

**CAP. 5 ESEMPI NUMERICI**

MOTORI PER AEROMOBILI

Compressore Centrifugo

ES. 1

Un compressore centrifugo ad INGRESSO ASSIALE ha le seguenti caratteristiche:

rendimento adiabatico girante	: $\eta_c = 0,85$
portata	: $\dot{m} = 20 \text{ kg/s}$
numero di giri	: $n = 6000 \text{ rpm}$
rapporto raggi in ingresso	: $r_m/r_1 = 0,3$

L'aria in ingresso al rotore è nelle seguenti condizioni:

velocità assoluta (assiale)	: $u_1 = 150 \text{ m/s}$
pressione statica	: $p_1 = 0,11 \text{ MPa}$
temperatura statica	: $T_1 = 300 \text{ K}$

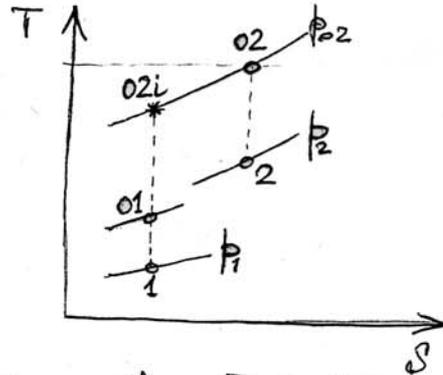
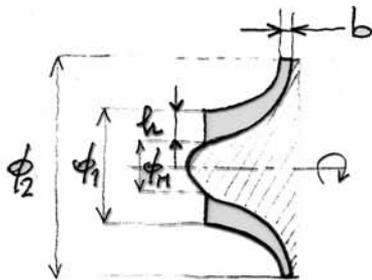
All'uscita della girante si ha:

pale inclinate all'indietro	: $\beta_2 = 26^\circ$
velocità relativa (componente radiale)	: $w_{r2} = 170 \text{ m/s}$
velocità periferica	: $U_2 = 400 \text{ m/s}$

Si determini:

- i triangoli di velocità (ingresso e uscita rotore)
- potenza richiesta per azionare il compressore
- rapporto di compressione
- grado di reazione
- dimensionamento di massima

cont. Es. 1



- $\phi_m$  : diametro mozzo
- $\phi_1$  : diametro max palette in ingresso
- $\phi_2$  : diametro palette uscite

$$\eta_c = \frac{T_{02i} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}}$$

Triangolo di velocità in ingresso

$$\dot{m} = \rho_1 u_1 \Delta_1 = \rho_1 u_1 \pi (r_1^2 - r_m^2) = \rho_1 u_1 \pi r_1^2 \left[ 1 - \left( \frac{r_m}{r_1} \right)^2 \right]$$

da cui si ricava  $r_1$ :  $\left( \rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \approx 1,16 \text{ kg/m}^3 \right)$

$$r_1 = \left\{ \frac{\dot{m}}{\rho_1 u_1 \pi \left[ 1 - \left( \frac{r_m}{r_1} \right)^2 \right]} \right\}^{1/2} = 0,2 \text{ m}$$

$$r_m / r_1 = 0,3 \Rightarrow r_m = 0,06 \text{ m} \quad (\text{raggio mozzo})$$

$$U_1 = \omega r_1 = \frac{2\pi n}{60} r_1 = 125,66 \text{ m/s} \quad (\text{al tip})$$

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + u_1^2} = 195,68 \text{ m/s}$$

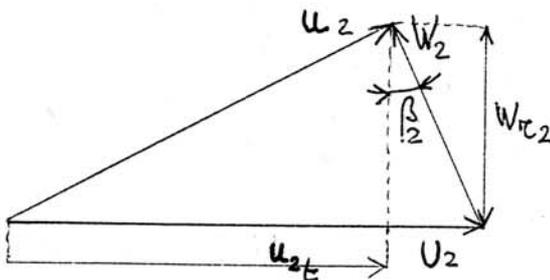
cont. Es. 1

Il triangolo di velocità all'ingresso è quindi determinato (a raggio  $r_1$ )



