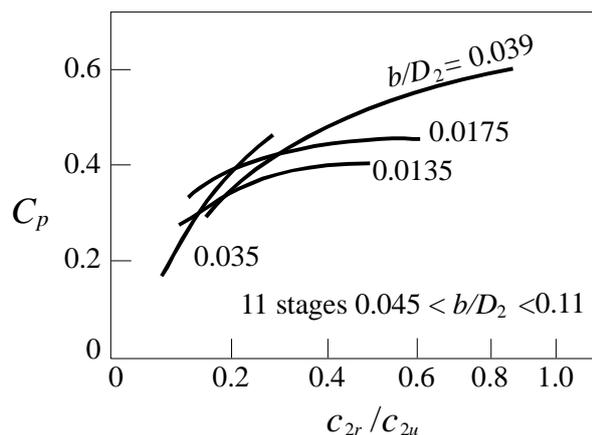
flusso può anche essere modificato variando la profondità del canale del diffusore, allungandolo o restringendolo.

In confronto ad un diffusore palettato di prestazioni analoghe, la spirale logaritmica impone al flusso un cammino nettamente più lungo, questo porta a perdite maggiori per attrito nel diffusore liscio.

Spesso per analizzare le prestazioni del diffusore si fa riferimento al coefficiente di recupero di pressione definito come:

$$C_p = \frac{P_3 - P_2}{P_{02} - P_2} \quad \text{Eq. 1-24}$$

dove con 2 si indica la sezione di uscita della girante e con 3 la sezione di scarico del diffusore. Rodgers nel 1982 [3] effettuò dei test e presentò i risultati relativi a delle misure effettuate su 15 configurazioni di diffusore lisci con altezza  $b$  costante in direzione radiale e rapporto  $D_2/D_1$  pari a 1.7; tali test furono effettuati per numeri di Mach periferici compresi fra 0,6 e 1,2, calcolati rapportando la velocità periferica dell'uscita girante alla velocità totale del suono della sezione di ingresso all'*impeller*. I risultati sono riassunti in Figura 1-23, dove sull'asse delle ordinate si ha il coefficiente di recupero di pressione e sulle ascisse si ha il rapporto  $c_{2r}/c_{2u} = \tan \alpha_2$ , le curve sono tracciate per vari valori del rapporto larghezza del diffusore su diametro della girante ( $b/D_2$ ).



**Figura 1-23. Andamento del coefficiente di recupero di pressione all'interno del diffusore liscio al variare di  $c_{2r}/c_{2u}$ .**

Dall'interpretazione di queste curve si ha come prima osservazione che la maggior parte dei diffusori produce all'incirca lo stesso recupero di pressione

agli stessi valori dell'angolo d'ingresso, ossia per lo stesso valore di  $c_{2r}/c_{2u}$ . Si può notare come per valori  $b/D_2$  minori di 0.045 la differenza fra i valori di  $C_p$  sia ridotta, per valori di  $b/D_2$  maggiori di 0.045, non riportati, si ha invece un notevole aumento di prestazioni, per questi il valore di  $C_p$  si assesta attorno a 0.5 per  $c_{2r}/c_{2u}$  pari a 1/3 (valore tipico di tale rapporto).

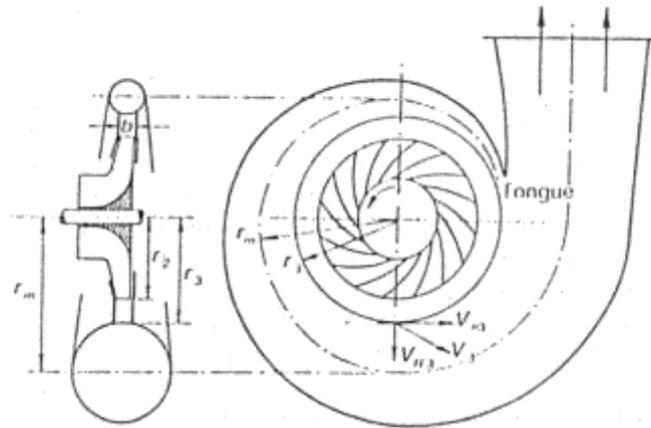
La seconda osservazione è che il coefficiente  $C_p$  diminuisce con il diminuire del rapporto  $c_{2r}/c_{2u}$ , in pratica, si ha una caduta dell'efficienza quando la componente tangenziale della velocità tende ad aumentare. Tale caduta di efficienza è sempre riconducibile alla maggiore lunghezza delle linee di flusso e quindi alle maggiori perdite dovute agli attriti con le pareti.

Un altro parametro da tenere in considerazione è il rapporto fra i diametri di uscita e di ingresso del diffusore  $D_2/D_1$ . Vari esperimenti hanno dimostrato che la pressione statica continua ad aumentare con l'aumento del rapporto dei diametri, ma l'andamento è progressivamente più lento, e allo stesso tempo, la pressione totale continua a diminuire. In definitiva, nella parte più esterna del diffusore la velocità è bassa e il possibile recupero di energia cinetica in energia di pressione è spesso troppo limitato per compensare l'aumento di perdite e di ingombro ottenuto con elevati diametri esterni, per questo motivo il rapporto dei diametri in genere è inferiore a 2 e si cerca di effettuare il recupero di pressione finale con una voluta che avvolge il diffusore.

## **1.5 La voluta**

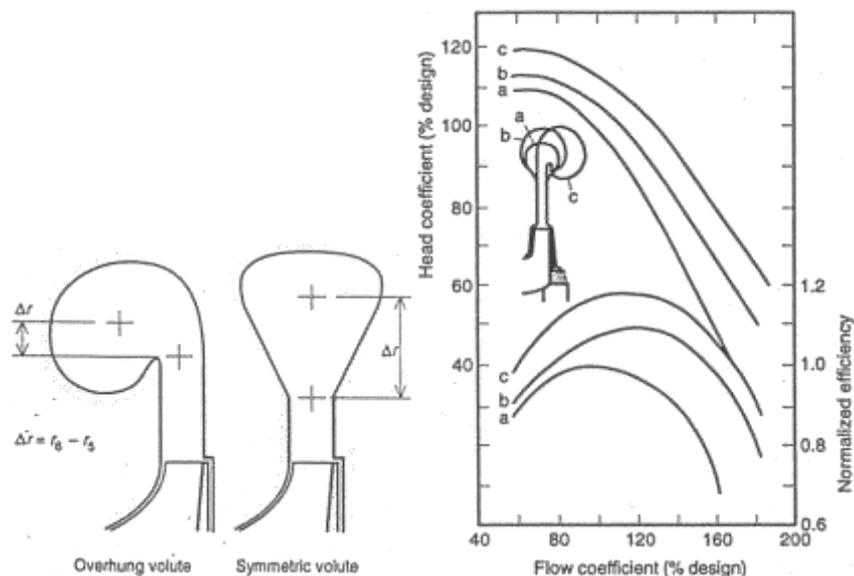
All'uscita del diffusore il fluido viene inviato in un condotto, detto voluta, che ha il duplice scopo di raccogliarlo e guidarlo verso il canale di mandata all'interno della voluta si ha un ulteriore rallentamento del fluido con aumento di pressione statica.

In Figura 1-24 è riportato lo schema di una girante con diffusore liscio e voluta di raccolta.



**Figura 1-24. Girante con diffusore liscio e voluta.**

La voluta può essere di due tipi: sporgente o simmetrica rispetto al diffusore; il primo tipo è quello che risulta più utilizzato nei compressori centrifughi [5] in quanto garantisce prestazioni nettamente migliori (Figura 1-25), questa tipologia di voluta consente anche una riduzione degli ingombri, fattore sempre molto importante, soprattutto nelle applicazioni industriali per alte pressioni.



**Figura 1-25. Confronto delle prestazioni con volute a diversa geometria.**

L'utilizzo della voluta consente un buon recupero di pressione ma introduce allo stesso tempo perdite non trascurabili. Tipicamente per un

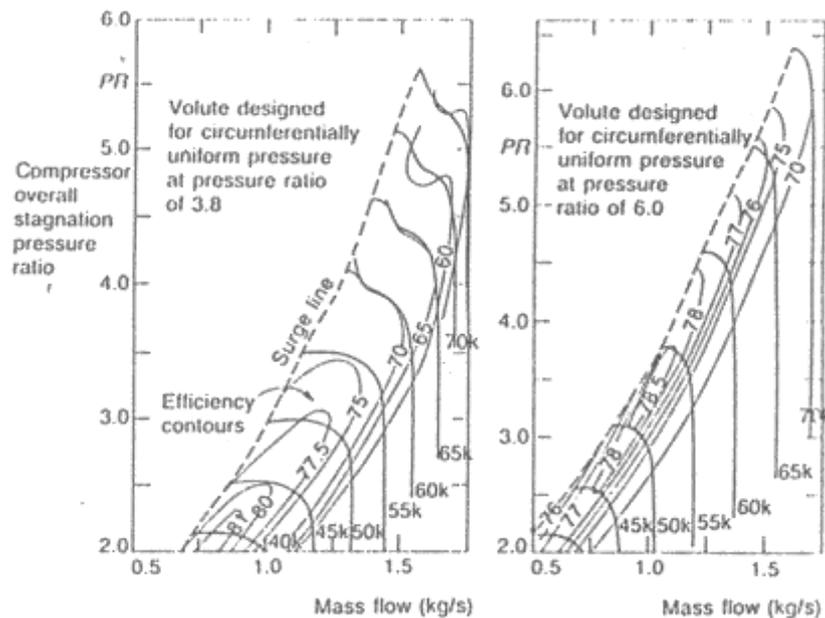
compressore industriale si riscontra [3] una perdita di efficienza tra il 2 e il 5 %, dovuta essenzialmente, come sarà mostrato in seguito, all'incapacità della voluta di utilizzare la componente radiale dell'energia cinetica in uscita dal diffusore.

La voluta è utilizzata anche nel caso di diffusori palettati ma più comunemente è impiegata in presenza di diffusori lisci.

I grafici di Figura 1-26 [6] riportano gli andamenti del rapporto di compressione e del rendimento (in funzione della portata) della stessa girante con diffusore liscio ma accoppiata a due volute diverse; la voluta dell'assetto di sinistra ha una sezione circa il 30% più ampia dell'altra.

Come si può facilmente osservare la maggior differenza si riscontra per rapporti di compressione alti, attorno a 3.5, per i quali la voluta più piccola mostra un comportamento decisamente più vantaggioso.

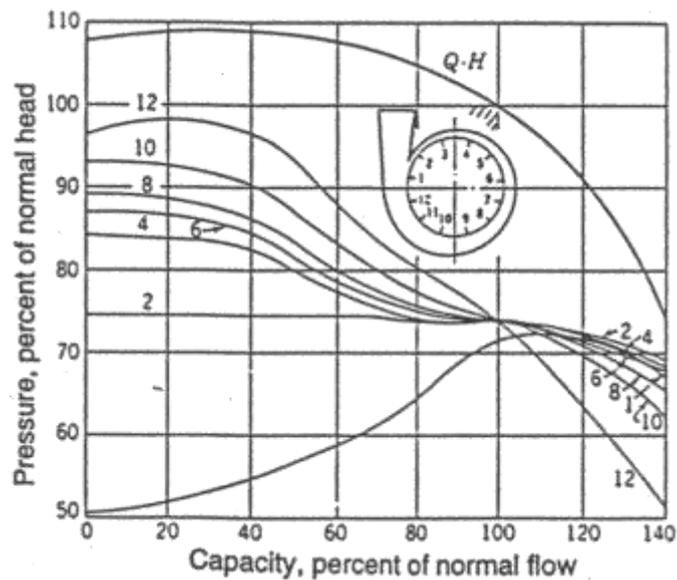
Un aspetto molto interessante è che le prestazioni migliori si hanno per rapporti di compressione molto più bassi di quelli per i quali la voluta era stata progettata.



**Figura 1-26. Andamento dell'efficienza della voluta per due diverse configurazioni.**

### 1.5.1 Il progetto della voluta per il diffusore liscio

La presenza di sensibili non uniformità del flusso nel condotto di voluta (Figura 1-27) anche in condizioni di funzionamento lontane dalle condizioni di stallo o di pompaggio, rende problematico il disegno della voluta stessa, non è infatti possibile trattare la voluta in modo isolato ma sarebbe necessaria un'analisi d'insieme di tutto il compressore. Per ovviare al problema si progetta la voluta per le condizioni per le quali il flusso è uniforme all'interno del condotto, anche se questo metodo non permette di ottenere le migliori prestazioni della macchina.



**Figura 1-27. Distribuzione di pressione nella voluta.**

La teoria sul progetto delle volute è stata ampiamente trattata da Traupel [7] e da Eckert e Schnell [8]. Il flusso che lascia il diffusore viene assunto come uniforme lungo la larghezza del diffusore, anche se, nella realtà, ci sono grosse variazioni di velocità. A tal fine vengono prese le componenti medie delle velocità sia in direzione radiale che tangenziale. Le velocità sono relativamente basse e l'attrito sulle pareti della voluta non è tale da procurare perdite elevate in confronto a quelle del diffusore, dove il canale è più stretto e le velocità molto più alte. Si assume quindi che non ci siano perdite per attrito. Con queste ipotesi è rispettata la legge del vortice libero:

$$r_3 V_{3\theta} = r V_{\theta} \quad \text{Eq. 1-25}$$

in particolare al raggio medio risulta:

$$r_3 V_{3\theta} = r_m V_{m\theta} \quad \text{Eq. 1-26}$$

questo implica che, dato il raggio medio, per una certa velocità tangenziale in uscita dal diffusore, la componente media della velocità tangenziale all'interno della voluta risulta fissata.

La componente radiale di velocità all'uscita del diffusore è generalmente molto inferiore a quella tangenziale, per questo l'energia cinetica radiale non viene utilizzata in condizioni di progetto, e se questa viene dissipata dalla viscosità o dalla turbolenza non si hanno ripercussioni sull'efficienza prevista per la voluta.

Dall'equazione di conservazione della massa lungo un arco infinitesimo di circonferenza, si ha:

$$d/ds \left( \int \rho V_\theta dA \right) ds = \rho_3 V_{3r} b r_3 d\theta \quad \text{Eq. 1-27}$$

dove  $s$  indica la distanza percorsa sulla voluta (ascissa curvilinea),  $dA$  è un elemento dell'area di passaggio della voluta e  $b$  è la larghezza del diffusore al raggio  $r_3$ .

Sostituendo nell'Eq. 1-27 il prodotto  $\rho_m V_{m\theta} A$  all'integrale e considerando  $V_{3\theta} = \text{cost}$  si ottiene:

$$r_3 V_{3\theta} d/ds \left( \rho_m A / r_m \right) ds = \rho_3 V_{3r} r_3 b d\theta \quad \text{Eq. 1-28}$$

dal momento che  $\rho_m$  è uniforme lungo la circonferenza e  $ds = r_m d\theta$  si ricava:

$$d/ds \left( A / r_m \right) = \left( \rho_3 / \rho_m \right) \left( V_{3r} / V_{3\theta} \right) \left( b / r_m \right) \quad \text{Eq. 1-29}$$

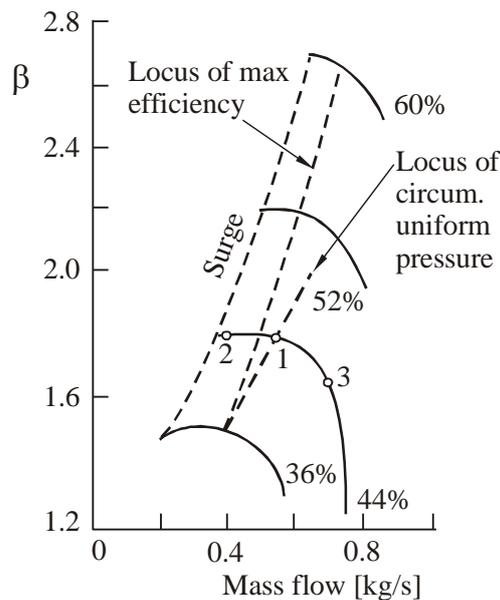
che mostra come il rapporto geometrico  $A/r_m$  deve variare lungo  $s$  per mantenere costante  $V_\theta$ . Nel termine a destra dell'Eq. 1-29 compare anche il rapporto  $\rho_3/\rho_m$  ma poiché la velocità locale del suono è molto elevata il rapporto può essere considerato pari a 1.

Per un particolare valore di  $V_{3r}/V_{3\theta}$ , scelto il raggio medio, la variazione di  $A$  lungo  $s$  risulta fissata. La scelta più naturale per lo sviluppo della voluta risulta essere la spirale logaritmica.

Scelta la geometria della voluta, le condizioni di progetto, ovvero le condizioni di flusso uniforme lungo la circonferenza, possono essere ottenute

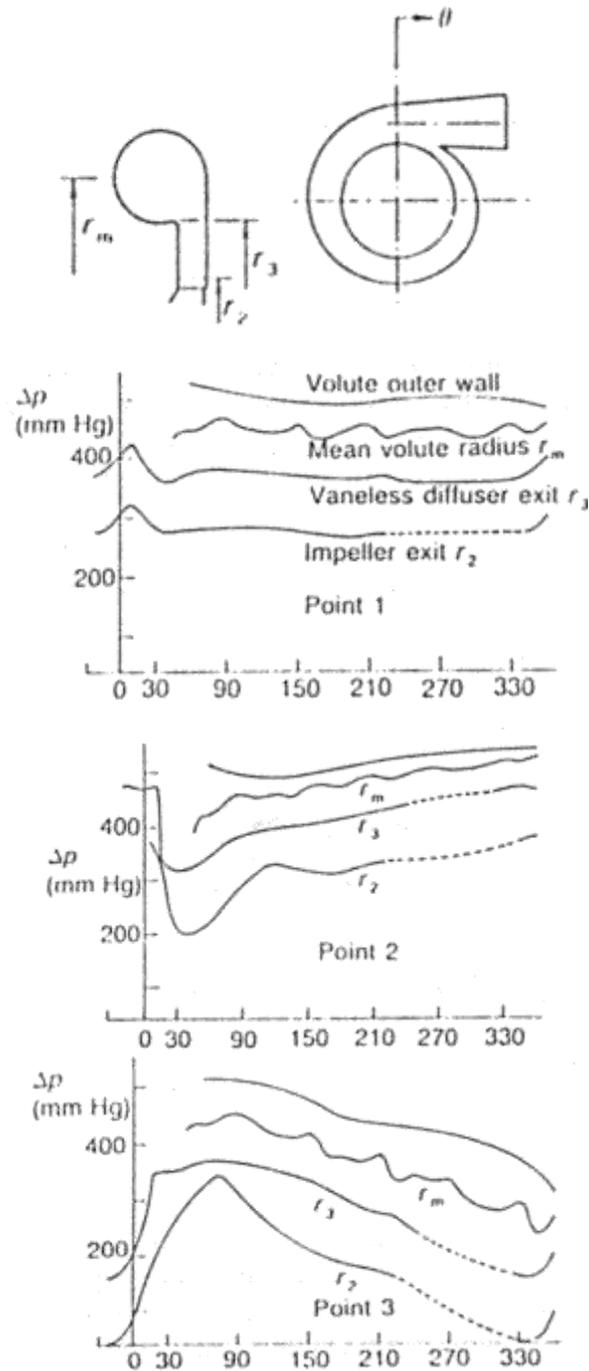
per un unico rapporto  $V_{3r}/V_{3\theta}$  questo implica che per un dato numero di giri esiste solo una portata che dà le condizioni di uniformità per le quali la voluta è stata progettata.

In Figura 1-28 è mostrato il rapporto di compressione in funzione della portata per un compressore progettato e testato da Stiefel [6]. Il luogo dei punti per i quali può essere raggiunta la condizione di pressione statica uniforme e quello dei punti a massima efficienza non coincidono.



**Figura 1-28. Andamento del rapporto di compressione in funzione della portata [6].**

. Nei diagrammi di Figura 1-29 è mostrato l'andamento della variazione di pressione statica lungo l'anulus per i tre punti di funzionamento della girante indicati in Figura 1-28; il punto 1 corrisponde alle condizioni di progetto, il punto 2 è vicino allo stallo, e il punto 3 è vicino alla portata massima. Dai diagrammi si vede come nel punto 1 la pressione si mantenga effettivamente costante lungo l'anulus. Al punto 2, in prossimità dello stallo, la velocità radiale risulta inferiore a quella di progetto e la voluta risulta sovradimensionata, il flusso è decelerato in direzione tangenziale e si osserva un aumento di pressione statica lungo la voluta. Il punto 3, viceversa, ha una portata troppo elevata e la voluta risulta sottodimensionata; il flusso è accelerato in direzione tangenziale e si osserva una caduta di pressione statica.



**Figura 1-29. Variazione di pressione statica nella voluta.**

In altri termini, per avere un buon funzionamento della voluta nelle condizioni di massima efficienza è bene utilizzare una voluta più piccola di quella che garantirebbe in condizioni di progetto un flusso uniforme lungo la circonferenza. Dai numerosi test condotti Steifel ha concluso che l'efficienza

migliore si ottiene con una voluta la cui sezione di passaggio è inferiore del 10-15 % rispetto a quella progettata con distribuzione di flusso uniforme.

Le prestazioni inferiori raggiunte in condizioni di flusso uniforme possono essere attribuite alle natura delle perdite della voluta, che sono essenzialmente dovute all'incapacità di recuperare la quota dinamica radiale presente in uscita dal diffusore. La condizione di flusso uniforme non è quella che garantisce le perdite minori, in queste condizioni, infatti, la velocità è obbligata dal vortice libero e la componente radiale che lascia il diffusore non può essere convertita in tangenziale e viene quindi dissipata. Se invece abbandoniamo le condizioni di flusso uniforme e utilizziamo una voluta più piccola, vediamo che la pressione decresce,  $V_\theta$  può aumentare, e la componente radiale non viene tutta dissipata. Al contrario, se la voluta ha una sezione di passaggio maggiore, la pressione cresce, il flusso tende a tornare radiale e si hanno maggiori perdite di energia cinetica.

Anche se può sembrare un controsenso le prestazioni migliori si raggiungono progettando la voluta in modo tale che la pressione tenda a decrescere al suo interno. La difficoltà di progettare di una voluta che abbia al suo interno la caduta di pressione desiderata, sta nel fatto che le disuniformità del flusso non si riscontrano solo all'uscita del diffusore ma sono già presenti all'uscita della girante e all'interno del diffusore stesso. L'approccio più opportuno sarebbe quindi un'analisi della macchina nel suo insieme, girante diffusore e voluta, alcuni studi in questa direzione sono stati compiuti da Sideris e Van der Braembussche [9], ma ancora oggi nella progettazione si trattano i vari componenti separatamente.

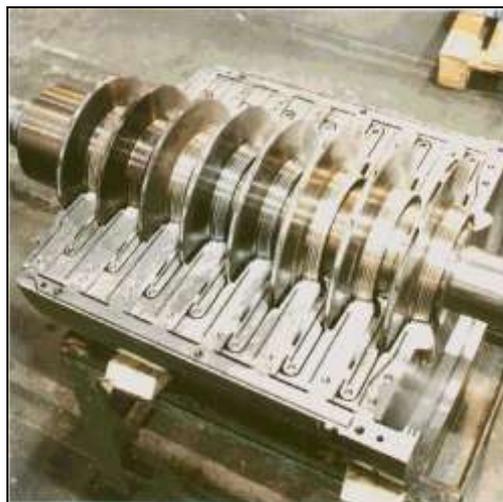
## **1.6 Classificazione dei compressori ed applicazioni**

Una volta descritte le varie parti che compongono il compressore centrifugo è interessante valutare quali sono i campi di applicazione di questo tipo di macchina operatrice, prima di andare a vedere quali sono le applicazioni dei compressori centrifughi, in particolare quelli di G.E. Oli&Gas Nuovo Pignone, occorre farne una classificazione, generalmente la classificazione viene fatta considerando il tipo di costruzione:

- compressori con cassa aperta orizzontalmente tipo MCL
- compressori con cassa aperta verticalmente tipo BCL
- compressori tipo PCL
- compressori tipo SR

### **Cassa aperta orizzontalmente (MCL).**

In questi compressori le due semicasse sono unite lungo la linea di mezzzeria orizzontale e vengono utilizzate per pressioni di esercizio inferiori a 60bar le bocche di aspirazione e mandata si trovano nella semicassa inferiore cosicché basta togliere i bulloni di collegamento lungo la mezzzeria per poter sollevare la semicassa superiore ed avere accesso alle parti della macchina; la cassa può essere una fusione di ghisa o una di acciaio oppure saldata, a seconda della pressione di esercizio e del gas trattato.

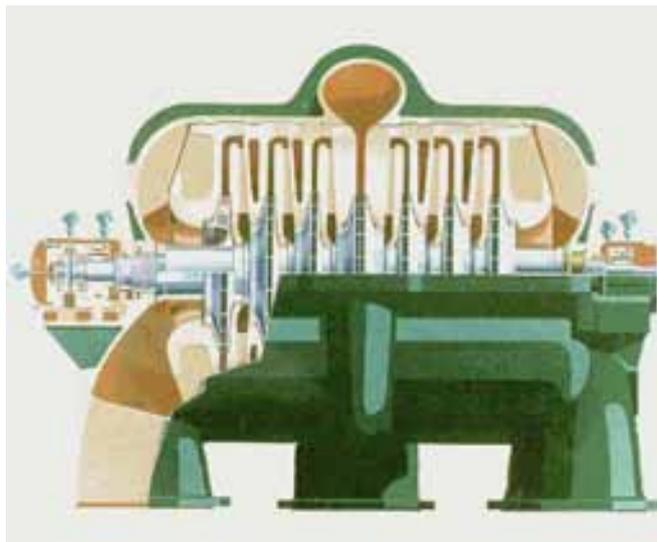


**Figura 1-30. Cassa aperta orizzontalmente.**

In Figura 1-30 è riportata un'immagine della semicassa inferiore con il relativo rotore.

I compressori ad una sola fase di compressione sono detti MCL e vengono generalmente utilizzati per la compressione di etilene, servizi per raffineria o servizi frigoriferi; qualora il compressore abbia al suo interno due fasi di compressione la designazione diventa 2MCL, in questi tipi di compressori è presente una prima fase di compressione seguita da un'interrefrigerazione tra la prima e la seconda fase.

Nel campo della refrigerazione, dove possono essere necessarie portate diverse di gas a pressione diversa trovano uso i 3MCL con iniezioni o estrazioni intermedie di gas. Il DMCL è un tipo di compressore aperto orizzontalmente ed utilizzato laddove siano necessarie portate elevate, questa macchina realizza due fasi di compressioni in parallelo, l'ultima girante di ciascuna fase (che si trova nella mezzeria del compressore) è una girante doppia, Figura 1-31.



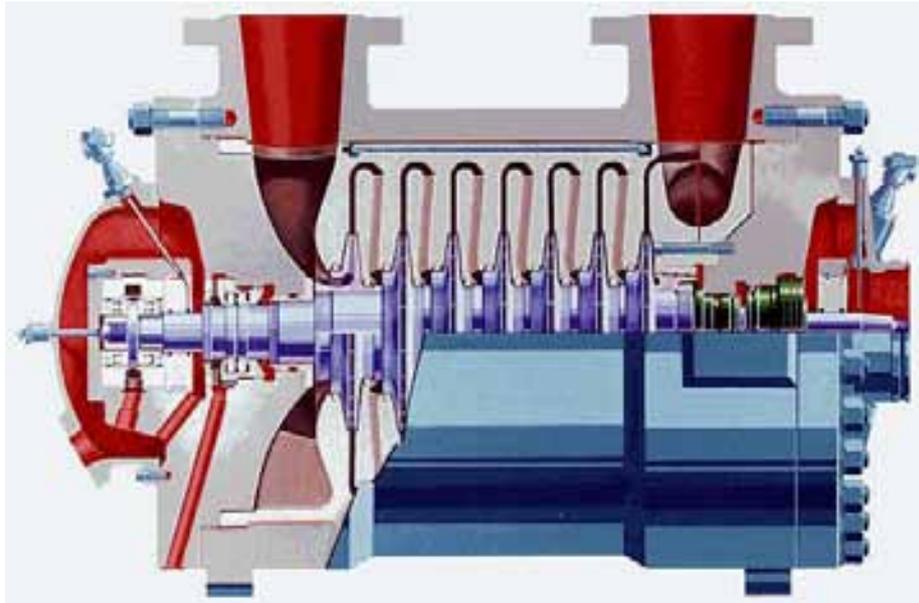
**Figura 1-31. Compressore DMCL, si noti la simmetria e la 4° girante che è doppia.**

#### **Cassa aperta verticalmente (BCL).**

In questi compressori la cassa costituita da un cilindro (barrel) aperta verticalmente è chiusa alle estremità mediante due flagioni; l'uso tipico di questi compressori multistadio è quello di pressioni elevate (es. 400-500bar) e trovano utilizzo nelle raffinerie, negli impianti petrolchimici o per la ricompressione del

gas naturale. La cassa del compressori, a differenza degli MCL è realizzata mediante forgiatura così da ottenere buone caratteristiche meccaniche.

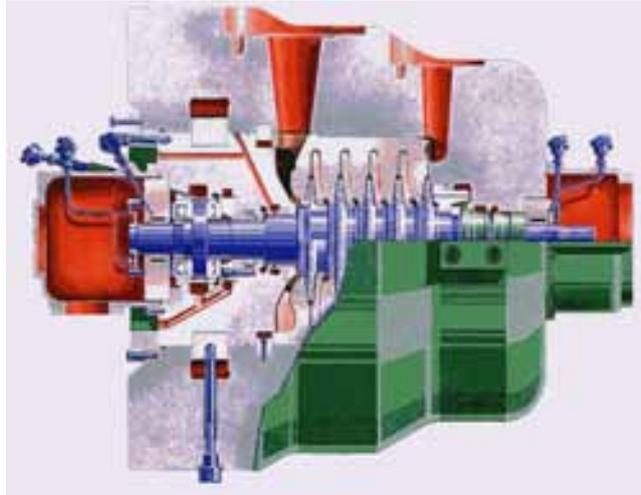
Analogamente agli MCL, anche per i BCL si possono avere due o tre fasi di compressione (rispettivamente 2BCL e 3BCL) oppure compressione in parallelo DBCL. La Figura 1-32 riporta lo schema di un compressore BCL con sette giranti.



**Figura 1-32. Compressore tipo BCL.**

#### **Cassa a bicchiere (BCL).**

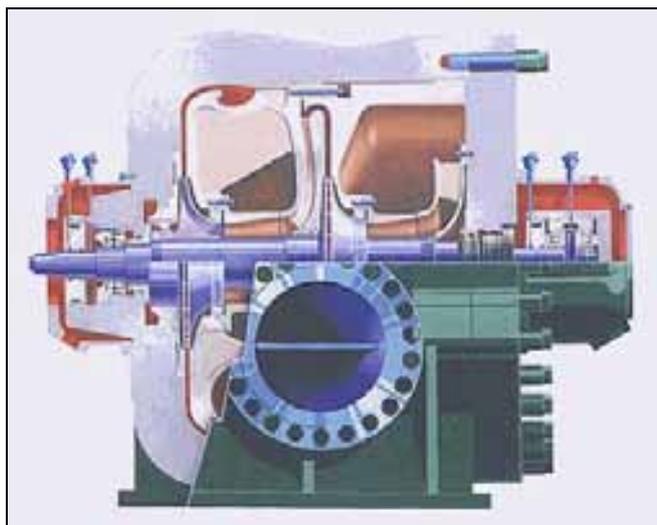
Nel caso di compressioni per alte pressioni (gas lift, reiniezione o stoccaggio) la cassa del compressore viene modificata passando ad una configurazione più simile a quella di un bicchiere chiuso con dei settori e non con dei bulloni. In Figura 1-33 è riportato uno schema di compressore per BCL per alte pressioni, si osservi l'elevato spessore della cassa.



**Figura 1-33. Compressore tipo BCL con cassa a bicchiere per alte pressioni.**

**Compressori per pipeline (PCL).**

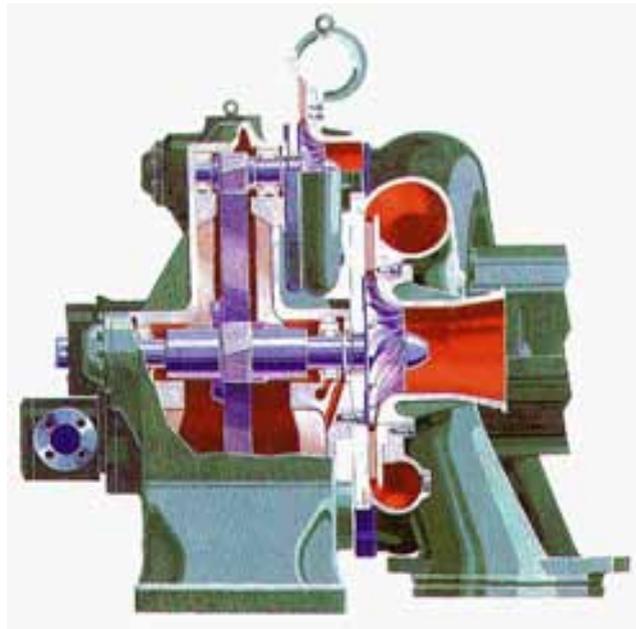
Questo tipo di compressori, utilizzati per il trasporto del gas nei gasdotti ha la cassa a bicchiere ma data la pressione di funzionamento non altissima (intorno a 120 bar) l'altra parte è chiusa mediante una flangia, caratteristica principale di questo tipo di compressori è il fatto di avere le bocche di aspirazione e mandata contrapposte così da poter essere collegate facilmente alle tubazioni. La Figura 1-34 mostra uno schema di un compressore PCL con due sole giranti.



**Figura 1-34. Compressore tipo PCL.**

### **Compressori SRL**

Questi compressori sono caratterizzati da avere una sola girante per ogni albero montata a sbalzo, la girante è di tipo aperto per ridurre la massa a sbalzo e non sollecitare troppo l'albero, l'utilizzo di queste macchine avviene per la compressione dell'aria o negli impianti geotermici ovvero nelle applicazioni in cui sono richieste pressioni relativamente basse. In Figura 1-35 è riportato lo schema di un compressore SRL con gearbox integrato.



**Figura 1-35. Compressore tipo SRL con gearbox integrato.**

#### **1.6.1 Le applicazioni**

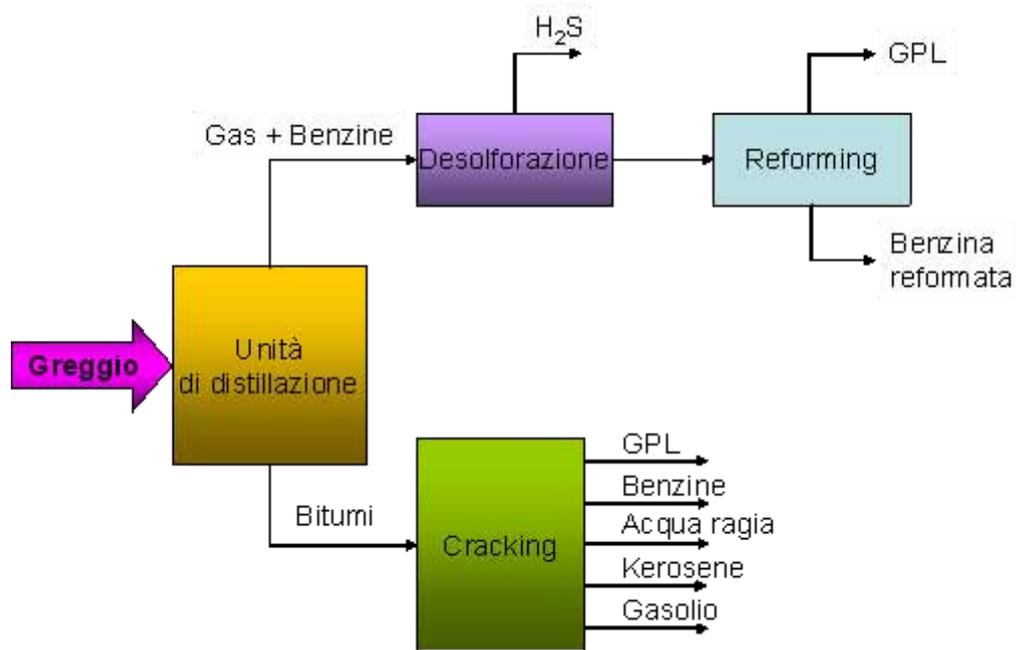
L'uso del compressore centrifugo trova vasti campi di utilizzo nelle industrie di processo che richiedono campi di esercizio molto estesi, negli ultimi anni si assiste ad una estensione del campo di utilizzo di queste macchine a seguito del crescente incremento di potenzialità che queste macchine sono in grado di produrre.

Il maggiore sviluppo nei compressori centrifughi è avvenuto quando queste macchine sono state utilizzate non solo per soffiare aria all'interno delle miniere o per fornire ossigeno all'industria metallurgica ma quando sono state utilizzate nell'industria chimica, questo ha richiesto la necessità che il

compressore fosse in grado di poter evolvere gas diversi e più complessi da gestire unitamente a pressioni di mandata che via via sono andate ad aumentare.

### Raffineria

La parte principale della raffineria è costituito dall'unità di distillazione che separa le varie componenti del greggio per poi utilizzarle nelle fasi successive: nel reforming viene alterata la struttura della molecola dell'idrocarburo attraverso il passaggio in catalizzatori, questo processo aumenta il numero di ottani della sostanza e libera idrogeno, il compressore centrifugo comprime il gas ad alto contenuto di idrogeno facendolo riciclare all'interno del catalizzatore, per queste applicazioni sono richieste pressioni medio basse (20-40 bar). Lo schema di funzionamento di un ciclo di raffineria è riportato in Figura 1-36.



**Figura 1-36. Schematizzazione del processo di raffinazione del greggio.**

Nel processo di cracking la parte più pesante proveniente dalla distillazione viene frazionata in molecole più piccole per poi produrre benzine, per queste applicazioni sono richieste basse pressioni (2-10 bar) ma capacità di poter facilmente comprimere gas aventi pesi molecolari elevati (30-40). Per la produzione di lubrificanti devono essere eliminate le paraffine dall'olio, per fare questo è necessario avere basse pressioni e basse portate pertanto l'uso dei

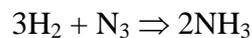
compressori in questa parte della raffineria è demandato ai compressori frigoriferi in grado di elaborare gas ad elevato peso molecolare ma a bassa temperatura (-20°C ed inferiore) e a pressione relativamente modesta, per queste applicazioni trovano utilizzo i compressori MCL.

### **Sintesi dell'ammoniaca**

Lo sviluppo degli impianti per la sintesi dell'ammoniaca è abbastanza recente ed utilizzano come materie prime gas naturale acqua ed aria, un primo compressore invia il gas naturale ad una pressione di circa 40 bar alla desolforazione e successivamente viene iniettato del vapore all'interno di un reformer in cui il metano desolforato origina una combustione lenta sfruttando un catalizzatore e producendo CO, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub> e metano; la seconda combustione, molto più veloce avviene in un reformer addizionato con aria in pressione (40 bar) nel quale avviene la reazione esotermica



i componenti della miscela gassosa vengono separati ottenendo la miscela pura di H<sub>2</sub> e N<sub>2</sub> ed elevando la pressione avviene la reazione:



l'ammoniaca prodotta viene successivamente condensata per mezzo di un compressore frigorifero. In Figura 1-37 è mostrato un processo semplificato per la sintesi dell'ammoniaca.

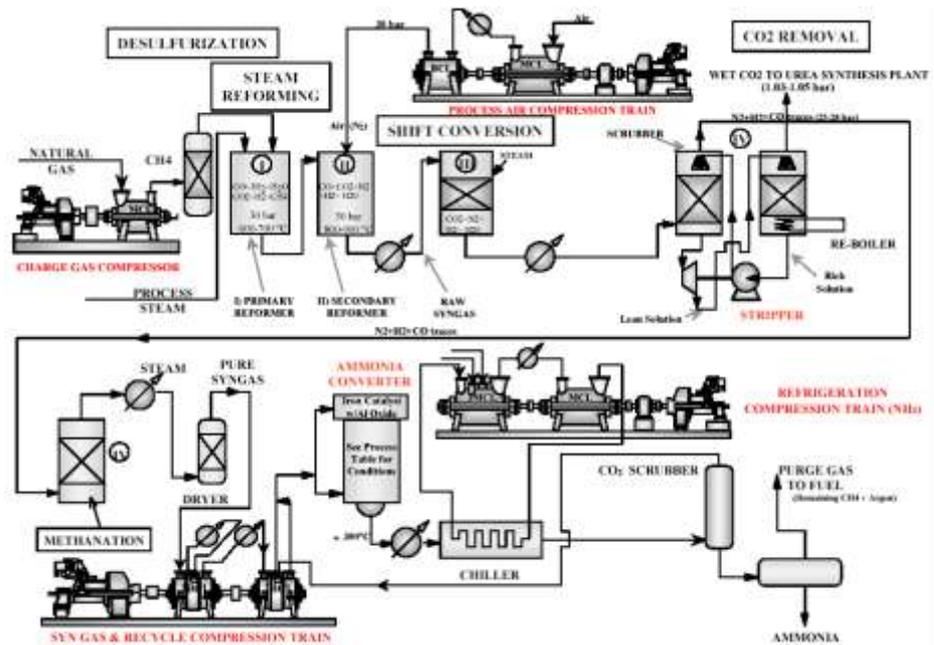


Figura 1-37. Schematizzazione di un impianto per sintesi di ammoniaca.

### Servizio di gas naturale

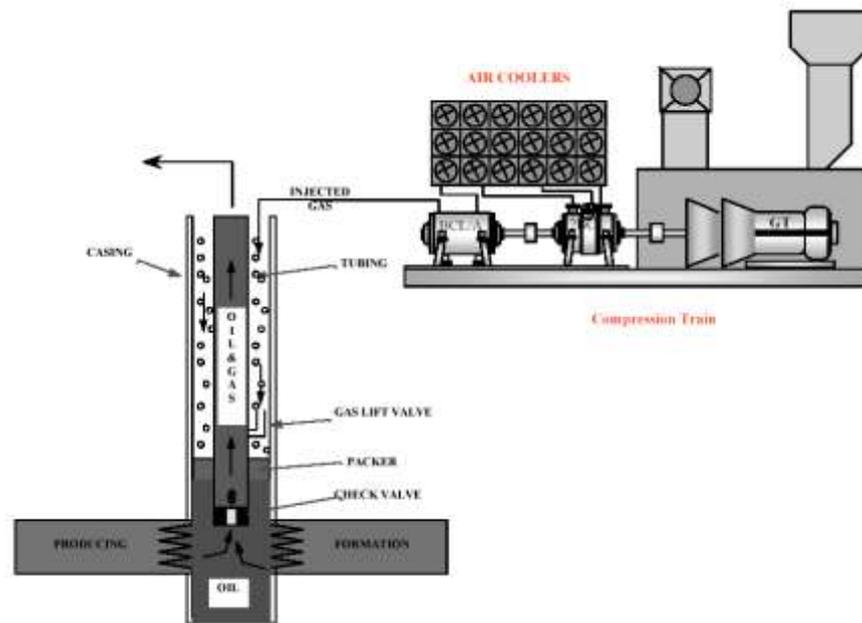
Lo sviluppo di macchine per la compressione del gas naturale a pressioni medie ed alte è un processo che si è sviluppato negli ultimi 15- 20 anni a seguito dell'estendersi di servizi quali la reiniezione del gas, il trasporto, la liquefazione e la successiva rigassificazione. La crescita di questo tipo di applicazione si deve al fatto che le attuali richieste energetiche hanno reso economicamente vantaggioso recuperare e sfruttare anche il gas estratto dai pozzi petroliferi che prima non veniva utilizzato.

La reiniezione consiste nel reiniettare il gas estratto dal giacimento all'interno del pozzo stesso facendo lavorare il gas come un pistone, lo scopo è quello di mantenere il pozzo il pressione in modo da poter garantire una produzione pressoché costante del giacimento.