Potenza richiesta dal compressore

Dai dati forniti all'uscita della girante è possibile costruire il triangolo di velocità e determinare lo scambio energetico specifico:



$$u_{2t} = U_2 - w_{2t} \tan \beta/2 = 317 \text{ m/s}$$

$$u_2 = \sqrt{u_{2t}^2 + w_{2t}^2} = 359,7 \text{ m/s}$$

$$H = U_2 u_{2t} = 126,8 \text{ kJ/kg}$$

$$P = \dot{m} \times H = 2536 \text{ kW}$$

potenza richiesta

Rapporto di compressione

$$T_{01} = T_1 + \frac{u_1^2}{2c_p} = 311,2 \text{ K}$$

$$H = c_p (T_{02} - T_{01}) \Rightarrow \beta_c = \left( 1 + \frac{\eta_c \cdot H}{c_p T_{01}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 2,82$$

cont. Es. 1

Grado di reazione

$$\cos \beta_2 = W_{r2} / W_2 \Rightarrow W_2 = W_{r2} / \cos \beta_2 = 189,14 \text{ m/s}$$

$$R = \frac{(U_2^2 - U_1^2) - (W_2^2 - W_1^2)}{2H} \approx 0,58$$

Dimensionamento di max rotore

- All'ingresso si è già trovato:

$$\left. \begin{array}{l} r_1 = 0,2 \text{ m} \\ r_H = 0,06 \text{ m} \end{array} \right\} \Rightarrow h = 0,14 \text{ m} \text{ (altezza paletta)}$$

$$A_1 = \pi (r_1^2 - r_H^2) \approx 0,11 \text{ m}^2$$

- All'uscita si deve determinare "b" e  $A_2$ :

$$\dot{m} = \rho_2 W_{r2} A_2 \quad \text{dove} \quad A_2 = 2\pi r_2 \cdot b \quad \text{da cui:}$$

$$b = \frac{\dot{m}}{\rho_2 W_{r2} 2\pi r_2} \quad \text{dove} \quad r_2 = \frac{U_2}{\omega} \approx 0,64 \text{ m}$$

$$p_2 = \frac{p_2}{RT_2}; \quad \text{per determinare } p_2 \text{ e } T_2 \text{ si può}$$

procedere nel seguente modo:

$$H = c_p (T_{02} - T_{01}) \Rightarrow T_{02} = T_{01} + \frac{H}{c_p} = 437,4 \text{ K}$$

**cont. Es. 1**

$$T_{02} = T_2 + \frac{u_2^2}{2C_p} \quad \Rightarrow \quad T_2 = 373 \text{ K}$$

$$\frac{T_{01}}{T_1} = \left( \frac{p_{01}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \Rightarrow \quad p_{01} = 0,11 \text{ MPa}$$

$$\beta_2 = p_{02}/p_{01} \quad \Rightarrow \quad p_{02} = 0,31 \text{ MPa}$$

$$\frac{T_{02}}{T_2} = \left( \frac{p_{02}}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \Rightarrow \quad p_2 = 0,18 \text{ MPa}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = 1,68 \text{ kg/m}^3$$

e infine:

$$b = \frac{u}{\rho_2 W_{r2} 2\bar{u} r_2} = 0,0174 \text{ m}$$

$$A_2 = 2\bar{u} r_2 \cdot b = 0,07 \text{ m}^2$$

MOTORI PER AEROMOBILI

Compressore Centrifugo

ES. 2

Un compressore centrifugo ad ingresso assiale ed uscita radiale, ha le seguenti caratteristiche:

Vel. periferica di uscita	: $U_2 = 366 \text{ m/s}$
Vel. relative di uscita	: $W_2 = 30,5 \text{ m/s}$
Sezione di uscita del rotore	: $A_2 = 0,1 \text{ m}^2$
rendimento adiabatico girante	: $\eta_c = 0,9$
pressione totale di ingresso	: $p_{01} = 0,1 \text{ MPa}$
temperatura totale di ingresso	: $T_{01} = 288 \text{ K}$

Si determini il numero di Mach assoluto in uscita dal rotore, il rapporto di compressione e le perdite.