Lo stoccaggio del gas nel sottosuolo è uno delle applicazioni della reiniezione in cui il gas, generalmente proveniente da un gasdotto, viene spinto all'interno di pozzi esauriti ed accumulato come riserva strategica fino al momento in cui questo viene utilizzato come fonte energetica, in Italia sono presenti diversi siti di stoccaggio: Manerbio, Ripalta, Sernano e Cortemaggiore, questi impianti

eserciti da STOGIT utilizzano compressori BCL con pressioni di mandata fino 180 bar.

Il processo di gas lift utilizza l'effetto del galleggiamento delle molecole di gas in pressione per portare in superficie il petrolio, il gas viene inviato ad altissima pressione nella cavità (annulus) tra casing e tubing fino a quando raggiunge la valvola di packer, alla fine del pozzo il gas non può attraversare il packer e fluisce attraverso la gas lift valve che collega l'interno del tubing con l'annulus; il gas ad alta pressione trova il greggio che a seguito della differenza di pressione viene portato in alto dal gas che torna verso la superficie.



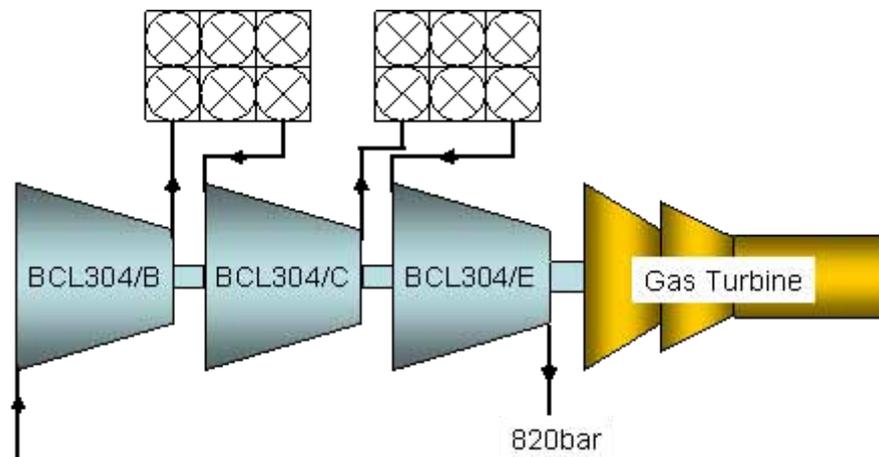
**Figura 1-38. Schema del processo di Gas lift.**

Il processo di gas lift richiede una pressione più alta di quella della fine del pozzo in quanto deve essere vinte le perdite e fornire sufficiente energia per il processo di lifting, un processo come quello del gas lift è l'applicazione ideale del compressore centrifugo in quanto richiede alte pressioni e portate in massa relativamente ridotte.

La Figura 1-38 mostra uno schema del processo di gas lift, il treno di compressione composto da due compressori è mosso da una turbina a gas (GT), per ottimizzare il processo di compressione il gas viene raffreddato tra le diverse fasi di compressione.

Le pressioni di mandata per i servizi di reiniezione variano in funzione del tipo di applicazione, per il gas lift e lo stoccaggio valori tipici di pressione sono 150-200 bar che diventano 250bar nel caso in cui lo stoccaggio avvenga per immagazzinare grandi quantità come quelle per soddisfare il fabbisogno invernale accumulando gas durante l'estate.

Attualmente le crescenti richieste energetiche ha portato allo sfruttamento di pozzi a grandi profondità una volta economicamente non interessanti, per queste applicazioni le pressioni richieste per le reiniezioni sono decisamente elevate, a titolo di esempio si consideri il caso dello sfruttamento del giacimento di Karachaganak (1997) nel Mar Caspio con pressioni di 550bar ed un gas composto da una miscela contenente H<sub>2</sub>S. Successivamente Kashagan (2005) sempre nel Mar Caspio per il quale G.E. Oil&Gas Nuovo Pignone ha progettato e realizzato il treno di compressione con le più alte pressioni di mandata mai raggiunte (820bar ed una potenza assorbita di 35MW) con una percentuale di H<sub>2</sub>S, gas acido e letale del 18% [10], per questa applicazione il treno di compressione era costituito da 3 compressori barrel (BCL304/B + BCL304/C + BCL304/E) come riportato in Figura 1-39.



**Figura 1-39. Schema del treno di compressione di Kashagan.**

### **Trasporto gas**

Il gas all'interno del gasdotto viene spinto da una stazione all'altra con compressori centrifughi di tipo PCL aventi fino ad un massimo di quattro giranti

e rapporti di compressione modesti (1,5 – 2) ma pressioni di mandata intorno a 120bar; poiché la forza motrice a queste macchine è data da una turbina a gas che utilizza parte del gas spillato dal gasdotto come combustibile, le efficienze del sistema compressore-turbina devono essere molto alte e per questo motivo si cerca di minimizzare le dimensioni dei canali di ritorno e di tutti gli elementi che possano ridurre l'efficienza del compressore.

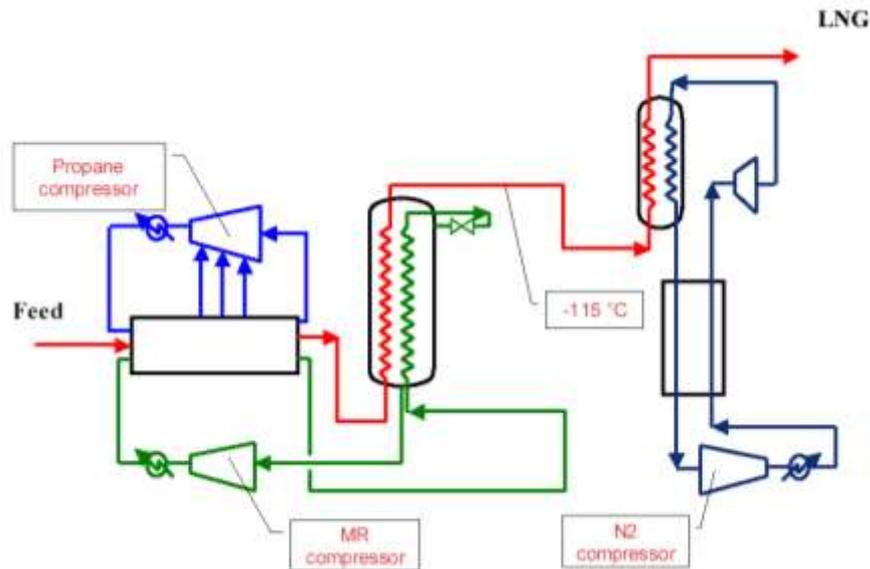
### **Liquefazione e rigassificazione**

Per soddisfare la domanda di gas dovuta al crescente incremento dei consumi sia per uso industriale che per riscaldamento domestico si è reso necessario lo sfruttamento dei pozzi che si trovano lontani dal luogo di consumo, per trasportare il gas oltre ai metanodotti (la cui realizzazione richiede molti anni) l'altro modo è quello di liquefare il gas naturale (LNG) e trasportarlo per mezzo di navi metaniere anche a grande distanza dal punto di estrazione.

Una volta che il gas è stato estratto dai pozzi viene compresso per mezzo di compressori centrifughi ed inviato con una pipeline verso una stazione di liquefazione posta in prossimità dell'attracco delle navi metaniere.

Quando il gas naturale alla pressione di 1atm viene raffreddato a  $-162^{\circ}\text{C}$ , il gas passa allo stato liquido occupando un volume 600 volte inferiore rispetto a quello iniziale, questo permette di poter essere facilmente trasportato soprattutto per mezzo di navi.

Diversi tipi di cicli criogenici vengono utilizzati nel settore LNG (APCI, Philips, AP-X9) ma tutti fanno uso di sistemi di compressione, data la complessità delle trasformazioni, la sicurezza e l'elevato valore del capitale investito le macchine per LNG devono soddisfare requisiti molto stringenti in termini di affidabilità, efficienza e robustezza.



**Figura 1-40. Schema semplificato di un impianto LNG.**

Lo schema di Figura 1-40 mostra un modello semplificato di un impianto per la liquefazione del gas naturale, si notano tre principali compressori: il compressore di propano utilizza questo gas ad elevato peso molecolare come refrigerante per asportare calore al gas da liquefare, per queste applicazioni è richiesta la capacità di poter elaborare elevate portate di propano a bassa temperatura (circa  $-30^{\circ}\text{C}$ ) ed a pressioni relativamente basse (circa 40bar).

Il compressore MR del (mixed refrigerant) elabora una miscela di gas refrigeranti tra cui azoto, metano, etano e propano; per questo scopo date le elevatissime portate a bassa temperatura vengono utilizzati compressori assiali per la prima parte di compressione e successivamente compressori centrifughi in grado di portare il gas ad una pressione prossima a 60bar.

Come precedentemente illustrato, il processo di liquefazione del gas fa largo uso di compressori centrifughi nelle diverse fasi, una volta che il gas liquefatto viene imbarcato sulla nave, parte di esso viene estratto ed utilizzato come combustibile per la nave; all'arrivo nel porto di destinazione il gas viene stoccato in serbatoi sotto forma liquida ed a seguito di un riscaldamento e di una successiva evaporazione viene compresso mediante compressori centrifughi ed immesso nella rete di distribuzione.

Complessivamente il compressore centrifugo trova largo utilizzo nei più disparati campi, attualmente gli sforzi nella ricerca e nello sviluppo di nuove macchine avviene per i settori considerati strategici ovvero per le applicazioni ad alta pressione e per gli impianti a bassa pressione per la liquefazione del gas naturale.

L'importanza della ricerca in questi due settori è giustificata dal fatto che, nel caso di alte pressioni le densità del gas sono molto vicine a quelle di un liquido con conseguenti problemi di natura fluidodinamica nel descrivere le trasformazioni del gas e nel determinare le prestazioni della macchina; nel caso dei compressori per LNG (e quindi a bassa pressione) l'elevato costo di impianto e di fermo impianto spinge il costruttore a fornire al cliente macchine affidabili ed efficienti in grado di poter operare per lunghi periodi di tempo.

## **Bibliografia**

1. Wiesner, F., "A review of slip factor for centrifugal impellers", Trans. ASME Journal of Engineering, Vol 89, 1967, pp. 558-572.
2. Caputo, C., "Le Turbomacchine", Vol. 3, Masson Milano, 1997, ISBN 8840532501.
3. Cumpsty, N. A., "Compressor Aerodynamics", Longman Scientific & Technical, 1989, ISBN 1575242478.
4. Japikse, D., "Centrifugal Compressor Design and Performance", Wilder Concepts, 1996, ISBN 0933283032.
5. Lendorff, B., Meiemberg, H., "Development in Design of Turbocompressors", Escher Wyss News 17/18: 60-67, 1944-45.
6. Stieffel, W., "Experiences in the development of radial compressors" Lecture notes for Advanced Radial Compressors course held at Von Karman Institute, Brussels 1972.
7. Traupel, W., "Thermische Turbomaschinen", Vol. 1, 2<sup>nd</sup> Ed., Springer-Verlag, Berlin, 1996, pp. 139-140.
8. Echert B., Schnell E., "Axial - und Radialkompressoren", 2<sup>rd</sup> edition, Springer-Verlag, 1980, ISBN 3540026460.
9. Sideris M., Van Der Braembussche R. A., "Influence of a circumferential exit pressure distribution on the flow in an impeller and diffuser", Trans. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 109, 1987, pp. 48.54.
10. R. Chellini, "Kashagan Sour Gas Reinjection Project", Compressor Tech two, April-May 2005, Diesel and Gas Turbine Publications, USA.

|   |          |
|---|----------|
| <b>1. IL COMPRESSORE CENTRIFUGO .....</b>                           | <b>1</b> |
| 1.1 INTRODUZIONE .....  | 1        |
| 1.2 ANALISI MONODIMENSIONALE DI UNO STADIO .....                    | 7        |
| 1.2.1 <i>Punti termodinamici sul piano h-s</i> .....                | 8        |
| 1.2.2 <i>Definizione di lavoro specifico e prevalenza</i> .....     | 9        |
| 1.2.3 <i>Curva caratteristica teorica con infinite pale</i> .....   | 11       |
| 1.2.4 <i>Curva caratteristica teorica con Z pale</i> .....          | 13       |
| 1.2.5 <i>Curva caratteristica reale con Z pale</i> .....            | 17       |
| 1.3 ACCOPPIAMENTO GIRANTE-DIFFUSORE .....                           | 19       |
| 1.4 IL DIFFUSORE LISCIO.....  | 21       |
| 1.5 LA VOLUTA .....   | 26       |
| 1.5.1 <i>Il progetto della voluta per il diffusore liscio</i> ..... | 29       |
| 1.6 CLASSIFICAZIONE DEI COMPRESSORI ED APPLICAZIONI .....           | 34       |
| 1.6.1 <i>Le applicazioni</i> .....                                  | 38       |
| BIBLIOGRAFIA.....   | 47       |

## 2. Inquadramento della ricerca

Il campo di funzionamento di un compressore è limitato da due zone: per alte portate il limite del campo operativo è detto choking ed avviene nel momento in cui la velocità del gas uguaglia la velocità del suono ponendo un limite all'incremento di portata, riducendo la portata (alla stessa velocità di rotazione) il funzionamento del compressore raggiunge un punto in cui un'ulteriore riduzione della portata comporta un repentino e definitivo cambiamento del flusso di gas nel compressore, il punto in cui inizia l'instabilità del flusso è detto punto di innesco stallo e l'instabilità che si instaura è lo stallo rotante.

Per sua natura il fenomeno dello stallo è legato a zone in cui il flusso inverte localmente il moto riducendo l'area di passaggio e modificando il profilo del canale, il manifestarsi di uno stallo rotante e le oscillazioni di massa associate a questo fenomeno sono origine di vibrazioni.

Le vibrazioni associate a zone di flusso stallate hanno tipicamente frequenze inferiori alla frequenza di rotazione dell'albero e pertanto risultano di semplice

individuazione attraverso un'analisi in frequenza delle vibrazioni rilevate durante il funzionamento della macchina.

Nelle applicazioni dei compressori centrifughi la presenza di oscillazioni o picchi di frequenze legati allo stallo sono origine di due macro tipi di problematiche: le norme API 617 [1] che costituiscono l'insieme delle regole da seguire per la progettazione, la messa in opera e l'esercizio dei compressori centrifughi non accettano la presenza di vibrazioni subsincrone pertanto un compressore che presenti picchi di frequenze significativamente alti al di sotto della frequenza di rotazione del rotore non è esercibile e quindi è necessario mettere in atto modifiche alle parti che originano le vibrazioni con conseguente aggravio nei costi per lavorazioni non programmate ed allungamento dei tempi di consegna sia della macchina in esame sia della altre macchine a causa delle lavorazioni non previste. L'altro problema relativo all'instaurarsi di vibrazioni subsincrone è legato alle eccitazioni che queste generano sulle parti rotanti e che si trasmettono alle parti più critiche della macchina (girante, tenute a gas, cuscini portanti, tenute a labirinto etc...): vibrazioni trasmesse dal rotore alle tenute a gas possono portare al danneggiamento di queste pregiudicando l'isolamento verso l'esterno del gas di processo con conseguente rischio per gli operatori e necessità di sostituzioni di parti della macchina, operazioni che comportano il blocco della macchina e costi per smontaggi e fermo impianto.

In ultima analisi resta da considerare che vibrazioni, seppur piccole, su componenti le cui velocità di rotazione talvolta superano i 10000 rpm possono portare all'affaticamento della macchina e con conseguente decadimento non solo delle prestazioni ma anche dell'affidabilità favorendo l'insorgere di cricche di fatica che col tempo potrebbero compromettere il funzionamento della macchina.

La criticità delle vibrazioni prodotte dallo stallo nei compressori è tanto maggiore quanto più elevata è la densità del gas ne consegue che parametro determinante non è soltanto la pressione ma anche la temperatura, il peso molecolare e la comprimibilità. Questo è il motivo per cui il problema della vibrazioni dovute ad effetti aerodinamici si ha più frequentemente negli impianti di reiniezione che nei compressori per la sintesi dell'ammoniaca o per raffinerie

anche quando funzionano agli stessi livelli di pressione. Il passaggio da zone di alta pressione a zone di bassa pressione (aree stallate) indotte dalla presenza dello stallo innescano elevate forze di natura ciclica che sollecitano gli organi del compressore.

Le attuali richieste di gas e petrolio spingono allo sfruttamento di pozzi petroliferi sempre più profondi di conseguenza i costruttori devono realizzare compressori in grado di fornire pressioni di mandata sempre più elevate, a titolo di esempio si consideri il caso dell'impianto di Kashagan per la reiniezione del gas e l'estrazione del petrolio, il treno di compressione per questa applicazione, realizzato da G.E.Oli& Gas Nuovo Pignone, permette di raggiungere pressioni di mandata superiori a 800bar, con una composizione del gas estremamente acida (18% di H<sub>2</sub>S) e letale, la progettazione di un compressore per queste applicazioni richiede una conoscenza accurata del funzionamento del compressore volta soprattutto ad eliminare possibili fonti di instabilità e quindi anche di innesco stallo infatti, è facile pensare a quali effetti potrebbero portare le vibrazioni indotte da uno stallo rotante su una macchina del genere.

Le argomentazioni precedentemente esposte hanno evidenziato come lo stallo rotante sia uno dei fenomeni che limitano maggiormente il funzionamento delle macchine centrifughe, la presenza di uno stallo può portare a fenomeni di instabilità e distruggere la macchina stessa; la conoscenza del comportamento della macchina in prossimità dello stallo e la possibilità di prevedere con sufficiente precisione lo stallo rappresenta uno strumento fondamentale per il progettista soprattutto nelle applicazioni più critiche in cui le pressioni hanno valori molto elevati.

La progettazione di macchine per pressioni elevate deve tenere conto di un altro parametro fortemente dipendente dalla pressione che è la viscosità, l'aumento della pressione di funzionamento porta ad un incremento del numero di Reynolds e quindi ad una diminuzione delle perdite per attrito con conseguente variazione delle prestazioni.

La conoscenza delle prestazioni di un compressore ad alte pressioni deve tenere in considerazione l'influenza dell'effetto della viscosità, in letteratura esistono correlazioni che legano la variazione del numero di Reynolds alle prestazioni

specialmente alle variazioni di rendimento tuttavia il cambiamento di viscosità porta anche ad uno spostamento in termini di  $\varphi$  delle curve, tale spostamento sebbene conosciuto non è stato approfondito in quanto abbastanza modesto per applicazioni a media pressione, l'avvento di compressori per pressioni elevate (superiori a 500bar) rende lo spostamento non trascurabile e talvolta porta il compressore ad operare in un punto diverso da quello previsto in fase di progetto.

Conoscere in fase progettuale l'influenza sulle prestazioni del numero di Reynolds anche in termini di spostamento della curva permette di attuare le modifiche progettuali necessarie a garantire le prestazioni contrattuali.

Lo spostamento delle curve del campo operativo del compressore al variare della viscosità porta alla necessità di investigare l'entità di tale scostamento correlato alla viscosità e l'effettiva indipendenza dell'angolo critico dal numero di Reynolds come riportato in letteratura da Senoo e Kinoshita [2].

Sperimentazioni condotte sui compressori centrifughi hanno permesso sia di derivare correlazioni disponibili in letteratura, per la previsione degli angoli critici di stallo nei diffusori lisci sia di avere una stima dell'effetto della variazione della viscosità sulle prestazioni della macchina.

Le previsioni sull'angolo critico sono state sviluppate solo per particolari geometrie delle giranti e non sono estendibili a tutti gli stadi; per quanto concerne l'effetto della viscosità, le metodologie correttive reperibili in letteratura affrontano il problema soprattutto in termini di rendimento trascurando lo spostamento del campo operativo del compressore.

Scopo dell'attività di ricerca sviluppata in collaborazione con G.E. Oil&Gas Nuovo Pignone è quello di investigare il fenomeno dello stallo cercando di individuare una correlazione predittiva dell'angolo critico per una famiglia di giranti utilizzate in compressori per alte pressioni, ed anche valutare l'influenza del numero di Reynolds sul campo di funzionamento del compressore sia in termini di spostamento del campo operativo che in termini di angolo critico, andando a verificare se, come riportato in letteratura, l'angolo di stallo per compressori aventi rapporto di diffusione piccolo è sostanzialmente indipendente dal valore del numero di Reynolds.

La ricerca in oggetto si colloca all'interno dell'area dei compressori per alte pressioni tuttavia tutti i compressori centrifughi, indipendentemente dalle pressioni di funzionamento sono possono essere interessati al fenomeno dello stallo rotante inoltre, analisi condotte interamente presso G.E. Oil&Gas Nuovo Pignone hanno evidenziato che fenomeni di flusso instabile che originano pulsazioni di pressioni derivano dalla parte statorica del canale di ritorno piuttosto che dalla girante stessa.

## **2.1 Lo stallo rotante nel diffusore liscio**

In un compressore centrifugo, riducendo la portata in massa e mantenendo costante la velocità di rotazione, si possono osservare diversi tipi di flusso instabile, il punto in cui il flusso all'interno del compressore diviene instabile non dipende solo dal compressore ma anche dal circuito cui è collegato.

Un primo tipo di instabilità, detto pompaggio, consiste nell'instaurazione di forti oscillazioni di pressione e di massa, questo fenomeno instazionario è formato da un'oscillazione autoindotta in cui il compressore si comporta come un eccitatore e il flusso medio di massa attraverso la sezione trasversale varia nel tempo; l'insorgere e la frequenza di queste oscillazioni dipendono dalla curva d'innalzamento della pressione, dalla geometria dei condotti di ingresso e di uscita, e dalla caratteristica della valvola. Il pompaggio avviene nella zona a pendenza nulla o positiva della curva caratteristica. Operare in condizioni di pompaggio comporta grandi perdite di efficienza e di prestazioni, oltre a pericolose sollecitazioni delle pale, della cassa e del circuito.

Un altro tipo di instabilità, detto stallo rotante, consiste in periodiche variazioni di pressione in uno o più componenti della macchina. Il flusso assialsimmetrico caratteristico del compressore viene alterato dalla presenza di zone rotanti ad alta e bassa pressione. Il fenomeno è bidimensionale, ed è caratterizzato da una o più regioni di flusso stagnante che ruotano lungo la direzione circonferenziale del diffusore, e/o della girante, a velocità solitamente subsincrona fra il 20 e l'80% di quella del rotore. Al contrario del pompaggio, la

portata media rimane costante nel tempo ma non è uniforme lungo la circonferenza, inoltre l'insorgere di questo fenomeno non è limitato alla sola zona a pendenza positiva della curva caratteristica, ma è frequentemente osservato anche nella zona a pendenza negativa. Lo stallo limita il campo di funzionamento del compressore centrifugo non solo a causa del calo delle prestazioni e dell'efficienza, ma anche a causa delle elevate vibrazioni indotte sull'albero, specialmente nel caso di macchine per alte pressioni. Il fenomeno è irreversibile a causa della larga zona di isteresi nel passaggio dallo stallo al non-stallo; per uscire dalla condizione instabile è necessaria una portata significativamente maggiore rispetto a quella a cui lo stallo è iniziato. Di conseguenza aprendo leggermente la valvola o riducendo la velocità di rotazione, il compressore potrebbe non tornare nelle condizioni stabili.

La scoperta di fenomeni di stallo all'interno del diffusore liscio ha determinato lo sviluppo di numerosi studi per riuscire a definire le condizioni che possono portare al flusso inverso all'interno del diffusore.

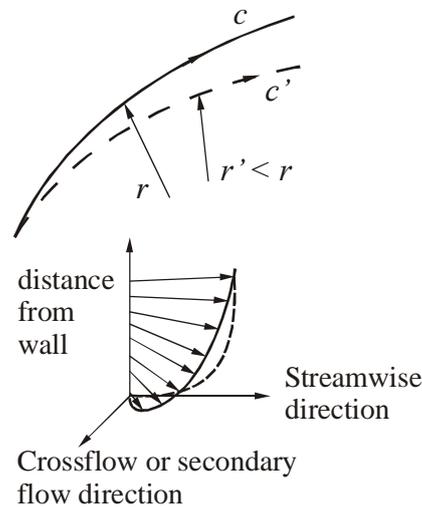
Lo stallo di diffusore liscio, infatti, sembra essere causato da un'inversione del flusso nello strato limite o da un'interazione instazionaria fra la girante e il diffusore. Occorre notare come il profilo dello strato limite in un diffusore liscio sia fortemente tridimensionale

La curvatura della linea di flusso seguita da una particella del fluido è data dall'equilibrio fra il gradiente di pressione in direzione normale alla traiettoria e l'accelerazione centripeta agente su di essa, come si vede dall'equazione del Crocco scritta in direzione normale alla linea di corrente:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial n} = \frac{c^2}{r} \quad \text{Eq. 2-1}$$

con  $r$  raggio di curvatura della traiettoria,  $n$  direzione normale e  $c$  velocità della particella. Il flusso adiacente alla parete ha velocità inferiore rispetto a quello al centro del canale, questo comporta che il raggio di curvatura della traiettoria del flusso nello strato limite sia più piccolo (Figura 2-1) e che quindi lo strato limite assuma una geometria tridimensionale.

Per angoli in ingresso al diffusore prossimi alla direzione tangenziale, può accadere che il flusso nello strato limite abbia un'angolazione superiore ai  $90^\circ$ , rispetto alla direzione radiale, e che quindi si abbia un'inversione del moto del fluido.



**Figura 2-1. Percorso delle particelle e strato limite in un diffusore liscio.**

Molti autori legano l'inversione del flusso all'insacco dello stallo rotante, altri, fra cui Abdelhamid [2], sostengono che il fenomeno non debba essere attribuito esclusivamente a zone rotanti di separazione dello strato limite, dal momento che le oscillazioni di pressione sono estese all'intero diffusore e non sono localizzate solo in prossimità delle pareti. In ulteriori studi Abdelhamid [4] [5] asserisce che lo stallo rotante può avvenire anche in assenza di zone con flusso invertito e, anzi, è anche dell'opinione che un flusso stabile possa coesistere con zone d'inversione del flusso nel diffusore liscio. Altri studi condotti da Jansen [6], e da Senoo *et al.* [2] riportano invece che la presenza di un'inversione del flusso sia una condizione necessaria per l'inizio dell'instabilità all'interno del diffusore. Ancora oggi non è stata esaurientemente chiarita la dinamica dell'insacco dello stallo, anche se la teoria dell'inversione dello strato limite è quella più utilizzata per la predizione dell'angolo critico, ed è la più verificata da analisi sperimentali.

## 2.2 Correlazioni in letteratura

Lo stallo rotante all'interno del diffusore liscio è stato studiato sia teoricamente che sperimentalmente da Jansen [6], che per primo ha dimostrato che il fenomeno può essere originato da un'inversione locale della componente radiale di velocità nel diffusore stesso. Lo studio teorico si basa sull'equazione di continuità e di conservazione della quantità di moto (sia in direzione tangenziale che radiale) per un flusso instazionario, incomprimibile e non viscoso. Assumendo come ipotesi che il flusso possa essere composto da un campo di moto dovuto al vortice libero a cui è sovrapposta una perturbazione instazionaria, Jansen riesce a trovare una formulazione lineare delle equazioni che governano le onde. La soluzione più semplice di questa equazione esprime la perturbazione come onde periodiche, ed è data da:

$$\phi = \psi(r) \cdot e^{i(\sigma t - \lambda \vartheta)} \quad \text{Eq. 2-2}$$

dove la parte reale di  $i\sigma$  rappresenta il decremento logaritmico dell'ampiezza, mentre la parte immaginaria esprime la velocità angolare  $\omega_\sigma$ ,  $\lambda$  è il numero di celle stallate e  $\psi(r)$  è l'ampiezza in funzione del raggio.

Nel caso di flusso quasi tangenziale, cioè per elevati valori dell'angolo  $\alpha$ , Jansen propose come condizione al contorno una pressione atmosferica costante allo scarico del diffusore, esprimibile con le Eq. 2-3:

$$\frac{\partial \hat{p}}{\partial \vartheta} = 0 \quad , \quad \frac{\partial \hat{p}}{\partial r} = 0 \quad \text{Eq. 2-3}$$

dove  $\hat{p}$  è la perturbazione di pressione.

Assumendo che le celle stallate siano due, situazione più frequentemente verificata, si trova la seguente soluzione per  $i\sigma$ :

$$i\sigma = i[1 - A \cot \alpha + iB \cot \alpha] \frac{2\omega}{r_s^2} \quad \text{Eq. 2-4}$$

con  $r_s$  raggio di uscita diffusore; la perturbazione cresce se la parte reale di  $i\sigma$  è positiva, decresce se è negativa, questa analisi lega l'inizio dell'instabilità con l'inversione del moto all'interno del diffusore, cioè con la condizione  $\cot \alpha < 0$ .

La velocità di rotazione della perturbazione è data, come già detto, dalla parte immaginaria di  $i\sigma$ :

$$\frac{\omega_{\sigma}(r_3/r_2)}{\omega\lambda} = f(\cot\alpha_2) \quad \text{Eq. 2-5}$$

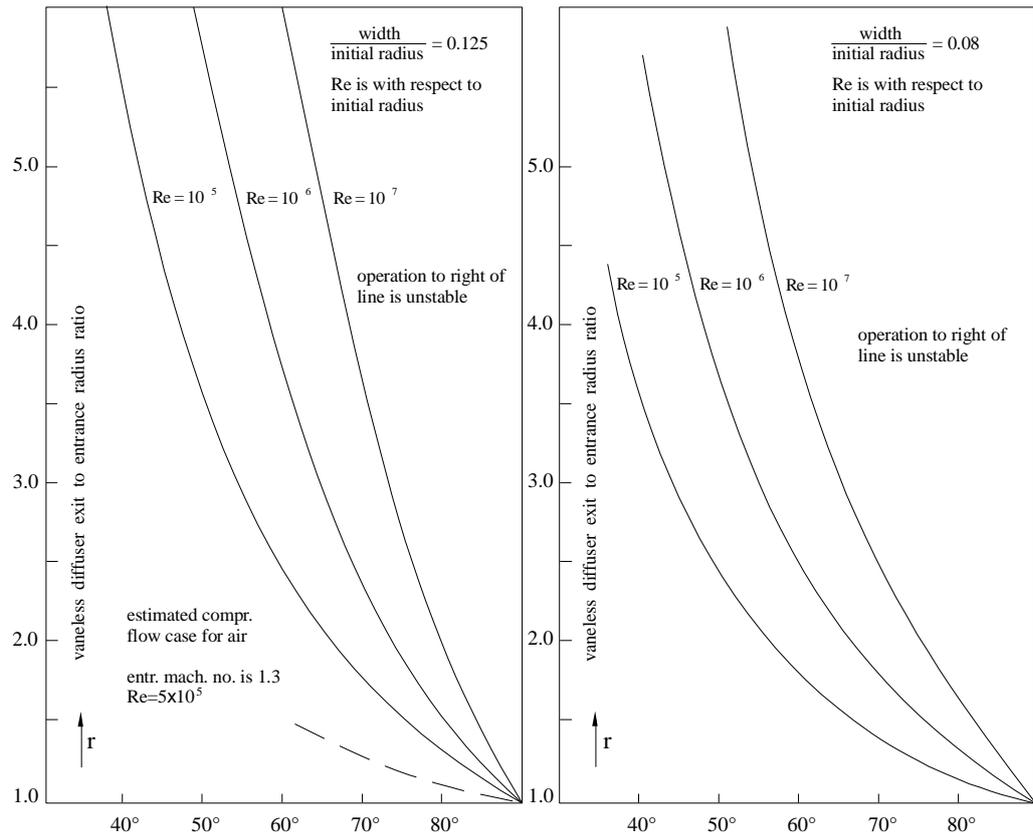
l'Eq. 2-5 evidenzia la relazione che c'è fra la velocità di rotazione  $\omega_{\sigma}$ , il numero di celle  $\lambda$ , il rapporto fra i raggi di uscita e di ingresso diffusore  $r_3/r_2$  e l'angolo di ingresso al diffusore  $\alpha_2$ .

Le principali conclusioni di questa teoria sono:

- lo stallo rotante è causato da un inversione locale del moto;
- lo stallo esiste anche con flusso uniforme in ingresso ed in uscita dal diffusore;
- la velocità di rotazione  $\omega_{\sigma}$  ha valori compresi fra il 5% e il 22% di  $\omega$ ;

È probabile che le perturbazioni si originino nello strato limite, dove le linee di flusso hanno raggio di curvatura minore rispetto a quelle al centro del canale, e poi vengano smorzate dal flusso medio diventando onde di ampiezza limitata. Il meccanismo destabilizzante è stato confermato da Frigne e Von Braembussche [7] attraverso calcoli più complessi del tipo *time evolving*. Essi verificarono che queste oscillazioni auto-eccitate generate dall'interazione fra strato limite e flusso non viscoso di centro canale, portavano a locali accelerazioni e decelerazioni dovute ad una sfasatura di  $180^\circ$  degli andamenti della pressione e della velocità locale. Fu trovato inoltre che lo stallo rotante di diffusore liscio si forma nello strato limite, ma che le sue caratteristiche dinamiche ( $\lambda, \omega_{\sigma}, \dots$ ) dipendono dal flusso medio non viscoso.

La teoria di Jansen combinata con un calcolo del flusso non viscoso, per prevedere l'inversione del moto nello strato limite, porta ad un criterio pratico per la determinazione dell'instabilità. I grafici di Figura 2-2 mostrano la linea di separazione fra flusso stabile e instabile in funzione di  $\alpha_2$ , per alcuni valori di  $b_2/r_2$  e del Reynolds. Il calcolo, svolto dallo stesso Jansen [8] considerando uno strato limite tridimensionale, mostrava che una scelta poco fortunata del profilo di velocità dello strato limite poteva portare a condizioni critiche anche quando i due strati limite si incontravano; rispettare le condizioni di stabilità risultava quindi troppo restrittivo per diffusori con valori di  $b_3$  bassi.

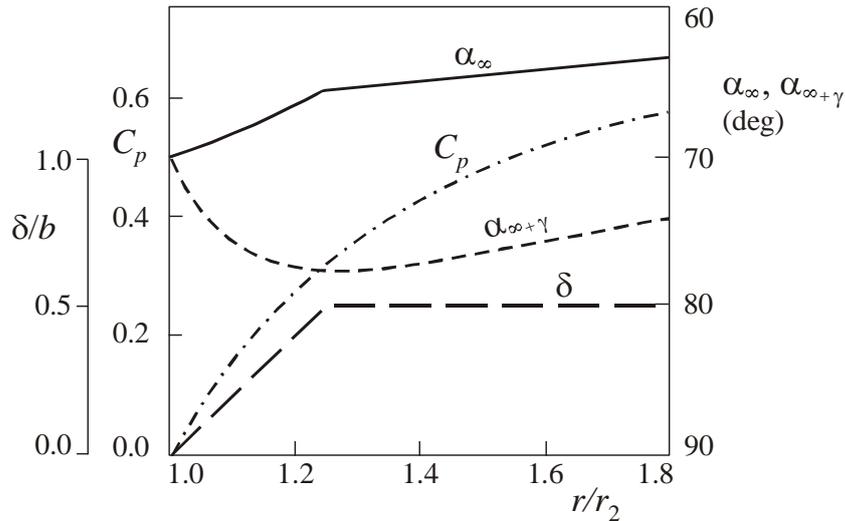


**Figura 2-2. Grafici per determinare la zona di instabilità secondo Jansen.**

Senoo *et al.* [9], successivamente, hanno effettuato nuovamente i calcoli con le seguenti modifiche:

- il flusso non è assunto simmetrico rispetto all'asse centrale del diffusore;
- le condizioni all'ingresso tengono conto di eventuali distorsioni del campo di velocità, sia radiale sia tangenziale, lungo la larghezza del diffusore;
- il profilo dello strato limite è modificato in modo che il contatto fra due strati limite non porti necessariamente a condizioni critiche.

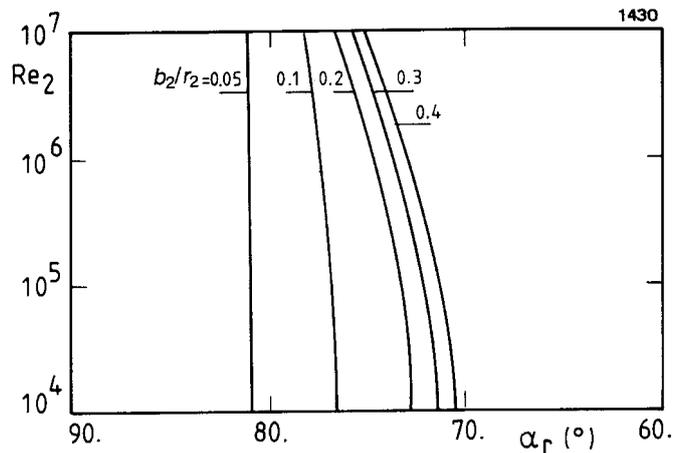
I risultati dicono che l'angolo del flusso libero  $\alpha_\infty$  decresce con continuità con il raggio ( $r/r_2$ ), mentre l'angolo della linea di flusso a parete  $\alpha_{\infty+\gamma}$  prima cresce e poi decresce quando i due strati limite riempiono il canale del diffusore, l'inversione di moto avviene quando  $\alpha_{\infty+\gamma}$  è maggiore di  $90^\circ$ , Figura 2-3.



**Figura 2-3. Flusso nel diffusore liscio.**

Questo tipo di analisi permette di considerare l'influenza dei parametri geometrici ed aerodinamici sull'inversione di flusso nel diffusore liscio, può essere definito, quindi, un angolo critico del flusso in ingresso al diffusore  $\alpha_{2r}$  oltre il quale si ha inversione del flusso.

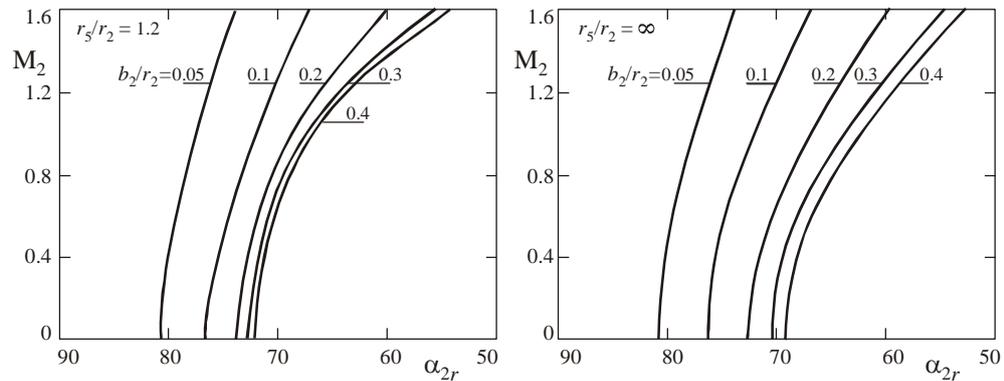
In Figura 2-4 è riportata la variazione di  $\alpha_{2r}$  in funzione del numero di Reynolds calcolato e di  $b_2/r_2$  per  $r_3/r_2=1.2$ .



**Figura 2-4. Variazione di  $\alpha_{2r}$  in funzione del numero di Reynolds.**

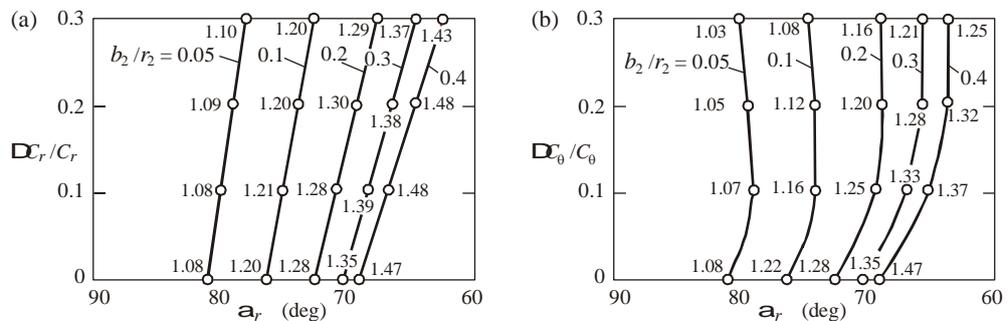
Si nota facilmente come i diffusori più stretti (diffusori con larghezza pari a quella di uscita della girante) siano più stabili di quelli ampi e non risentano della variazione del Reynolds, i diffusori più larghi, invece,

guadagnano stabilità all'aumentare del numero di Reynolds. In Figura 2-5 è riportata la variazione di  $\alpha_{2r}$  in funzione del numero di Mach in ingresso e di  $b_2/r_2$ , nei due casi  $r_5/r_2=1.2$  e  $r_5/r_2 \rightarrow \infty$ . Si nota facilmente come  $\alpha_{2r}$  decresce all'aumentare del numero di Mach per tutti i rapporti  $b_2/r_2$  e dipende fortemente dal rapporto di diffusione per i diffusori larghi.



**Figura 2-5. Variazione di  $\alpha_{2r}$  in funzione del numero di Mach in ingresso e di  $b_2/r_2$  per  $r_5/r_2=1.2$  e  $r_5/r_2 \rightarrow \infty$ .**

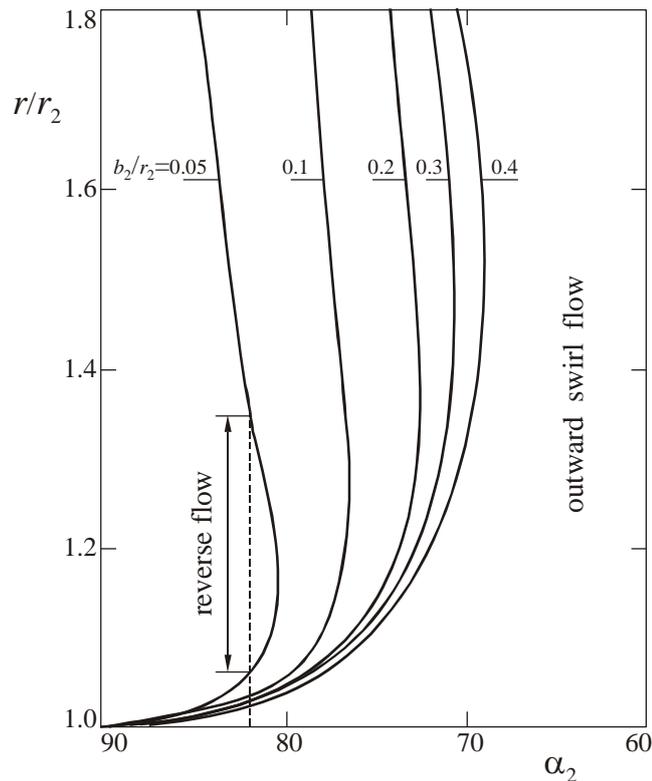
Senoo *et al.* [10] valutarono anche l'influenza della distorsione della velocità in ingresso sull'inversione del flusso nel caso di diffusori infinitamente lunghi (Figura 2-6).



**Figura 2-6. Influenza delle distorsioni della velocità in ingresso sulla inversione del flusso per diffusori infinitamente lunghi.**

Le distorsioni di velocità radiale hanno una grossa influenza sia per diffusori stretti che per diffusori larghi, le distorsioni della componente tangenziale invece non hanno molta influenza, soprattutto nel caso di diffusori stretti, bisogna però ricordare che le distorsioni di velocità in ingresso sono difficilmente misurabili.

In Figura 2-7 è mostrata l'influenza dei rapporti  $b_2/r_2$  e  $r_3/r_2$  sull'instaurarsi del flusso invertito nel caso di flusso incomprimibile con distribuzione di velocità in ingresso uniforme. Per ogni valore di  $b_2/r_2$  è possibile individuare un valore critico di  $\alpha$ ,  $\alpha_{2r}$ , per il quale la tangente alla curva è una linea verticale, valori maggiori di  $\alpha_2$  portano alla formazione di una zona di flusso invertito. La Figura 2-7 permette anche di individuare l'estensione della zona di flusso inverso nel diffusore sempre al variare di  $\alpha_2$ .



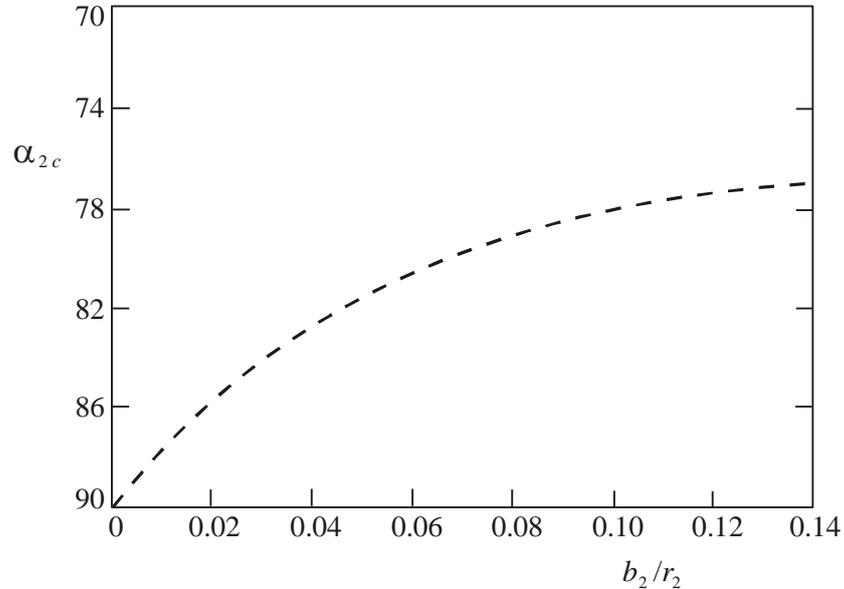
**Figura 2-7. Grafico per determinare la zona di flusso invertito.**

Nei diffusori stretti l'inversione del flusso si ha vicino alla sezione d'ingresso del diffusore e termina poco dopo. Per diffusori larghi, invece, la zona di flusso invertito si forma a raggi maggiori e, se il rapporto  $r_3/r_2$  è abbastanza piccolo, è possibile che questa si trovi fuori dal diffusore anche in presenza di elevati angoli d'ingresso.

Senoo e Kinoshita [11], basandosi su dati sperimentali, affermarono che lo stallo rotante nel diffusore liscio si ha se l'angolo d'ingresso è maggiore di  $\alpha_{2c}$  ottenuto con la cosiddetta "Regola dell'88%":

$$\frac{(90^\circ - \alpha_{2c})}{(90^\circ - \alpha_{2r})} = 0.88 \quad \text{Eq. 2-6}$$

dove  $\alpha_{2r}$  è l'angolo d'ingresso critico definito in precedenza, l'andamento di  $\alpha_{2c}$  è riportato in Figura 2-8.



**Figura 2-8. Andamento di  $\alpha_{2c}$  al variare di  $b_2/r_2$ .**

I problemi insorgono quando si confrontano i risultati teorici con quelli sperimentali, prima di tutto occorre tenere presente che lo stallo rotante di diffusore liscio può essere confuso con un particolare tipo di stallo di girante caratterizzato da basse frequenze di rotazione; comunque le due tipologie si differenziano poiché, generalmente, lo stallo di diffusore liscio si innesca nella parte a pendenza negativa della curva caratteristica e porta a variazioni di pressione e temperatura inferiori all'altro, e la curva caratteristica non presenta discontinuità all'insorgere dello stallo nel diffusore. Un semplice metodo per distinguere le due tipologie di stallo è quello di eseguire delle misure instazionarie di velocità o di pressione anche all'ingresso della girante oltre che nel diffusore.

Un secondo problema risiede nella valutazione dell'angolo di ingresso al diffusore. Questo di solito viene calcolato usando la continuità e la correlazione dello *slip factor* [12] oppure misurando il salto di temperatura che il flusso

subisce attraversando la girante, solo in alcuni casi viene valutato con misure dirette, da qui l'incertezza che solitamente si ha sul valore di questo angolo.

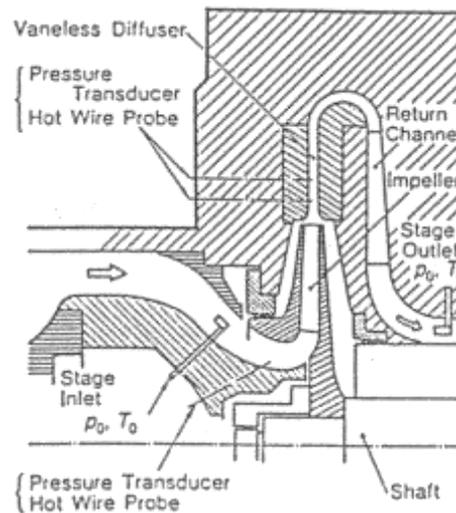
Dal confronto con i numerosi risultati sperimentali risulta che:

- valori del numero di Reynolds dell'ordine di  $10^3$ , quindi bassi, possono avere un'influenza negativa sulla stabilità, anche nel caso di diffusori stretti che sono insensibili alla variazione di questo parametro nel caso di ordini di grandezza maggiori, bassi Reynolds creano forti distorsioni del flusso in ingresso che portano ad avere angoli critici più bassi di quelli previsti. Lo stesso fenomeno accade anche nel caso di giranti fortemente caricate;
- la zona fra l'uscita della girante e l'ingresso del diffusore ha un ruolo fondamentale nella stabilità del diffusore, per le giranti con rapporto  $b_2/r_2$  basso lo stallo avviene proprio in prossimità di questa zona;
- un canale di ritorno accoppiato in modo improprio al diffusore può ridurne pesantemente la stabilità;
- per diffusori larghi e corti ( $r_5/r_2=1.6$ ) la zona di stabilità è maggiore rispetto a quella dei diffusori lunghi. Il criterio di stabilità, per i diffusori lunghi, è in buon accordo con i risultati.
- Il numero di Mach periferico non ha influenza sulla stabilità del diffusore, come previsto dalla teoria.

Concludendo è possibile affermare che le curve teoriche forniscono una previsione affidabile solo se sono rispettate le ipotesi con cui sono stati semplificati i calcoli, oppure se sono stati applicati opportuni fattori correttivi (cosa però non sempre possibile, come ad esempio nel caso delle distorsioni di velocità all'ingresso del diffusore).

Le discrepanze fra gli angoli critici misurati e quelli calcolati con il criterio di Senoo-Kinoshita sono spesso dovute all'influenza del tratto fra l'uscita della girante e l'ingresso del diffusore, la formula, infatti, non considera l'effetto della geometria di questa zona di passaggio.

Quest'ultimo problema fu risolto sperimentalmente da Nishida *et al.* [13] e da Kobayashi *et al.* [14] che studiarono proprio l'influenza sulla stabilità della geometria del tratto di raccordo fra girante e diffusore (*pinch*) oltre all'influenza del rapporto  $b_3/b_2$  (larghezza diffusore su larghezza uscita girante).



**Figura 2-9. Vista in sezione dell'assetto.**

Nishida *et al.* studiarono tre giranti bidimensionali a basso numero di giri specifico e sei diffusori lisci montati come in Figura 2-9, da notare il fatto che gli assetti studiati allo scarico del diffusore presentano un canale di ritorno e non una voluta. Nella Tabella 2-1 sono riportate le caratteristiche geometriche delle giranti e dei diffusori provati.

| Configurazioni testate | Girante | $D_2$ (mm) | $b_2$ (mm) | $t_2$ (mm) | $u_2$ (m/s) | $n_s$ | $b_3$ (mm) |     |     |
|------------------------|---------|------------|------------|------------|-------------|-------|------------|-----|-----|
|                        | A       | 300        | 5.5        | 3.0        | 300         | 130   | 6.0        | 3.8 | 2.8 |
|                        | B       | 300        | 7.3        | 10.0       | 300         | 130   | 6.0        | 3.8 | 2.8 |
|                        | C       | 300        | 10.0       | 3.0        | 300         | 170   | 10         | 6.7 | 4.7 |

**Tabella 2-1. Caratteristiche assetti provati da Nishida *et al.* [13] ( $t_2$  spessore di uscita delle pale,  $u_2$  velocità periferica al raggio  $r_2$ ,  $b_3$  spessore del diffusore).**

Le misure sono state effettuate con trasduttori dinamici di pressione e anemometri a filo caldo posizionati all'ingresso della girante ed all'interno del diffusore. In tutti i casi (Figura 2-10) è stato osservato che la variazione della larghezza del diffusore non ha effetti rilevanti sulla curva caratteristica dello stadio, ma fa spostare la linea di inizio stallo verso valori inferiori di portata.

Da un'analisi delle frequenze di stallo è stata rilevata, allo stringersi del diffusore, la comparsa di componenti a bassa frequenza sovrapposte a componenti ad alta frequenza.

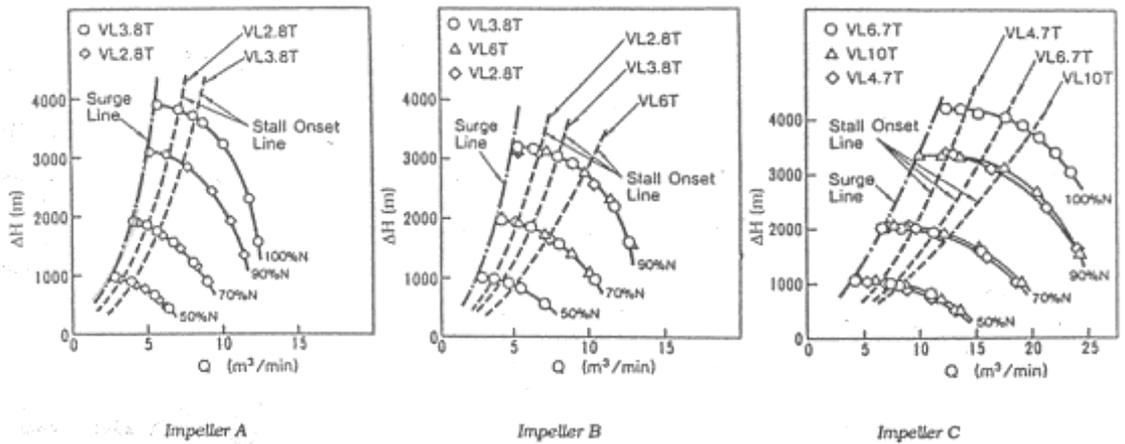


Figura 2-10. Curve caratteristiche prevalenza-portata [13].

I risultati ottenuti da questa sperimentazione sono stati confrontati con quelli che si sarebbero dovuti ottenere secondo Senoo-Kinoshita (Figura 2-11); al diminuire del rapporto  $b_3/r_2$  l'angolo critico di inizio stallo diventa più piccolo di quello previsto da Senoo-Kinoshita.

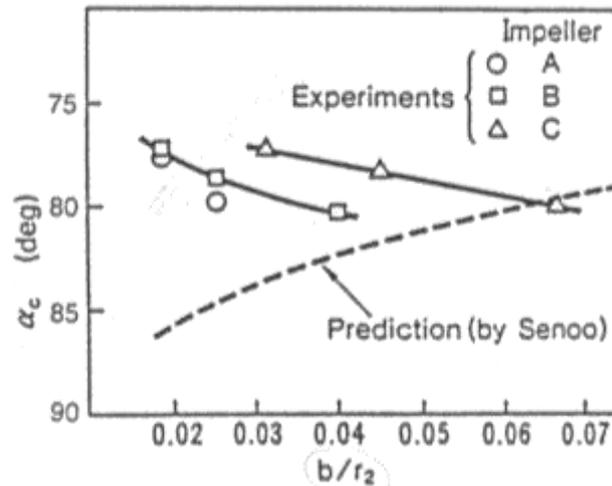


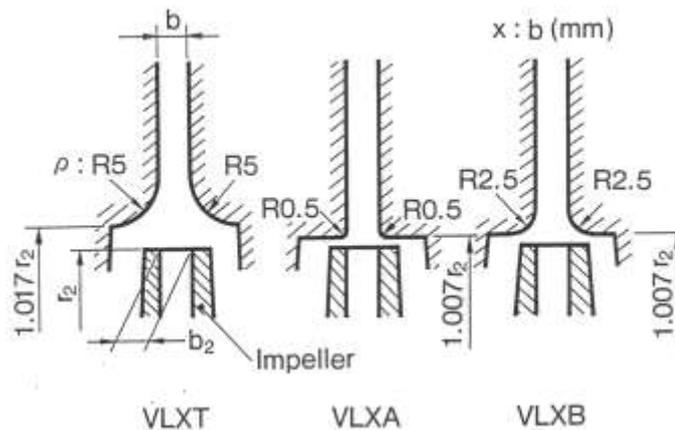
Figura 2-11. Andamento dell'angolo critico atteso e misurato da Nishida *et al.* [13].

Per tutte e tre le giranti in prova si ha un buon accordo con la correlazione di Senoo quando la larghezza del diffusore è uguale a quella della girante, ovvero quando  $b_3/b_2=1$ . È stato quindi concluso che il rapporto  $b_3/b_2$  influisce sul valore dell'angolo critico di stallo e non può essere trascurato nel calcolo dell'angolo critico. Gli autori [13] hanno infine estrapolato una nuova formula (Eq. 2-7) per la valutazione dell'angolo critico, che corregge l'angolo ottenuto col criterio di Senoo, nel caso in cui  $b_3/b_2$  è diverso dal valore unitario:

$$(90^\circ - \alpha_{crit}) = (90^\circ - \alpha_{crit, Senoo}) + \left(14.1 - 143.4 \cdot \frac{b_3}{r_2}\right) \cdot \left(1 - \frac{b_3}{b_2}\right) \text{ Eq. 2-7}$$

Dalla Figura 2-11 si vede che al ridursi della larghezza del diffusore l'angolo critico diminuisce, questo vuol dire che il diffusore diventa meno stabile; però rispetto ad un diffusore largo, nel diffusore più stretto lo stesso angolo di flusso si ottiene a portate inferiori. Riassumendo, riducendo la larghezza del diffusore si riduce il valore del suo angolo critico, ma non di quanto si riduce l'angolo del flusso nel diffusore, in questo modo si ottiene l'innesco dello stallo per valori inferiori di portata.

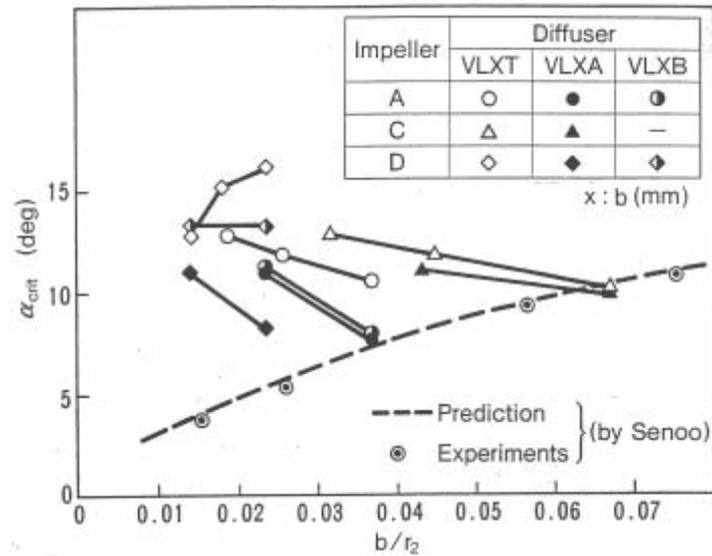
Nel lavoro successivo Kobayashi *et al.* [14] hanno corretto la correlazione precedente sulla base di ulteriori sperimentazioni che tenevano conto anche della geometria del *pinch*.



**Figura 2-12. Schema *pinch* testati da Kobayashi *et al.* [14].**

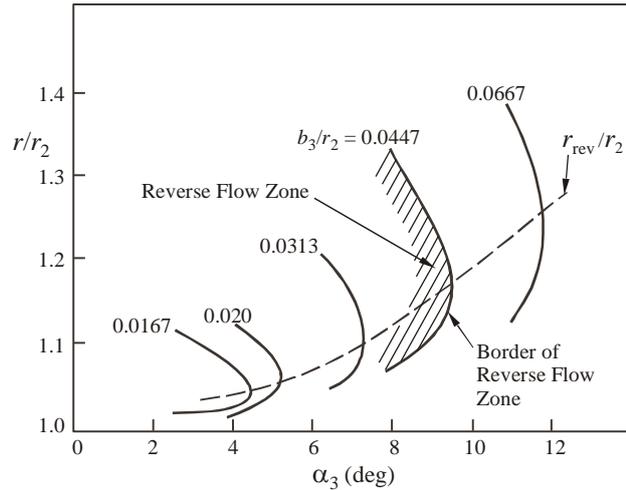
Utilizzando sempre la stessa tipologia di assetto, riportato in Figura 2-9, gli autori provarono le stesse giranti A e C e ne aggiunsero un'altra, D, con rapporto  $b_2/r_2$  minore; furono provati numerosi diffusori di diversa larghezza e soprattutto furono provati *pinch* con differente raggio di curvatura (Figura 2-12). Visto il buon accordo rilevato nella sperimentazione di Nishida *et al.* tra le misurazioni effettuate con i fili caldi e i trasduttori di pressione, in questa seconda campagna di prove sono stati usati esclusivamente trasduttori dinamici di pressione ad alta frequenza. I risultati concordano con quelli della prima campagna di prove. Per quanto riguarda la forma del *pinch*, è stato osservato che nei diffusori larghi non influisce sull'innesco dello stallo, mentre acquista

maggior peso al diminuire dello spessore del diffusore. Per i diffusori con spessore uguale alla girante ( $b_3/b_2=1$ ) si è trovato un buon accordo con la teoria di Senoo (Figura 2-13) nel caso di *pinch* con piccolo raggio di curvatura; un raggio di curvatura maggiore del *pinch*, invece, influisce sull'angolo critico soprattutto nel caso di giranti con elevato  $b_2/r_2$ .



**Figura 2-13.** Andamento dell'angolo critico in funzione del rapporto  $b_3/r_2$ .

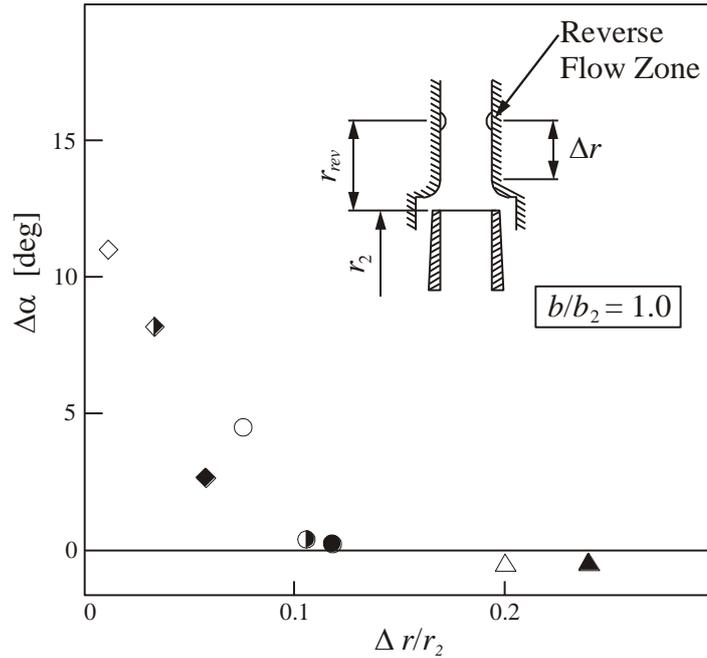
Per giustificare il fatto riscontrato del deterioramento della stabilità del diffusore al diminuire di  $b_3/r_2$  gli autori hanno ipotizzato che la riduzione della larghezza del diffusore provocasse una riduzione del raggio di inversione del flusso (Figura 2-14) ciò comporterebbe un incremento della zona con moto inverso nel diffusore e la possibilità di raggiungere prima lo stallo.



**Figura 2-14. Risultati dell'analisi del flusso all'interno del diffusore.**

Gli autori hanno osservato anche che alcune configurazioni avevano un andamento completamente differente dalle altre, di conseguenza è stata verificata la validità della correlazione di Senoo, provando vari diffusori con  $b_3/b_2$  unitario e valutando la differenza  $\Delta\alpha$  fra il valore dell'angolo critico misurato e quello predetto dalla correlazione. In Figura 2-15 sono riportati i risultati ottenuti in funzione del parametro  $\Delta r/r_2$  con  $\Delta r$  differenza fra il raggio di inizio inversione del flusso e quello di inizio pareti parallele del diffusore.

Come è possibile notare, la correlazione di Senoo è valida solo per i valori di  $\Delta r/r_2 > 0.1$ . Quando questo limite è rispettato, l'angolo critico del flusso nel diffusore, può ancora essere ricavato con la formula di Senoo.



**Figura 2-15. Differenza tra il valore dell'angolo critico previsto e misurato in funzione di  $\Delta r/r_2$ .**

Kobayashi *et al.* dopo aver scartato le curve con andamento anomalo, scrissero una nuova relazione alla luce dei loro risultati sperimentali e della limitazione trovata alla validità della correlazione di Senoo:

$$(90^\circ - \alpha_{crit}) = (90^\circ - \alpha_{crit, Senoo}) + \left( 17.02 - 74.2 \cdot \frac{b_2}{r_2} \right) \cdot \left( 1 - \frac{b_3}{b_2} \right) \quad \text{Eq. 2-8}$$

$$\text{con } \frac{\Delta r}{r_2} > 0.1$$

dove, ricordiamo,  $\alpha_{crit}$  è l'angolo critico di ingresso al diffusore (al raggio in cui le pareti diventano parallele),  $\alpha_{crit, Senoo}$  è l'angolo critico previsto da Senoo. Imporre un valore minimo di  $\Delta r/r_2$  significa porre un limite inferiore al rapporto  $b_2/r_2$  della girante a cui applicare la correlazione, infatti più  $b_2/r_2$  è piccolo, più il raggio di flusso inverso diminuisce e quindi  $\Delta r$  diventa piccolo. Imporre un limite a  $\Delta r/r_2$  vuol dire anche avere un *pinch* con dimensioni limitate in senso radiale per non fare avvicinare la zona di stallo alla sezione di uscita della girante, questa considerazione è tanto più importante quanto più  $b_2/r_2$  è piccolo. Confrontando i dati sperimentali delle geometrie provate ed i risultati ottenuti (Figura 2-12 e Figura 2-13) si vede che gli angoli critici misurati per la girante

D, con  $b_2/r_2$  piccolo, concordano con l'andamento predetto dalla correlazione solo per il *pinch* con raggio di curvatura molto ridotto (*pinch* VLXA).

Esprimendo la relazione di Senoo (Figura 2-8) in forma matematica, l'Eq. 2-8 può essere riscritta così:

$$(90^\circ - \alpha_{crit}) = 37.5 \sqrt{\frac{b_2}{r_2}} + \left( 17.02 - 74.2 \cdot \frac{b_2}{r_2} \right) \cdot \left( 1 - \frac{b_3}{b_2} \right) \quad \text{Eq. 2-9}$$

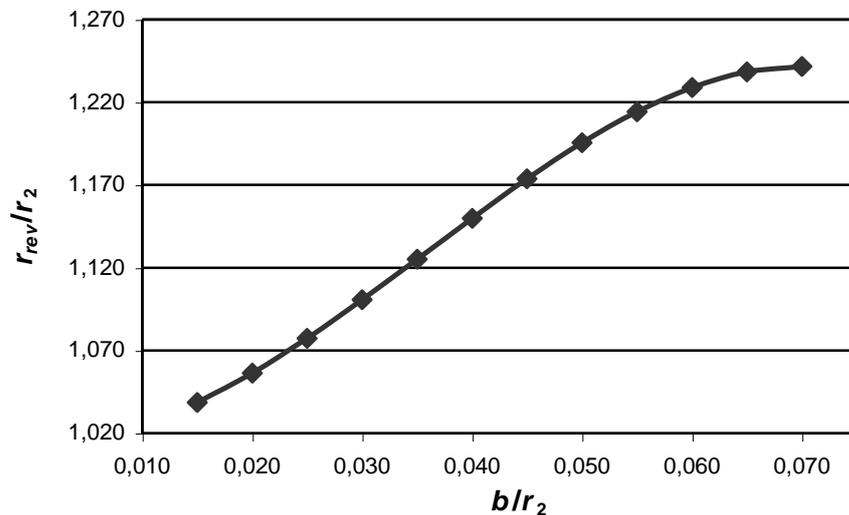
questa è chiamata correlazione "Kobayashi modificata".

Successivamente anche Fulton ha rielaborato i dati sperimentali ed ha introdotto una modifica all'Eq. 2-9, per quanto riguarda l'angolo critico calcolato da Senoo, lo spessore preso non è più quello di girante ma quello di diffusore, la correlazione di Fulton quindi è:

$$(90^\circ - \alpha_{crit}) = 37.5 \sqrt{\frac{b_3}{r_2}} + \left( 17.02 - 74.2 \cdot \frac{b_2}{r_2} \right) \cdot \left( 1 - \frac{b_3}{b_2} \right) \quad \text{Eq. 2-10}$$

con  $\frac{\Delta r}{r_2} > 0.1$

L'autore ha anche calcolato una funzione per individuare i valori del raggio a cui si ha inversione del moto del flusso, la funzione trovata è graficata in Figura 2-16.



**Figura 2-16. Andamento del raggio  $r_{rev}$  di inversione del flusso in funzione dello spessore  $b$  del diffusore secondo Fulton.**

Il difetto di queste correlazioni è che non includono nella formulazione matematica la geometria del *pinch*, ma sono solo date indicazioni di tipo generale: più il *pinch* è vicino allo scarico della girante e più la geometria di passaggio è rapida e maggiore è la stabilità del diffusore.

Come riepilogo delle ricerche effettuate Nishida, Kobayashi, *et al.* [15], analizzarono quali potevano essere i sistemi più opportuni per prevenire lo stallo rotante nel diffusore liscio e conclusero che le metodologie potevano ridursi a tre principali:

- riduzione della larghezza del diffusore
- eliminazione del diffusore
- sostituzione del diffusore liscio con uno palettato a bassa solidità

mentre i primi due interventi comportano inevitabili riduzioni delle prestazioni, il terzo rappresenta una buona alternativa, gli autori, infatti, provarono tre giranti e sei diffusori palettati con ottimi risultati, le caratteristiche dei diffusori palettati testati sono riportate in Tabella 2-2.

|                              |                            |
|------------------------------|----------------------------|
| Larghezza del diffusore (mm) | $2.0 < b_3 < 6.0$          |
| Solidità                     | $0.69 < s < 0.87$          |
| Raggio di inizio pala        | $1.03 < r_{in}/r_2 < 1.20$ |

**Tabella 2-2. Caratteristiche dei diffusori a palettati a bassa solidità.**

Si vede che per i diffusori a bassa solidità un parametro fondamentale è il raggio di inizio palettatura, infatti, da un'analisi assialsimmetrica dello strato limite si è ricavato che se questo raggio è inferiore a quello in cui è prevista l'inversione del flusso, si ottengono ottimi risultati in termini di eliminazione dello stallo rotante.

### 2.3 L'influenza del numero di Reynolds

Il comportamento della macchine a fluido in termini di prestazioni, è legato anche alle perdite di natura fluidodinamica che si verificano per

l'attraversamento del fluido nell'elemento in considerazione: girante, stadio o macchina completa.

Questo tipo di perdite possono essere, in un'analisi del tutto schematica del fenomeno, raggruppate in due tipi fondamentali:

- a) Perdite per attrito
- b) Perdite per incidenza ( o per urto)

Le perdite per incidenza (o urto) sono semplicemente funzione dell'angolo di deviazione del flusso all'ingresso della girante o del diffusore, quelle per attrito dipendono, anche se in misura minore, dai parametri quali: rugosità delle parete bagnate dal fluido, tipo di fluido e dalla velocità relativa tra il fluido e la parete.

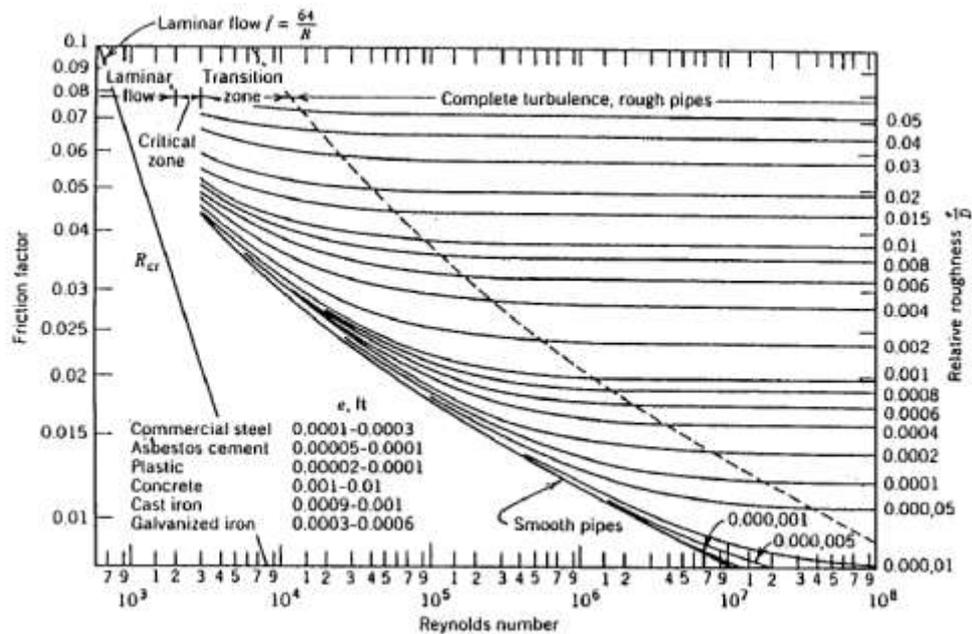
Le perdite per attrito del fluido nei condotti fissi o mobili di uno stadio sono, analogamente a quanto accade per il flusso di un fluido in un tubo, dipendenti dal numero di Reynolds (Re).

Ne deriva che anche il valore del rendimento politropico (e di conseguenza quello del coefficiente di prevalenza e quindi l'intera curva di prestazione della macchina) dell'elemento in considerazione è, tramite la variazione di queste perdite, influenzato dal numero di Reynolds.

Un'analisi del tutto teorica dell'influenza di questo parametro sul comportamento della macchina risulta di difficile realizzazione data l'estrema complessità del fenomeno reale; un'analisi di tipo sperimentale con prove sistematiche sull'effetto del numero di Reynolds sulle perdite per i vari stadi, cambiando ad esempio la pressione di aspirazione di prova, sebbene gravosa per il costruttore in termini di costi e tempi di prova risulta fondamentale per poter stimare l'impatto della variazione delle forze viscosive sulle proprie macchine e, successivamente, creare metodi correttivi per aumentare la prevedibilità delle prestazioni e costituire un valido aiuto alla progettazione.

Le analisi necessarie per poter ottenere un metodo correttivo affidabile partono, generalmente, da considerazioni sperimentali sul flusso dei fluidi nei condotti dove si osserva che il coefficiente di attrito fra fluido e parete diminuisce all'aumentare del Reynolds ed è tanto più piccolo quanto più piccola è la rugosità relativa; inoltre si osserva che al di sopra di un certo valore del numero

di Reynolds, detto critico, a sua volta dipendente dalla rugosità relativa della parete, il valore del coefficiente di attrito resta costante.



**Figura 2-17. Diagramma di Moody, coefficiente di attrito all'interno di un tubo al variare del numero di Re [16].**

Il numero di Reynolds, nel caso di un compressore centrifugo, è convenzionalmente basato sui valori di  $u_2$ , di  $b_2$  e della viscosità cinematica  $\nu$  del fluido nelle condizioni totali di aspirazione, temperatura totale dell'aspirazione ecc...).

Cioè:

$$Re = \frac{u_2 b_2}{\nu} \quad \text{Eq. 2-11}$$

E' evidente che di queste variazioni è necessario tenere conto in fase di progetto e selezione degli stadi che formeranno la macchina a più stadi al fine di garantire il rispetto delle prestazioni durante il reale funzionamento

Ogni costruttore, generalmente, in base alle proprie esperienze, applica una qualche correlazione che permetta di correggere, in base alla variazione del numero di Reynolds, le prestazioni dei singoli stadi e quindi quelle dell'intera macchina.

Le norme internazionali ASME PTC-10-1965 [17] suggeriscono, per il rendimento correlazioni che se applicate forniscono valori correttivi irrealistici in particolare per forti variazioni del numero di Reynolds. Le suddette norme, sempre per quanto attiene al rendimento, non effettuano alcuna distinzione tra perdite indipendenti e perdite dipendenti dal Reynolds e non introducono il concetto del Reynolds critico.

La formula empirica alla base della correlazione riportata nelle ASME PTC-10-1965 [17] è caratterizzata da due coefficienti:

“n” esponente del rapporto del rapporto tra i valori del numero di Reynolds

“a” caratteristico delle perdite indipendenti dal numero di Reynolds.

$$\frac{1-\eta}{1-\eta_{ref}} = a + (1-a) \left[ \frac{Re}{Re_{ref}} \right]^n \quad \text{Eq. 2-12}$$

Convenzionalmente il coefficiente “a” è definito come la frazione delle perdite totali non dipendenti dal numero di Reynolds, questo comporta tre principali problemi nella determinazione del valore da attribuire ad “a”:

- 1) Il rapporto tra le perdite dipendenti e indipendenti dal Reynolds cambia al variare del numero di Reynolds quindi il valore di “a” è costante per un dato il valore del numero di Reynolds.
- 2) Si deve conoscere esattamente il valore delle perdite dipendenti ed indipendenti dal Reynolds, la scarsa accuratezza nella stima delle perdite porta ad errori nel metodo di correlazione.
- 3) Il valore di “a” cambia anche quando variano le perdite indipendenti dal numero di Reynolds pertanto, modifiche nel design della macchina che coinvolgono questo tipo di perdite, necessitano di un nuovo valore di “a” quindi, il valore di “a” ricavato per un compressore non è universalmente estendibile a tutti i compressori.

Per quanto riguarda il parametro “n”, il suo valore è fortemente dipendente dalla rugosità relativa che però viene difficilmente stimata oppure trascurata pertanto il valore di “n” in letteratura varia da autore ad autore [19].

L'introduzione, all'interno della correlazione empirica, del coefficiente "n" che diminuisce al crescere del numero di Reynolds, (in analogia al moto dei flussi turbolenti per i quali, l'effetto del numero di Reynolds diminuisce al crescere del Reynolds stesso), si deve a Wiesner [19], Wachter e Woehrl [20] ed a Simon [21].

La nuova revisione delle norme ASME PTC-10-1997 [18] rivede le correlazioni correttive per l'effetto del numero di Reynolds introducendo, seppur in modo semplificato, la diversificazione tra perdite dipendenti ed indipendenti dal numero di Reynolds.

La correlazione raccomandata nelle norme PTC-10-1997 [18] si basa sulla relazione individuata da Wiesner [19] per il quale le perdite per effetto del numero di Reynolds diminuiscono al crescere di Reynolds secondo le relazioni:

$$\frac{1-\eta_{Spec}}{1-\eta_{test}} = \left( \frac{RA_{Spec}}{RA_{test}} \right) \left( \frac{RB_{Spec}}{RB_{test}} \right) \quad \text{Eq. 2-13}$$

con

$$RA = 0.066 + 0.934 \left[ \frac{4.8 \cdot 10^6 \cdot b}{Re} \right]^{RC} \quad \text{Eq. 2-14}$$

$$RB = \frac{\log \left( 0.000125 + \frac{13.67}{Re} \right)}{\log \left( \varepsilon + \frac{13.67}{Re} \right)} \quad \text{Eq. 2-15}$$

$$RC = \frac{0.988}{Re^{0.243}} \quad \text{Eq. 2-16}$$

dove

- $\varepsilon$  è la rugosità della superficie misurata in pollici
- $b$  è lo spessore della pala della prima girante del compressore

Il coefficiente di lavoro politropico ( $\tau$ ) deve essere corretto rispetto al numero di Reynolds come il rendimento:

$$\frac{\tau_{spec}}{\tau_{test}} = \frac{\eta_{spec}}{\eta_{test}} \quad \text{Eq. 2-17}$$

Un nuovo approccio alla variazione delle prestazioni a seguito della variazione del numero di Reynolds viene proposto da Casey [22] attraverso un'analisi di sensibilità per valutare quali e come certi parametri influenzano il rapporto  $d\eta/dRe$ .

Casey propone come modello dissipativi quello dell'attrito ovvero, le perdite dipendenti dal numero di Reynolds sono principalmente di natura viscosa e quindi legato all'attrito tra parete e flusso fluido.

Per stimare le perdite per attrito Casey utilizza il metodo di Tarupel [23] secondo cui, la perdita di entalpia  $(dh_f)$  associata all'incremento di entropia lungo un tratto infinitesimo del flusso  $(ds)$  è dato dalla

$$dh_f = 2c_d \frac{w^2}{D_h} ds \quad \text{Eq. 2-18}$$

dove:

$w$  è la velocità relativa tra superficie e parete

$D_h$  Diametro idraulico locale

$c_d$  coefficiente di dissipazione locale

La perdita complessiva di entalpia si determina integrando lungo il percorso del fluido l'equazione precedentemente scritta, tuttavia l'esatta integrazione dell'equazione lungo il flowpath non è un calcolo semplice pertanto Casey propone un modello equivalente al moto dei fluidi all'interno di un tubo:

- a) per un compressore la lunghezza del flowpath può essere considerata uguale al doppio del diametro della girante.
- b) la velocità relativa tra parete e flusso (velocità relativa nella girante e assoluta nei condotti fissi) può essere assunta uguale alla metà della velocità periferica della girante.
- c) il diametro idraulico medio equivale al doppio dello spessore dello scarico della girante
- d) il valore locale del coefficiente di dissipazione può essere correlato al coefficiente di attrito per un flusso completamente sviluppato  $\lambda$  come

$c_d = \lambda/4$  dove  $\lambda$  dipende dal numero di Reynolds secondo la formula di Colebrook-White [24]

L'applicazione dell'analogia con il flusso nei condotti è giustificabile in quanto le ridotte dimensioni dei canali dei compressori presentano un profilo di velocità simile a quello all'interno dei tubi [2].

Applicando le ipotesi precedentemente esposte, la perdita di entalpia lungo il percorso del gas risulta:

$$\Delta h_f \approx \frac{1}{8(b_2/D_2)} \lambda u_2^2 \quad \text{Eq. 2-19}$$

ed è direttamente proporzionale al fattore di attrito ( $\lambda$ ).

Poiché il termine

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_{ref}} = \sqrt{0.5 + 0.5 \frac{\eta}{\eta_{ref}}} \quad c = f(b_2/D_2) = \frac{1}{8(b_2/D_2)} \quad \text{Eq. 2-20}$$

dipende dalla geometria del compressore ed è quindi una costante per un dato stadio di compressione, la perdita di entalpia può essere scritta nella forma:

$$\Delta h_f = c \lambda u_2^2 \quad \text{Eq. 2-21}$$

Passando attraverso la definizione del coefficiente politropico e del rendimento si ottiene

$$\eta = 1 - \frac{c}{\tau} \lambda \quad \text{Eq. 2-22}$$

La variazione del fattore di attrito porta ad una variazione del rendimento pari a

$$\partial \eta = -\frac{c}{\tau} \partial \lambda \quad \text{Eq. 2-23}$$

Questa relazione è alla base della modello di Casey per la stima delle perdite, e quindi della variazione delle prestazioni, legate all'effetto del numero di Reynolds.

La relazione introdotta da Casey porta a concludere che, in uno stadio di un compressore centrifugo, la variazione in termini di efficienza, legata al numero di Reynolds è direttamente proporzionale alla variazione del coefficiente di attrito del tubo equivalente.

Per quanto attiene alla correzione della curva  $\eta_{pol}-\varphi_1$  al variare di Re sono accettate le relazioni proposte da Strub [26], che tengono conto del fatto che, almeno in prima approssimazione, il punto di massimo rendimento della curva, per variazioni non rilevanti di Re si sposta su una parabola passante per l'origine degli assi:

Lo spostamento sull'asse delle ascisse è dato dalla:

$$\frac{\varphi_1}{\varphi'_1} = \sqrt{0.5 + 0.5 \frac{\eta}{\eta'_{pol}}} \quad \text{Eq. 2-24}$$

mentre per lo spostamento sull'asse delle ordinate

$$\frac{\tau_{pol}}{\tau'_{pol}} = 0.5 + 0.5 \frac{\eta}{\eta'_{pol}} \quad \text{Eq. 2-25}$$

Lo stesso Strub propone una correlazione per l'efficienza in prossimità del punto di massimo molto simile, nella forma, a quella delle ASME PTC-10-1965 [17] ma viene introdotto il coefficiente di attrito dipendente sia dal Reynolds di macchina sia dal Reynolds critico

$$\frac{1-\eta}{1-\eta'} = \frac{a+(1-a) \frac{\lambda}{\lambda_{crit}}}{a+(1-a) \frac{\lambda'}{\lambda_{crit}}} \quad \text{Eq. 2-26}$$

dove:

$\eta'_{pol}$  è il rendimento politropico nelle condizioni di progetto

$\eta_{pol}$  è il rendimento politropico nelle condizioni di prova

- $\lambda'$  è il coefficiente di attrito nelle condizioni di progetto, funzione di Re e della rugosità relativa
- $\lambda_{crit}$  è il coefficiente di attrito valutato in corrispondenza del Re critico.
- $\lambda$  è il coefficiente di attrito nelle condizioni di prova
- a è funzione delle perdite indipendenti dal Re (0.3)

## 2.4 Obiettivi della ricerca

La correlazione più usata per progettare il diffusore di un compressore centrifugo, in modo da prevenire il fenomeno dello stallo, ha un limite di validità che dipende strettamente dalla geometria della girante, abbiamo visto che tale limite diventa particolarmente stringente per gli assetti degli ultimi stadi di compressori per applicazioni ad alta pressione. In aggiunta la previsione dell'angolo critico è stata studiata per assetti intermedi in cui non è presente la voluta e questa, con le variazioni che introduce nel flusso, può essere determinante per l'innescamento dello stallo.

L'attività di ricerca rientra in una collaborazione pluriennale fra il dipartimento di Energetica "Sergio Stecco" e G.E. Oil&Gas Nuovo Pignone e riguarda la caratterizzazione dello stallo rotante negli stadi dei compressori centrifughi; a seguito degli sviluppi di compressori per elevate pressioni è nata l'esigenza di investigare lo stallo ricercando quali parametri lo influenzano ed i modi per ridurre l'insorgenza.

La ricerca ha come scopi quello di individuare una correlazione basata su dati sperimentali che permetta di prevedere l'angolo critico di una famiglia di giranti per applicazioni in compressori per alte pressioni; lo sviluppo della correlazione basata su dati sperimentali permette di poter progettare gli stadi dei compressori, in particolare l'ultimo stadio, in modo da evitare l'innescarsi dello stallo all'interno del campo di funzionamento del compressore.

Per caratterizzare il comportamento degli stadi sono state scelte tre giranti: la prima (F12) per la quale non fossero applicabile le correlazioni esistenti, la seconda (F7) in condizioni limite e la terza (F4) per la quale le correlazioni fossero applicabili.

Variando lo spessore del diffusore ed il rapporto di diffusione si ottengono i dati necessari per poter elaborare una correlazione in grado di predire il valore dell'angolo critico della famiglia di giranti in esame.