**RISULTATI**

$[M_2 = 0.97; \beta_c = 3.39; \dot{m} = 5.55 \text{ kg/s}]$

MOTORI PER AEROMOBILI

Compressore centrifugo

Es. 3

Un compressore centrifugo a pale radiali ha le seguenti caratteristiche:

diámetro sezione di ingresso	: $\phi_1 = 0,457 \text{ m}$
diámetro sezione di uscita	: $\phi_2 = 0,762 \text{ m}$
numero di giri	: $n = 11'000 \text{ rpm}$
vel. relativa di uscita girante	: $W_2 = 53,4 \text{ m/s}$
press. statica all'uscita girante	: $p_2 = 0,223 \text{ MPa}$

L'aria in ingresso entra, con un'angolazione rispetto alla direzione assiale di  $20^\circ$ , nelle seguenti condizioni:

vel. assoluta	: $u_1 = 91,5 \text{ m/s}$
temp. totale	: $T_{01} = 288 \text{ K}$
press. totale	: $p_{01} = 0,1 \text{ MPa}$

Si determini il numero di Mach relativo in ingresso, il rendimento adiabatico della girante e le caratteristiche essenziali della macchina.

**RISULTATI**

$$[M_{1,rel} = 0.73; R = 0.49; \eta_c = 0.92 \beta_c = 5]$$

### **Compressore centrifugo Es. 4**

All'uscita di una girante si ha.

- Velocità radiale  $w_{2r} = 110 \text{ m/s}$
- Velocità tangenziale  $U_2 = 475 \text{ m/s}$
- Angolo di uscita del flusso  $\beta_2 = 25^\circ 30'$
- Rendimento adiabatico  $\eta_c = 0.8$
- Rendimento meccanico  $\eta_m = 0.96$
- Portata  $\dot{m} = 3 \text{ kg/s}$
- Temperatura totale di ingresso  $T_{01} = 298\text{K}$

Assumendo ingresso assiale e power input factor  $\psi = 1$ , si determini lo slip factor, il rapporto di compressione e la potenza richiesta dal compressore.

#### **RISULTATI**

$$[\sigma \approx 0.89; \beta_c \approx 4.5; P \approx 627.5 \text{ kW}]$$

### **Compressore centrifugo Es. 5**

All'uscita di una girante centrifuga si ha.

- Velocità periferica  $U_2 = 370 \text{ m/s}$
- Slip factor  $\sigma = 0.9$
- Componente radiale  $w_{2r} = 35 \text{ m/s}$
- Sezione di uscita  $A_2 = 0.18 \text{ m}^2$
- Rendimento adiabatico  $\eta_c = 0.88$
- Power input factor  $\psi = 1$
- Temperatura totale di ingresso  $T_{01} = 290\text{K}$
- Densità all'uscita  $\rho_2 = 1.57 \text{ kg/m}^3$

Considerando l'ingresso assiale, si calcoli la portata, il Mach assoluto di uscita ed il rapporto di compressione.

#### **RISULTATI**

$$[\dot{m} \approx 9.89 \text{ kg/s}; M_2 \approx 0.88; \beta_c \approx 3]$$

**Compressore centrifugo      Es. 6**

Si voglia effettuare il progetto di massima di un compressore centrifugo a singolo effetto (single-sided), conoscendo i seguenti dati:

- |  |                              |
|--|------------------------------|
| ▪ Power input factor                             | $y = 1.04$                   |
| ▪ Slip factor                                    | $s = 0.9$                    |
| ▪ Velocità di rotazione                          | $N = 290 \text{ giri/s}$     |
| ▪ Diametro della girante in uscita               | $\Phi_2 = 0.5m$              |
| ▪ Diametro all'apice della girante in ingresso   | $\Phi_{1,tip} = 0.3m$        |
| ▪ Diametro alla radice della girante in ingresso | $\Phi_{1,root} = 0.15m$      |
| ▪ Portata  | $\dot{m} = 9kg/s$            |
| ▪ Temperatura di ristagno in ingresso            | $T_{01} = 295K$              |
| ▪ Pressione di ristagno in ingresso              | $p_{01} = 1.1 \cdot 10^5 Pa$ |
| ▪ Rendimento adiabatico                          | $h_c = 0.78$                 |

Si richiede di determinare:

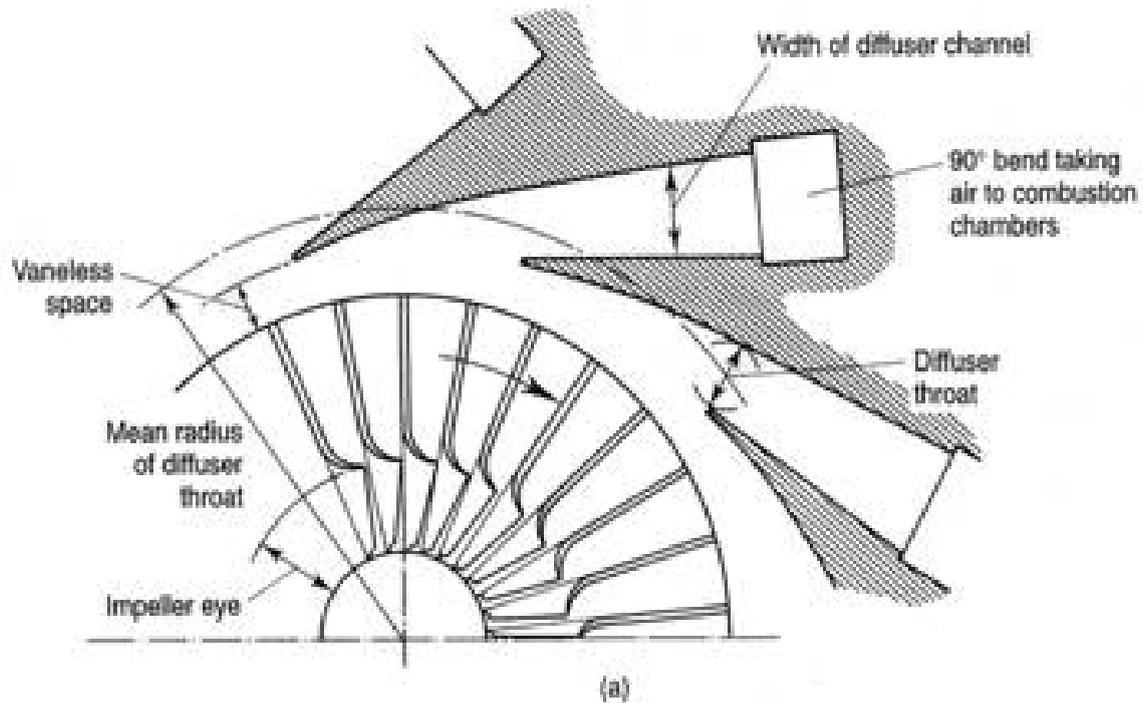
1. il rapporto di compressione del compressore e la potenza richiesta per azionarlo, assumendo l'ingresso assiale;
2. angoli di ingresso alla girante, alla radice  $a_{root}$  (eye root) ed all'apice  $a_{tip}$  (eye tip), considerando la velocità assiale in ingresso costante;
3. la profondità assiale "b" dei canali di uscita dalla girante (axial depth of diffuser).

Si effettui poi il progetto di massima del relativo diffusore, assumendo i seguenti dati aggiuntivi:

- |   |         |
|---|---------|
| ▪ larghezza radiale del "vaneless space"    | $0.05m$ |
| ▪ raggio medio della "diffuser throat"      | $0.33m$ |
| ▪ numero dei canali del diffusore palettato | $12$    |

Vengono richiesti:

4. l'angolo di ingresso ai canali del diffusore palettato;
5. la larghezza della gola (throat width) dei canali del diffusore, assumendo che abbiano profondità costante (constant depth of diffuser).



## SVOLGIMENTO

### 1. Calcolo del rapporto di compressione e della potenza

Con palettatura radiale si ha:

$$\frac{p_{03}}{p_{01}} = \left( \frac{T_{03'}}{T_{01}} \right)^{\frac{g}{g-1}} = \left( 1 + \frac{hys U_2^2}{C_p T_{01}} \right)^{\frac{g}{g-1}}$$

La velocità tangenziale  $U_2$  vale:

$$U_2 = \omega r_2 = 2\pi N r_2 = 2\pi \cdot 290 \cdot 0.25 = 455.53 \text{ m/s}$$

ed il rapporto di compressione risulta  $\frac{p_{03}}{p_{01}} = 4.24$

Lo scambio energetico vale:

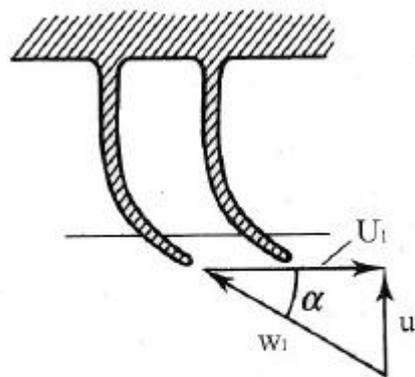
$$\Delta h_0 = \gamma s U_2^2 = C_p (T_{03} - T_{01}) = C_p (T_{02} - T_{01})$$