Al fine di valutare anche l'influenza della viscosità del gas (e quindi del numero di Reynolds) sulle prestazioni di uno stadio (necessità nata dallo sviluppo di applicazioni ad alta pressione), la ricerca si pone lo scopo di stimare, sempre attraverso indagini sperimentali, la variazione del campo di funzionamento del compressore al crescere del numero di Reynolds, l'indagine si estende anche al fenomeno dello stallo con particolare attenzione all'angolo critico andando a valutare la sostanziale indipendenza dal numero di Reynolds dell'angolo critico per questa famiglia di giranti.

Le indagini sperimentali sull'effetto del numero di Reynolds prevedono prove condotte su quattro giranti: due appartenenti alla famiglia delle F (F6-TD ed F12-TD) e due appartenenti ad un'altra famiglia (D33). Per le prime due giranti è stata prevista la variazione di rugosità superficiale mentre le prove sulle D33 sono state condotte ad un solo valore di rugosità superficiale, i test in pressione prevedono l'uso di CO<sub>2</sub> come gas di processo.

## **Bibliografia**

1. American Petroleum Institute, “Axial and Centrifugal Compressors and Expander –compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Service, API Standard 617- 7<sup>th</sup> Ed.”, Washington, D.C., July 2002.
2. Senoo, Y., et al., “Asymmetric Flow in Vaneless Diffusers of Centrifugal Blowers”, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 99, Mar. 1977, pp. 104-114.
3. Abdelhamid A. N., Colwill W. H., Barrows J. F., “Experimental investigation of unsteady phenomena in vaneless radial diffuser”, Trans. ASME Journal of Engineering and Power, Vol. 101, 1979, pp.. 52-60.
4. Abdelhamid A. N., Bertrand J., 1979, “Distinction between two types of self-excited gas oscillation in vaneless radial diffuser”, ASME Paper No. 79-GT-58.
5. Abdelhamid A. N., 1980, “Analysis of rotating stall in vaneless diffusers of centrifugal compressors”, ASME Paper No. 80-GT-184.
6. Jansen W., 1964, “Rotating Stall in a radial vaneless diffuser”, ASME paper No. 64-FE-6, Trans ASME Journ Basic Eng, pp. 750-758.
7. Frigne P., Van Den Braembussche R., 1985, “A theoretical model of rotating stall in the vaneless diffuser of a centrifugal compressor”, Trans ASME Journ Basic Eng Gas Turb and Power 107.
8. Jansen W., 1964, “Steady fluid flow in a radial vaneless diffuser”, Trans ASME Journ Basic Eng 86(3): 607-619.
9. Senoo Y., Kinoshita Y., Ishida M., 1977, “Asymmetric flow in vaneless diffusers for centrifugal blowers”, Trans ASME Journ Fluids Eng 99.
10. Senoo Y., Kinoshita Y., 1977, “Influence of inlet flow conditions and geometries of centrifugal vaneless diffuser on critical flow angle for reverse flow”, Trans ASME Journ Fluids Eng.
11. Senoo Y., Kinoshita Y., 1978, “Limiting of rotating stall and stall in vaneless diffusers of centrifugal compressors”, ASME Paper No. 78-GT-19.

12. Wiesner F. J., 1967, “A review of slip factor for centrifugal impellers”  
Trans ASME Journ Eng for Power 89(4): 558-572.
13. Nishida H., Kobayashi H., Takagi T., Fukushima Y., 1988, “A Study on the Rotating Stall of Centrifugal Compressors (1st Report, Effect of vaneless diffuser width on rotating stall)”, Transactions Japan Society of Mechanical Engineers (B Edition) 54(499): 589-594.
14. Kobayashi H., Nishida H., Takagi T., Fukushima Y., 1990, “A study on the rotating stall of centrifugal compressors (1st Report, Effect of vaneless diffuser width on rotating stall)”, Transactions Japan Society of Mechanical Engineers (B Edition) 56(529): 98-103.
15. Nishida H., Kobayashi H., Fukushima Y., Kikaigakkai N., 1991, “A Study on the Rotating Stall of Centrifugal Compressors (3rd Report: Rotating Stall Suppression Method)”, Transactions Japan Society of Mechanical Engineers (B Edition) 57(543): 3794-3800.
16. F. Kreith, “Mechanical Engineering Handbook”, CRC Press LLC, 1999.
17. ASME Power Test Code, “Compressors and Exhauster” PTC-10, 1965.
18. ASME Performance Test Code, “Performance Test Code on Compressors and Exhauster” PTC-10, 1997.
19. Wiesner, F. J., “A New Appraisal of Reynolds Number Effects on Centrifugal Compressor Performance”, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 101, July 1979, pp. 384-396.
20. Wachter, J. Woehrl, B. “Aufwertungen des Wirkungsgrades von Turbomaschinen der Radialen Bauart in Abhängigkeit von Reynoldszahl und Geometrie”, Pfeiderer-Tagung, VDI 424, 1981, pp. 384-396.
21. Simon, H., Articolo non Pubblicato, ICAMACC Working Group on Reynolds Number, June 1981.
22. Casey, M. V. “The Effects of Reynolds Number on Efficiency of Centrifugal Compressor Stages”, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, April 1985, pp. 541-548.
23. Traupel, W., “Thermische Turbomaschinen”, Vol. 1, 2<sup>nd</sup> Ed., Springer-Verlag, Berlin, 1996, pp. 139-140.

24. Moody, L. F., “Friction Factor for Pipe Flow”, ASME Transactions, Nov. 1944, pp.671-684.
25. Senoo, Y., et al., “Asymmetric Flow in Vaneless Diffusers of Centrifugal Blowers”, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 99, Mar. 1977, pp. 104-114.
26. Strub, R. A., “Influence of the Reynolds Number on the Performance of Centrifugal Compressors”, Final Report of Working Group of the Process Compressors Subcommittee of the International Compressed Air and Allied Machinery Committee (ICAAMAC), Zurich, Oct. 1982.

|     |  |    |
|-----|--|----|
| 2.  | Inquadramento della ricerca .....            | 48 |
| 2.1 | Lo stallo rotante nel diffusore liscio ..... | 52 |
| 2.2 | Correlazioni in letteratura .....            | 55 |
| 2.3 | L'influenza del numero di Reynolds .....     | 70 |
| 2.4 | Obiettivi della ricerca .....                | 78 |
|     | Bibliografia .....                           | 80 |

### **3. Indagine sperimentale**

Dai precedenti capitoli è emerso quanto sia essenziale uno strumento progettuale affidabile che permetta di fare le scelte corrette per prevedere il funzionamento della macchina in particolare per quanto riguarda il fenomeno dello stallo, senza penalizzare le prestazioni della macchina, inoltre sono stati evidenziati i parametri più significativi per la stabilità del diffusore e per questi è stato deciso di avere un riscontro sperimentale.

Si illustrano adesso i banchi prova utilizzati, gli assetti e le principali variabili dei test. Successivamente si riportano le espressioni usate per calcolare in base ai dati sperimentali le grandezze scelte per la valutazione delle prestazioni e delle caratteristiche di funzionamento. Sarà valutato anche l'errore associato alle varie grandezze partendo dalle incertezze sulle quantità misurate.

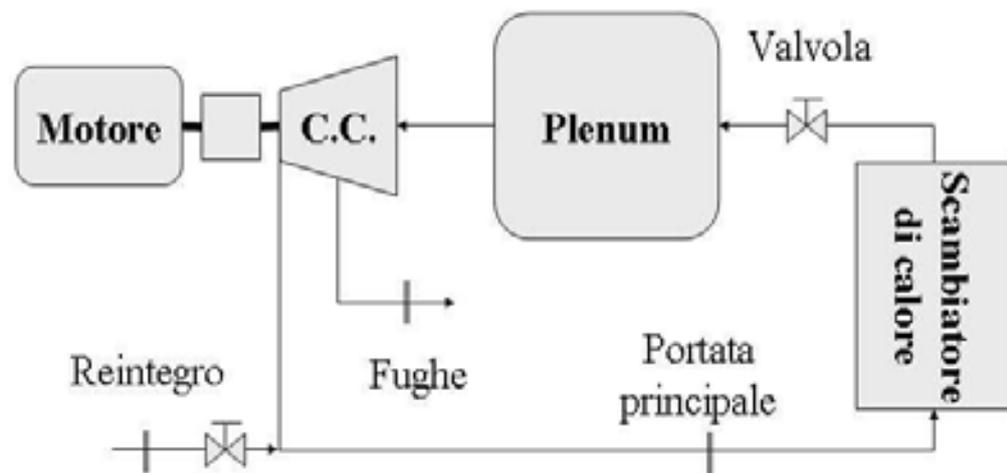
Nell'ultimo paragrafo, sono affrontate alcune problematiche incontrate durante le campagne di prova.

La sperimentazione è stata eseguita utilizzando due banchi prova, il primo (NP) è un banco prova presso G.E. Oil&Gas Nuovo Pignone nello

stabilimento di Firenze e non permette di fare prove con gas in pressione, l'altro è il banco prova G.E. Oil&Gas Thermodyn (TD) presso Le Creusot in Francia con il quale sono stati condotti i test con gas in pressione.

### 3.1 Descrizione del banco prova NP

Il banco prova NP è stato dedicato da G.E. Oil&Gas Nuovo Pignone per la sperimentazione sull'attività dello stallo rotante e dei diversi parametri che lo influenzano, lo schema funzionale del banco è riportato in Figura 3-1.



**Figura 3-1. Schema del banco prova**

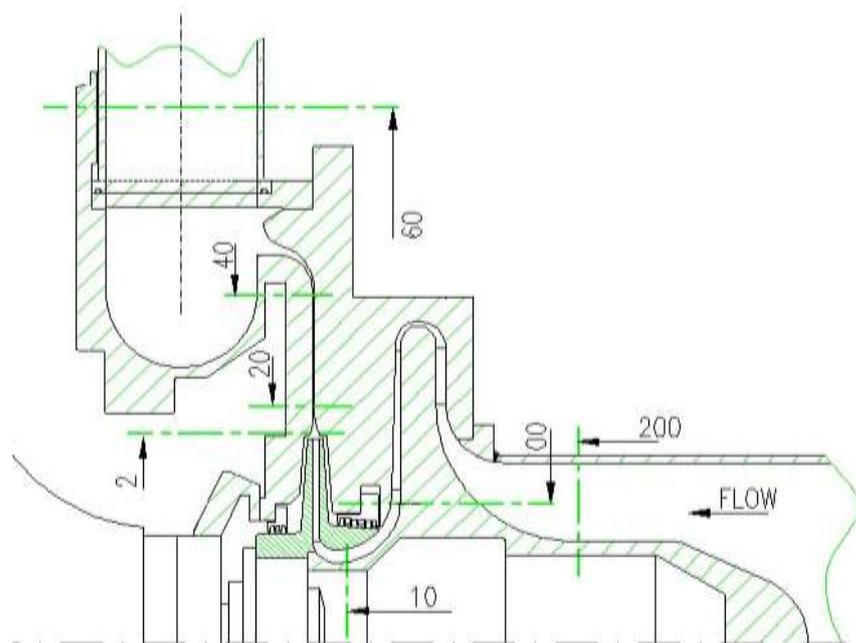
La girante in esame è messa in rotazione, attraverso un moltiplicatore di giri, da un motore elettrico da 370 kW di potenza massima. Nel circuito è presente una valvola manuale per impostare il punto di funzionamento, uno scambiatore di calore ad acqua per mantenere la temperatura in ingresso al modello pressoché costante ed un plenum per eliminare le distorsioni nel flusso in ingresso al compressore.

Per garantire che le eventuali perdite di massa dal circuito siano verso l'esterno, e non viceversa, è stata introdotta una portata supplementare a pressione costante e superiore a quella atmosferica intorno ai 6 bar, questa è immessa alla mandata del compressore e regolata in modo da garantire che tutto il circuito sia in pressione; in questo modo è più facile valutare le fughe, infatti quelle relative al piede della girante che costituiscono la percentuale maggiore di tutte le fughe che si hanno nel sistema sono convogliate in tubo e misurate con

un diaframma tarato. Ovviamente le due portate, di fuga e di reintegro, vengono misurate ed opportunamente considerate ai fini del calcolo della portata fluente nei vari componenti dell'assetto. I diaframmi usati per la misurazione delle varie portate sono calibrati con configurazione  $D-D/2$  secondo la normativa ISO 5167-1980 [1].

### 3.2 Caratteristiche modelli testati presso il banco NP

Prototipo e modello sono in scala geometrica 1:1, la configurazione del modello riproduce l'ultimo stadio, come si vede in Figura 3-2, prima della girante è presente uno pseudo stadio la cui funzione è quella di simulare il canale di ritorno di un possibile stadio precedente, le giranti utilizzate per le prove sono giranti bidimensionali seguite da un diffusore a vortice libero (senza pale), il flusso in uscita dal diffusore viene convogliato in una voluta a sezione costante.



**Figura 3-2. Sezione meridiana del modello con indicate le sezioni di misura**

In Figura 3-2 sono indicate le sezioni di misura scelte per la valutazione delle prestazioni dello stadio e dei suoi componenti:

- Sezione 200            Ingresso stadio
- Sezione 00            Uscita canale di ritorno/ingresso stadio
- Sezione 10            Ingresso girante
- Sezione 2            Uscita girante
- Sezione 20            Ingresso diffusore
- Sezione 3            Inizio tratto a pareti parallele del diffusore
- Sezione 40            Uscita diffusore/ingresso voluta
- Sezione 60            Uscita voluta

Ovviamente le dimensioni assolute degli stadi cambiano in rapporto alle giranti utilizzate, rimangono invece invariate la posizione relativa delle sezioni di misura e la geometria complessiva dell'assetto.

Gli stadi presi in esame sono le configurazioni standard per tre giranti 2D della stessa famiglia, ma con differenti valori del coefficiente di portata al punto di progetto e diversa geometria di scarico, le loro caratteristiche sono riportate in Tabella 3-1. Alla luce di quanto reperibile in letteratura, come precedentemente detto, è stato scelto di studiare alcune variazioni geometriche del diffusore che dovrebbero avere una sostanziale influenza sull'innesco e l'evoluzione dello stallo, in particolare sono stati studiati tre spessori per il diffusore (DW) e due diversi valori del rapporto di diffusione (DR).

Questi interventi sono compatibili con le esigenze industriali di produzione e gestione delle macchine e, a parte la variazione del rapporto di diffusione, possono essere eseguiti direttamente sul campo su macchine che mostrano problemi di stallo rotante.

| <b>Girante</b> | $D_2$ (mm) | $b_2/r_2$ | $\beta_{2\text{ pala}}$ | $N^\circ$ pale | $\phi_{des}$ |
|----------------|------------|-----------|-------------------------|----------------|--------------|
| <b>F12-NP</b>  | 300        | 0.031     | 15°                     | 13             | 0.0050       |
| <b>F7-NP</b>   | 250        | 0.060     | 16°                     | 13             | 0.0100       |
| <b>F4-NP</b>   | 320        | 0.100     | 17°                     | 13             | 0.0195       |

**Tabella 3-1. Caratteristiche geometriche delle giranti in prova**

### 3.3 Variabili di prova

Tutte le prove sono state eseguite per due differenti numeri di Mach periferici di cui solo uno ( $M_u=0.5$ ) corrisponde a quello delle macchine reali, per questo saranno confrontati fra di loro solo i risultati delle prove eseguite con Mach periferico pari a 0.5. Le prove a Mach  $\neq 0.5$  sono servite come verifica e controllo, inoltre si è rilevato che la variazione del numero di Mach provata non altera il funzionamento della macchina, né in termini di prestazioni né di stabilità, questo è dovuto alla limitata differenza fra i due valori provati, soprattutto se ricalcolati in termini di numeri di Mach di flusso (entrambi  $< 0.3$ ).

Nonostante il banco sia a circuito chiuso le prove sono state eseguite a temperatura e pressione ambiente perché non era possibile pressurizzare il circuito, questo fa sì che le prove eseguite non siano in similitudine di Reynolds con la macchina reale, sebbene già Senoo [2] abbia ipotizzato che per le giranti con basso valore del rapporto  $b_2/r_2$  il comportamento del diffusore allo stallo sia poco influenzato dal numero di Reynolds. Il confronto con le prove svolte sul banco in pressione permette di fare un effettivo controllo sull'influenza del numero di Reynolds nei confronti dello stallo rotante.

### 3.4 Caratteristiche dei diffusori lisci per le giranti NP

La ricerca, oltre a trovare una soluzione efficace allo stallo rotante che sia compatibile con le esigenze industriali, si propone di modificare la correlazione di Kobayashi [3] ad assetti caratterizzati da bassi valori del rapporto  $b_2/r_2$  in configurazione da ultimo stadio. Il valore di  $\Delta r/r_2$  riportato in Tabella 3-2 è puramente indicativo e non strettamente correlato alle geometrie provate, infatti non è noto a priori il raggio di inversione del flusso necessario per calcolare il  $\Delta r$  nel caso di  $b_2/b_3$  diverso da uno.

| Girante | $\Delta r/r_2$ |
|---------|----------------|
| F12     | $< 0$          |
| F7      | 0.08           |
| F4      | 0.14           |

**Tabella 3-2. valore stimato di  $\Delta r / r_2$**

In definitiva i test sono stati effettuati per:

- tre giranti
- due rapporti di diffusione per ogni girante
- tre larghezze di diffusore, per ogni rapporto di diffusione

in totale si hanno diciotto configurazioni, ognuna provata per due valori del numero di Mach periferico. I valori numerici sono riportati in Tabella 3-3.

| Tipologia della girante                         |              | F12-NP              | F7-NP               | F4-NP     |
|---|--------------|---------------------|---------------------|-----------|
| Raggio della girante                            | $r_2$        | 150 mm              |                     | 125 mm    |
| Luce di scarico su raggio della girante         | $b_2/r_2$    | 0.031               | 0.060               | 0.010     |
| Coefficiente di flusso al punto di progetto     | $\phi_{des}$ | 0.0050              | 0.0100              | 0.0170    |
| Numero di pale                                  | $Z$          | 13                  | 13                  | 13        |
| Angolo di scarico della pala                    | $\beta_2$    | 15°                 | 16°                 | 16°       |
| Rapporto di diffusione (DR)                     | $r_{40}/r_2$ | 1.3 - 1.7           |                     |           |
| Larghezza adimensionalizzata del diffusore (DW) | $b_3/b_2$    | 0.30                |                     |           |
|   |              | 0.38 <sup>(1)</sup> |                     |           |
|   |              | 0.64                | 0.50 <sup>(2)</sup> |           |
| Numero di Mach periferico                       | $M_u$        | 0.50-0.65           | 0.50-0.40           | 0.50-0.60 |

**Tabella 3-3. Grandezze caratteristiche delle prove eseguite**

- (1) per l’F7 con DR=1.7 e P=int il valore provato è 0.39 e non 0.38 come ha mostrato una verifica dimensionale successiva
- (2) per l’F12 con DR=1.7 e P=int si ha una prova con DW=0.53

### 3.5 Strumentazione degli assetti NP

Per misurare le temperature si è scelto termocoppie di tipo J, per le pressioni sonde Kiel e prese di pressione statica a parete. Inoltre, dato che l’obiettivo della ricerca è quello di stimare l’influenza di piccole variazioni geometriche sulle prestazioni dello stadio e dei suoi componenti, è stato necessario prestare molta attenzione alla strumentazione ed al sistema di acquisizione utilizzato. Ogni sezione è stata strumentata con più sensori del medesimo tipo, e, per ottenere un unico valore, per ogni grandezza si sono mediate le varie misure.

Poiché il fenomeno dello stallo è di natura instazionaria è stato necessario strumentare gli assetti con sensori che permettessero una valutazione accurata dell'innesco e dell'evoluzione del fenomeno. Per questa ragione gli assetti sono stati strumentati con trasduttori dinamici di pressione di tipo piezoelettrico (PCB), con frequenza naturale superiore ai 350 kHz.

In Tabella 3-4 sono riportati i tipi di misura effettuati in ogni sezione.

| Sezione             | Termo-coppie | Pressione Totale | Pressione Statica | Sensori dinamici di pressione |
|---------------------|--------------|------------------|-------------------|-------------------------------|
| 200                 | 2 a 180°     | 4 a 90°          | 4 a 90°           |                               |
| 00                  | 2 a 180°     | 4 a 90°          | 4 a 90°           |                               |
| 10                  |              |                  |                   | 2 a 90°                       |
| 2                   | 4 a 90°      |                  |                   |                               |
| 20                  | 2 a 180°     | 4 a 90°          | 4 a 90°           | 3 a 45°                       |
| 30(*)               |              |                  |                   | 2 a 45°                       |
| 40                  | 2 a 180°     | 4 a 90°          | 4 a 90°           | 3 a 45°                       |
| 60                  | 4 a 90°      | 4 a 90°          | 4 a 90°           |                               |
| (*) solo per DR=1.7 |              |                  |                   |                               |

**Tabella 3-4. Disposizione delle sonde nelle varie sezioni di misura**

La disposizione dei sensori dinamici è stata scelta con il proposito di studiare la zona d'innesco dello stallo, il suo sviluppo e le sue caratteristiche [3], disponendo almeno due sensori per ogni sezione di interesse è stato possibile determinare il componente critico in cui si innescava lo stallo, le dimensioni della cella stallata, e come il fenomeno si propagasse ai componenti adiacenti. Dato che precedenti esperienze di GE Oil&Gas avevano individuato il diffusore come elemento critico, una sua porzione è stata strumentata con numerosi sensori in modo da acquisire il maggior numero di informazioni possibili sullo stallo evolvente in esso. A titolo di esempio, in Figura 3-3 e Figura 3-4 sono riportate le foto delle pareti del diffusore strumentato nei due casi; DR=1.3 e DR=1.7.



**Figura 3-3. Diffusore strumentato (DR=1.3)**



**Figura 3-4. Diffusore strumentato (DR=1.7)**

### **3.6 Sistema di acquisizione NP**

Il sistema di acquisizione è composto da due unità: la prima, realizzata appositamente per la presente campagna di prove, permette di controllare ed acquisire tutti i segnali dei sensori standard (temperature, pressioni, etc.) ed elaborare le grandezze per la valutazione del punto di funzionamento e delle prestazioni della macchina. La seconda unità serve per la gestione dei segnali dei sensori dinamici di pressione e permette di effettuare l'analisi delle uscite nel dominio del tempo ed in quello delle frequenze.

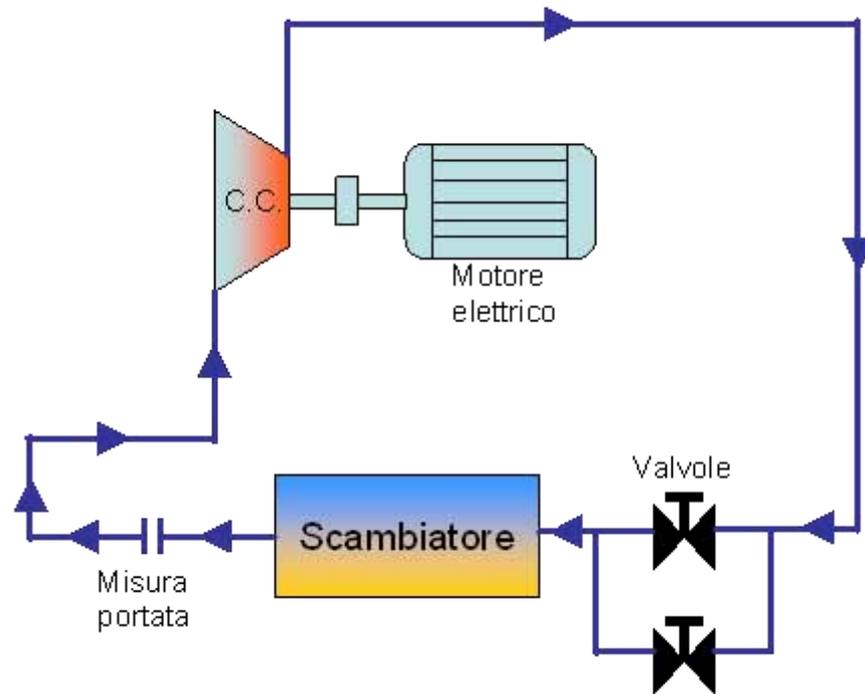
Le misure di pressione vengono rilevate rispetto alla pressione atmosferica, uno *switch* di pressione a 48 canali mette in comunicazione ciascun sensore con un trasduttore di pressione differenziale (lineare nel campo di  $\pm 10$  psi) realizzato dalla SETRA<sup>®</sup>. Lo *switch* è comandato mediante personal computer utilizzando una scheda di I/O. Dal trasduttore il segnale va al convertitore analogico digitale HP34970A della Agilent Technologies<sup>®</sup>, che trasmette il dato al personal computer via GPIB. Le temperature sono misurate rispetto ad un giunto freddo esterno con lettura della temperatura locale eseguita mediante una termoresistenza Pt100. La differenza di tensione ai capi dei cavi della termocoppia è acquisita dal convertitore A/D HP34970A e trasformata in un valore di temperatura tramite le curve di taratura delle singole termocoppie.

Per l'acquisizioni dei segnali dei sensori dinamici di pressione si utilizza una scheda della National Instruments<sup>®</sup>, serie AT-MIO-E, con canali analogici e digitali sia in ingresso che in uscita, ed elevata frequenza di campionamento per canale. Prima di essere convertito in digitale, il segnale analogico è filtrato tramite filtri analogici programmabili montati su una scheda della Alligator<sup>®</sup>.

All'interno di questo lavoro i programmi di gestione delle periferiche di acquisizione, e quelli per l'elaborazione dei dati acquisiti, sono stati realizzati utilizzando il software LabVIEW di National Instruments<sup>®</sup>.

### **3.7 Descrizione del banco prova TD**

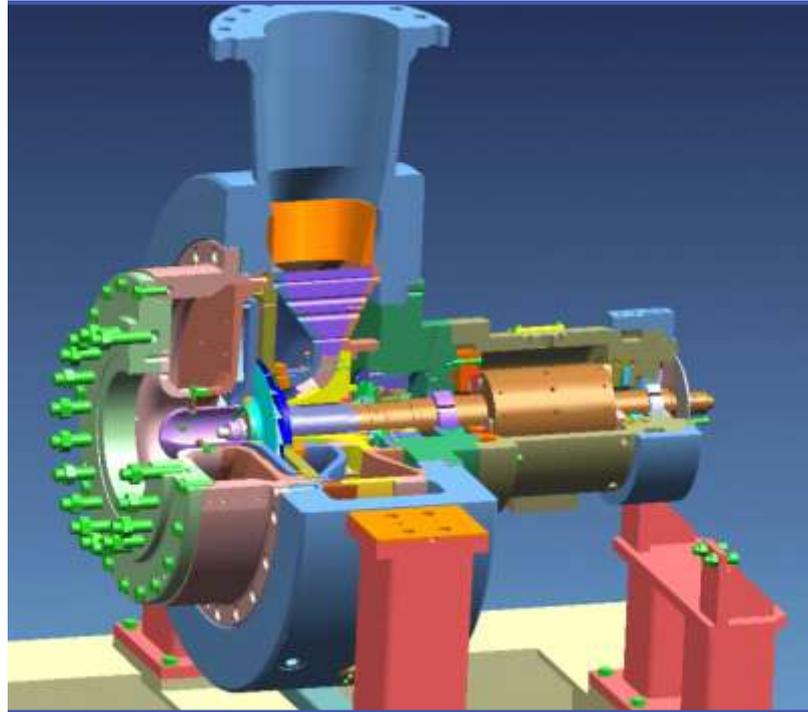
Il banco prova presso Thermodyn (TD) è ad anello chiuso come quello precedentemente descritto ma adotta soluzioni che permettono di eseguire prove con gas in pressione fino a 13bar, il banco viene utilizzato da G.E. Oil&Gas per testare le giranti in modo da implementare il database alla base delle scelte progettuali per la realizzazione del compressore. Analogamente al banco precedente, il driver della girante è un motore elettrico da 3 MW di potenza nominale equipaggiato con un gearbox che consente di avere una velocità massima di 16500 rpm, l'accoppiamento tra motore elettrico ed albero del compressore avviene mediante un giunto idraulico. Le distorsioni del fluido sono attenuate da una sezione di calma a monte del compressore.



**Figura 3-5. Schema semplificato circuito banco prova TD.**

Al fine di avvicinarsi più possibile alle condizioni di prova degli stadi reali, il banco prova è realizzato all'interno di un compressore tipo barrel: l'insieme della girante, diffusore e canali di ritorno sono alloggiati all'interno di un bundle e posti dentro ad una cassa di acciaio come per i compressori di processo. Il diametro massimo della girante che può essere montata sul banco è di 350 mm. All'interno del banco prova, per evitare le perdite di gas verso l'esterno, sono state montate delle tenute a gas che, una volta posto l'albero in rotazione ed utilizzando una fonte esterna in pressione, non permettono il passaggio del gas di processo verso l'atmosfera, questo componente viene normalmente impiegato nei compressori industriali per evitare la contaminazione dell'olio dei cuscinetti con il gas ed evitare che ci siano fughe del gas verso l'atmosfera.

La Figura 3-6 mostra un modello tridimensionale del banco prova barrel presso Thermodyn, si noti la somiglianza con un compressore di processo reale.



**Figura 3-6. Modello del banco prova TD.**

La misura della portata del gas di processo viene effettuata mediante diaframma tarato e, la stima delle perdite all'occhio delle girante viene fatta attraverso analisi CFD combinata a misure di pressione e temperature subito a valle della girante.

In analogia alle prove svolte presso NP, anche le prove svolte presso TD sono state fatte con modelli in scala 1:1 ma, in questo caso la configurazione dell'assetto non è quella da ultimo stadio (con voluta dopo il diffusore) bensì in configurazione da stadio intermedio (con il diffusore seguito da un canale di ritorno palettato ed imbocco per lo stadio di compressione successivo).

Le sezioni di misura e per il calcolo delle prestazioni sono analoghe a quelle descritte nei paragrafi precedenti ma le giranti analizzate sono diverse, in Tabella 3-5 sono riportate le caratteristiche delle giranti utilizzate per i test in pressione.

| <b>Girante</b>  | $D_2$ (mm) | $b_2/r_2$ | $\beta_2$ pala | $N^\bullet$ pale | $\phi_{des}$ |
|-----------------|------------|-----------|----------------|------------------|--------------|
| <b>F6-TD</b>    | 350        | 0.0754    | 16.10°         | 13               | 0.0148       |
| <b>F12-TD</b>   | 350        | 0.033     | 15°            | 13               | 0.0050       |
| <b>D33_0207</b> | 340        | 0.047     | 35°            | 19               | 0.0207       |
| <b>D33_0300</b> | 342        | 0.054     | 42°            | 19               | 0.0300       |

**Tabella 3-5. Caratteristiche geometriche delle giranti per i test in pressione.**

Gli stadi considerati per le prove in pressioni utilizzano sia giranti bidimensionali della stessa famiglia di quelle provate presso NP sia giranti D33 anch'esse bidimensionali ma appartenenti ad un'altra famiglia di giranti. Le geometrie degli assetti sono fissate (non sono previste variazioni di DW e DR) in quanto i test effettuati sono stati svolti per caratterizzare gli stadi standard delle giranti nelle condizioni di funzionamento tipiche e quindi con valori di DW e DR standard per gli assetti considerati.

### **3.8 Assetti e variabili di prova considerati per i test in pressione.**

Per le due giranti F6-TD e F12-TD appartenenti alla famiglia F l'influenza del numero di Reynolds sulle prestazioni è stata studiata analizzando sia il comportamento delle giranti al variare della pressione di aspirazione sia al variare della rugosità superficiale: per una girante con assetto fissato sono state eseguite prove a diversi valori di pressioni, successivamente è stata sostituita la girante con un'altra avente una finitura superficiale diversa così da amplificare le perdite per effetto della variazione del numero di Reynolds agendo sia sulla pressione (che influenza la densità del gas, sia sul coefficiente di attrito tra flusso e parete).

Le prove sono state eseguite su modelli in scala 1:1 rispetto alle giranti effettivamente utilizzate nei compressori ad alta pressione, il gas utilizzato per le prove in pressione è CO<sub>2</sub> data la ridotta pericolosità in caso di fughe verso l'esterno; i test sono stati condotti a diversi valori di Mu tutti compatibili con le applicazioni reali dei compressori di questo tipo.

Le giranti D33 sono state caratterizzate per un solo valore di rugosità superficiale (3.2um) ma con prove a pressione variabile da 2bar a 13 bar; analogamente alle giranti F anche per le D33 è stato utilizzato CO<sub>2</sub> come gas di processo ed il Mu a cui sono state condotte le prove è quello di progetto per questa famiglia di giranti.

### 3.8.1 Assetto di prova per la girante F6-TD

Come esposto in precedenza, per le prove in pressione è stato utilizzato un modello in configurazione da stadio intermedio con un tratto iniziale a monte della girante che simula il canale di ritorno di un ipotetico stadio precedente seguito dalla girante, dal diffusore e dal canale di ritorno.

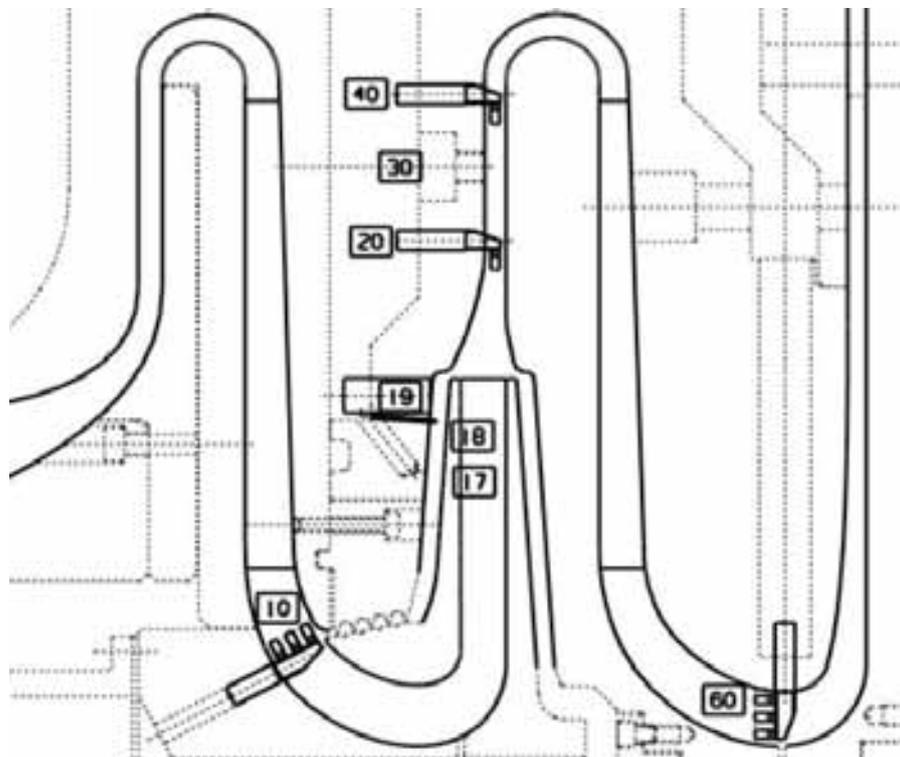


Figura 3-7. Assetto e sezioni di prova della girante F6-TD.

Le sezioni di misura per il calcolo delle prestazioni sono analoghe a quelle delle giranti F4, F7, F12 provate a pressione atmosferica, si osservi dalla Figura 3-7 la presenza delle sezioni 17, 18 e 19 sulla parte frontale della girante, le misure di pressione e temperatura eseguite nelle sezioni suddette vengono utilizzate come dati di ingresso al codice CFD in grado di calcolare le perdite legate al trafilamento di gas attraverso la tenuta a labirinto all'occhio ed al piede della girante.

|           |    |        |
|-----------|----|--------|
| $r_2$     | mm | 175    |
| $r_{20}$  | mm | 215.4  |
| $b_2$     | mm | 13.2   |
| $b_3/R_2$ |    | 0.0354 |
| DW        |    | 0.47   |
| DR        |    | 1.47   |

**Tabella 3-6. Caratteristiche geometriche della girante F6.**

|                |    | Raggio (mm) | b (mm) |
|----------------|----|-------------|--------|
| <b>SEZIONE</b> | 10 | 104.7       | 15.91  |
|                | 19 | 170.1       | //     |
|                | 20 | 215.4       | 6.2    |
|                | 30 | 236.7       | 6.2    |
|                | 40 | 258         | 6.2    |
|                | 60 | 83.7 - 68.1 | //     |

**Tabella 3-7. Caratteristiche geometriche delle sezioni di misura della girante F6.**

La Tabella 3-6 e la Tabella 3-7 riportano le grandezze caratteristiche dell'assetto della girante F6 e la posizione delle sezioni di misura.

Per determinare le prestazioni sono state utilizzate misure di temperatura e pressione totale e statica, la presenza di oscillazioni di pressione indotte dallo stallo è stata investigata attraverso l'analisi degli spettri di frequenza delle sonde di pressione dinamica Kulite poste a metà del raggio del diffusore come riportato in Tabella 3-8..

|                       | Suction Flange | 10  | 19 | 20  | 30 | 40  | 60  | Discharge FLange |
|-----------------------|----------------|-----|----|-----|----|-----|-----|------------------|
| Tangential traversing |                |     |    |     |    |     |     |                  |
| Kiel Rakes            |                | 1/3 |    | 2/1 |    | 2/1 | 4/3 |                  |
| Thermocouple Rakes    | 1/4            | 1/3 |    | 2/1 |    | 2/1 | 4/3 | 4                |
| Wall Taps (hub)       |                |     |    |     |    |     |     |                  |
| Wall Taps (shroud)    |                | 2   | 4  | 4   |    | 4   | 4   | 4                |
| KULITE                |                |     |    |     | 3  |     |     |                  |

**Tabella 3-8. Strumentazione e sezioni di misura per assetto F6.**

La Tabella 3-9 riassume i test effettuati sulla girante F6, si notino le variazioni di pressione di aspirazione e di finitura superficiale.

| Tipo di girante  | Mach periferico | Pressione aspirazione [bar] |
|--|-----------------|-----------------------------|
| <i>F6 ottenuta per brasatura, rugosità superficiale media 2,0 <math>\mu m</math> (BRAZED)</i>                                  | 0.60            | 2                           |
|  |                 | 7                           |
|  |                 | 13                          |
| <i>F6 ottenuta per elettroerosione, rugosità superficiale media 3,2 <math>\mu m</math> (EDM1)</i>                              | 0.60            | 2                           |
|  |                 | 8                           |
|  |                 | 13                          |
| <i>F6 ottenuta per elettroerosione e superfinitura superficiale, rugosità superficiale media 0,8 <math>\mu m</math> (EDM2)</i> | 0.60            | 2                           |
|  |                 | 4                           |
|  |                 | 8                           |
|  |                 | 13                          |

**Tabella 3-9. Prove eseguite sulla girante F6.**

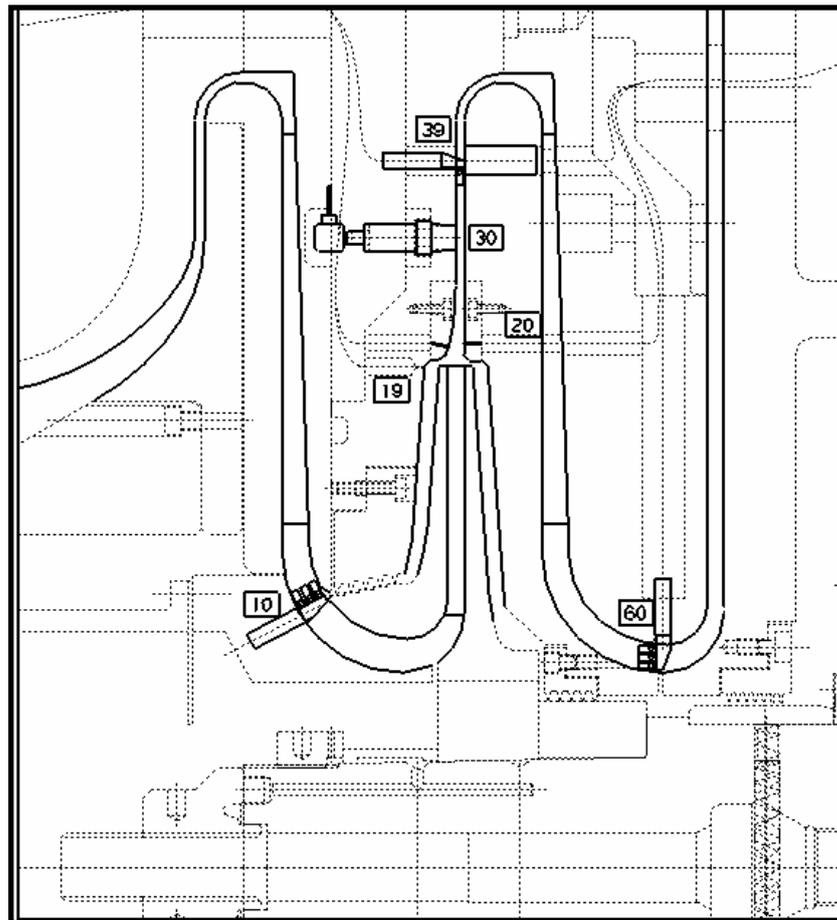
### 3.8.2 Assetto di prova per la girante F12-TD

Analogamente alla girante F6-TD la configurazione della F12-TD prevede il canale di ritorno a monte ed a valle della girante, le dimensioni dello stadio sono riportate nella tabella seguente.

|           |    |        |
|-----------|----|--------|
| $r_2$     | mm | 175    |
| $r_{20}$  | mm | 183    |
| $b_2$     | mm | 5.7    |
| $b_3/R_2$ |    | 0.0171 |
| DW        |    | 0.53   |
| DR        |    | 1.41   |

**Tabella 3-10. Caratteristiche geometriche della girante F12-TD.**

Le sezioni di misura sono le stesse della girante precedentemente illustrata ad eccezione della sezione 20 per la quale, le ridotte dimensioni del canale di passaggio del gas e la posizione della sezione internamente al pinch, non permettono la misura della pressione totale.



**Figura 3-8. Assetto e sezioni di prova della girante F12-TD.**

Un quadro riassuntivo delle prove effettuate sulla girante F12-TD al variare della pressione di esercizio e della rugosità superficiale è riportato nella Tabella 3-11.

| Tipo di girante  | Mach periferico | Pressione aspirazione [bar] |
|--|-----------------|-----------------------------|
| <i>F12 ottenuta per brasatura, rugosità superficiale media 2,0 <math>\mu m</math> (BRAZED)</i>     | 0.60            | 13                          |
| <i>F12 ottenuta per elettroerosione, rugosità superficiale media 3,2 <math>\mu m</math> (EDM1)</i> | 0.60            | 2                           |
|  |                 | 7                           |
|  |                 | 10                          |
|  |                 | 13                          |

**Tabella 3-11. Prove effettuate sulla girante F12-TD.**

### 3.8.3 Caratteristiche degli assetti con giranti D33

Le giranti della famiglia D33 sono giranti definite di tipo continuo ovvero, ogni girante può essere disegnata e progettata per un qualsiasi valore del coefficienti di flusso, la configurazione di prova delle due giranti D33 è, in analogia alle altre giranti in configurazione da stadio intermedio e prevede un canale di ritorno palettato a monte della girante che è seguita da un diffusore e da un canale di ritorno.

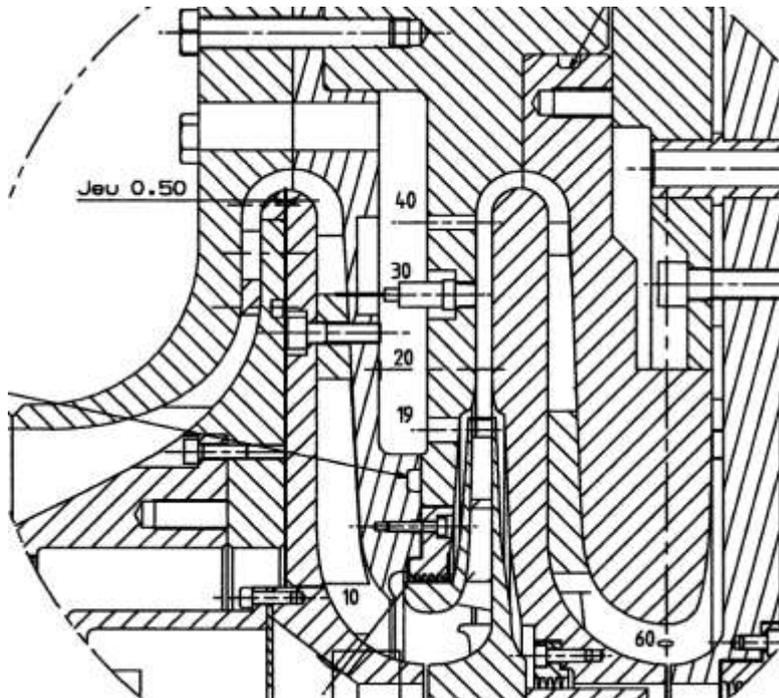
Le caratteristiche geometriche dei due assetti delle giranti sono riportati in Tabella 3-12.

| Girante D33_0300 |    |        |
|------------------|----|--------|
| $r_2$            | mm | 171    |
| $r_{20}$         | mm | 0.1861 |
| $b_2$            | mm | 9.28   |
| $b_3/R_2$        |    | 0.05   |
| DW               |    | 0.91   |
| DR               |    | 1.43   |

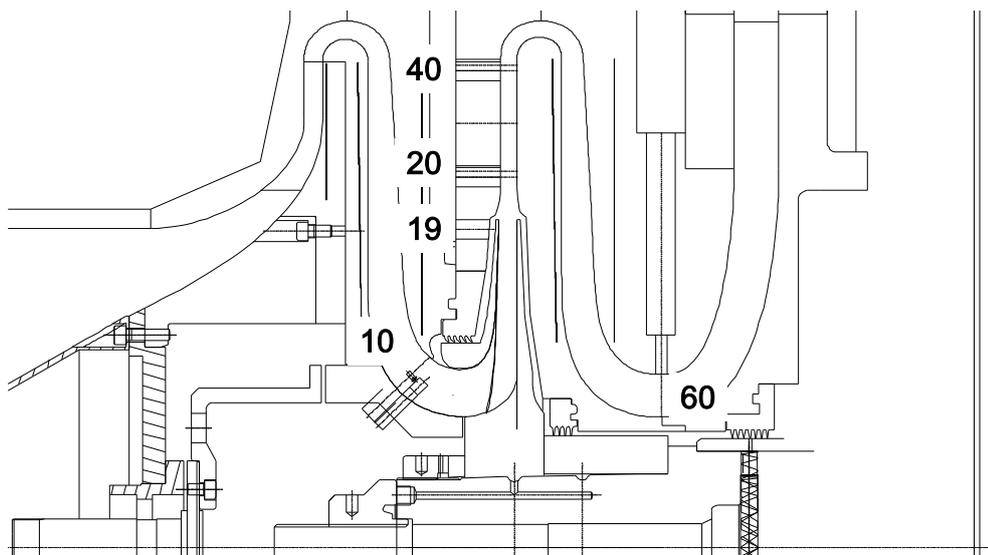
| Girante D33_0207 |    |       |
|------------------|----|-------|
| $r_2$            | mm | 170   |
| $r_{20}$         | mm | 0.192 |
| $b_2$            | mm | 8     |
| $b_3/R_2$        |    | 0.04  |
| DW               |    | 0.81  |
| DR               |    | 1.46  |

**Tabella 3-12. Caratteristiche geometriche delle giranti D33 testate.**

Le sezioni di misura sono analoghe a quelle della girante F6-TD come riportato nella Figura 3-9 e Figura 3-10; si può osservare che la sezione 20 è strumentata (come riportato di seguito) e si trova all'inizio del tratto a pareti parallele del diffusore.



**Figura 3-9. Assetto e sezioni di prova della girante D33-0207.**



**Figura 3-10. Assetto e sezioni di prova della girante D33-0300.**

La strumentazione presente sul banco, per ognuna girante è riportata nella Tabella 3-13 e nella Tabella 3-14.

|                       | Sec00   | Sec19 | Sec20  | Sec40  | Sec60   |
|-----------------------|---|-------|--|--|---|
| Tangential traversing | Y   |       |  |  |   |
| Kiel Rakes            | 1/4<br>Spanwise position (%):<br>4.76, 28.57, 52.38, 76.19<br>Spanned angular range:<br>0°-45°;Step: 5° |       | 2/1<br>Spanwise position (%):<br>50<br>Angular position:<br>0°, 180° | 2/1<br>Spanwise position (%):<br>50<br>Angular position:<br>0°, 180° | 4/3<br>Spanwise position (%):<br>18, 50, 82<br>Angular position:<br>0, 120, 240 |
| Thermo-couple Rakes   | 1/4<br>Spanwise position (%):<br>4.76, 28.57, 52.38, 76.19<br>Spanned angular range:<br>0°-45°;Step: 5° |       | 2/1<br>Spanwise position (%):<br>50<br>Angular position:<br>0°, 180° | 2/1<br>Spanwise position (%):<br>50<br>Angular position:<br>0°, 180° | 4/3<br>Spanwise position (%):<br>18, 50, 82<br>Angular position:<br>0, 120, 240 |
| Wall Taps (hub)       | 4   | 4     | 4  |  |   |
| Wall Taps (shroud)    | 4<br>Angular position:<br>0°, 90°, 180°, 270°   | 4     | 4  | 4  | 4   |

**Tabella 3-13. Strumentazione e sezioni di misura per assetto D33\_0207.**

|                       | Suction Flange | 00  | 19 | 20  | 30 | 40  | 60  | Discharge FLange |
|-----------------------|----------------|-----|----|-----|----|-----|-----|------------------|
| Tangential traversing |                | y   |    |     |    |     |     |                  |
| Kiel Rakes            |                | 1/5 |    | 2/2 |    | 2/2 | 4/4 |                  |
| Thermocouple Rakes    | 1/4            | 1/5 |    | 2/2 |    | 2/2 | 4/4 | 4                |
| Wall Taps (hub)       |                |     |    |     |    |     |     |                  |
| Wall Taps (shroud)    |                | 2   | 4  | 4   | 4  | 4   | 4   | 4                |
| KULITE                |                |     |    |     | 3  |     |     |                  |

**Tabella 3-14. Strumentazione e sezioni di misura per assetto D33\_0300.**

Le oscillazioni di pressioni legate all'innesco dello stallo sono misurate mediante sensori dinamici di pressione posti alla sezione 30.

Le prove effettuate per la caratterizzazione delle due giranti sono state condotte variando soltanto la pressione di aspirazione dell'assetto con i valori riportati in Tabella 3-15.

| Girante D33_0300      |                 |
|-----------------------|-----------------|
| Pressione Aspirazione | Mach Periferico |
| 2 bar                 | 0.73            |
| 5.5 bar               |                 |
| 7 bar                 |                 |
| 11 bar                |                 |
| 13 bar                |                 |

| Girante D33_0207      |                 |
|-----------------------|-----------------|
| Pressione Aspirazione | Mach Periferico |
| 2 bar                 | 0.73            |
| 4 bar                 |                 |
| 8 bar                 |                 |
| 13 bar                |                 |

Tabella 3-15. Prove effettuate sulle giranti D33.

### 3.9 Parametri di valutazione utilizzati

Una volta misurate tutte le grandezze necessarie, occorre determinare un opportuno set di parametri che consentano una corretta valutazione delle prestazioni della macchina e che permettano di effettuare confronti significativi fra assetti diversi. Le grandezze di confronto utilizzate sono le seguenti:

- coefficiente di portata ( $\phi$ );
- numero di Mach periferico ( $M_u$ );
- coefficiente di prevalenza ( $\tau$ );
- rendimento politropico ( $\eta_p$ );
- coefficiente di prevalenza politropica ( $\tau\eta_p$ );
- angolo del flusso all'interno del diffusore ( $\alpha$ ).

Di seguito saranno esposti il significato fisico e le formulazioni usate nella trattazione per queste grandezze.

#### 3.9.1 Coefficiente di portata

È stato utilizzato il coefficiente di portata solitamente utilizzato all'interno della G.E. Oil&Gas definito con la seguente espressione:

$$\phi = \frac{Q_{00}}{u_2 \cdot R_2^2 \cdot \pi} \quad \text{Eq. 3-1}$$

dato dalla portata volumetrica alla sezione 00 (ingresso allo stadio), divisa per il prodotto della velocità periferica e dell'area frontale della girante, questo differisce solo per una costante moltiplicativa dal più comune:

$$\phi_2 = \frac{c_{r2}}{u_2} \quad \text{Eq. 3-2}$$

detto coefficiente di portata in uscita.

#### 3.9.2 Numero di Mach periferico

Il numero di Mach non è calcolato rispetto alla velocità del flusso ma è dato dal rapporto fra la velocità periferica di rotazione della girante e la velocità del suono all'ingresso dello stadio:

$$M_u = \frac{u_2}{a_{00}} \quad \text{Eq. 3-3}$$

Durante le prove il numero di Mach periferico è stato costantemente tenuto sotto controllo in modo da mantenerne fisso il valore. La regolazione del numero di Mach è stata eseguita mediante la variazione del numero di giri della macchina, per compensare le variazioni che la temperatura alla sezione 00 subisce durante le prove.

### 3.9.3 Coefficiente di prevalenza

$\tau$  è definito come il rapporto fra la componente tangenziale della velocità assoluta all'uscita della girante e la sua velocità periferica:

$$\tau = \frac{c_{u2}}{u_2} \quad \text{Eq. 3-4}$$

Il coefficiente di prevalenza è direttamente correlato alla capacità della girante di trasferire energia al flusso. Ricordando l'equazione di Eulero della potenza specifica, e trascurando il termine in ingresso si ha:

$$W = u_2 c_{u2} \quad \text{quindi} \quad W = u_2^2 \tau \quad \text{Eq. 3-5}$$

utilizzando il salto di temperatura  $\Delta T$  del flusso attraverso la girante si può sostituire  $W$  con  $c_p \Delta T$  nell'Eq. 3-5 ottenendo:

$$\tau = \frac{c_p \Delta T}{u_2^2} \quad \text{Eq. 3-6}$$

Il coefficiente di prevalenza ed il coefficiente di portata all'uscita non sono indipendenti fra loro. Dall'analisi dei triangoli di velocità all'uscita della girante si ottiene la relazione

$$\tau = 1 - \phi_2 \cot \beta_2 \quad \text{Eq. 3-7}$$

Questa equazione è valida solo nel caso ideale di una girante con un infinito numero di pale, cioè capace di conferire al flusso la direzione dell'angolo di uscita delle pale. Nella realtà la velocità del flusso allo scarico non ha esattamente la direzione della pala e questo porta ad un coefficiente di prevalenza inferiore a quello ideale. Per tenere conto di questo fenomeno si introduce lo *slip factor*  $\sigma$  (vedi Capitolo 1) da cui:

$$\tau = \sigma - \phi_2 \cot \beta_2 \quad \text{Eq. 3-8}$$

In via teorica è quindi possibile risalire al valore del coefficiente di prevalenza partendo dalla geometria della girante e dal coefficiente di flusso. L'Eq. 3-8 è valida solo se non vi è prerotazione all'ingresso della girante, la presenza di una componente tangenziale in ingresso, infatti, modifica il valore effettivo dell'energia scambiata fra girante e flusso. Ciò fa cambiare l'inclinazione della curva reale rispetto a quella teorica, in caso di prerotazione infatti, l'espressione del coefficiente di prevalenza diviene:

$$\tau = \sigma - \phi_2 \cot \beta_2 - \frac{c_{u1} u_1}{u_2^2} \quad \text{Eq. 3-9}$$

Il termine di correzione a parità di angolo di prerotazione e velocità della girante dipende in modo lineare dalla portata e quindi diventa meno significativo alle basse portate, il senso di rotazione della curva del coefficiente di prevalenza dipende se si ha prerotazione positiva o negativa, cioè dal segno del termine  $c_{u1}$ .

La prerotazione in ingresso, anche se non prevista, si può avere in caso di cattivo funzionamento del canale di ritorno.

### 3.9.4 Il rendimento politropico

Il rendimento è il parametro più significativo per la caratterizzazione del funzionamento di una macchina. In prima approssimazione può essere definito come il rapporto tra ciò che bisogna spendere in condizioni ideali e quello che bisogna spendere in condizioni reali per ottenere il medesimo risultato.

Nel caso ideale le trasformazioni termodinamiche sono reversibili, e la conversione dell'energia avviene senza perdite all'interno della macchina. Un processo adiabatico reversibile è isoentropico. In termini generali il lavoro specifico per un sistema aperto può essere scritto, per un processo reversibile, come:

$$W = \int v dP \quad \text{Eq. 3-10}$$

integrando l'Eq. 3-10 lungo un processo isoentropico fra gli stati 1 e 2, per un gas perfetto ( $Pv=RT$ ), si ottiene:

$$W = \frac{k}{k-1} RT_1 \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad \text{Eq. 3-11}$$

trovato il lavoro isoentropico è possibile confrontarlo con l'energia assorbita nel processo adiabatico reale, data dalla differenza di entalpia fra aspirazione e mandata. Si definisce così il rendimento isoentropico come il rapporto fra il lavoro isoentropico  $W_{is}$  (caso ideale) e l'energia reale assorbita  $W$  (caso reale):

$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W} \quad \text{Eq. 3-12}$$

E' possibile dimostrare che il rendimento è funzione del rapporto di compressione, che è funzione a sua volta del numero di giri, quindi un compressore ha rendimenti diversi a velocità di rotazione diverse.

Utilizzare il processo isoentropico per valutare la trasformazione ideale è molto restrittivo perché non si tiene conto del fatto che il fluido è reale, per questa ragione è stato introdotto il concetto di rendimento politropico:

$$\eta_p = \frac{W_p}{W} \quad \text{Eq. 3-13}$$

dove  $W$  è il lavoro reale e  $W_p$  è l'integrale di tutti i lavori infinitesimi delle trasformazioni politropiche tra lo stato iniziale 1 e quello finale 2, esprimibile con l'Eq. 3-14:

$$W_p = \frac{n}{n-1} RT_1 \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad \text{Eq. 3-14}$$

per un gas perfetto il  $W$  reale adiabatico si può calcolare così:

$$W = \frac{k}{k-1} RT_1 \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad \text{Eq. 3-15}$$

ed il rendimento politropico può essere scritto come:

$$\eta_p = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{k-1}{k} \quad \text{Eq. 3-16}$$

dall'Eq. 3-16 si nota che il rendimento politropico, al contrario di quello isoentropico, non dipende dalle condizioni di ingresso ed è quindi proprio della macchina.

Ai fini del calcolo del rendimento politropico per i vari punti di funzionamento è stata utilizzata l'Eq. 3-17:

$$\eta_{p1,2} = \left( \frac{k-1}{k} \right) \cdot \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} \quad \text{Eq. 3-17}$$

qui riportata con i valori di temperatura e pressione totale di due generiche sezioni, 1 e 2. Questa deriva direttamente dall'Eq. 3-16 considerando che:

$$\left( \frac{T_2}{T_1} \right) = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad \text{e quindi} \quad \frac{n-1}{n} = \frac{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)} \quad \text{Eq. 3-18}$$

### 3.9.5 Coefficiente di prevalenza politropica

Le perdite all'interno del compressore si possono dividere in due categorie:

- perdite distribuite: dovute all'attrito fra le pareti e il gas. L'energia dissipata in questo caso è proporzionale al quadrato della velocità del flusso e quindi alla portata in massa;
- perdite concentrate: sono perdite che si verificano principalmente nelle zone di imbocco, sono minime al punto di progetto, e diventano sempre più alte allontanandosi da questo sia nel caso di portate maggiori che minori. Queste perdite, dette anche perdite per urto, si possono rappresentare con una legge parabolica con un minimo alle condizioni di progetto;

se per ogni valore del coefficiente di portata, dalla curva di prevalenza si sottraggono le perdite distribuite e quelle per urto, si ottiene un nuovo coefficiente che rappresenta il lavoro contenuto nel fluido sotto forma di energia potenziale e cinetica, ovvero la parte riutilizzabile dell'energia complessivamente fornita al fluido, questa è la definizione di prevalenza

politropica. Il coefficiente di prevalenza politropica,  $\tau\eta_p$ , è un parametro molto significativo per l'analisi delle prestazioni in quanto risulta strettamente legato al rapporto di compressione della macchina. Ricordando le Eq. 3-6 e 3-13, ed essendo il lavoro politropico definito come:

$$W_p = \frac{n}{n-1} \cdot RT_0 \cdot \left( \beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad \text{Eq. 3-19}$$

si ricava:

$$\tau\eta_p = \frac{c_p \Delta T}{u_2^2} \cdot \frac{W_p}{W} = \frac{W_p}{u_2^2} = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{RT_0}{u_2^2} \cdot \left( \beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad \text{Eq. 3-20}$$

inoltre poiché:

$$M_u = \frac{u_2}{a} = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_0}} \Rightarrow M_u^2 = \frac{u_2^2}{kRT_0} \Rightarrow \frac{u_2^2}{RT_0} = M_u^2 k$$

si ha:

$$\tau\eta_p = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{1}{M_u^2 k} \cdot \left( \beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad \text{Eq. 3-21}$$

lavorando in similitudine di Mach l'andamento del  $\tau\eta_p$  segue quello del rapporto di compressione della macchina;  $\tau\eta_p$  è stato calcolato per ogni punto di funzionamento tramite il prodotto dei valori dell'efficienza politropica  $\eta_p$  e del coefficiente di prevalenza  $\tau$ .

### 3.9.6 Angolo del flusso nel diffusore

L'angolo del flusso nel diffusore al momento dell'innescio dello stallo, è un parametro cruciale per studiare l'influenza dei parametri geometrici sulla stabilità dei diffusori lisci. La strumentazione montata non include sonde per la misura diretta o semi-indiretta dell'angolo del flusso, ad esempio sonde cobra, sonde prismatiche a due fori, a causa dell'estrema sensibilità di questi strumenti alle perturbazioni che si hanno nelle zone di misura. Le giranti testate, utilizzate nei compressori per applicazioni ad alta pressione sono caratterizzata da una larghezza del diffusore estremamente ridotta, è evidente che l'utilizzo di una sonda direttamente immersa nel canale risulta di difficile realizzazione.

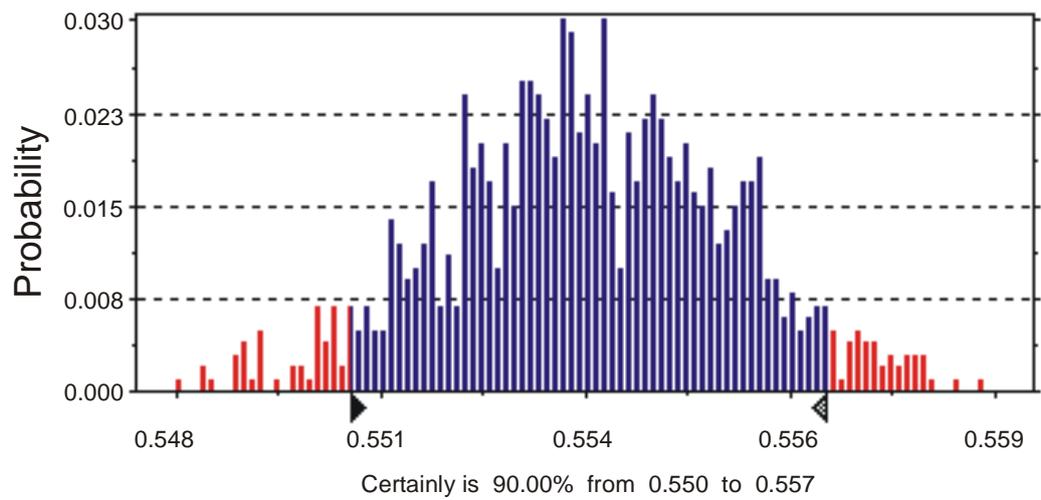
L'angolo del flusso all'interno del diffusore viene ricavato in modo indiretto: conoscendo la portata fluente nel diffusore (tenendo conto delle fughe meno), l'area di passaggio e le condizioni termodinamiche del flusso

(temperatura, pressione statica e totale) è possibile risalire alla componente radiale, al modulo del vettore velocità e quindi anche alla sua componente tangenziale in tale sezione.

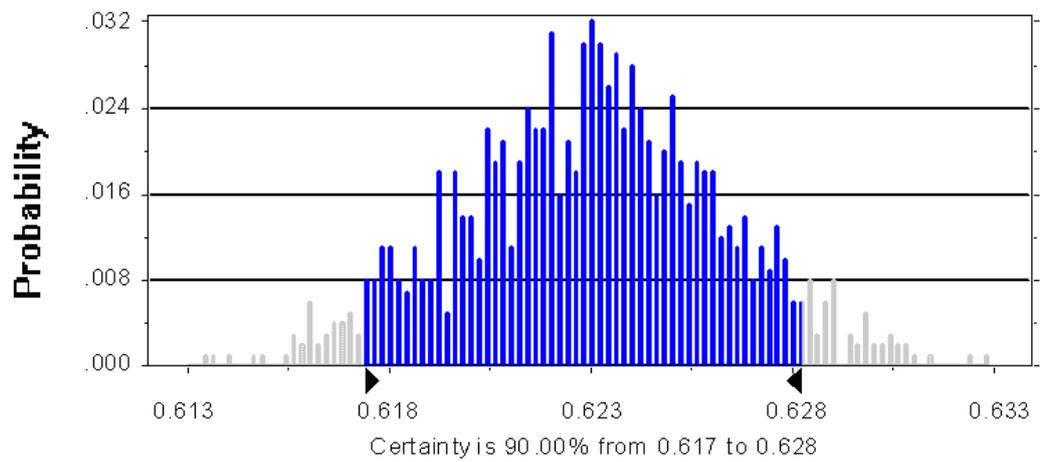
Visto che ciò che interessa è l'angolo di ingresso al diffusore senza la presenza del *pinch* ( $\alpha_3$ ), è necessario riportare l'angolo ricavato alla sezione di ingresso alla sezione 3 (inizio pareti parallele), per fare questo è stato ipotizzato che non ci fossero variazioni di pressione totale e statica e temperatura fra le due sezioni. Con queste ipotesi si può applicare la legge del vortice libero e ricavarsi la componente tangenziale alla sezione 3 partendo da quella della sezione 20 (ove presente), dopodiché è sufficiente calcolarsi la componente radiale, conoscendo la portata e la geometria, per ricavarsi l'angolo del flusso. E' da notare che, anche se solitamente diverse, la sezione 20 e la 3 sono comunque molto vicine e quindi le ipotesi fatte per il calcolo dell'angolo alla sezione 3 possono considerarsi accettabili.

### **3.10. Errori sulle grandezze di valutazione**

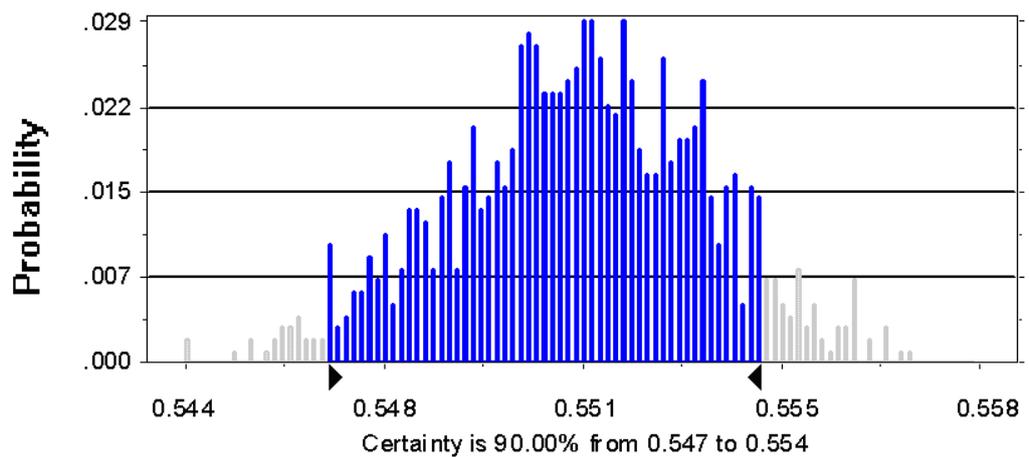
Per valutare l'affidabilità dei vari parametri calcolati:  $\phi$ ,  $\eta_p$ ,  $\tau$ ,  $\tau\eta_p$ ,  $\alpha_{cr}$ , si è stimato il peso di eventuali errori di lettura delle grandezze sperimentali su cui si basano. L'analisi è stata condotta applicando il metodo Montecarlo alle formule utilizzate; è stata supposta una distribuzione statistica di tipo gaussiano intorno ai valori letti di pressione e temperatura con una deviazione standard rispettivamente di  $\pm 100$  Pa per le letture di pressione e  $\pm 0.2$  K per le temperature, per la strumentazione utilizzata e le tarature eseguite, tali valori risultano essere cautelativi. Di seguito sono riportati i risultati di tale analisi considerando un livello di confidenza di 10:1. In Figura 3-6 è riportata la distribuzione del rendimento politropico di stadio e si osserva come l'incertezza sul rendimento sia ampiamente inferiore al punto percentuale. Anche per quanto riguarda il coefficiente di prevalenza  $\tau$ , Figura 3-12, e quello di prevalenza politropica  $\tau\eta_p$ , Figura 3-13, gli scarti si mantengono su valori molto bassi, anche questi, infatti, sono intorno al punto percentuale.



**Figura 3-11. Incertezza sul rendimento di stadio,  $\eta_p$**

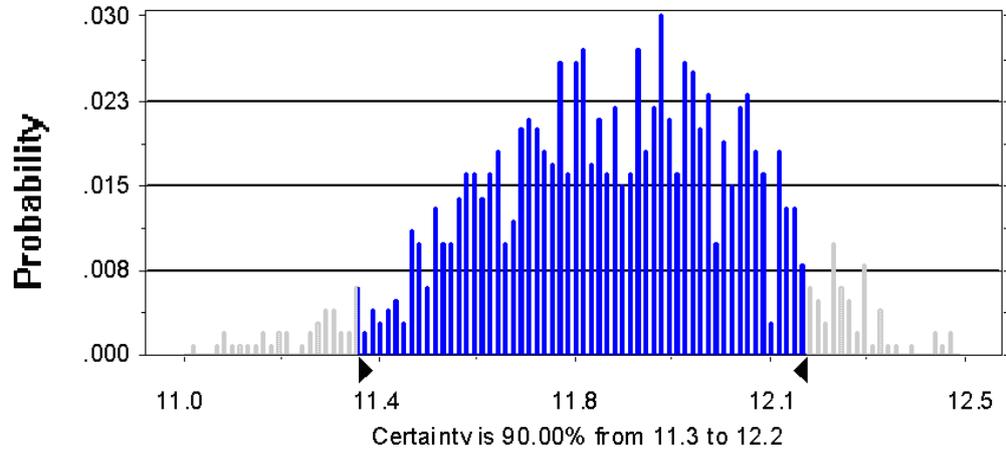


**Figura 3-12. Incertezza sul coefficiente di prevalenza di stadio,  $\tau$**



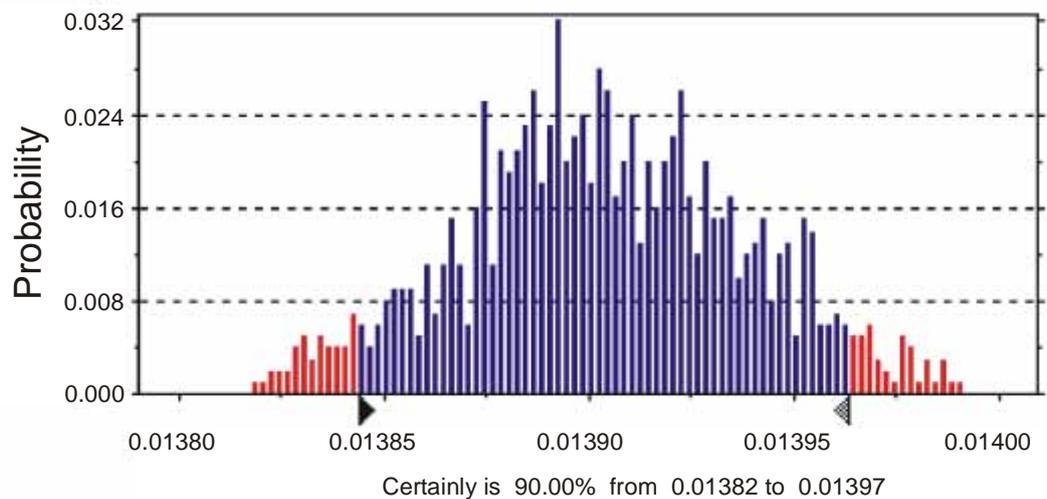
**Figura 3-13. Incertezza sul coefficiente di prevalenza politropica di stadio,  $\tau\eta_p$**

Il medesimo metodo, applicato all'angolo del flusso all'ingresso del diffusore, mostra come su questa grandezza ci sia un'incertezza di  $\pm 0.5^\circ$  (Figura 3-9).



**Figura 3-14. Incertezza sull'angolo del flusso in ingresso al diffusore  $\alpha_{cr}$**

Le incertezze ottenute sul coefficiente di portata sono riportate in Figura 3-10, per questa grandezza l'incertezza è inferiore al mezzo punto percentuale.



**Figura 3-15. Incertezza su coefficiente di portata  $\phi$**

Queste valutazioni sono state eseguite per uno specifico punto di funzionamento, ma sono comunque riportabili anche ad altre condizioni di flusso.

### 3.11. Problemi secondari

Il paragrafo precedente ha evidenziato l'affidabilità del metodo utilizzato per stimare l'angolo del flusso nelle diverse sezioni e per determinare le prestazioni della macchina tuttavia; la teoria delle turbomacchine prevede che possano essere ritenuti trascurabili gli scambi i flussi termici verso l'estero tuttavia, per le prove in aria a pressione ambiente (NP) sono sorti alcuni problemi: la bassa portata in massa fluente nei modelli (intorno a 0.1-0.15 kg/s in termini assoluti), unita all'elevato rapporto superficie/volume, ha introdotto problemi di scambio termico che hanno reso necessaria l'introduzione di particolari accorgimenti sia per effettuare le misure di temperatura, che per interpretare successivamente i risultati. Attraverso la struttura metallica del compressore, infatti, si stabilisce un flusso di calore fra il gas e l'ambiente circostante, tale scambio termico comporta un progressivo e apprezzabile abbassamento della temperatura totale tra le sezioni 20 - 40 - 60, questo diventa tanto più marcato al diminuire del coefficiente di portata. Al fine di ridurre questi scambi termici la superficie esterna del compressore e la prima parte del tubo di mandata sono stati rivestiti con del materiale isolante (fibra di vetro). Nonostante la coibentazione si ha, comunque, una diminuzione delle temperature al passaggio del flusso nelle varie sezioni tanto da avere una temperatura alla sezione 60 notevolmente inferiore a quella dell'uscita girante. Se le condizioni fossero effettivamente adiabatiche, dato che a valle della girante sono presenti esclusivamente organi statorici, la temperatura totale si dovrebbe mantenere costante e pari a quella di scarico della girante. Per questa ragione per il calcolo dei parametri la temperatura misurata alla sezione 60 è stata sostituita con quella delle sezione 2. Sono qui riportate le espressioni usate per il calcolo del rendimento politropico e della prevalenza politropica:

$$\eta_p = \left( \frac{k-1}{k} \right) \cdot \frac{\ln \left( \frac{P_{60}}{P_{00}} \right)}{\ln \left( \frac{T_2}{T_{00}} \right)} \quad \tau = \frac{c_p (T_2 - T_0)}{u_2^2} \quad \text{Eq. 3-22}$$

in questo modo le prestazioni della macchina vengono valutate come se fosse effettivamente adiabatica, come per altro lo sono le macchine reali.

Le prove eseguite sul banco in pressione non risentono significativamente del flusso termico tra la parte interna della macchina e la superficie esterna in quanto, come esposto all'inizio del capitolo, lo stadio di compressione (girante, diffusore e voluta di mandata) sono alloggiati all'interno di una cassa in acciaio come per un compressore di processo e quindi con un sufficiente isolamento verso l'esterno.

## Bibliografia

1. ISO 5167, 1980, "Measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles and venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full".
2. SENOO Y., KINOSHITA Y., ISHIDA M., 1977, "Asymmetric flow in vaneless diffusers for centrifugal blowers", *Trans ASME Journ Fluids Eng* 99.
3. KOBAYASHI H., NISHIDA H., TAKAGI T., FUKOSHIMA Y., 1990, "A study on the rotating stall of centrifugal compressors (1<sup>st</sup> Report, Effect of vaneless diffuser width on rotating stall)", *Transactions Japan Society of Mechanical Engineers (B Edition)* 56(529): 98-103.
4. NISHIDA H., KOBAYASHI H., FUKOSHIMA Y., KIKAIKAKKAI N., 1991, "A Study on the Rotating Stall of Centrifugal Compressors (3<sup>rd</sup> Report: Rotating Stall Suppression Method)", *Transactions Japan Society of Mechanical Engineers (B Edition)* 57(543): 3794-3800.

---

|           |   |            |
|-----------|---|------------|
| <b>3.</b> | <b>INDAGINE SPERIMENTALE.....</b>                                     | <b>83</b>  |
| 3.1       | DESCRIZIONE DEL BANCO PROVA NP .....                                  | 84         |
| 3.2       | CARATTERISTICHE MODELLI TESTATI PRESSO IL BANCO NP.....               | 85         |
| 3.3       | VARIABILI DI PROVA .....  | 87         |
| 3.4       | CARATTERISTICHE DEI DIFFUSORI LISCI PER LE GIRANTI NP .....           | 87         |
| 3.5       | STRUMENTAZIONE DEGLI ASSETTI NP.....                                  | 88         |
| 3.6       | SISTEMA DI ACQUISIZIONE NP.....                                       | 90         |
| 3.7       | DESCRIZIONE DEL BANCO PROVA TD .....                                  | 91         |
| 3.8       | ASSETTI E VARIABILI DI PROVA CONSIDERATI PER I TEST IN PRESSIONE..... | 94         |
| 3.8.1     | <i>Assetto di prova per la girante F6-TD.....</i>                     | <i>95</i>  |
| 3.8.2     | <i>Assetto di prova per la girante F12-TD.....</i>                    | <i>97</i>  |
| 3.8.3     | <i>Caratteristiche degli assetti con giranti D33.....</i>             | <i>99</i>  |
| 3.9       | PARAMETRI DI VALUTAZIONE UTILIZZATI .....                             | 102        |
| 3.9.1     | <i>Coefficiente di portata .....</i>                                  | <i>102</i> |
| 3.9.2     | <i>Numero di Mach periferico.....</i>                                 | <i>102</i> |
| 3.9.3     | <i>Coefficiente di prevalenza.....</i>                                | <i>103</i> |
| 3.9.4     | <i>Il rendimento politropico .....</i>                                | <i>104</i> |
| 3.9.5     | <i>Coefficiente di prevalenza politropica .....</i>                   | <i>106</i> |
| 3.9.6     | <i>Angolo del flusso nel diffusore.....</i>                           | <i>107</i> |
| 3.10      | . ERRORI SULLE GRANDEZZE DI VALUTAZIONE .....                         | 108        |
| 3.11      | . PROBLEMI SECONDARI.....   | 111        |

## **4. Correlazione per l'angolo critico.**

Come esposto nel Capitolo 2, la stima di flusso critico diventa un elemento importante in quanto permette individuare l'angolo di flusso che porta allo stallo e conseguentemente di determinare il campo di funzionamento della macchina.

L'analisi sperimentale e l'individuazione di una correlazione per la stima dell'angolo critico risulta fondamentale in fase di progetto della macchina in quanto la possibilità di conoscere l'angolo critico permette al progettista di posizionare il punto di funzionamento della macchina lontano delle condizioni critiche ed anche di poter capire il margine di campo operativo rimanente prima dell'insorgere di uno stallo.

## 4.1. Setup sperimentale

Per poter elaborare la correlazione predittiva dell'angolo critico sono stati utilizzati i dati delle campagne condotte sulle giranti F4-NP, F7-NP e F12-NP in particolare sono stati considerati i punti di stallo delle prove eseguite con DR 1.7. Le Figura 4- 1 aFigura 4- 6 riportano le curve di rendimento politropico di stadio al variare della larghezza del diffusore per i due rapporti di diffusione per ognuna delle tre giranti considerate. Per poter eseguire un confronto fra queste, i valori ottenuti sono stati normalizzati con il valore dell'efficienza della configurazione con  $DW=0.30$  alle condizioni di progetto. In ascissa è riportato il valore del coefficiente di flusso riferito al coefficiente di flusso di progetto. In ogni grafico i punti di innesco dello stallo sono evidenziati con una croce. È opportuno ricordare che il coefficiente di flusso a cui lo stallo si innesca è stato determinato utilizzando i sensori dinamici di pressione posti nelle varie sezioni di misura. Il coefficiente di flusso di inizio stallo è fissato quando, chiudendo la valvola principale del circuito, si nota una componente asincrona nello spettro dei segnali dei sensori di pressione dinamici, di ampiezza paragonabile a quella del segnale di giro (pari a  $\frac{1}{\text{numero pale}}$  il passaggio pala).

Appare evidente che ogni modifica alla geometria introduca forti variazioni sia in termini di prestazioni che di stabilità di funzionamento. Per poter estrarre informazioni concrete i risultati sono analizzati in termini di variazione delle prestazioni e di angoli di flusso di inizio stallo nel diffusore.

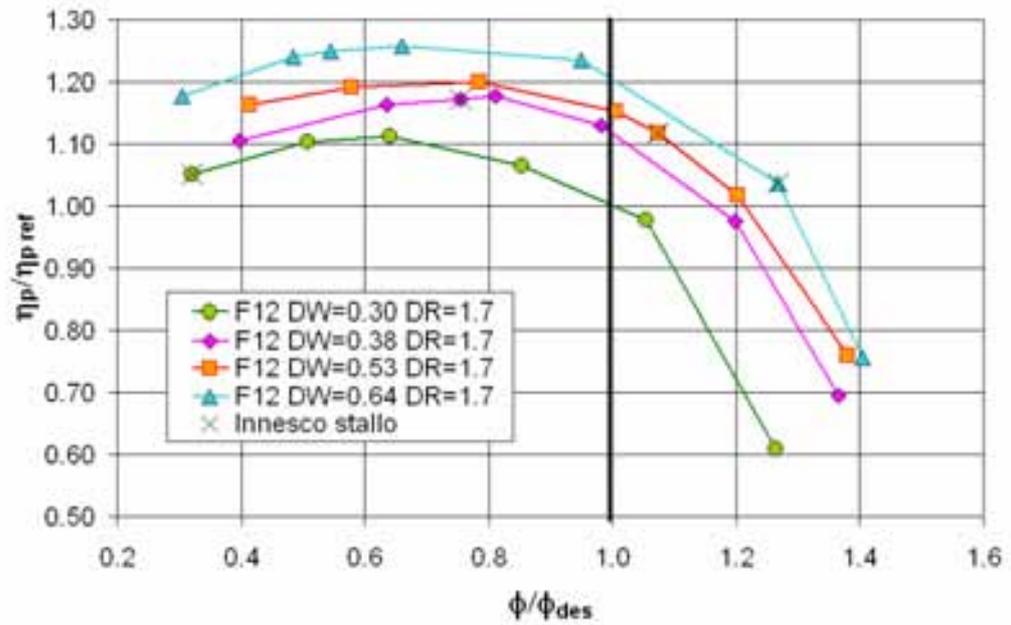


Figura 4- 1. Rendimento politropico di stadio per la girante F12 con DR=1.7.

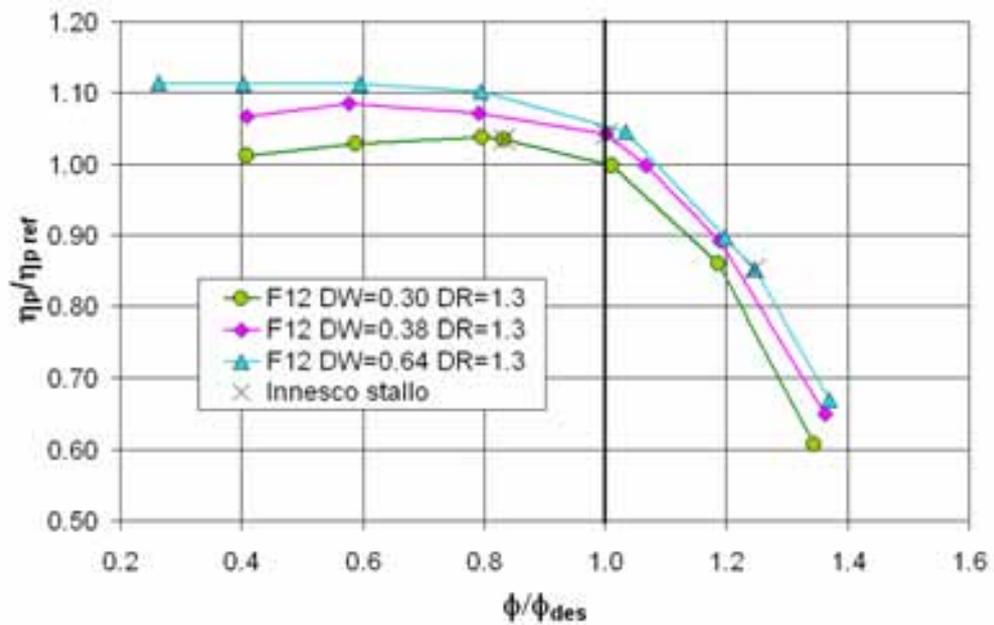


Figura 4- 2. Rendimento politropico di stadio per la girante F12 con DR=1.3.

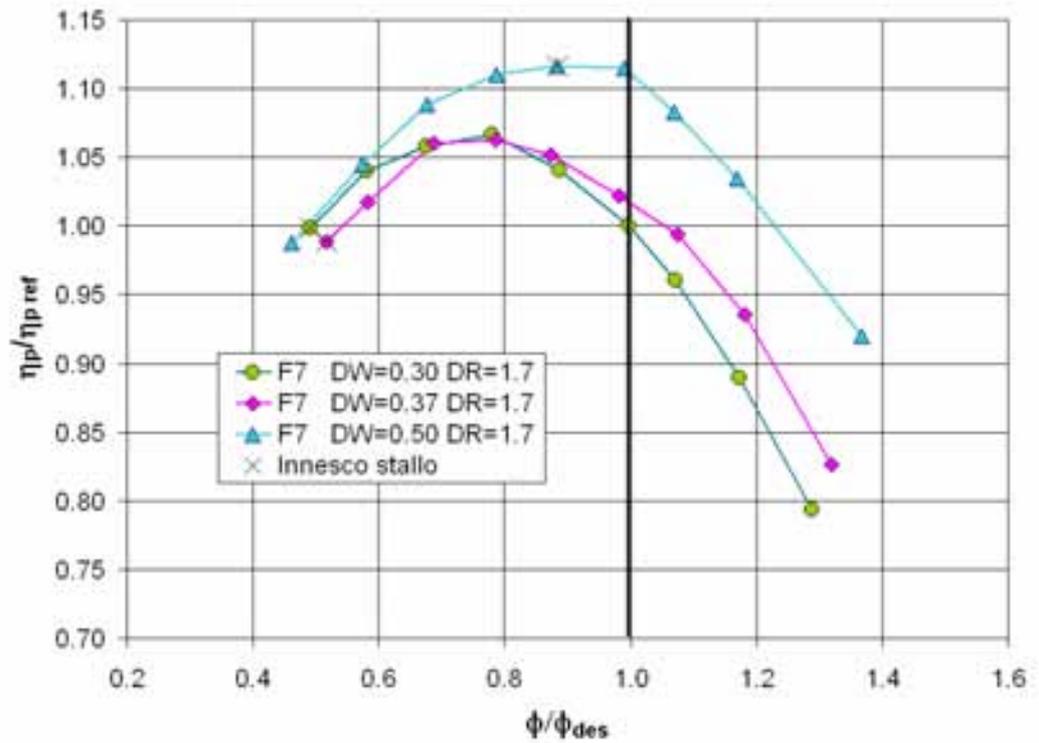


Figura 4- 3. Rendimento politropico di stadio per la girante F7 con DR=1.7.