Quindi:

$$\Delta h_0 = \gamma s U_2^2 = 1.04 \cdot 0.9 \cdot 455.53^2 = 194.23 \text{ kJ/kg}$$

$$P = \dot{m} \Delta h_0 = 9 \cdot 194.23 = 1748 \text{ kW}$$

## 2. Calcolo degli angoli di ingresso alla girante



Section through eye  
at radius  $r_1$

Per determinare i triangoli in ingresso alla radice (eye root) ed all'apice (eye tip), è necessario calcolare la velocità assoluta in ingresso  $u_1$  (che si suppone assiale) dall'equazione di continuità:

$$\dot{m} = \rho_1 u_{1,a} A_1$$

Con 
$$A_1 = \frac{\pi}{4} (\Phi_{1,tip}^2 - \Phi_{1,root}^2) = 0.053 \text{ m}^2$$

Poiché non si conoscono né la densità  $\rho_1$  né la velocità  $u_1$  occorre adottare una procedura iterativa ed il modo più semplice è quello di fissare la densità, sulla base dei valori noti di temperatura e pressione di ristagno all'ingresso.

Chiaramente questo fornirà una densità iniziale troppo elevata ed una velocità iniziale (ricavata dall'equazione della portata) troppo bassa: si dovrà iterare fino al raggiungimento di una velocità soddisfacente.

Si consideri che una velocità assiale di circa  $150\text{ m/s}$  è ritenuta un valore consueto di progettazione.

$$\rho_1 \approx \rho_{01} = \frac{p_{01}}{RT_{01}} = \frac{1.1 \cdot 10^5}{287 \cdot 295} \approx 1.3 \text{ kg/m}^3$$

$$u_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1} = \frac{9}{1.3 \cdot 0.053} \approx 130.6 \text{ m/s}$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{u_1^2}{2C_p} = 295 - \frac{130.6^2}{2 \cdot 1005} \approx 286.5 \text{ K}$$

$$p_1 = p_{01} \left( \frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1.1 \cdot 10^5 \left( \frac{286.5}{295} \right)^{3.5} \approx 0.993 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\rho_1' = \frac{p_1}{RT_1} \approx 1.21 \text{ kg/m}^3$$

Da cui:

$$u_1' = \frac{\dot{m}}{\rho_1' A_1} \approx 140.34 \text{ m/s} \neq 130.6 \text{ m/s}$$

Proseguendo l'iterazione si giunge ad un valore accettabile della velocità assiale in ingresso pari a:

$$u_1 = 143 \text{ m/s}$$

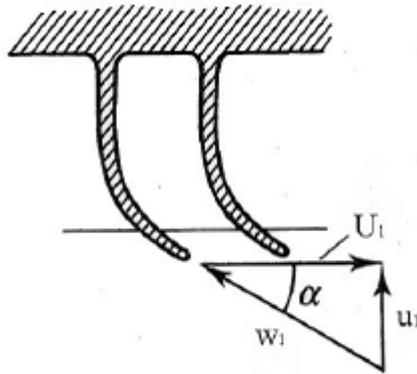
Si possono ora calcolare gli angoli di ingresso alla girante, ricavando le velocità periferiche all'apice ed alla radice:

$$U_{1,tip} = 2\mathbf{p}N \frac{\Phi_{1,tip}}{2} = 273.3 \text{ m/s}$$

$$U_{1,root} = 2\mathbf{p}N \frac{\Phi_{1,root}}{2} = 136.7 \text{ m/s}$$

$$\mathbf{a}_{tip} = \tan^{-1} \left( \frac{u_1}{U_{1,tip}} \right) = 27.62^\circ$$

$$\mathbf{a}_{root} = \tan^{-1} \left( \frac{u_1}{U_{1,root}} \right) = 46.29^\circ$$



Section through eye  
at radius  $r_1$

Per completare i triangoli in ingresso alla girante, all'apice e alla radice, si determinano le velocità relative:

$$w_{1.tip} = \frac{u_1}{\sin \mathbf{a}_{tip}} = 308.45 \text{ m/s}$$

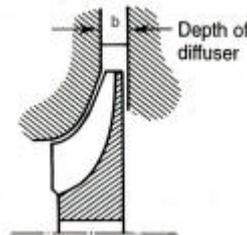
$$w_{1.root} = \frac{u_1}{\sin \mathbf{a}_{root}} = 197.8 \text{ m/s}$$

Il Mach relativo in ingresso, all'apice dell'inducer risulta:

$$M_{1,rel_{tip}} = \frac{w_{1,tip}}{\sqrt{gRT_1}} = \frac{308.45}{339.287} \approx 0.9$$

Se si vuole evitare che il Mach relativo in quota possa diventare transonico o supersonico, può essere conveniente introdurre una palettatura fissa di "prewhirl" che riduca la velocità relativa  $w_1$  e quindi anche il Mach, a prezzo però di una diminuzione dello scambio energetico nella girante.

### 3. Calcolo della profondità assiale “*b*” dei canali di uscita dalla girante (depth of diffuser)



La dimensione “*b*” dei canali si può ottenere dalla sezione di uscita della girante:

$$A_2 = p \cdot \Phi_2 \cdot b$$

la quale si può ricavare dalla portata:

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{r_2 w_{2,r}}$$

conoscendo  $w_{2,r}$  e  $r_2$ .

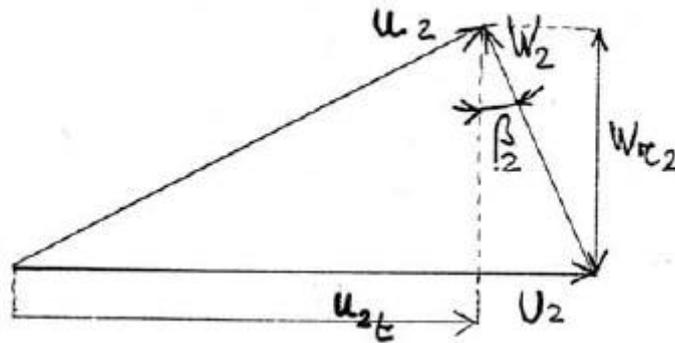
Se la girante ha ingresso assiale e palettatura radiale, assumendo un grado di reazione  $R = 0.5$  si ha:

$$w_{2,r} = u_1 = 143 \text{ m/s}$$

La densità si può calcolare dall'equazione di stato, conoscendo la temperatura e la pressione statiche all'uscita della girante.

- Per il calcolo di  $T_2$  si può procedere nel seguente modo:

Tenendo conto dello “slip factor”, il triangolo di uscita dalla girante ha l'aspetto seguente:



$$u_{2,t} = sU_2 = 0.9 \cdot 455.53 = 410 \text{ m/s}$$

$$u_2 = \sqrt{u_{2,t}^2 + w_{2,r}^2} = 434.2 \text{ m/s}$$

$$T_{02} \equiv T_{03} = T_{01} + \frac{\Delta h_0}{C_p} = 488.26 \text{ K}$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{u_2^2}{2C_p} = 394.5 \text{ K}$$

- Il calcolo della pressione statica in uscita dal rotore può essere effettuato attraverso la valutazione del rapporto di compressione nella girante:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = \left( 1 + h_{rot} \frac{\Delta h_0}{C_p T_{01}} \right)^{\frac{g}{g-1}}$$

Per valutare l'efficienza  $h_{rot}$  della girante, si può supporre che la perdita nello stadio (pari al 22%, essendo noto  $h_c = 0.78$ ) sia equamente distribuita tra rotore e diffusore, che equivale ad assumere  $h_{rot} = 0.89$ .