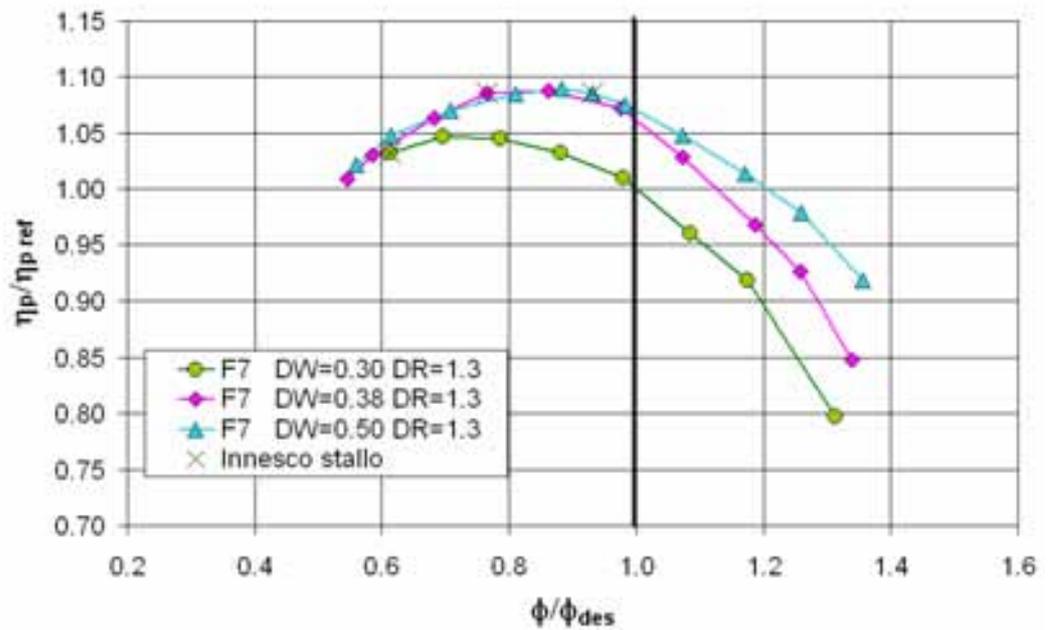


Figura 4- 4. Rendimento politropico di stadio per la girante F7 con DR=1.3.

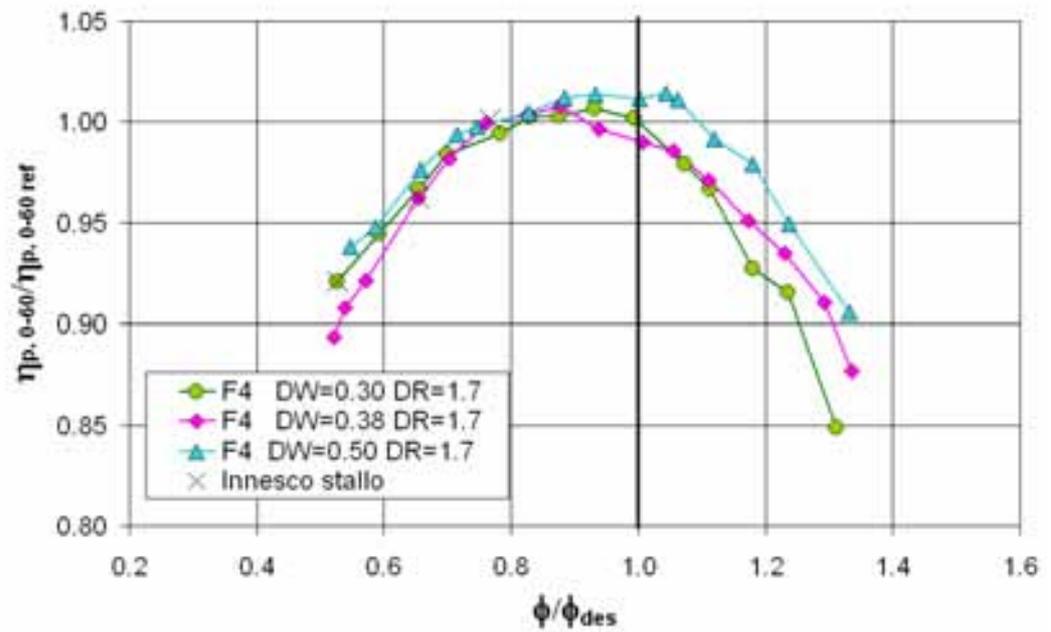


Figura 4- 5. Rendimento politropico di stadio per la girante F4 con DR=1.7.

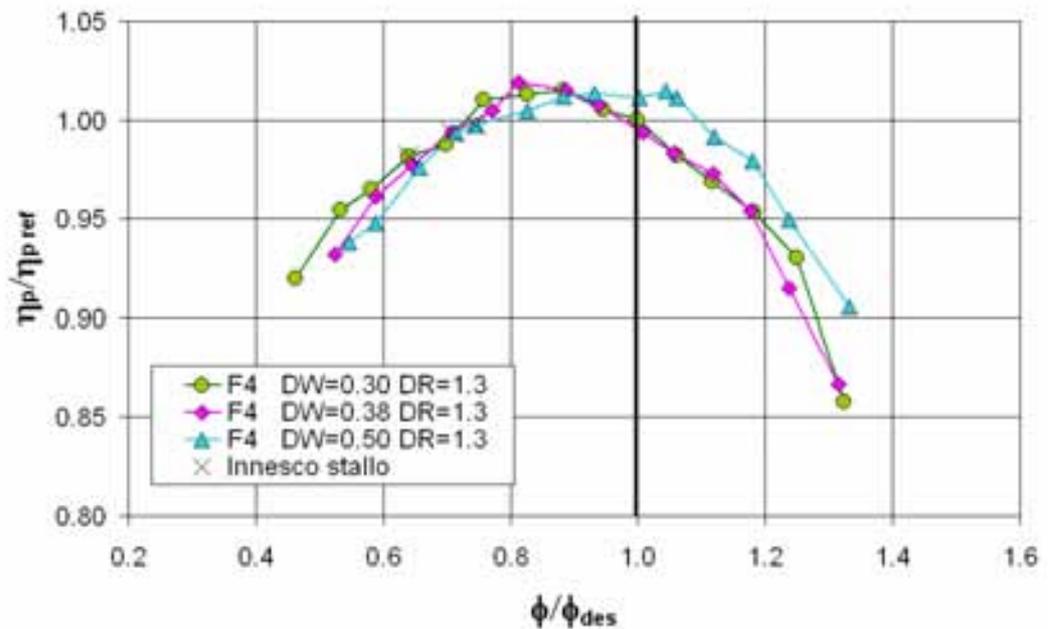
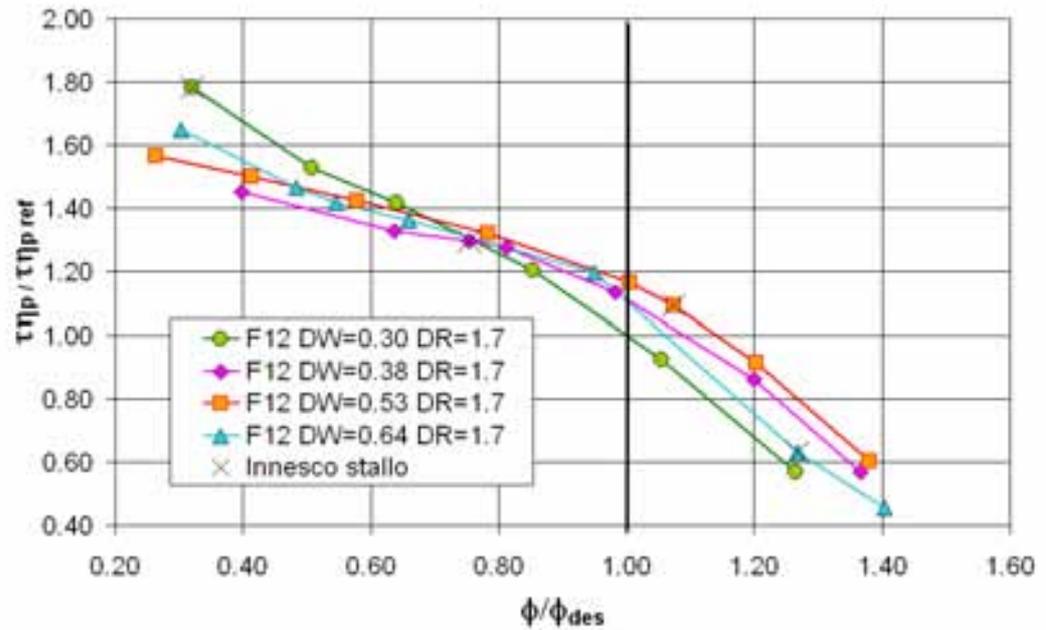


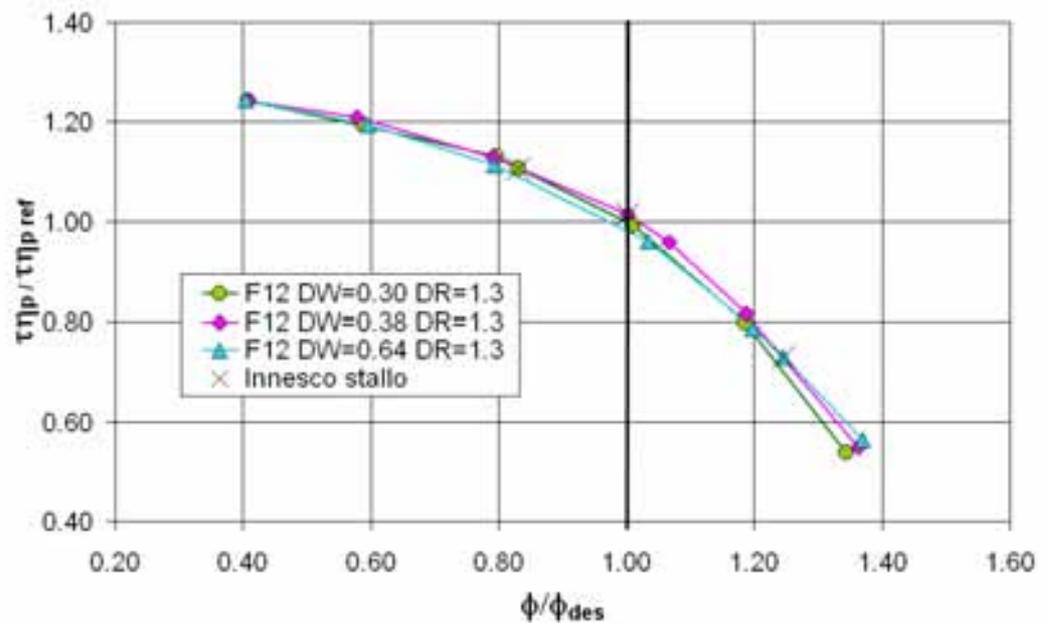
Figura 4- 6. Rendimento politropico di stadio per la girante F4 con DR=1.3.

Le prestazioni delle tre giranti sono state valutate anche in termini di prevalenza politropica di stadio, le Figura 4- 7 aFigura 4- 12 mostrano le curve al variare della larghezza del diffusore e del rapporto di diffusione per le tre giranti esaminate. Per poter effettuare un confronto fra di esse, i singoli valori sono stati normalizzati rispetto al valore della configurazione DW=0.30 alle condizioni di

progetto. In ascissa è sempre riportato il valore del coefficiente di flusso riferito al valore di progetto. Ancora una volta i punti di innesco dello stallo sono evidenziati con una croce.



**Figura 4- 7. Coefficiente di prevalenza politropica di stadio per la girante F12 con  $DR=1.7$ .**



**Figura 4- 8. Coefficiente di prevalenza politropica di stadio per la girante F12 con  $DR=1.3$ .**

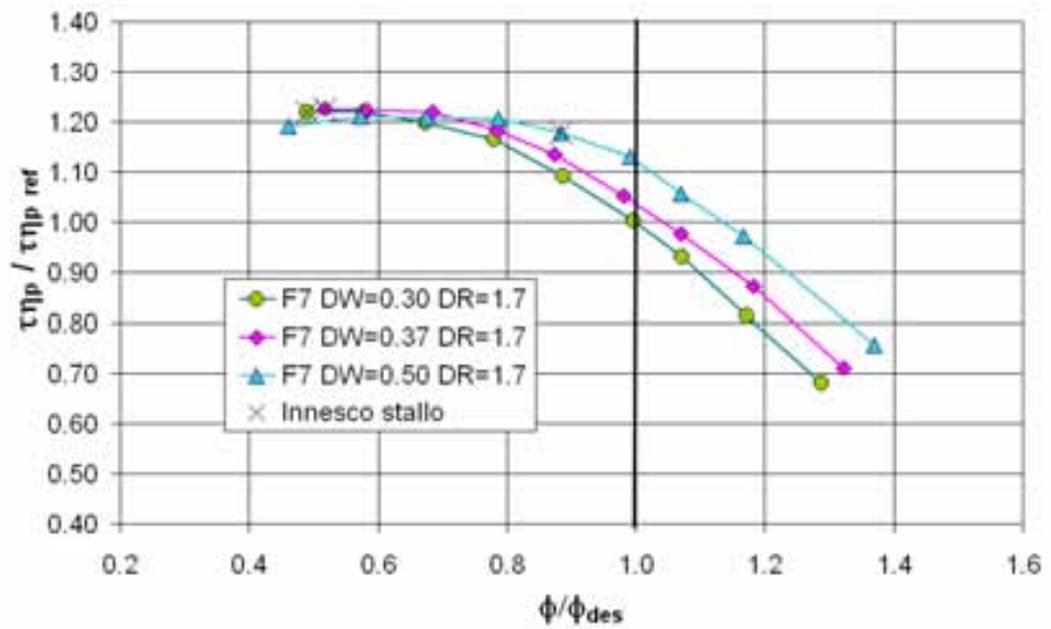


Figura 4- 9. Coefficiente di prevalenza politropica di stadio per la girante F7 con DR=1.7.

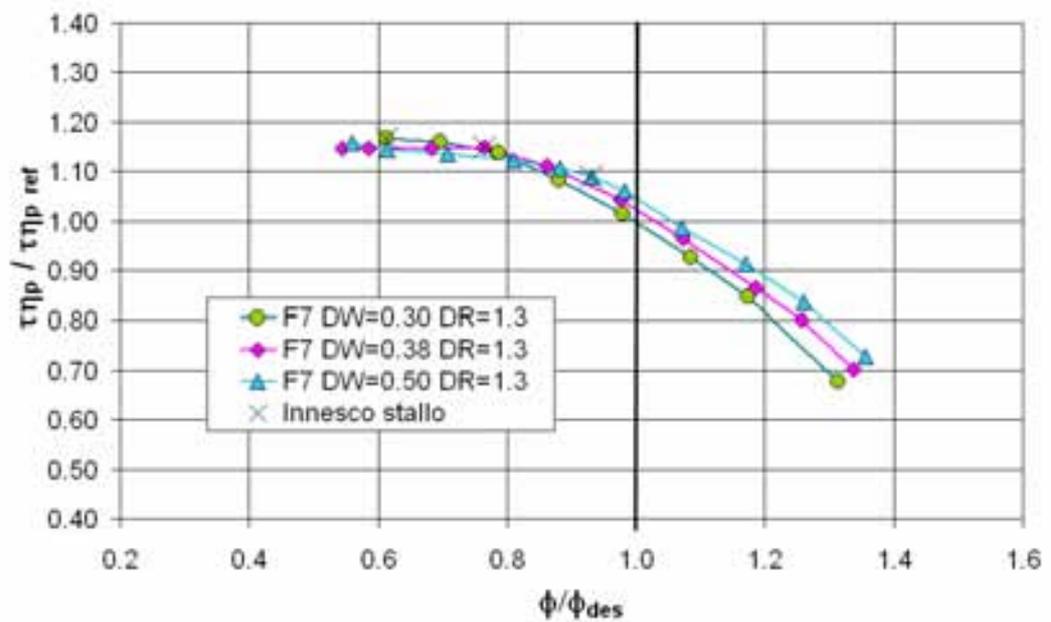
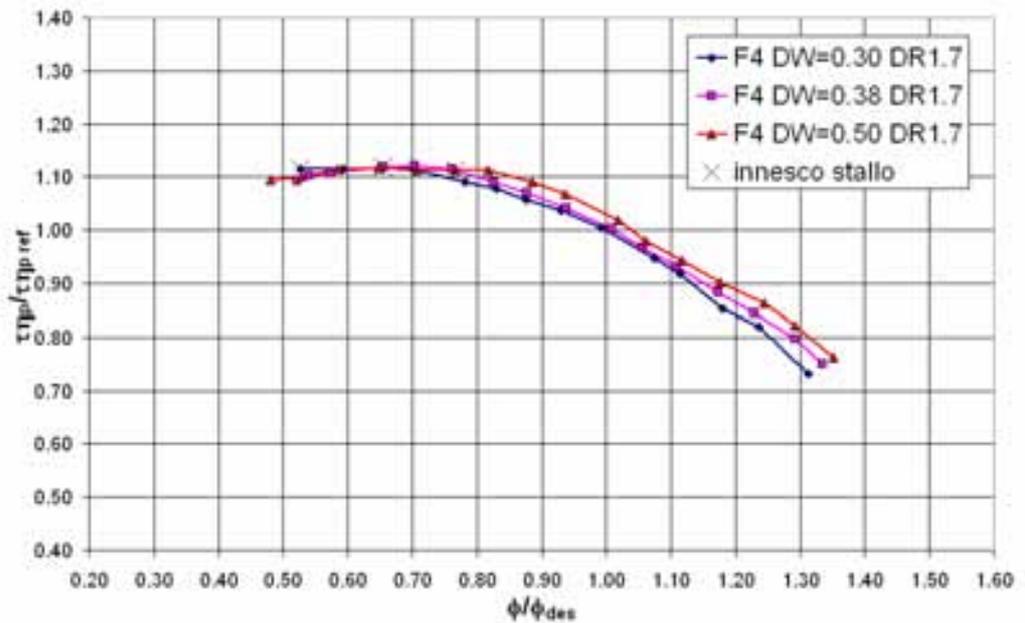
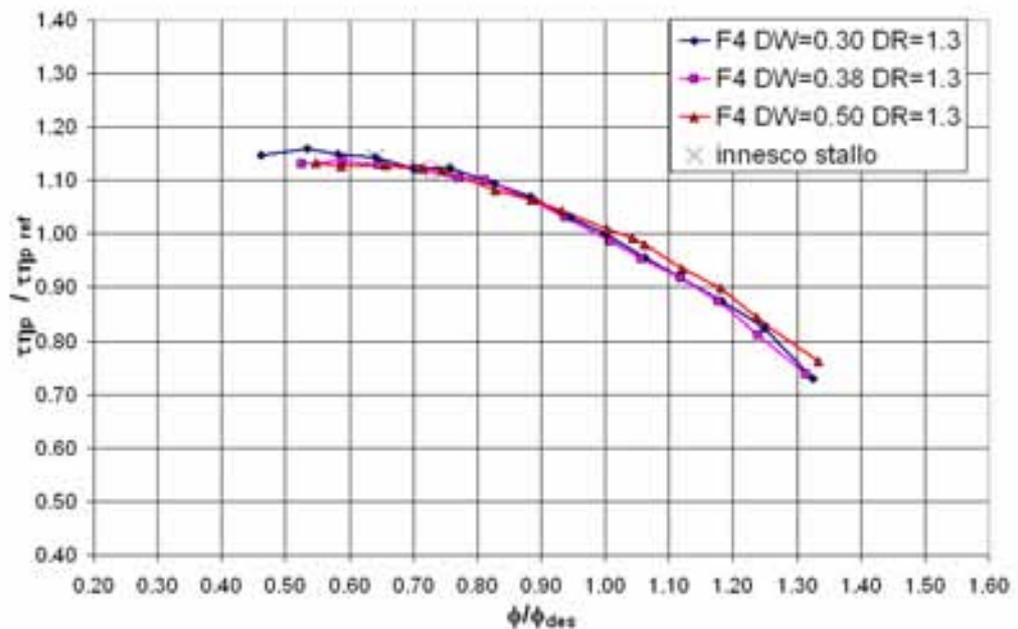


Figura 4- 10. Coefficiente di prevalenza politropica di stadio per la girante F7 con DR=1.3.



**Figura 4- 11. Coefficiente di prevalenza politropica di stadio per la girante F4 con DR=1.7.**



**Figura 4- 12. Coefficiente di prevalenza politropica di stadio per la girante F4 con DR=1.3.**

Ad eccezione della configurazione con girante F12 e rapporto di diffusione DR=1.7, per cui le curve hanno un andamento molto complesso e di difficile interpretazione, per le altre configurazioni è possibile esaminare l'influenza dei vari parametri geometrici sul coefficiente di prevalenza politropico di stadio. In

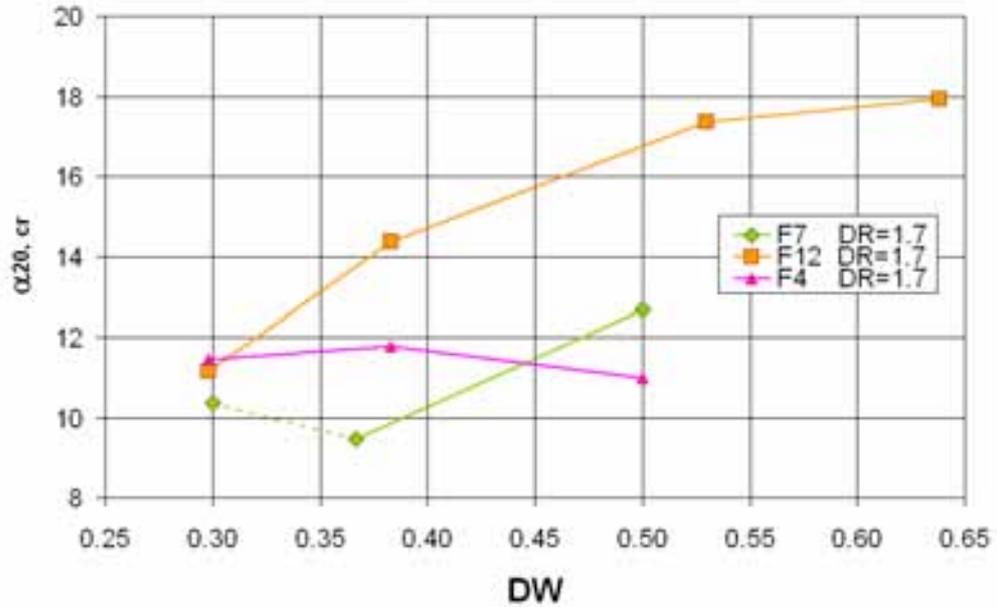
particolare si nota che per la girante F12 e rapporto di diffusione  $DR=1.3$  la variazione della larghezza del diffusore non comporta variazioni di rilievo sulla prevalenza. Diversamente per la girante F7, sia con rapporto di diffusione  $DR=1.7$  che  $DR=1.3$ , la riduzione della larghezza del diffusore incide sulla curva del  $\tau_{\eta_p}$ , in modo incisivo per il rapporto superiore e meno marcatamente per il rapporto di diffusione inferiore, soprattutto per valori di portata elevati. Infine per la girante F4 si constata un calo delle prestazioni al diminuire della larghezza del diffusore, anche per questa girante le variazioni sono tanto più significative quanto maggiore è il rapporto di diffusione.

## 4.2. Angolo critico

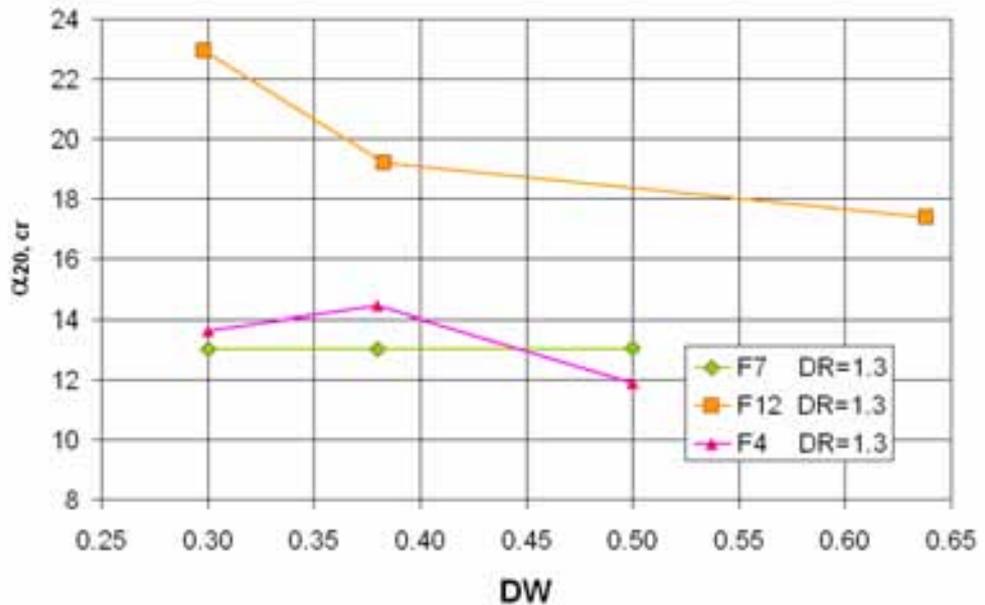
Il comportamento delle giranti nei diversi assetti di prova ha come scopo lo studio dell'angolo critico del diffusore analizzandone la dipendenza dai parametri geometrici quali DW e DR.

Come descritto in precedenza nel capitolo 3, l'angolo del flusso all'interno del diffusore viene ricavato in modo indiretto. Conoscendo infatti la portata nel circuito, la sezione di passaggio e le condizioni termodinamiche alla sezione 20 (temperatura e pressione statica e totale) è possibile determinare la componente radiale ed il modulo del vettore velocità e quindi il triangolo di velocità completo. Visto che ciò che interessa per lo studio della stabilità sono gli angoli misurati all'ingresso delle pareti parallele del diffusore, senza la variazione di sezione imposta dal *pinch*, è stato necessario ricondurre alla sezione 3 (inizio pareti parallele del diffusore liscio) l'angolo misurato alla sezione 20. Per fare ciò, mentre per la componente radiale è sufficiente, come prima, conoscere geometria e portata smaltita, per la componente tangenziale è stato necessario ricorrere ad alcune ipotesi. Precisamente è stato supposto che non ci siano variazioni di temperatura e pressione, sia statica che totale, fra la sezione 20 e la sezione 3. Con queste ipotesi è possibile applicare la legge del vortice libero e ricavare la componente tangenziale della velocità, ovvero l'angolo del flusso in ingresso al diffusore.

Nelle figure Figura 4- 13 Figura 4- 14 sono riportati i grafici con gli angoli di stallo degli assetti provati nelle configurazioni con DR =1.7 e 1.3.



**Figura 4- 13. Angoli critici di flusso in ingresso al diffusore al variare del DW per DR=1.7.**



**Figura 4- 14. Angoli critici di flusso in ingresso al diffusore al variare del DW per DR=1.3.**

I grafici mostrano che, per il rapporto di diffusione  $DR=1.7$  l'angolo critico decresce al diminuire della larghezza del diffusore per le giranti F12 e F4, con andamento simile nei due casi. È necessario ricordare che per la girante F7 con questo rapporto di diffusione lo stallo si verifica in prossimità del pompaggio già per  $DW=0.37$ , dunque una riduzione di  $DW$  non può quindi portare ad un ampliamento del campo di funzionamento, e quindi per  $DW=0.30$ , lo stallo nel diffusore si innesca nuovamente in prossimità del pompaggio, per questa ragione il punto è collegato agli altri da una linea tratteggiata. Per la girante F4 invece, non si verifica nessuna variazione degna di rilievo, anche se lo stallo si innesca per valori diversi del coefficiente di portata.

Nel caso di  $DR = 1.3$ , gli andamenti degli angoli critici mostrano comportamenti diversi, si confronti ad esempio il caso della F12 in cui la pendenza della curva risulta molto diversa dal caso con  $DR=1.7$ ; per le altre due giranti gli angoli risultano poco sensibili alla variazione della larghezza del diffusore.

Le differenze di comportamento tra  $DR= 1.7$  e  $DR=1.3$  sono da ricercare nell'interazione tra voluta a sezione costante e diffusore che comporta distorsioni del flusso tanto maggiori quanto minore è la lunghezza radiale del diffusore e quindi il  $DR$ .

Al fine di evitare che gli effetti dell'interazione tra diffusore e voluta possano rendere la correlazione poco affidabile è stato scelto di utilizzare per la correlazione solo gli angoli di stallo delle configurazioni con  $DR=1.7$ , la Tabella 4-1 riporta i valori dell'angolo critico di flusso ottenuti sperimentalmente e su cui verrà creata la correlazione.

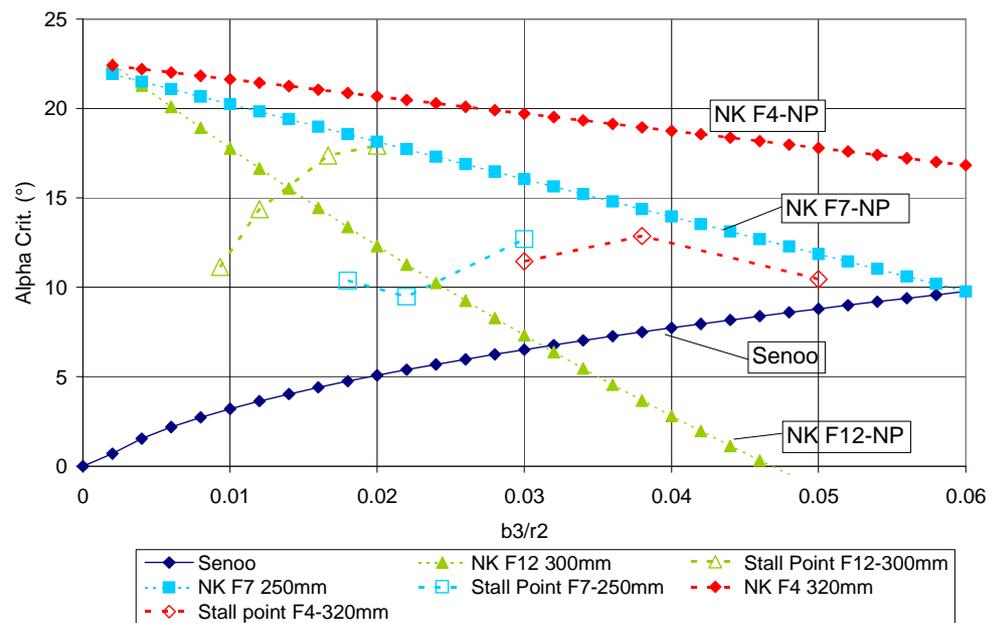
| F4-NP DR=1.7 |                 |           |
|--------------|-----------------|-----------|
| $b_3/b_2$    | $\alpha_{crit}$ | $b_3/r_2$ |
| 0.30         | 11.45           | 0.030     |
| 0.38         | 12.87           | 0.038     |
| 0.50         | 10.45           | 0.050     |

| F7-NP DR=1.7 |                 |           |
|--------------|-----------------|-----------|
| $b_3/b_2$    | $\alpha_{crit}$ | $b_3/r_2$ |
| 0.30         | 10.38           | 0.018     |
| 0.37         | 9.47            | 0.022     |
| 0.50         | 12.69           | 0.030     |

| F12-NP DR=1.7 |                 |           |
|---------------|-----------------|-----------|
| $b_3/b_2$     | $\alpha_{crit}$ | $b_3/r_2$ |
| 0.30          | 11.14           | 0.009     |
| 0.38          | 14.36           | 0.012     |
| 0.53          | 17.37           | 0.017     |
| 0.64          | 17.93           | 0.020     |

**Tabella 4-1. Angolo critico sperimentale delle tre giranti.**

Sempre nell'ottica di avere dati omogenei, l'angolo critico della girante F7-NP con DW 0.30 non viene considerato nello studio della correlazione in quanto l'innescò dello stallo avviene a seguito dell'innescò del pompaggio dell'assetto. Gli angoli di flusso critici ottenuti sono stati confrontati con i valori dell'angolo critico predetti dalle correlazioni di Senoo e Nishida-Kobayashi [1] per le giranti analizzate, in Figura 4- 15 è mostrato il confronto: con NK si intendono gli angoli predetti dalla correlazione di Nishida- Kobayashi per le rispettive giranti mentre i valori sperimentali sono riportati con linea tratteggiata



**Figura 4- 15. Confronto tra i punti di innesco stallo sperimentali e le correlazioni di Senoo e Nishida-Kobayashi (NK).**

Il confronto mostra come l'influenza della larghezza del diffusore decresca al crescere del rapporto  $b_3/r_2$ . In particolare, l'andamento riportato dalla girante F4 è molto simile a quello atteso dalla correlazione menzionata, anche se questa presenta sempre valori dell'angolo critico superiori risultando maggiormente cautelativa.

Gli angoli critici delle prove sperimentali costituiscono il punto di partenza per la creazione di una relazione predittiva in grado di terminare i valori dell'angolo di flusso critico, i parametri geometrici che influenzano la stabilità del diffusore e che sono stati utilizzati per l'elaborazione della correlazione sono:

- a) Il rapporto ( $b_3/b_2$ ) tra la larghezza del diffusore ( $b_3$ ) e la larghezza dello scarico della girante ( $b_2$ )
- b) Il rapporto ( $b_3/r_2$ ) tra la larghezza del diffusore ( $b_3$ ) ed il raggio della girante ( $r_2$ ).

I valori sperimentali delle giranti analizzate sono state interpolate con una relazione simile a quella di Senoo [2] per l'angolo critico la cui forma è :

$$\alpha_{crit} = a \cdot \sqrt{\frac{b_3}{r_2}} + b \quad \text{Eq. 4-1}$$

L'interpolazione dei dati sperimentali rispetto a  $\sqrt{\frac{b_3}{r_2}}$  dei diversi assetti provati è stata eseguita utilizzando il metodo dei minimi quadrati rispetto all'equazione (4-1) così da ricavare i coefficienti "a" e "b" caratteristici di ogni assetto.

Nella Tabella 4-2 sono riportati i valori dei coefficienti generici "a" e "b" propri di ogni girante.

| Impeller    | " a " | " b " |
|-------------|-------|-------|
| <b>F 4</b>  | -23.2 | 16.2  |
| <b>F 7</b>  | 129.2 | -9.7  |
| <b>F 12</b> | 152.1 | -2.9  |

**Tabella 4-2. Coefficienti dell'interpolazione di ogni girante.**

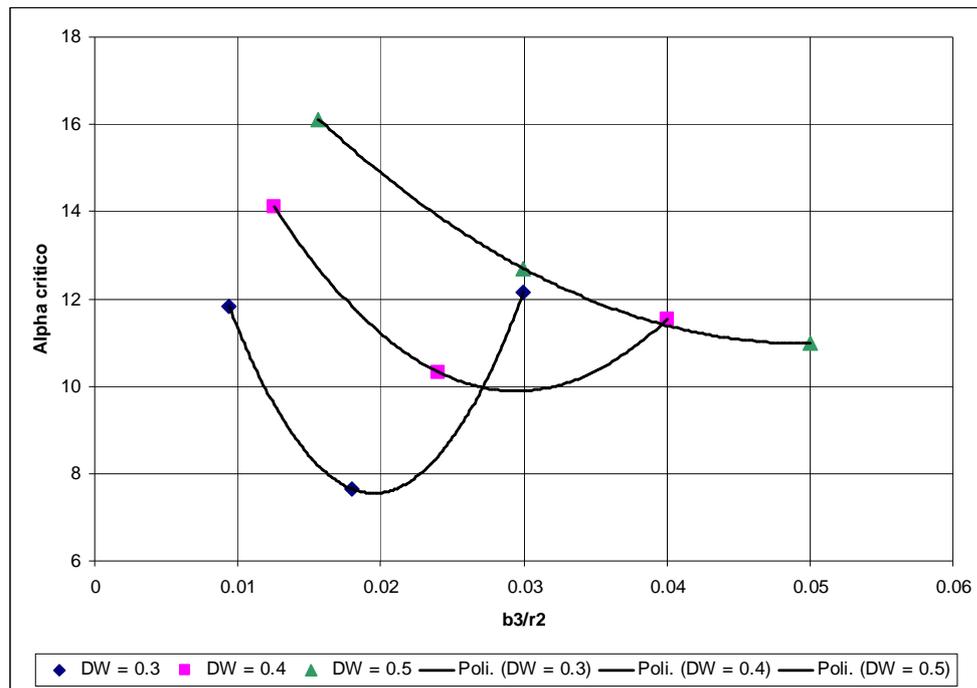
Assumendo, per la correlazione di stallo dell'intera famiglia di giranti, la forma dell'equazione (4-1) è necessario determinare i valori dei due coefficienti "a" e "b" della famiglia, per fare ciò devono essere utilizzare i coefficienti di Tabella 4-2 delle singole giranti così da determinare i valori dell'angolo critico delle giranti al variare di DW ( $b_3/b_2$ ), in particolare, l'angolo critico è stato stimato per DW paria 0,3 – 0,4 – 0,5 ottenendo tre valori dell'angolo critico per ogni girante.

| Impeller                           | $\alpha_{crit} (^\circ)$ |            |            |
|------------------------------------|--------------------------|------------|------------|
| <b>F 4</b>                         | 12.15                    | 11.53      | 10.98      |
| <b>F 7</b>                         | 7.64                     | 10.32      | 12.69      |
| <b>F 12</b>                        | 11.82                    | 14.10      | 16.11      |
| <b>DW (<math>b_3/b_2</math>) →</b> | <b>0.3</b>               | <b>0.4</b> | <b>0.5</b> |

**Tabella 4-3. Stima dell'angolo critico al variare di DW.**

Noti i valori di angolo critico di ogni girante al variare di DW, sono stati determinati i polinomi di secondo grado interpolanti gli angoli critici in funzione del rapporto  $b_3/r_2$ .

La Figura 4- 16 mostra i punti critici in funzione dei due parametri DW e  $b_3/r_2$ , sulla stessa figura sono riportate le curve di best-fit passanti per i punti Tabella 4-3.



**Figura 4- 16. Angolo critico in funzione di DW e  $b_3/r_2$ .**

I coefficienti delle curve interpolanti, raccolti nella matrice 3x3 di Tabella 4-4 permettono di ottenere la forma più generica di correlazione di stallo infatti, la matrice contiene le curve che interpolano i punti critici sia in funzione di DW sia in funzione di  $b_3/r_2$ .

Il valore di  $\alpha_{crit}$ , per un determinato valore di DW si può esprimere con la relazione:

$$\alpha_{crit} = a_2 \cdot x^2 + a_1 \cdot x^1 + a_0 \quad \text{dove } x = b_3/r_2.$$

| DW  | a2     | a1      | a0     |
|-----|--------|---------|--------|
| 0.3 | 41833  | -1632.4 | 23.471 |
| 0.4 | 14742  | -868.27 | 22.671 |
| 0.5 | 4479.2 | -443.69 | 21.967 |

**Tabella 4-4. Coefficienti polinomiali interpolanti i punti di stallo.**

Considerando la generica geometria di uno stadio di una girante appartenente alla famiglia analizzata, è possibile ottenere i coefficienti “a” e “b” della equazione (4-1) che permettono di ottenere la correlazione predittiva dell'angolo di stallo.

Siano  $b_{2gen}$  ed  $r_{2gen}$  le grandezze geometriche della generica girante per la quale si vuole stimare l'angolo critico, per ognuno dei tre valori di DW è possibile determinare il valore corrispondente del rapporto  $b_3/r_2$  infatti:

$$b_3/r_2 = b_3/b_2 \cdot b_2/r_2 = DW \cdot b_2/r_2$$

Nel caso della girante generica la relazione diventa:

$$b_{3gen}/r_{2gen} = DW \cdot b_{2gen}/r_{2gen}$$

Una volta noti i valori del rapporto  $b_3/r_2$  per il DW corrispondente, si determina il valore dell'angolo critico utilizzando i coefficienti della Tabella 4-4, eseguendo il cambio di variabile ovvero ponendo  $\bar{x} = \sqrt{b_3/r_2}$  ed interpolando linearmente i valori dell'angolo critico ottenuti si ottengono i coefficienti “a” e “b” cercati che descrivono la relazione tra angolo critico e  $b_3/r_2$  come espresso nella Equazione (4-1).

### 4.3. Verifica della correlazione

Al fine di validare la predittività della correlazione individuata è necessario applicare la relazione a giranti dalle caratteristiche geometriche note e per la quale siano noti i punto di stallo.

Per verificare se la correlazione d'angolo, ottenuta attraverso il metodo esposto precedentemente, è corretta ed estendibile alle altre giranti, è stato scelto di applicare la correlazione all'assetto della girante F6-TD eseguendo un confronto tra i dati sperimentali e, successivamente valutare la correlazione anche per le due giranti della famiglia D33 (rispettivamente D33-0207 e D33\_0300) nell'ottica di estendere la validità della correlazione anche ad altre giranti.

#### 4.3.1. Confronto con la girante F6-TD

Le caratteristiche geometriche dello stadio della F6-TD utilizzata per validare la correlazione sono riportate in Tabella 4-5.

|           |           |        |
|-----------|-----------|--------|
| $r_2$     | <i>mm</i> | 175    |
| $r_{20}$  | <i>mm</i> | 215.4  |
| $b_2$     | <i>mm</i> | 13.2   |
| $b_3/R_2$ |           | 0.0354 |
| <b>DW</b> |           | 0.47   |
| <b>DR</b> |           | 1.47   |

**Tabella 4-5. Caratteristiche geometriche della girante F6-TD.**

Partendo dalla Tabella 4-4 ed utilizzando le caratteristiche geometriche della girante F6-TD e dello stadio si ottengono tre valori dell'angolo critico corrispondenti ai valori di DW come riportato in Tabella 4-6.

| <b>F 6-TD</b> |              |               |                  |
|---------------|--------------|---------------|------------------|
| <b>DW</b>     | <b>b3/r2</b> | <b>√b3/r2</b> | <b>AlphaCrit</b> |
| <b>0.3</b>    | 0.023        | 0.150         | 7.953            |
| <b>0.4</b>    | 0.030        | 0.174         | 9.894            |
| <b>0.5</b>    | 0.038        | 0.194         | 11.605           |

**Tabella 4-6. Angolo critico al variare di DW per la F6-TD.**

Eseguendo il cambio di variabile ed interpolando linearmente si ottiene la correlazione dell'angolo critico nella forma :

$$\alpha_{Crit} = a \cdot \sqrt{\frac{b_3}{r_2}} + b \text{ dove, per la F6-TD i coefficienti sono:}$$

|          |               |
|----------|---------------|
| <b>a</b> | <b>83.425</b> |
| <b>b</b> | <b>-4.597</b> |

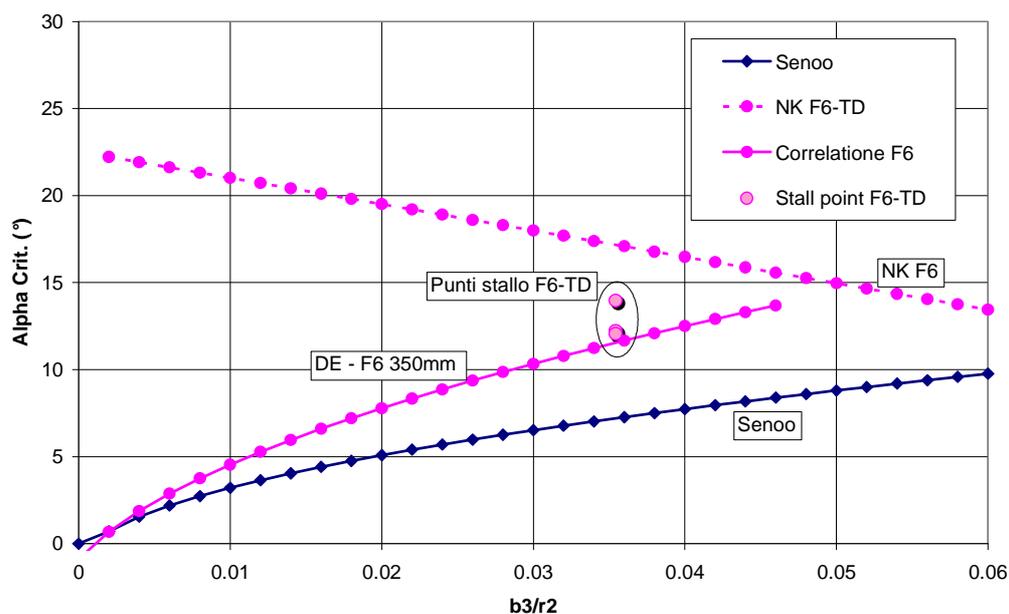
pertanto la relazione risulta:

$$\alpha_{Crit} = -4,597 + 83,425 \cdot \sqrt{\frac{b_3}{r_2}}$$

e l'angolo critico per la girante F6-TD predetto utilizzando la correlazione risulta 11.10°.

La validazione dell'angolo predetto con la correlazione è stata condotta sui valori degli angoli critici delle F6-TD-EDM1, F6-TD-EDM2 e della F6-TD-Brazed, i valori degli angoli critici sono stati stimati a 2bar in modo da ridurre la variazione del numero di Reynolds tra le prove in aria e quelle con CO<sub>2</sub>, sebbene l'angolo critico sia sostanzialmente insensibile al Reynolds come illustrato nel Capitolo 5.

Occorre tuttavia precisare che la configurazione degli assetti F4-NP, F7-NP e F12-NP con le quali è stato ottenuto il metodo predittivo per la stima dell'angolo critico, risulta diverso da quello delle prove sulle giranti TD in quanto, queste ultime sono state provate in configurazione da stadio intermedio (con un canale di ritorno a valle del diffusore) mentre le altre sono state testate in configurazione da ultimo stadio con voluta di mandata a sezione costante alla fine del canale del diffusore.



**Figura 4- 17. Confronto tra gli angoli critici predetti dalla correlazione e i valori sperimentali per la girante F6-TD.**

Il grafico di Figura 4- 17 mostra gli angoli di innesco stallo delle girante F6-TD EDM1, EDM2 e Brazed con pressione di aspirazione di 2bar ed i valori degli stessi angoli predetti dalle correlazioni di Senoo, Nishida-Kobayashi e quelli ottenuti con la correlazione (DE); gli angoli di stallo sperimentali oscillano tra  $12^\circ$  e  $13.9^\circ$ .

Tenendo conto della differenza di assetto tra le prove NP e le prove TD, il grafico di **Errore. L brigne riferimento non è stata trovata.** evidenzia un buon accordo tra la correlazione ed i dati sperimentali, si tenga presente che l'errore di un grado può essere legato, oltre che alla diversa configurazione, anche alla sensibilità dell'operatore che esegue la misura inoltre, gli angoli di stallo delle giranti F6-TD-EDM1 ed F12-TD-EDM2 hanno angoli di stallo rispettivamente di  $12^\circ$  e  $12.2^\circ$  e quindi molto vicini ai valori predetti.

Per quanto riguarda il confronto tra il valore dell'angolo critico stimato attraverso la correlazione di Nishida-Kobayashi (NK F6) ed il valore sperimentale si osserva che l'angolo predetto da Nishida-Kobayashi risulta significativamente maggiore di quello sperimentale.

Complessivamente, per la girante F6 il metodo correttivo proposto si trova in buon accordo con i valori sperimentali anche se, l'angolo previsto risulta

lievemente inferiore rispetto a quello sperimentale tuttavia tale scostamento si può far rientrare nell'incertezza della misura e non tiene conto della differenza di configurazioni degli assetti di prova.

La correlazione di Nishida-Kobayashi risulta eccessivamente cautelativa nei confronti di questa girante in quanto la differenza tra il valore predetto e quello misurato è maggiore di  $4^\circ$  pertanto l'uso di questa correlazione per decidere lo spessore del diffusore degli assetti degli ultimi stadi per allontanare l'innesco dello stallo può penalizzare in modo significativo le prestazioni a seguito del ridotto spessore del diffusore e, conseguentemente, dell'elevata velocità del fluido.

#### 4.3.2. Confronto con le giranti D33

Con procedimento analogo a quello illustrato nel paragrafo precedente è stata verificata la predittività della correlazione per entrambi gli assetti delle giranti D33, i valori dei coefficienti "a" e "b" per le giranti D33\_0207 e D33\_0300 sono riportati in Tabella 4-7.

| Impeller | Coefficiente |      |
|----------|--------------|------|
|          | "a"          | "b"  |
| D33_0207 | 151.7        | -9.3 |
| D33_0300 | 148.2        | -9.7 |

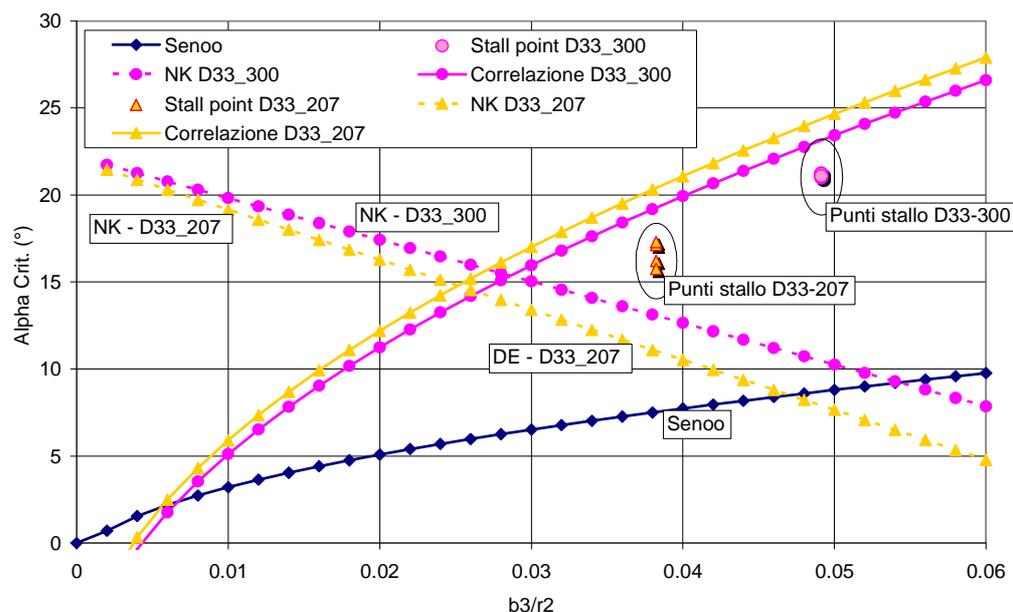
Tabella 4-7. Coefficienti "a" e "b" per i due assetti con giranti D33.

Per le due giranti sono stati calcolati gli angoli di innesco stallo all'inizio del diffusore a pareti parallele (sezione 20) come riportato in **Errore. L brigine riferimento non è stata trovata.**

| D33_0207     | $\alpha_{crit}$ | D33_0300      | $\alpha_{crit}$ |
|--------------|-----------------|---------------|-----------------|
| Pinlet 2bar  | 16.2            | Pinlet 2bar   | 21.2            |
| Pinlet 4bar  | 15.8            | Pinlet 5.5bar | 21.0            |
| Pinlet 8bar  | 17.1            | Pinlet 7bar   | 21.0            |
| Pinlet 13bar | 17.3            | Pinlet 11bar  | 21.2            |
|              |                 | Pinlet 13bar  | 21.1            |

Tabella 4-8. Valori degli angoli critici delle due giranti D33.

Il grafico di Figura 4- 18 permette di fare il confronto tra i valori degli angoli di stallo trovati sperimentalmente ed i valori predetti dalla correlazione (nel grafico indicata con DE), per completare il confronto sono stati tracciati gli andamenti dell'angolo critico previsto dalla correlazione di Senoo e da quella di Nishida-Kobayashi (NK) per entrambe le giranti.



**Figura 4- 18. Confronto tra gli angoli critici predetti dalla correlazione e i valori sperimentali per le giranti D33.**

Come mostrato nel grafico esiste un buon accordo tra i valori dell'angolo critico predetti dalla correlazione e quelli sperimentali sebbene questi ultimi risultino inferiori di  $2^\circ$  rispetto a quelli predetti. Per queste giranti la correlazione risulta moderatamente cautelativa mentre la correlazione di Nishida-Kobayashi (al contrario del caso della F6-TD) prevede l'insacco dello stallo per valori di angolo sensibilmente minori rispetto a quelli sperimentali, in termini pratici questo significa che la relazione di Nishida-Kobayashi prevede l'insacco dello stallo in un punto del campo di funzionamento del compressore quando invece lo stallo avviene per valori di portata maggiori.

Nel complesso la correlazione sperimentale ottenuta attraverso le prove sulle giranti F in configurazioni da ultimo stadio ed a pressione atmosferica permette di stimare l'angolo critico con sufficiente accuratezza inoltre l'interpolazione

con i termini di Tabella 4-4, alla base della correlazione predittiva, permette di estenderne la validità anche a giranti non appartenenti alla famiglia F per la quale la correlazione è stata sviluppata.

## **Bibliografia**

1. Nishida H., Kobayashi H., Fukoshima Y., Kikaigakkai N., 1991, “A Study on the Rotating Stall of Centrifugal Compressors (3rd Report: Rotating Stall Suppression Method)”, Transactions Japan Society of Mechanical Engineers (B Edition) 57(543): 3794-3800.
2. Senoo Y., Kinoshita Y., 1978, “Limiting of rotating stall and stall in vaneless diffusers of centrifugal compressors”, ASME Paper No. 78-GT-19.

|        |  |     |
|--------|--|-----|
| 4.     | Correlazione per l'angolo critico..... | 114 |
| 4.1.   | Setup sperimentale.....                | 115 |
| 4.2.   | Angolo critico.....                    | 122 |
| 4.3.   | Verifica della correlazione.....       | 130 |
| 4.3.1. | Confronto con la girante F6-TD.....    | 130 |
| 4.3.2. | Confronto con le giranti D33.....      | 133 |
|        | Bibliografia.....                      | 136 |

## **5. Influenza del Numero di Reynolds sulle prestazione e sull'angolo di stallo.**

L'effetto della viscosità del gas risulta determinante per la stima delle prestazioni del compressore, soprattutto in termini di rendimento, nel Capitolo 2 è stato introdotto lo studio delle prestazioni delle macchine al variare del numero di Reynolds, la diminuzione di viscosità del fluido legata all'incremento del Re comporta una variazione delle performance della macchina, conoscere l'entità di tali variazioni ed i fenomeni ad esse associate permette di fornire al progettista informazioni utili per poter progettare la macchina e predirne le prestazioni durante il reale funzionamento.

L'incidenza delle perdite per attrito (legate alla viscosità del gas) sono tanto maggiori quanto maggiori sono le pressioni ed il peso molecolare del gas, tipicamente le macchine che risentono maggiormente dell'effetto del numero di Reynolds sono le macchine per alte pressioni e che evolvono gas naturale

tuttavia anche i compressori per i gas refrigeranti degli impianti LNG sono interessati dalla dipendenza delle prestazioni con il Reynolds in quanto questo elaborano gas particolarmente pesanti anche se a pressioni relativamente basse (50 bar).

Per la stima delle prestazioni ad un diverso valore del Reynolds, le norme ASME PTC-10-1997 [1] raccomandano il metodo di Wiesner [2] tuttavia, il costruttore può, indipendentemente dalle linee indicate nelle norme, utilizzare una propria correlazione purché questa sia accuratamente validata e referenziata.

Al fine di valutare il comportamento degli stadi al variare del numero di Reynolds al quale questi lavorano sono state condotte diverse indagini sperimentali affiancate ad analisi di tipo correlativo, la ricerca può essere divisa in due parti: la prima volta a valutare la predittività dei metodi correttivi delle correlazioni presenti in letteratura confrontando i valori con i test sperimentali; la seconda è volta all'analisi dell'angolo di flusso, in particolare l'angolo critico del diffusore per diversi valori del numero di Reynolds.

## **5.1. Prestazioni ed effetti del numero di Reynolds**

Nell'ottica di una verifica delle prestazioni al variare della pressione di funzionamento sono stati confrontati i valori predetti dalle correlazioni per prove ad alta pressione ed i valori sperimentali ottenuti attraverso prove su banco prova pressurizzato.

L'analisi comparativa è stata condotta su due giranti della stessa famiglia (F) ma aventi campi di funzionamento diversi e con diverso grado di finitura superficiale (così da comprendere all'interno dell'analisi, la variazione di rugosità); l'analisi è stata condotta allo stesso numero di Mach.

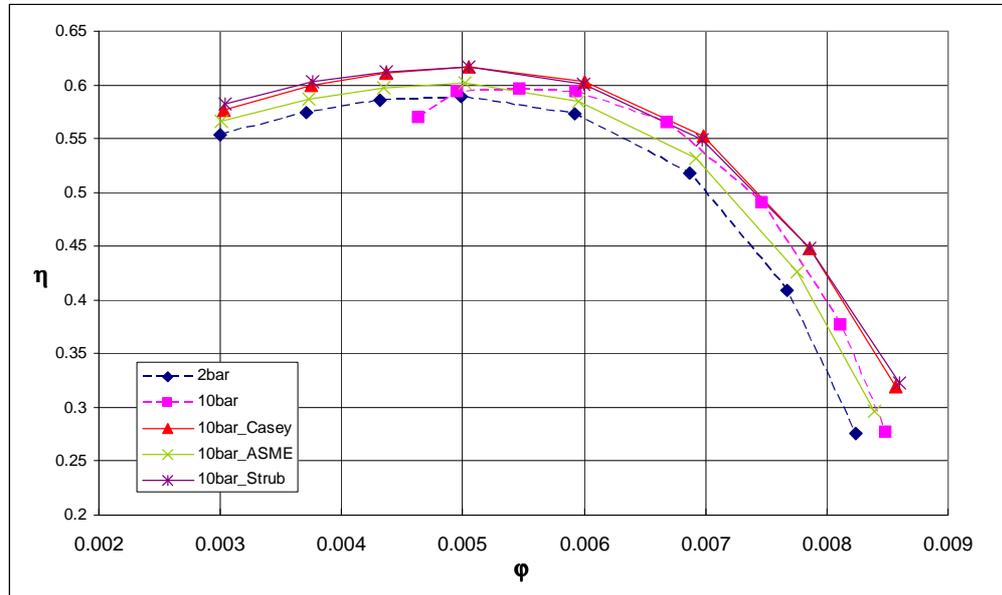
Il confronto è stato svolto considerando le prestazioni ottenute con prove a bassa pressione (basso Reynolds) e prove ad una pressione maggiore (alto Reynolds).

Per la scelta delle giranti il criterio è stato quello di massimizzare le differenze tra prove a bassa pressione e prove ad alta pressione per questo motivo la scelta è caduta sulle giranti:

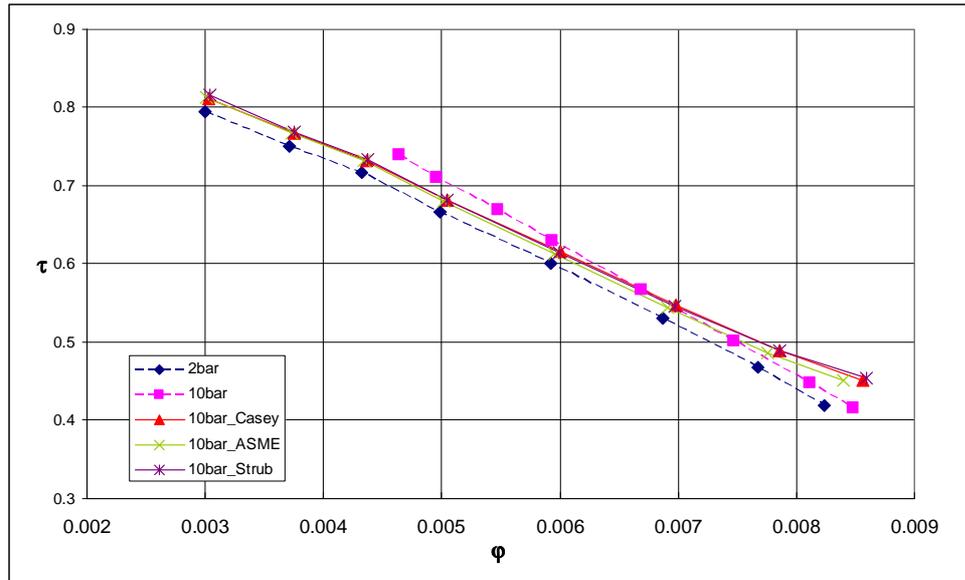
- a) F12 Ø350mm ottenuta per EDM con rugosità superficiale  $Ra=3.2 \mu\text{m}$  tra le pressioni di 2bar e 10bar (F12-TD-EDM1)
- b) F6 Ø350mm ottenuta per EDM con rugosità superficiale  $Ra=0.8 \mu\text{m}$  tra le pressioni di 2bar e 13 bar (F6-TD-EDM2)
- c) F6 Ø350mm ottenuta per Brasatura con rugosità superficiale  $Ra=2.0 \mu\text{m}$  tra le pressioni di 2bar e 13 bar (F6-TD-Brazed).

Per poter utilizzare le correlazioni, il valore del numero di Reynolds a bassa ed alta pressione è stato determinato con le grandezze misurate in prossimità del punto di progetto della girante, i valori ricavati per il Reynolds di alta pressione e per quello di bassa pressione sono stati considerati costanti per tutta la curva della girante trascurando gli effetti legati alla variazione della viscosità cinematica.

Di seguito sono riportati gli andamenti delle curve sperimentali ad alte e bassa pressione ed i valori predetti dalle correlazioni per la girante F12-TD-EDM1.



**Figura 5-1. Efficienza politropica al variare della pressione per la girante. F6-TD-EDM1.**

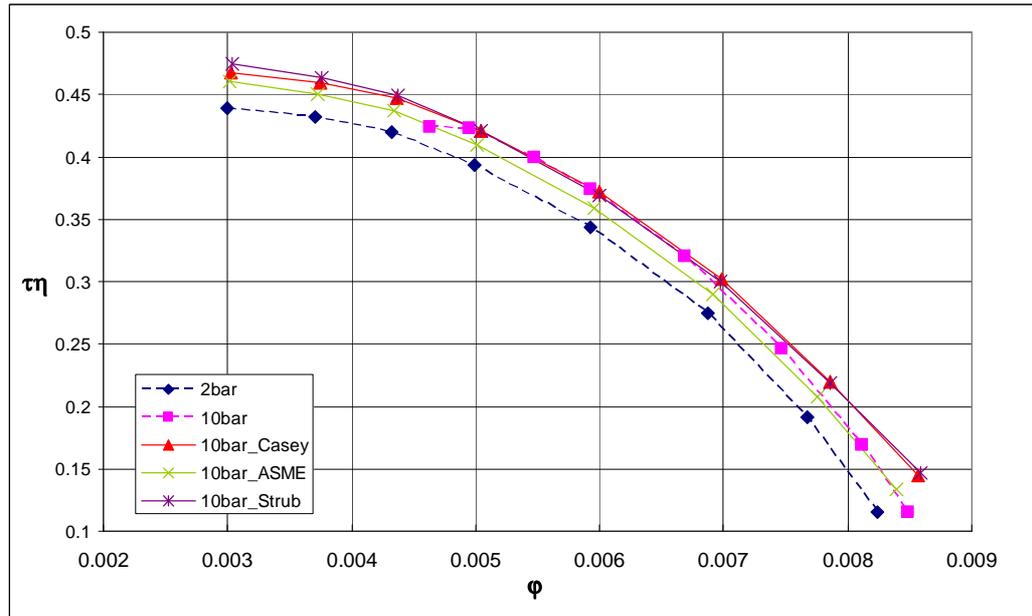


**Figura 5-2. Coefficiente di lavoro politropico sperimentale e predetto per la girante F12-TD-EDM1.**

Dalle Figura 5-1 e Figura 5-2 si può osservare che la curva del rendimento politropico a 10 bar ottenuto sperimentalmente risulta corta nella parte sinistra del campo operativo, questo comportamento non può essere predetto dalle correlazione che, di fatto, presentano la stessa larghezza di campo della prova a 2 bar.

I valori predetti con i metodi di Strub e Casey sovrastimano il rendimento politropico su tutta la curva mentre il metodo proposto dalle ASME PTC-10-1997 sottostima l'incremento di efficienza risultando più cautelativo.

Il coefficiente di lavoro politropico ottenuto con i metodi di Strub e Casey risulta sostanzialmente simile tra loro in quanto, tutte e tre le correlazioni sovrastimano l'incremento di  $\tau$  per alti  $\phi$  mentre risultano conservative (sottostimando l'incremento) per bassi valori del coefficiente di flusso anche in prossimità del punto di progetto.

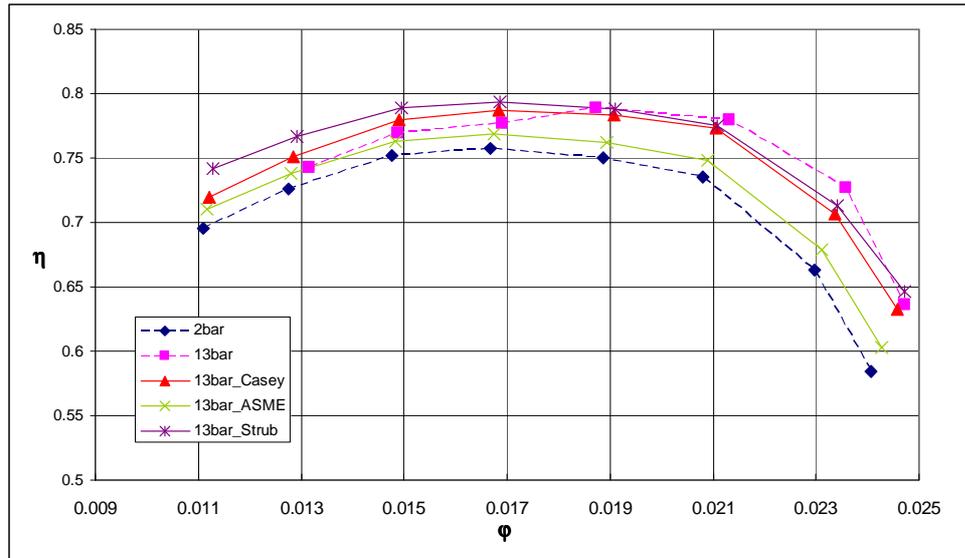


**Figura 5-3. Prevalenza politropica sperimentale e predetta con le correlazioni al variare della pressione per l'assetto F12-TD-EDM1.**

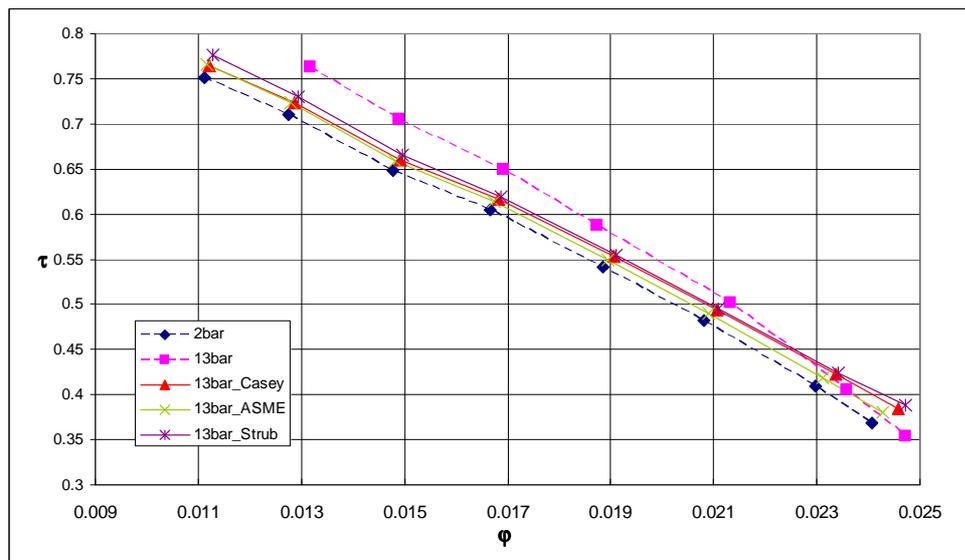
Dalla Figura 5-3 è possibile osservare che per alti valori di portata i metodi di Strub e Casey sovrastimano l'incremento di  $\tau_\eta$  mentre, per gli stessi valori di portata il metodo proposto dalle ASME-PTC10-1997 sembra essere in buon accordo con i dati sperimentali.

Generalizzando: il metodo di Wiesner adottato nelle norme ASME-PTC-10-1997 sottostima l'incremento  $\tau_\eta$  su tutto il campo di funzionamento al contrario degli altri due metodi che invece lo sovrastimano.

Il confronto tra valori sperimentali ed i metodi correttivi per la stima delle prestazioni al variare del Reynolds condotta sulla girante F6-TD-EDM1 è riportata di seguito, la girante in oggetto è stata ottenuta per elettroerosione, successivamente la superficie è stata sottoposta ad un ulteriore trattamento di finitura superficiale in modo da conferirle una rugosità di  $0.8\mu\text{m}$ .



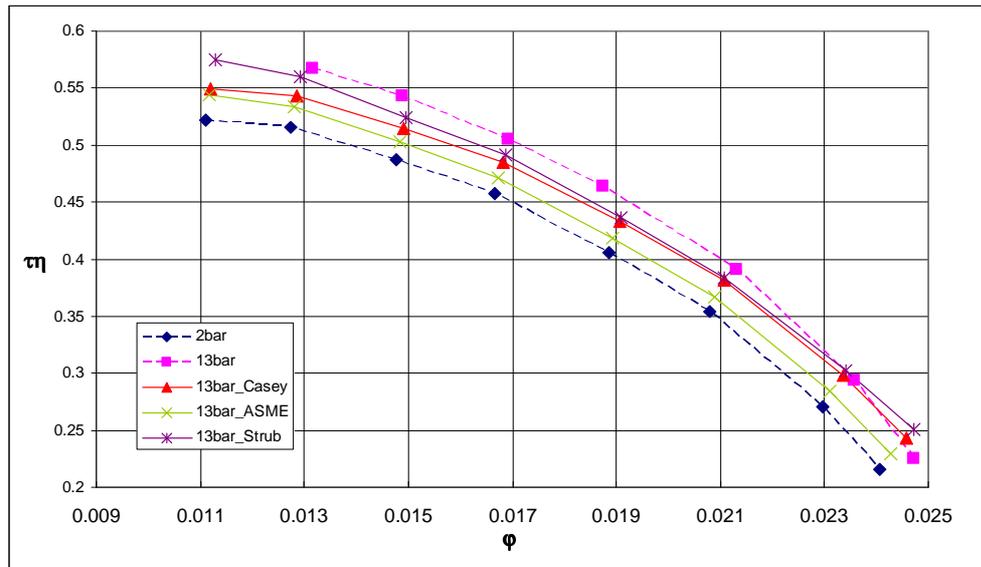
**Figura 5-4. Rendimento politropico effettivo e predetto mediante correlazioni, al variare della pressione per la girante F6-TD-EDM2.**



**Figura 5-5. Coefficiente di lavoro politropico al crescere della pressione; confronto tra valori misurati e valori predetti per girante F6-TD-EDM2.**

La Figura 5-4 che riporta la curva del rendimento mostra che la prova con pressione di aspirazione a 13 bar presenta valori elevati per le alte portate, i metodi correttivi di Casey e Strub sembrano ben descrivere questo comportamento al contrario, il metodo proposto da Wiesner non porta agli stessi incrementi di efficienza ottenuti nel caso reale.

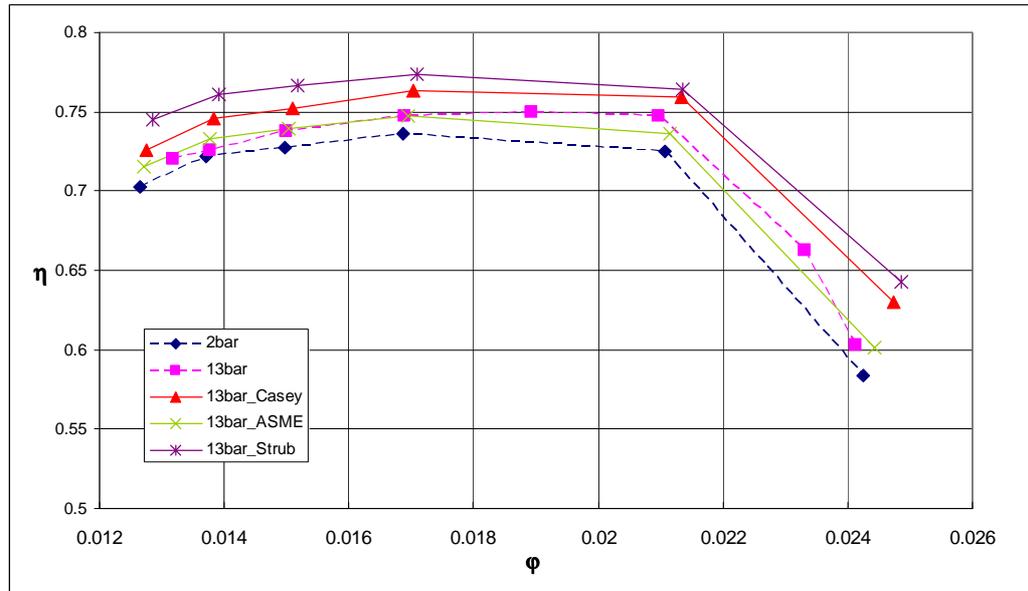
L'andamento di  $\tau$  riportato in Figura 5-6 permette di notare che passando da 2bar a 13 bar, a parità di portata, si ha un incremento elevato di  $\tau$ ; i modelli correttivi descrivono bene la curva per alti valori di portata mentre si discostano dai valori sperimentali (sottostimandoli) per bassi valori del coefficiente di flusso.



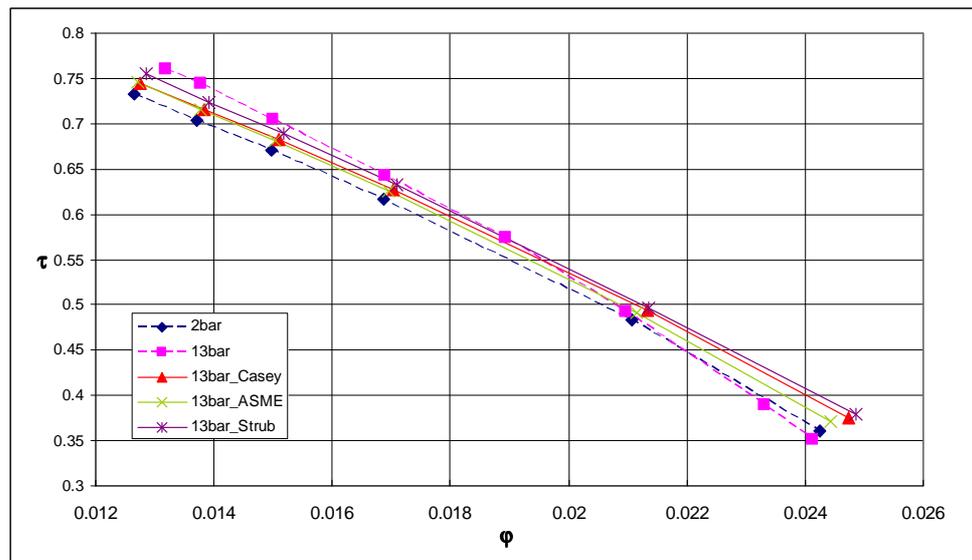
**Figura 5-6. Coefficiente di prevalenza politropica effettiva e predetta mediante correlazioni, al variare della pressione per girante F6-TD-EDM2.**

Dalla Figura 5-6 è possibile notare che, come esposto in precedenza, i metodi correttivi di Casey e Strub descrivono bene l'incremento di  $\tau\eta$  ad alte portate, al diminuire della portata i modelli correttivi sottostimano l'incremento di  $\tau\eta$  anche se la correzione proposta da Strub si avvicina molto ai valori reali, questo può essere legato alla sovrastima di  $\eta$  (come visto precedentemente). La correlazione adottata dalle ASME PTC-10-1997 prevede un incremento di prestazioni molto minore di quello effettivamente misurato.

La terza girante analizzata è la F6-TD-Brazed caratterizzata da valori intermedi di rugosità compresi tra  $0.8 \mu\text{m}$  e  $3.2 \mu\text{m}$  tipici per giranti ottenute per brasatura.



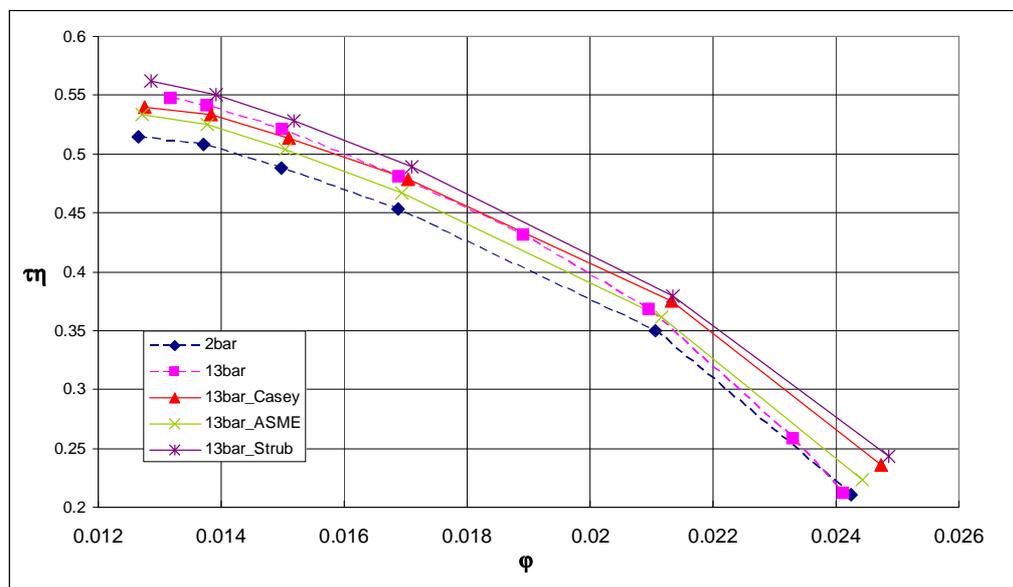
**Figura 5-7. Rendimento politropico effettivo e predetto mediante correlazioni, al variare della pressione di esercizio per F6-TD-Brazed.**



**Figura 5-8. Coefficiente di lavoro politropico al crescere della pressione, confronto tra valori misurati e valori predetti per girante F6-TD-Brazed.**

La Figura 5-7 mostra come il metodo correttivo di Casey e quello di Strub prevedano valori di rendimento più elevati su tutto il campo operativo rispetto a quelli effettivamente misurati mentre la correlazione riportata nelle ASME PTC-10-1997 risulta in buon accordo con i valori sperimentali.

Dalla Figura 5-8 che riporta l'andamento di  $\tau$  si nota che il caso a 13 bar presenta valori molto simili a quelli della prova a 2 bar soprattutto per alte portate, di difficile spiegazione è il fatto che per alti valori di portata il coefficiente  $\tau$  della prova a 2 bar risulti più alto dello stesso a 13bar; si osserva inoltre un cambiamento nell'inclinazione della curva al diminuire della portata. I valori ottenuti mediante correzione del coefficiente di lavoro a 2 bar mostrano tutte un comportamento simile sottostimando l'incremento nel caso di basse portate e sovrastimandolo nel caso di portate più grandi.



**Figura 5-9. Coefficiente di prevalenza politropica effettiva e predetta mediante correlazioni, al variare della pressione per F6-TD-Brazed.**

Dall'osservazione della Figura 5-9 si nota che i metodi correttivi di Casey e Strub, applicati al coefficiente di prevalenza politropico prevedono un valore di  $\tau$  per alte portate maggiore di quello effettivamente misurato, lo stesso comportamento si osserva per il metodo correttivo riportato nelle ASME PTC-10-1997 anche se gli incrementi sono più modesti.

Nel caso di basse portate le correlazioni ASME PTC-10-1997 e quella di Casey si avvicinano tra se con valori di  $\tau$  di poco inferiori a quelli effettivamente

misurati, al contrario, il metodo di Strub prevede valori più alti rispetto ai dati sperimentali.

Complessivamente le tre correlazioni forniscono una buona previsione delle prestazioni al variare del Reynolds, la maggiore differenza si osserva tra la correlazione adottata dalla ASME che risulta più conservativa prevedendo valori di rendimento inferiori rispetto ai dati sperimentali, le altre correlazioni prevedono valori di rendimento sensibilmente più alti di quelli osservati risultando meno cautelative.

## **5.2. Angolo di flusso e numero di Reynolds**

I test eseguiti a diverse pressioni di aspirazione permettono di ottenere le prestazioni dello stadio al variare del numero di Reynolds; al fine di comprendere il comportamento dell'accoppiamento girante-diffusore al variare del Reynolds un parametro di fondamentale importanza è l'angolo di flusso interno al diffusore, come esposto nei capitoli precedenti lo studio di questo angolo permette di poter determinare le prestazioni in termini di recupero di pressione nella parte statorica della macchina e l'innescio dello stallo.

La stima dell'angolo di flusso all'interno del diffusore è stato ottenuto in maniera indiretta come esposto nel Capitolo 3 utilizzando le misure di pressione e temperatura interne al diffusore.

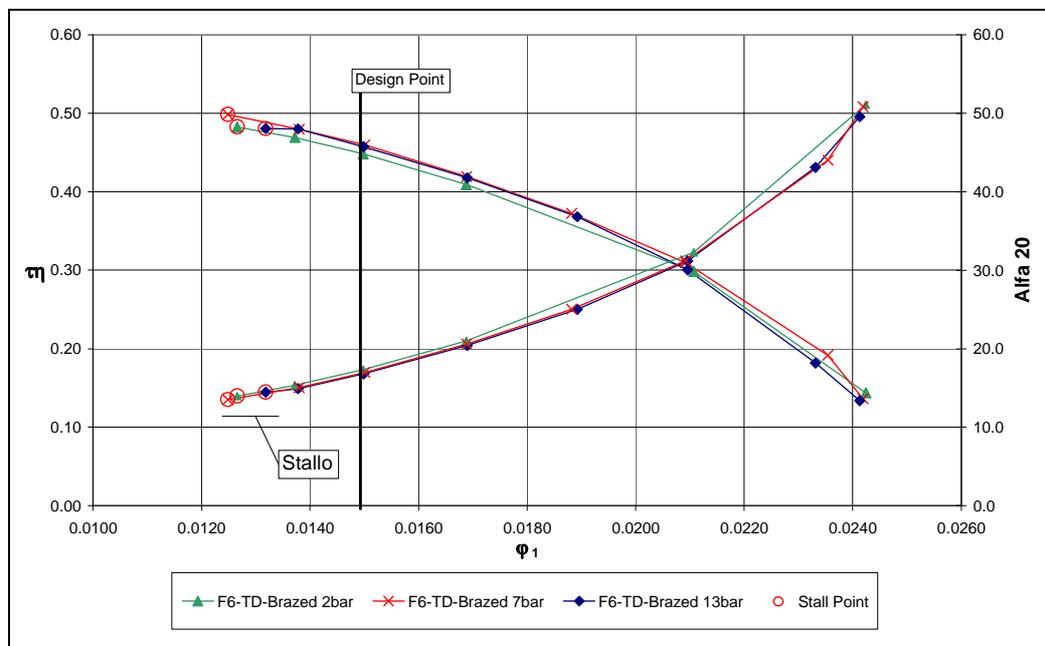
Le analisi sull'angolo di flusso all'inizio del tratto a pareti parallele del diffusore al variare della pressione di aspirazione sono state condotte sia sulle giranti della famiglia F che sulle giranti D33, di seguito verranno riportati i risultati delle analisi condotte su entrambe le famiglie partendo dalle prove sperimentali.

### 5.2.1. Angolo di flusso nelle giranti F.

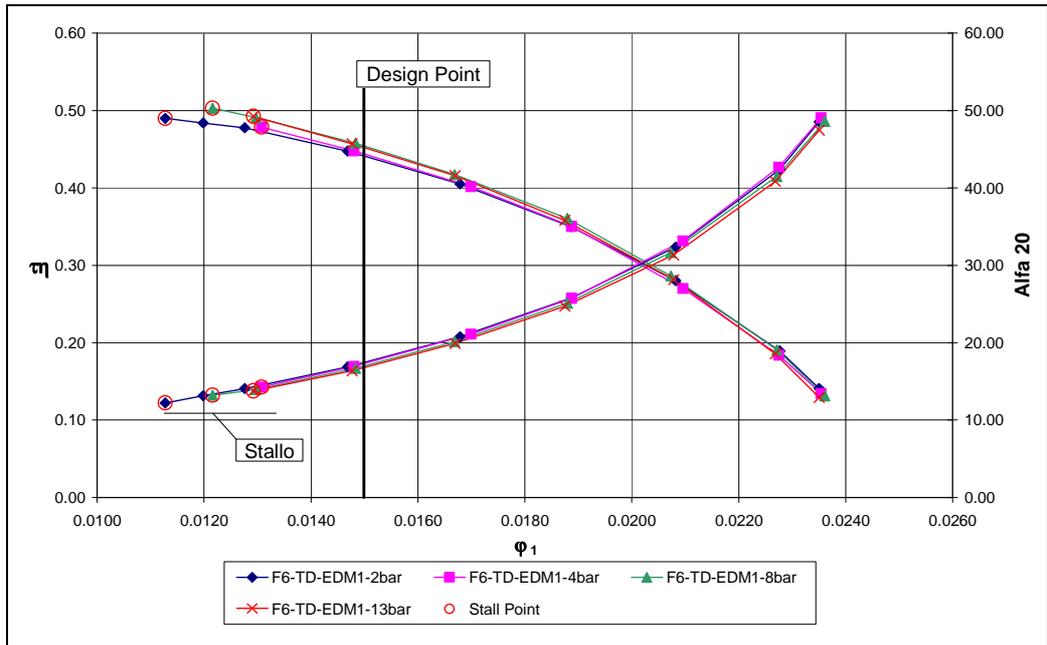
Come esposto nel Capitolo 3, l'angolo di flusso all'inizio del tratto a pareti parallele del diffusore viene ottenuto in modo indiretto attraverso le misure di temperatura e quelle di pressione totale e statica; l'assetto della girante F12, che presenta un  $b_{20}$  molto ridotto non permette il posizionamento di sonde di pressioni totali nella sezione 20 pertanto non è possibile stimare l'angolo di flusso su tale sezione mentre, per l'assetto della giranti F6-TD la misura della pressione totale nella suddetta sezione è di facile realizzazione pertanto l'analisi viene condotta solo sulla F6 estendo i risultati anche alla F12.

Come riportato nel Capitolo 3, l'analisi degli spettri dei sensori dinamici permette di determinare l'insorgenza di uno stallo rotante, questa informazione associata al calcolo dell'angolo di flusso consente di individuare l'angolo critico dell'assetto.