Si ottiene pertanto:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = 4.99$$

$$p_{02} = 1.1 \cdot 10^5 \cdot 4.99 = 5.49 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$p_2 = p_{02} \left( \frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\frac{g}{g-1}} = 2.6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

- La densità in uscita è quindi:

$$r_2 = \frac{P_2}{RT_2} \approx 2.3 \text{ kg/m}^3$$

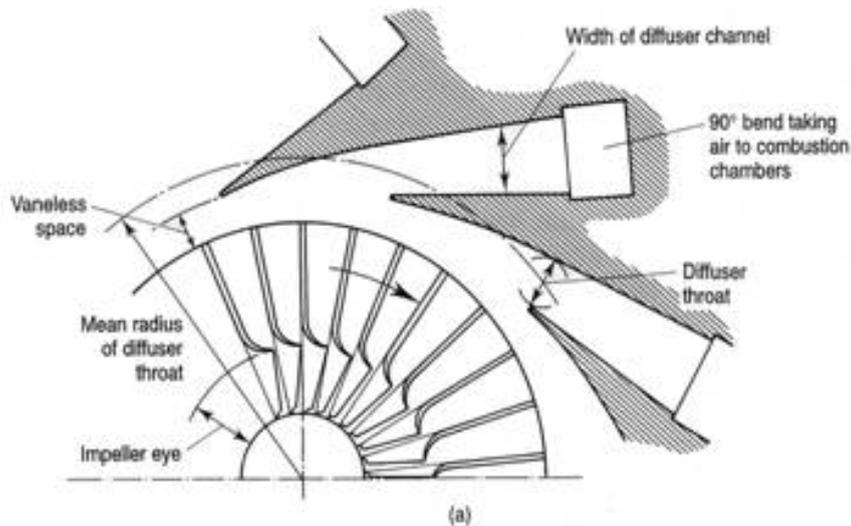
La sezione di uscita dalla girante, perpendicolare alla direzione radiale, è perciò:

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{r_2 w_{2,r}} = \frac{9}{2.3 \cdot 143} = 0.027 \text{ m}^2$$

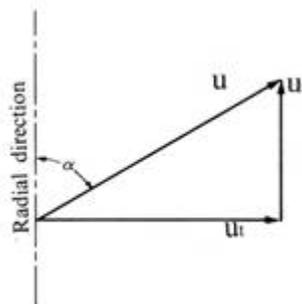
e la profondità “*b*” dei canali della girante risulta:

$$b = \frac{A_2}{p \cdot \Phi_2} = 0.0174 \text{ m} \quad (\text{cioè } 1.74 \text{ cm})$$

#### 4. Calcolo dell'angolo di ingresso ai canali del diffusore palettato;



L'angolo cercato è dato dalla direzione della velocità assoluta  $u_2$  con cui il fluido esce dal diffusore non palettato, la quale è data dalla composizione della componente tangenziale  $u_{2,diff}$  e della componente radiale  $u_{2,r}$ .



- Calcolo della componente tangenziale

Il raggio di ingresso al diffusore palettato è dato dalla somma del raggio di uscita dalla girante con la larghezza radiale dello spazio non palettato (*vaneless space*).

$$r_{2,diff} = 0.25 + 0.05 = 0.3m$$

Trascurando gli effetti dell'attrito, nel *vaneless space* vale la conservazione del momento della quantità di moto :

$$u_{2,t}r_2 = u_{2,t,diff}r_{2,diff}$$

Pertanto, la velocità tangenziale di uscita dal diffusore non palettato (coincidente con la velocità di ingresso al diffusore palettato), vale:

$$u_{2,t,diff} = u_{2,t} \frac{r_2}{r_{2,diff}} = 410 \frac{0.25}{0.3} = 341.7 m/s$$

#### ▪ Calcolo della componente radiale

Per la determinazione della componente radiale si considera la conservazione della portata in direzione radiale:

$$\dot{m} = r_2 u_{2,r} A_2 = r_2 u_{2,r} 2p r_{2,diff} b = \cos t$$

Poiché la componente radiale di velocità risente della variazione di densità, si può procedere iterando, partendo dai seguenti valori:

$$u_{2,r,diff} = u_{2,r} \frac{r_2}{r_{2,diff}} = 143 \frac{0.25}{0.3} = 119.17 m/s$$

$$u_{2,t,diff} = 341.7 m/s$$

$$A_2 = 2p r_{2,diff} b = 2p \cdot 0.3 \cdot 0.0174 = 0.033m^2$$

Si ottiene:

$$u_2 = \sqrt{u_{2,r,diff}^2 + u_{2,t,diff}^2} = 361.88 m/s$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{u_2^2}{2C_p} = 423K$$

$$p_2 = p_{02} \left( \frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 3.33 \cdot 10^5 Pa$$