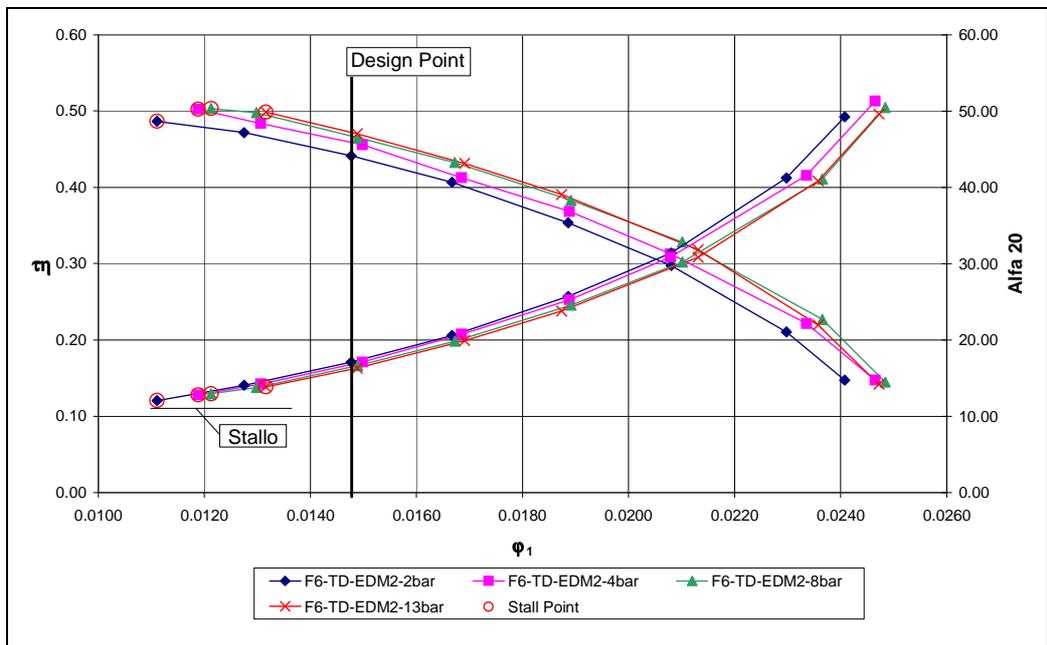
Di seguito si riportano i grafici delle prestazioni delle giranti F6-TD per  $Mu=0.6$  estendendo i risultati anche sulle giranti F12; i punti di innesco stallo sono stati evidenziati con un cerchietto.



**Figura 5-10. F6-TD-Brazed, prestazioni ed angoli di flusso al variare della pressione di aspirazione.**



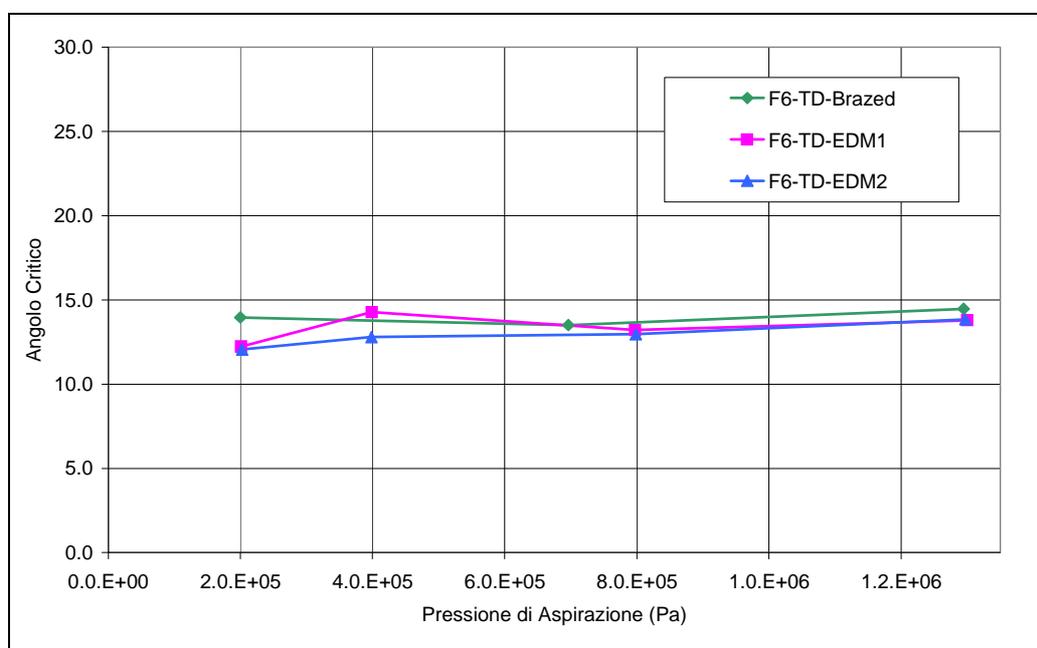
**Figura 5-11. F6-TD-EDM1, prestazioni ed angoli di flusso al variare della pressione di aspirazione.**



**Figura 5-12. F6-TD-EDM2, prestazioni ed angoli di flusso al variare della pressione di aspirazione.**

Dalle Figura 5-10, Figura 5-11e Figura 5-12 si osserva che le prestazioni delle girante F6-TD-Brazed ed F6-TD-EDM1 sembrano non risentire della variazione di pressione, mentre per la F6-TD-EDM2 l'incremento è più sensibile; in termini di angolo di flusso, sebbene sia presente un modesto aumento dell'angolo su tutto il campo, tale variazione è sensibilmente più ridotta rispetto all'incremento delle prestazioni.

In termini di angolo critico, l'aumento della pressione sembra portare, a prima vista, ad un aumento dell'angolo di flusso tuttavia l'entità della variazione dell'angolo è contenuta tanto da poter rientrare nell'incertezza del metodo di valutazione.



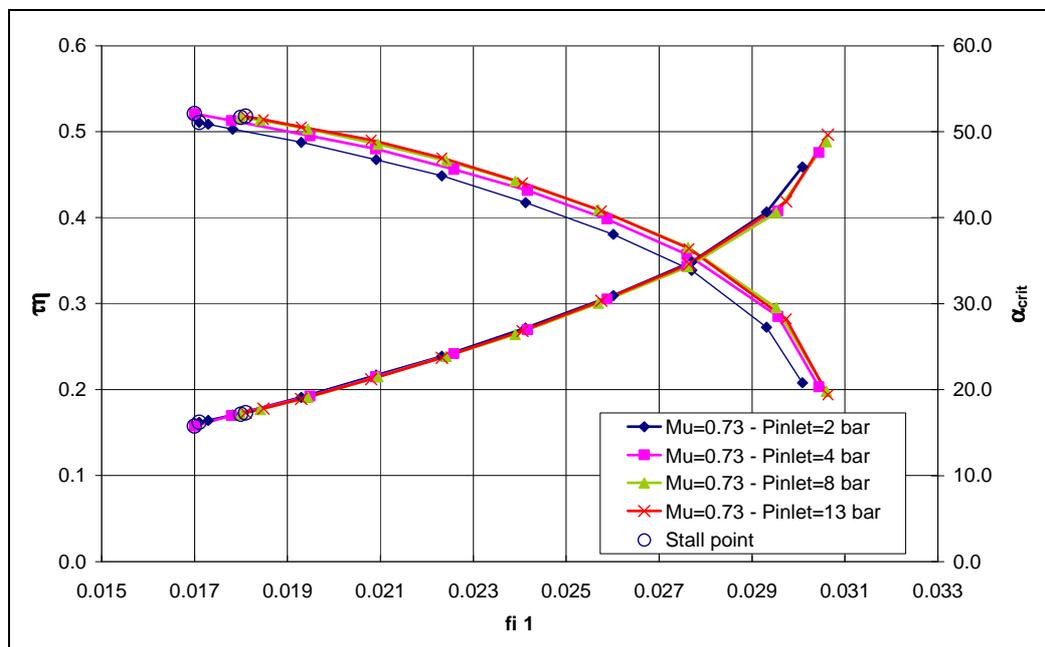
**Figura 5-13. Angolo critico vs pressione di aspirazione, confronto tra le tre giranti F6-TD.**

La Figura 5-13 mostra il valore dell'angolo critico al variare della pressione di aspirazione dello stadio per le tre giranti F6-TD a  $\mu=0.6$ , si può osservare che le variazioni dell'angolo sono decisamente contenute, l'incremento dell'angolo critico al crescere della pressione risulta di modesta entità e non presenta un trend tale da giustificare una sensibile variazione dell'angolo al crescere della pressione di esercizio (e quindi del numero di Reynolds).

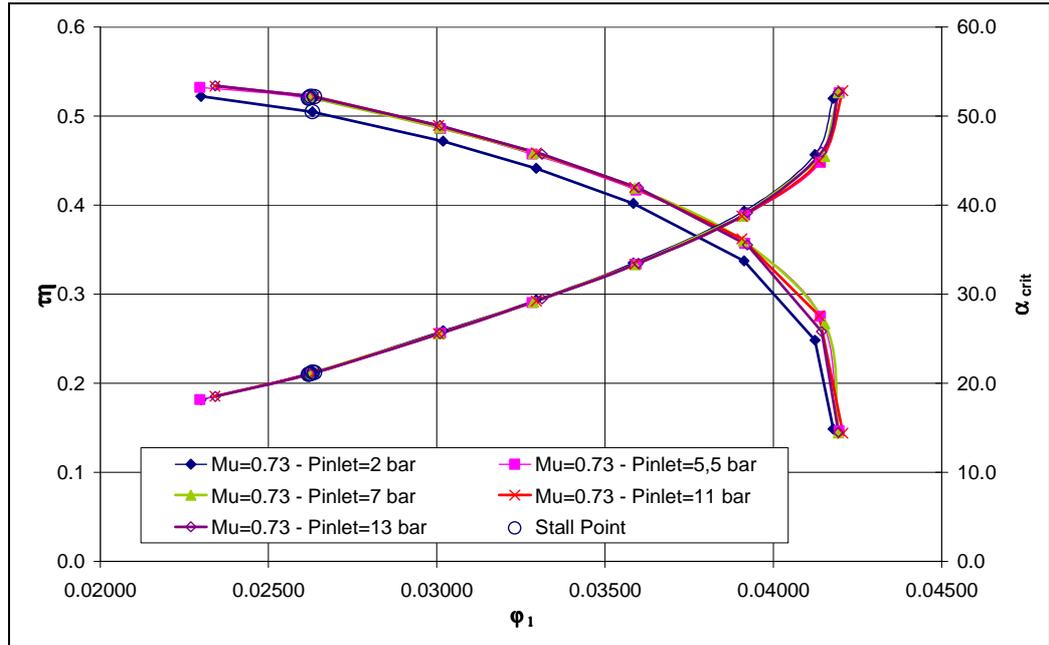
### 5.2.2. Angolo di flusso nelle giranti D33.

Analogamente al caso delle giranti F, i dati sperimentali ottenuti con i test sulle due giranti D33 permettono di valutare la variazione dell'angolo di flusso del diffusore per diversi valori della pressione di aspirazione e quindi del numero di Reynolds.

Di seguito sono riportati gli andamenti delle prestazioni e dell'angolo di flusso al variare della pressione di aspirazione; il punto di innesco stallo per ogni prova è evidenziato con un cerchietto.



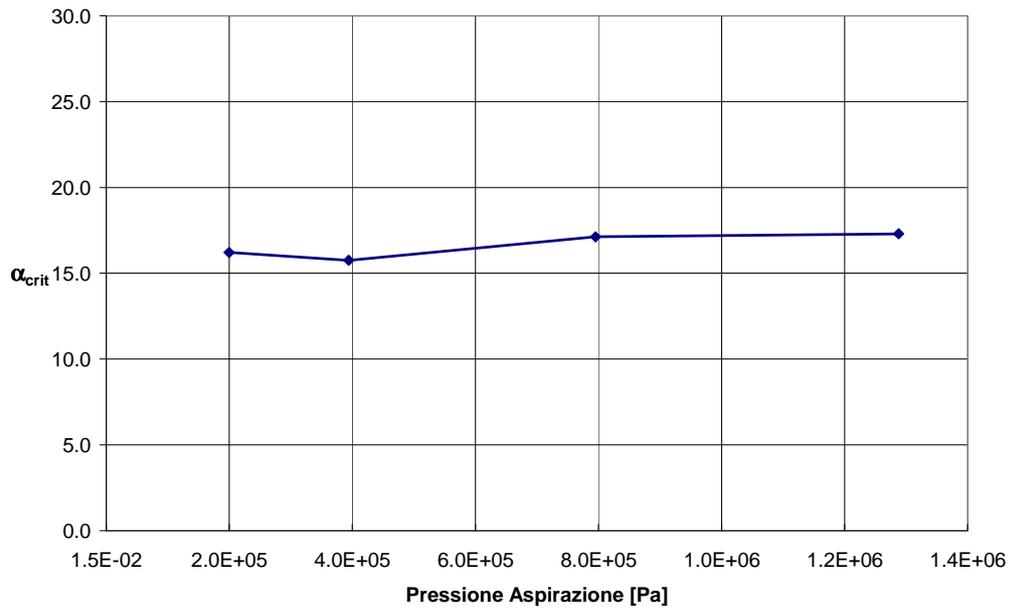
**Figura 5-14. Angolo di flusso e prevalenza politropica al variare della pressione di aspirazione per girante D33\_0207.**



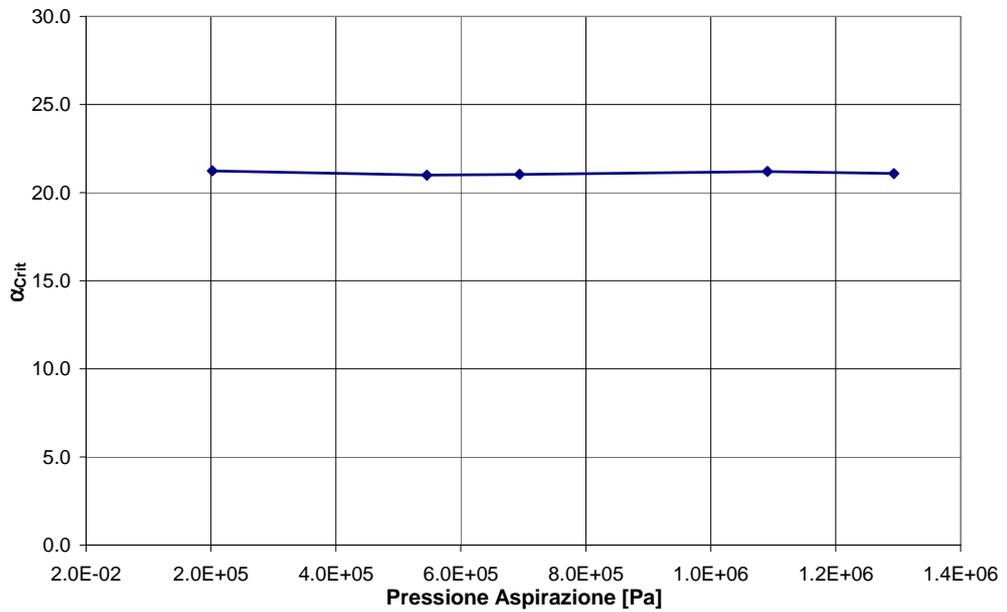
**Figura 5-15. Angolo di flusso e prevalenza politropica al variare della pressione di aspirazione per girante D33\_0300.**

Dalla Figura 5-14 e dalla Figura 5-15 si può osservare che per le due giranti D33 l'incremento delle prestazioni legato all'aumento del numero di Reynolds non si associa a variazioni sensibili dell'angolo di flusso, più in dettaglio, nel punto di innesco stallo le variazioni di angolo critico di flusso risultano modeste.

Riportando il valore dell'angolo critico delle giranti al variare della pressione di aspirazione (che equivale a riportarli in funzione del numero di Reynolds), è possibile valutare quanto varia l'angolo critico.



**Figura 5-16. Variazione dell'angolo critico con la pressione di aspirazione per girante D33\_0207.**



**Figura 5-17. Variazione dell'angolo critico con la pressione di aspirazione per girante D33\_0207.**

I grafici di Figura 5-16 e Figura 5-17 mostrano gli angoli critici delle due giranti D33 al variare della pressione di aspirazione, si può osservare che il valore di tale angolo resta sostanzialmente costante indipendentemente dal valore di pressione a cui lo stadio lavora.

### **5.3. Analisi sull'indipendenza dell'angolo critico dal Numero di Reynolds**

Dal confronto tra le prestazioni e l'angolo di flusso al variare della pressione si osserva che variazioni sensibili di prestazioni non sono associate ad uguali variazioni di angoli di flusso, inoltre le curve di performance ottenute ad un Reynolds più alto, se confrontate con quelle a Reynolds più basso oltre a risultare più alte sono spostate verso destra. Il punto di stallo si sposta ma non sono evidenti variazioni sensibili del suo valore.

Da queste osservazioni nasce l'esigenza di investigare se lo spostamento del punto di stallo non sia semplicemente legato alla variazione delle perdite per effetto Reynolds e se in realtà l'angolo critico del diffusore non sia di fatto indipendente dal Reynolds come riportato in letteratura per giranti di questo tipo[8].

Per investigare se l'angolo di flusso resta lo stesso indipendentemente dal Reynolds è stato calcolato lo spostamento di  $\varphi_1$  ad alto Reynolds in grado di generare lo stesso angolo di flusso a basso Reynolds del punto avente lo stesso  $\varphi$ ; più nel dettaglio, partendo da due punti allo stesso  $\varphi_1$  ma uno ad alta pressione ( $\varphi_{1H}$ ) e l'altro a bassa pressione ( $\varphi_{1L}$ ) sono stati calcolati i rispettivi angoli di flusso ( $\alpha_{1H}$  e  $\alpha_{1L}$ ), noti gli angoli di flusso si cerca, sulla curva ad alta pressione, il valore del coefficiente di flusso ( $\varphi_{1H-NEW}$ ) che permette di avere lo stesso angolo di flusso di  $\varphi_{1L}$  ovvero, nel punto della curva ad alta pressione corrispondente a  $\varphi_{1H-NEW}$  si ha  $\alpha_{1H-NEW} = \alpha_{1L}$ .

Il valore  $\Delta\varphi_1 = (\varphi_{1L} - \varphi_{1H-NEW})$  rappresenta il valore dello shift del coefficiente di portata della curva a basso Reynolds che genera, nella curva ad alto Reynolds, lo stesso angolo di flusso.

Partendo dalle misure di prestazioni ottenute per via sperimentale e con considerazioni geometriche è possibile stimare l'angolo di flusso in uscita dalla girante:

dalla definizione di Mach periferico ( $M_u$ ) è possibile risalire alla velocità periferica:

$$M_u = \frac{u_2}{a_{00}} \quad \text{Eq. 5-1}$$

dove  $a_{00}$  è la velocità del suono all'ingresso della girante ed  $u_2$  la velocità periferica della girante.

Una volta calcolata la velocità periferica e nota la temperatura del gas all'ingresso della girante ( $T_1$ ) è possibile risalire alla temperatura allo scarico della girante ( $T_2$ ) mediante la definizione del coefficiente di prevalenza ( $\tau$ ):

$$\tau = \frac{c_p (T_2 - T_1)}{u_2^2} \quad \text{Eq. 5-2}$$

dove  $c_p$  è il calore specifico a pressione costante del gas.

Considerando la relazione:

$$\tau \eta_p = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{1}{M_u^2 k} \cdot \left( \beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad \text{Eq. 5-3}$$

È possibile individuare il rapporto di compressione ( $\beta$ ) una volta definito il coefficiente della politropica equivalente che si determina attraverso la:

$$\eta_p = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{k-1}{k} \quad \text{Eq. 5-4}$$

con  $\eta_p$  rendimento politropico.

Dalla definizione di pressione totale si ricavano le pressioni statiche all'uscita della girante.

La densità si calcola con la legge dei gas perfetti mentre la componente radiale della velocità assoluta all'uscita della girante si trova attraverso la definizione di  $\varphi_1$  e  $\varphi_2$  :

$$\varphi_1 = \frac{Q_{00}}{u_2 \cdot R_2^2 \cdot \pi} \quad \text{Eq. 5-5}$$

$$\varphi_2 = \frac{C_{r2}}{u_2} \quad \text{Eq. 5-6}$$

dove  $Q_{00}$  è la portata volumetrica,  $R_2$  il raggio della girante e  $C_{r2}$  la componente radiale della velocità assoluta.

Noto che  $\tau$  è definito come il rapporto fra la componente tangenziale della velocità assoluta all'uscita della girante e la sua velocità periferica:

$$\tau = \frac{C_{u2}}{u_2} \quad \text{Eq. 5-7}$$

È possibile risalire all'angolo di flusso definito come:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{C_{r2}}{C_{u2}} \quad \text{Eq. 5-8}$$

Le relazioni precedentemente scritte permettono di poter determinare l'angolo del flusso allo scarico della girante come funzione delle prestazioni ottenute dalle prove sperimentali.

L'analisi è stata condotta soltanto sulle giranti F6-TD-EDM2, F6-TD-Brazed a  $Mu=0.6$ , tuttavia la metodologia ed i risultati possono essere estesi anche alle altre giranti F e D33.

I punti della curva su cui è stata eseguita l'analisi sono stati il punto di progetto (per entrambe le giranti) e per la F6-TD-Brazed anche il punto più a sinistra della curva ovvero quello di innesco stallo; la Tabella 5-1 riporta la sintesi dei punti analizzati.

|             | $\varphi$ | Pressione | $\alpha_2$ |                 |
|-------------|-----------|-----------|------------|-----------------|
| F6-TD-EDM2  | 0.0148    | 2 bar     | 7.56       | Design Point    |
|             | 0.0149    | 13 bar    | 7.06       |                 |
| F6-TD-Bazed | 0.0150    | 2 bar     | 7.38       | Design Point    |
|             | 0.0150    | 13 bar    | 7.20       |                 |
| F6-TD-Bazed | 0.0127    | 2 bar     | 5.73       | Stall Inception |
|             | 0.0132    | 13 bar    | 5.80       |                 |

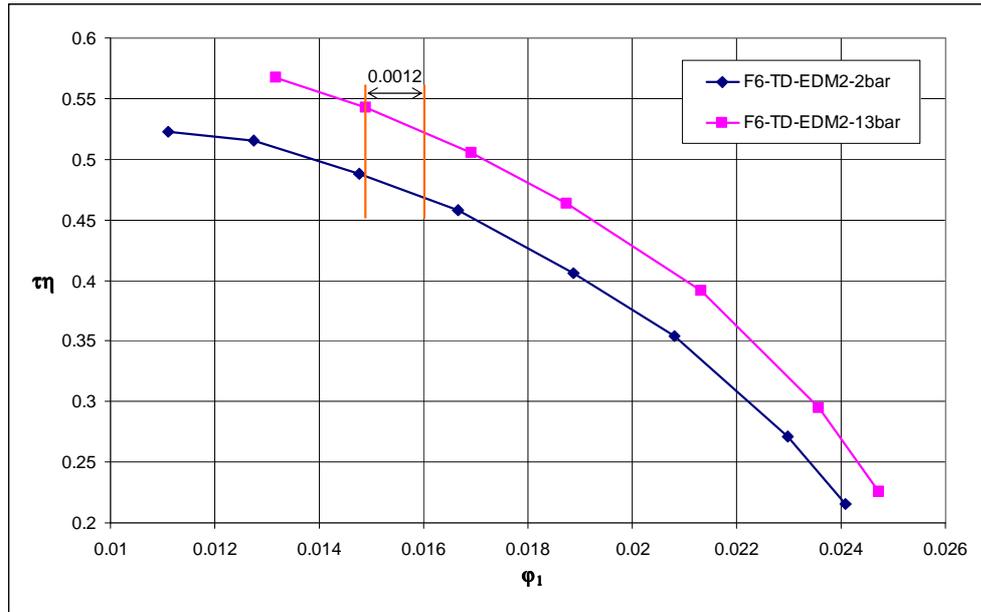
**Tabella 5-1. Punti analizzati.**

L'analisi ha permesso di individuare gli spostamenti dei punti a parità di angolo di flusso così come riportato in Tabella 5-2.

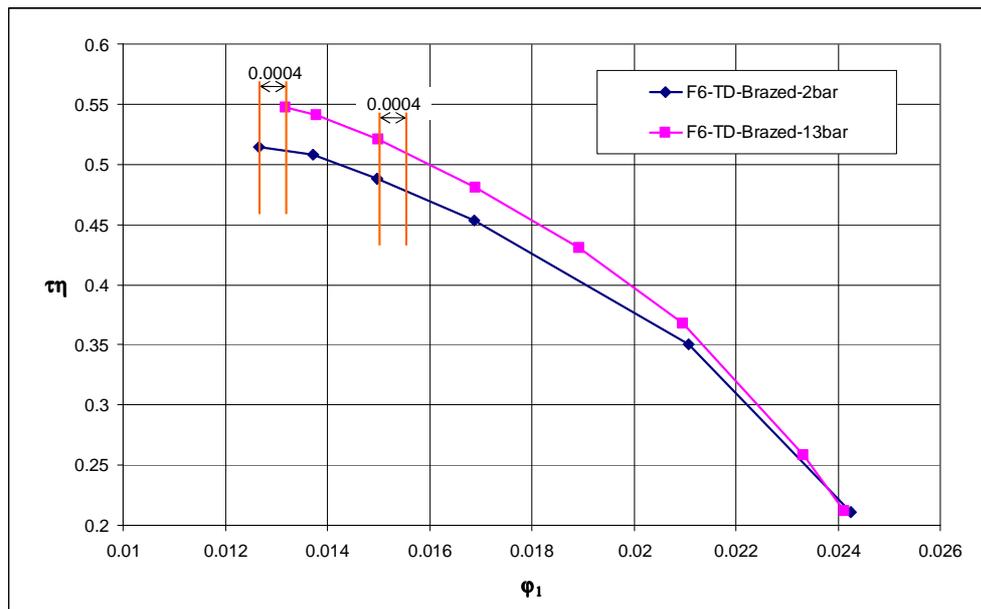
|             |                 | $\Delta\varphi$ |
|-------------|-----------------|-----------------|
| F6-TD-EDM2  | Design Point    | 0.0012          |
| F6-TD-Bazed | Design Point    | 0.0004          |
| F6-TD-Bazed | Stall Inception | 0.0004          |

**Tabella 5-2. Risultato dell'analisi dello spostamento della curva a parità di angolo di flusso.**

Riportando in grafico le curve di performance ad alta e bassa pressione e lo spostamento risultante dall'analisi è possibile apprezzarne l'entità e fare delle valutazioni.



**Figura 5-18. F6-TD-EDM2, curve al variare della pressione e scostamento a parità di angolo di flusso.**



**Figura 5-19. F6-TD-Brazed, curve al variare della pressione e scostamento a parità di angolo di flusso.**

Dal grafico di Figura 5-18 è possibile osservare che la stima dello spostamento di  $\phi_1$  a parità di angolo di flusso evidenzia, per la F6-TD-EDM2, un valore di scostamento significativo seppur di minore entità rispetto al dato sperimentale.

I risultati dell'analisi condotta sulla F6-TD-Brazed e riportati in Figura 5-19 sia al punto di progetto che al punto di innesco stallo mostrano un valore di scostamento sostanzialmente costante per entrambi i punti, tale valore, sebbene inferiore, risulta in buon accordo con il dato sperimentale.

Lo shift del punto di innesco stallo risulta in buon accordo con il dato sperimentale infatti, traslando destra il punto di innesco stallo a bassa pressione di una quantità pari a  $\varphi_1 = 0.0004$  il nuovo punto si trova molto vicino al punto di innesco stallo della curva ad alta pressione.

Se si assume che il valore di sopstamento della curva resti pressoché costante lungo tutta la curva anche per la F6-TD-EDM2, si può osservare che lo spostamento del punto di innesco stallo di bassa pressione, traslato di  $\Delta\varphi_1$  corrispondente al risultato dell'analisi, si avvicina molto (in termini di portata) al punto di stallo della curva ad alta pressione.

Concludendo, le analisi condotte sulle giranti confrontando le prestazioni, anche di famiglie diverse, al variare della pressione di aspirazione hanno permesso di analizzare il comportamento dell'angolo di flusso all'interno del diffusore al variare del numero di Reynolds, sebbene si osservino variazioni sensibili di prevalenza e rendimento, l'angolo di flusso è risultato essere scarsamente sensibile a queste variazioni, le analisi svolte sembrano dimostrare l'indipendenza dell'angolo di flusso al numero di Reynolds. Dall'analisi dell'angolo di innesco stallo al variare del Re è stato osservato un modesto incremento nel valore di tale angolo con il Re tuttavia queste variazioni non sembrano giustificare un cambiamento dell'angolo critico con la pressione.

## **Bibliografia**

1. ASME Performance Test Code, “Performance Test Code on Compressors and Exhauster” PTC-10, 1997.
2. Wiesner, F. J., “A New Appraisal of Reynolds Number Effects on Centrifugal Compressor Performance”, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 101, July 1979, pp. 384-396.
3. Wachter, J. Woehrl, B. “Aufwertungen des Wirkungsgrades von Turbomaschinen der Radialen Bauart in Abhängigkeit von Reynoldsdszahl und Geometrie”, Pfeiderer-Tagung, VDI 424, 1981, pp. 384-396.
4. Simon, H., Articolo non Pubblicato, ICAMACC Working Group on Reynolds Number, June 1981.
5. Casey, M. V. “The Effects of Reynolds Number on Efficiency of Centrifugal Compressor Stages”, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, April 1985, pp. 541-548.
6. Traupel, W., “Thermische Turbomaschinen”, Vol. 1, 2<sup>nd</sup> Ed., Springer-Verlag, Berlin, 1996, pp. 139-140.
7. Moody, L. F., “Friction Factor for Pipe Flow”, ASME Transactions, Nov. 1944, pp.671-684.
8. Senoo, Y., et al., “Asymmetric Flow in Vaneless Diffusers of Centrifugal Blowers”, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 99, Mar. 1977, pp. 104-114.
9. Strub, R. A., “Influence of the Reynolds Number on the Performance of Centrifugal Compressors”, Final Report of Working Group of the Process Compressors Subcommittee of the International Compressed Air and Allied Machinery Committee (ICAAMAC), Zurich, Oct. 1982.

|        |   |     |
|--------|---|-----|
| 5.     | Influenza del Numero di Reynolds sulle prestazione e sull'angolo di stallo. | 137 |
| 5.1.   | Prestazioni ed effetti del numero di Reynolds.....                          | 138 |
| 5.2.   | Angolo di flusso e numero di Reynolds .....                                 | 146 |
| 5.2.1. | Angolo di flusso nelle giranti F.....                                       | 147 |
| 5.2.2. | Angolo di flusso nelle giranti D33. ....                                    | 150 |
| 5.3.   | Analisi sull'indipendenza dell'angolo critico dal Numero di Reynolds        | 153 |
|        | Bibliografia.....   | 159 |

## Conclusioni

Il compressore centrifugo trova largo impiego in campo industriale per la sua compattezza, l'elevato trasferimento di energia al fluido ed un campo di funzionamento molto esteso.

Riducendo la portata elaborata dal compressore, a parità di numero di giri, il fenomeno che ne limita maggiormente il funzionamento è costituito dallo stallo.

Allo stallo sono anche associate oscillazioni di pressioni che si traducono in vibrazione, generalmente subsincrona, che risultano tanto più grandi quanto maggiori sono la densità ed il peso molecolare del gas.

Nell'ottica di una maggiore comprensione dello stallo rotante nei compressori centrifughi è nata la collaborazione tra G.E. Oil & Gas Nuovo Pignone e Dipartimento di Energetica "S. Stecco". La collaborazione si pone come obiettivi quelli di approfondire la conoscenza sullo stallo e fornire ai progettisti strumenti in grado di prevederne l'insorgere e determinare i parametri che possono permettere di evitarlo o ridurne gli effetti.

Gli obiettivi del presente lavoro possono essere riassunti in due aree di intervento:

- Ricerca di una correlazione predittiva in grado di determinare le condizioni di innesco stallo per l'applicazioni su stadi di compressori per alte pressioni
- Analisi dell'influenza del numero di Reynolds sulle prestazioni della macchina con particolare attenzioni allo stallo ed all'angolo di flusso all'interno del diffusore.

Lo studio di una correlazione per la previsione dell'angolo di flusso critico è stato affrontato sperimentalmente caratterizzando tre giranti della stessa famiglia (giranti di tipo F) variando i parametri geometrici riportati di seguito:

- Rapporto di diffusione ( $DR=1.3$  e  $1.7$ )
- Larghezza del diffusore ( $DW=0.30$  ;  $0.38$  e  $0.5$ )

I test sono stati condotti in aria a pressione atmosferica con modelli in scala 1:1 in configurazione da ultimo stadio. I valori degli angoli di flusso sono stati determinati con metodo indiretto attraverso le misure di pressione e temperatura totali e statiche; l'uso di sensori dinamici di pressione ha permesso di determinare l'innesco stallo ed il valore corrispondente dell'angolo di flusso critico. Sebbene le prove siano state condotte a due diversi numeri di Mach periferici ( $Mu=0.5$  e  $0.6$ ), solo quelli a  $Mu=0.5$  corrispondono alle condizioni di funzionamento delle macchine reali.

Dai test delle tre giranti provate a pressione atmosferica è stato osservato che

- la riduzione di spessore del diffusore risulta efficace per allontanare lo stallo verso portate più piccole, addirittura in concomitanza con il pompaggio.
- l'uso di sensori dinamici posti nel diffusore ha permesso di stabilire che il diffusore costituisce il componente più critico.

Al fine di determinare una correlazione predittiva, sono stati utilizzati i valori degli angoli di flusso critico delle tre giranti provate a  $Mu=0.5$  e  $DR=1.7$  in quanto gli effetti di distorsione del flusso legati all'interazione tra voluta e diffusore risultano ridotti.

Gli angoli sono stati interpolati trovando dei coefficienti dipendenti dalla geometria dell'assetto in grado di prevedere il valore dell'angolo di flusso per il quale si ha l'innesco dello stallo.

La correlazione è stata verificata utilizzando gli angoli critici ottenuti nei test in pressione (illustrati nei paragrafi seguenti) eseguendo anche il confronto con la correlazione di Nishida-Kobayashi [1] ; complessivamente si può affermare che:

- l'angolo critico predetto da Nishida-Kobayashi per la F6-TD risulta decisamente maggiore rispetto a quello ottenuto sperimentalmente
- dal confronto tra i dati sperimentali e la correlazione trovata emerge un buon accordo prevedendo un angolo critico prossimo a quello sperimentale anche se leggermente inferiore. Va comunque evidenziato il fatto che il confronto è stata fatto tra due configurazioni diverse (ultimo stadio e stadio intermedio) e dunque uno scostamento rispetto ai valori previsti può essere imputabile a tale differenza.
- gli angoli critici predetti dalla correlazione per le due giranti D33 mostrano un buon accordo con i dati sperimentali anche se i valori predetti risultano moderatamente minori rispetto ai dati sperimentali risultando cautelativa. La correlazione di Nishida-Kobayashi applicata alle due D33 non sembra essere cautelativa stimando un angolo di flusso decisamente inferiore rispetto al dato sperimentale

Complessivamente, sebbene vi siano differenze tra gli assetti per cui è stata stimata la correlazione e quelli su cui è stato fatto il confronto è possibile concludere che la correlazione trovata sembra mostrare un buon accordo con i dati sperimentali e prevede angoli di flusso critico più vicini ai di test rispetto a quelli ottenuti mediante la correlazione di Nishida-Kobayashi.

L'altro aspetto su cui si è incentrata la ricerca è stata l'analisi dell'influenza del numero di Reynolds sulle prestazioni e sullo stallo.

L'indagine sul Reynolds ed i suoi effetti si è basata su dati sperimentali attraverso misure su banco prova in pressione, sono state analizzate quattro giranti bidimensionali: due appartenenti alla famiglia delle F (F6-TD ed F12-TD) e le altre due ad una famiglia diversa (giranti di tipo D33); le giranti

sebbene diverse trovano utilizzo nei compressori per alta pressione ed hanno geometrie simili tra loro. A differenza dei modelli utilizzati per lo studio della correlazione, tutti i modelli provati in pressione sono stati provati in configurazione da stadio intermedio con canale di ritorno a valle della girante.

Le prove sono state svolte considerando le seguenti configurazioni:

- F6-TD
  - Mach periferico pari a 0.6
  - Tre valori di rugosità superficiale rispettivamente 0.8  $\mu\text{m}$  (F6-TD-EDM2), 2.0 $\mu\text{m}$  (F6-TD-Brazed) e 3.2 $\mu\text{m}$  (F6-TD-EDM1)
  - Pressione di spirazione variabile tra 2 e 13 bar con i seguenti valori: 2 bar, 4 bar, 8 bar e 13 bar per rugosità 0.8 $\mu\text{m}$ ; 2 bar, 7 bar e 13 bar per la rugosità 2.0 $\mu\text{m}$  e 2 bar, 8 bar e 13 bar per rugosità 3.2 $\mu\text{m}$ .
- F12-TD
  - Mach periferico 0.6
  - Due valori di rugosità (2.0 $\mu\text{m}$  e 3.2 $\mu\text{m}$ )
  - Quattro valori di pressione per l'assetto con rugosità 3.2 $\mu\text{m}$  (2 bar, 7 bar, 10 bar e 13 bar) ed un solo valore per la rugosità 2.0 $\mu\text{m}$

Le due giranti appartenenti alla famiglia D33 sono state caratterizzate nella loro configurazione di progetto (con rapporto di diffusione e larghezza del diffusore di design) a Mach periferico 0.73 corrispondente alla condizione di reale utilizzo delle due giranti. La pressione di funzionamento è stata variata seguendo i seguenti step: 2 bar, 5.5 bar, 7 bar, 11 bar e 13 bar per la girante con coefficiente di flusso più grande e, 2 bar, 4 bar, 8 bar e 13 bar per l'altra girante. Per le giranti D33 la variazione del numero di Reynolds è stata ottenuta agendo soltanto sulla pressione mantenendo costante la finitura superficiale a 3.2  $\mu\text{m}$ .

I test in pressione hanno permesso di poter variare il numero di Reynolds degli assetti, l'incremento del numero di Reynolds, comporta la diminuzione delle perdite viscosive con conseguente incremento di prestazioni. Le curve di performance ottenute variando la pressione di aspirazione degli assetti sono state utilizzate per fare un confronto tra i metodi correttivi per prevedere le

prestazioni al variare del numero di Reynolds. Sono stati confrontati i metodi correttivi proposti da Casey [2], dalle norme ASME [3] e da Strub [5] applicandoli alle due giranti F6 ed F12 al variare della finitura superficiale. Dal confronto è emerso che il metodo di Wiesner [4] adottato dalle norme ASME risulta più conservativo prevedendo incrementi di rendimento leggermente inferiori rispetto ai test sperimentali. I modelli di Strub e Casey applicati agli stadi oggetto del confronto hanno dimostrato di stimare incremento di rendimento sensibilmente più elevati delle prove sperimentali.

Per le due giranti D33 e per la F6-TD è stato possibile calcolare l'angolo di flusso all'interno del diffusore a diversi valori del numero di Reynolds. Confrontando i valori degli angoli di flusso con le prestazioni è stato osservato che, sebbene le curve di prestazione siano influenzate dalla variazione di viscosità, per gli angoli di flusso non si osservano variazioni così accentuate. L'angolo di flusso per le tre giranti è stato calcolato anche per la condizione critica all'innescò dello stallo confrontandone il valore al variare della pressione di funzionamento.

L'angolo critico della girante F6-TD al variare della rugosità superficiale sembra essere scarsamente sensibile alla variazione di Reynolds tanto da non mostrare tendenze degne di nota. Le stesse osservazioni sono valide anche per le due giranti D33 per le quali gli angoli di flusso critico restano sostanzialmente invariati indipendentemente dalla pressione in aspirazione allo stadio.

L'influenza dell'angolo critico rispetto al Reynolds è stata studiata anche attraverso l'analisi delle curve di prestazioni. Le curve di funzionamento del compressore al crescere della pressione di esercizio oltre ad evidenziare un incremento nei valori di rendimento e prevalenza, mostrano anche una traslazione verso portate più elevate, laddove si osservano variazioni delle prestazioni si notano anche variazioni nel punto di innescò stallo anche se molto contenute.

Al fine di verificare l'indipendenza dell'angolo di flusso con la pressione è stato stimato lo spostamento, in termini di coefficiente di flusso, della curve ad alta pressione in grado di generare, a parità di portata, lo stesso angolo di flusso del punto corrispondente nella curva di bassa pressione.

L'analisi, condotta sulle prestazioni delle giranti F6-TD-EDM2 e F6-TD-Brazed per due livelli di pressione (2bar e 13bar) permette di fare le seguenti considerazioni:

- Per entrambe le giranti, al punto di progetto si ottengono valori di spostamento del coefficiente di flusso significativi ma di entità minore rispetto al dato sperimentale.
- I risultati condotti sulla F6-TD-Brazed sia al punto di progetto che al punto di stallo portano a valori di scostamenti molto simili tra loro in particolare al punto di stallo lo scostamento risulta congruente con la prova sperimentale.

Complessivamente, dalle analisi condotte sull'angolo a diversi valori di pressione è possibile osservare che le curve di prestazioni, in particolare del rendimento presentano incrementi anche elevati al crescere del Reynolds ma non si osservano analoghe variazioni negli angoli di flusso.

L'angolo critico non mostra evidenti variazioni del suo valore al variare del numero di Reynolds tanto da poter considerare, per i dati analizzati, la sostanziale indipendenza dell'angolo di flusso dal numero di Reynolds.

In conclusione, partendo da dati sperimentali, l'attività svolta ha permesso di:

- a) trovare una correlazione per la stima dell'angolo di flusso critico negli ultimi stadi di compressori per alte pressioni in grado di prevedere con una buona accuratezza l'insorgere dello stallo al variare dei parametri geometrici caratteristici
- b) analizzare l'influenza della variazione del numero di Reynolds sulle prestazioni dello stadio anche in termini di angolo di flusso. Le variazioni delle prestazioni al crescere del numero di Reynolds possono essere spiegate attraverso la riduzione delle perdite viscose che comportano un incremento in termini di rendimento. Le analisi condotte sull'angolo di flusso critico hanno permesso di osservare una sostanziale indipendenza dell'angolo rispetto al numero di Reynolds, questo comportamento risulta in accordo con la letteratura per giranti di questo tipo.

In futuro le analisi svolte sull'angolo di stallo potrebbero essere implementate attraverso la misura diretta dell'angolo di flusso. L'inserimento di sonde prismatiche all'interno del canale del diffusore non sempre è possibile date le ridotte dimensioni del canale. L'uso di sonde miniaturizzate o di anemometri a filo caldo potrebbero consentire una accurata misura dell'angolo andando ad eliminare anche le piccole incertezze legate alla misura indiretta dell'angolo di flusso.

## **Bibliografia**

1. Kobayashi H., Nishida H., Takagi T., Fukoshima Y., 1990, “A study on the rotating stall of centrifugal compressors (1st Report, Effect of vaneless diffuser width on rotating stall)”, Transactions Japan Society of Mechanical Engineers (B Edition) 56(529): 98-103.
2. Casey, M. V. “The Effects of Reynolds Number on Efficiency of Centrifugal Compressor Stages”, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, April 1985, pp. 541-548.
3. ASME Performance Test Code, “Performance Test Code on Compressors and Exhauster” PTC-10, 1997.
4. Wiesner, F. J., “A New Appraisal of Reynolds Number Effects on Centrifugal Compressor Performance”, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 101, July 1979, pp. 384-396.
5. Strub, R. A., “Influence of the Reynolds Number on the Performance of Centrifugal Compressors”, Final Report of Working Group of the Process Compressors Subcommittee of the International Compressed Air and Allied Machinery Committee (ICAAMAC), Zurich, Oct. 1982.

|                         |            |
|-------------------------|------------|
| <b>CONCLUSIONI.....</b> | <b>160</b> |
| BIBLIOGRAFIA.....       | 167        |