$$r_2 = \frac{p_2}{RT_2} = 2.74 kg/m^3$$

$$u'_{2,r,diff} = \frac{\dot{m}}{r_2 A_2} = 99.54 m/s \neq 119.17 m/s$$

Ripetendo la procedura di iterazione fino a quando la componente radiale rimane costante, si ha:

$$\begin{aligned}u_{2,r_{diff}} &= 98 \text{ m/s} \\u_{2,t_{diff}} &= 341.7 \text{ m/s} \\u_2 &= 355.48 \text{ m/s} \\ \tan a &= \frac{u_{2,r_{diff}}}{u_{2,t_{diff}}} = 0.2868 \Rightarrow a = 16^\circ\end{aligned}$$

che rappresenta l'angolo di ingresso ai canali del diffusore palettato.

## 5 Calcolo della larghezza "l" della gola (throat width) dei canali del diffusore, assumendo che abbiano profondità costante "b" (constant depth of diffuser).

Anche in questo caso dobbiamo determinare le componenti tangenziali e radiali della velocità assoluta  $u_2$  per poi ottenere l'angolo del flusso al raggio medio della gola dei canali del diffusore palettato

### ▪ Calcolo della componente tangenziale

Il raggio medio della gola del diffusore palettato è assegnato (0.33 m) ed anche in questo caso, applicando la conservazione del momento della quantità di moto, ad esempio, tra l'uscita dal diffusore non palettato (vaneless space) e il raggio medio della gola, si ottiene:

$$\begin{aligned}u_{2,t_{diff}} r_{2_{diff}} &= u_{2,t_{thr}} r_{2_{thr}} \\u_{2,t_{thr}} &= u_{2,t_{diff}} \frac{r_{2_{diff}}}{r_{2_{thr}}} = 341.7 \frac{0.3}{0.33} = 310.6 \text{ m/s}\end{aligned}$$

### ▪ Calcolo della componente radiale

Anche in questo caso occorre iterare e si possono assumere come valori di partenza quelli appena trovati:

$$\begin{aligned}u_{2,t_{thr}} &= 310.6 \text{ m/s} \\u_{2,r_{thr}} &= 98 \text{ m/s}\end{aligned}$$

da cui si ottiene:

$$u_{2_{thr}} = \sqrt{u_{2,t_{thr}}^2 + u_{2,r_{thr}}^2} = 325,7 \text{ m/s}$$

La sezione di passaggio, in direzione radiale, vale:

$$A_{2,r} = 2\mathbf{p}r_{2,thr} b = 2\mathbf{p} \cdot 0.33 \cdot 0.0174 = 0.036m^2$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{u_{2,thr}^2}{2C_p} = 435.5K$$

$$p_2 = p_{02} \left( \frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 3.68 \cdot 10^5 Pa$$

$$\mathbf{r}_2 = \frac{p_2}{RT_2} = 2.94 kg/m^3$$

$$u'_{2,r_{thr}} = \frac{\dot{m}}{\mathbf{r}_2 A_2} = 84.85 m/s \neq 98 m/s$$

Ripetendo la procedura di iterazione fino a quando la componente radiale rimane costante, si ha:

$$u_{2,t_{thr}} = 310.6 m/s$$

$$u_{2,r_{thr}} = 84.36 m/s$$

$$u_{2,thr} = 321.85 m/s$$

$$\tan \mathbf{a} = \frac{84.36}{310.6} = 0.2716 \Rightarrow \mathbf{a} = 15.19^\circ$$

La portata attraverso la sezione  $A_{2,r}$  in direzione radiale è uguale alla portata attraverso la sezione  $A_{2,thr}$  in direzione della risultante  $u_{2,thr}$ :

$$\mathbf{r}_2 u_{2,r_{thr}} A_{2,r} = \mathbf{r}_2 u_{2,thr} A_{2,thr}$$

$$A_{2,thr} = A_{2,r} \frac{u_{2,r_{thr}}}{u_{2,thr}} = 0.036 \frac{84.36}{321.85} = 0.0094m^2$$

La sezione  $A_{2,thr}$  è costituita da 12 canali di profondità costante  $b = 0.0174m$  e di larghezza  $l$  da calcolare:

$$A_{2,thr} = 12 \cdot b \cdot l \Rightarrow l = \frac{A_{2,thr}}{12 \cdot b} = \frac{0.0094}{12 \cdot 0.0174} = 0.045m$$