

## Capitolo 28

Le turbine utilizzano l'energia cinetica che il vapore acquista espandendosi entro condotti fissi sagomati (**distributore**) che poi cede all'organo mobile (detto **girante** o **rotore**) e viene convertita in lavoro meccanico. **Le turbine a vapore utilizzano un salto entalpico (in analogia con quelle idrauliche che sfruttano un salto geodetico);** si suddividono in:

- **turbine ad azione:** l'intero salto di entalpia viene trasformato in energia cinetica nei condotti fissi;
- **turbine a reazione:** il salto di entalpia viene trasformato parzialmente in energia cinetica nel distributore, la rimanente è convertita nei condotti mobili della girante.

Il principio di funzionamento di una turbina (figura A) è: il vapore fuoriesce da una serie di ugelli sagomati e disposti inclinati rispetto al piano che contiene l'organo mobile alla cui periferia le palette generano i condotti mobili.

Se è ad azione, il vapore effluisce dagli ugelli con la massima velocità del salto entalpico e l'organo mobile è soggetto a una forza (tangenziale alla sua circonferenza media), dovuta alla variazione di direzione della quantità di moto posseduta dal fluido operante, che dà origine al moto rotatorio intorno al suo asse.

Se è a reazione, cambia sia la forma degli ugelli che la forma delle palette mobili: l'organo mobile è soggetto a una spinta tangenziale dovuta in parte alla variazione di direzione della quantità di moto e in parte alla variazione di intensità della stessa grandezza, conseguente all'incremento di velocità.

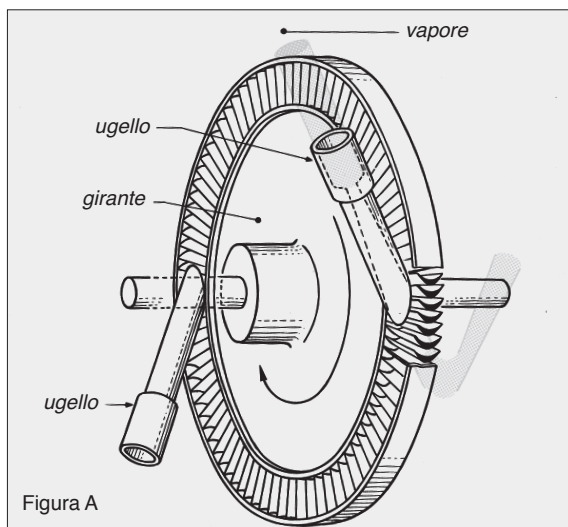


Figura A

Altre classificazioni delle turbine sono: ad **ammissione totale** (il vapore è introdotto lungo tutta la circonferenza corrispondente alla palettatura dell'organo mobile) o **parziale, assiale** (il vapore segue un

percorso parallelo all'asse geometrico della macchina) o **radiale (centripete o centrifughe)**, ad **asse orizzontale** o **verticale**.

Come per le turbine idrauliche ci sono tre **velocità**:

- **assoluta del fluido** rispetto alla carcassa della macchina che è fissa  $c$ ;
- **di rotazione dell'organo mobile** (*velocità di trasciamento*) che coincide con la velocità periferica della ruota  $u$ ;
- **relativa del fluido** rispetto all'organo mobile (differenza vettoriale fra le velocità  $c$  e  $u$ )  $w$ .

La conformazione delle palette dovrà rendere minimi gli effetti dell'urto della vena fluida contro le palette stesse e della perdita per energia cinetica allo scarico della macchina. Anche in questo caso valgo i due aforismi idraulici citati nel primo volume: **ingresso senza urti, uscita con la minima velocità possibile**.

La composizione vettoriale delle velocità nella sezione d'ingresso alla palettatura e in quella di uscita comporta la costruzione del **triangolo delle velocità di entrata e delle velocità di uscita**. Per applicare alle turbine a vapore la teoria elementare già svolta per le macchine idrauliche bisogna ricorrere ad alcune ipotesi semplificative:

- moto del fluido nei condotti permanente;
- distribuzione della velocità nei condotti uniforme;
- singoli filetti fluidi percorrono traiettorie parallele;
- si trascura il lavoro delle forze gravitazionali.

L'**equazione fondamentale delle turbine** è:

$$l_i = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \quad (28.1)$$

dove  $l_i$  è il lavoro interno sviluppato dall'unità di massa di fluido,  $c_1$  e  $c_2$  le velocità assolute di ingresso e di uscita del fluido,  $w_1$  e  $w_2$  le velocità relative del fluido rispetto al condotto mobile all'ingresso e alla uscita,  $u_1$  e  $u_2$  le velocità periferiche delle sezioni estreme del condotto.

Il lavoro sviluppato da una macchina motrice rotante dipende dalla variazione:

- dell'energia cinetica dovuta alle velocità assolute (**effetto di azione** del fluido sulla palettatura);
- dell'energia cinetica dovuta alle velocità relative (**effetto di reazione** del fluido);
- dell'energia dovuta alla forza centrifuga, conseguente alla forma dei condotti e al percorso seguito dal fluido nel loro attraversamento.

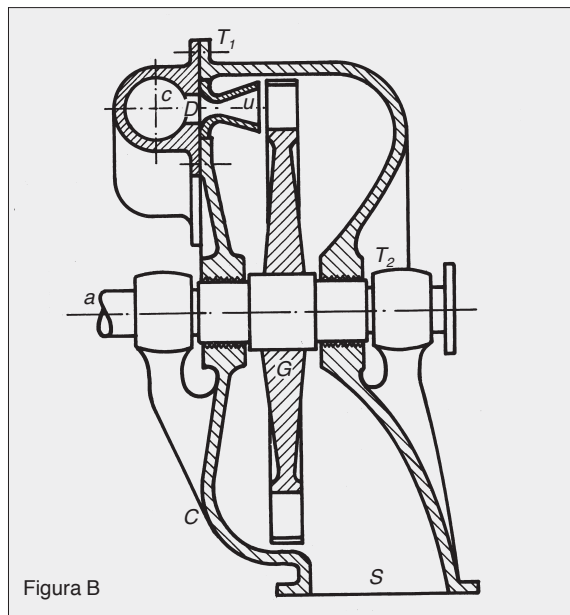


Figura B

Lo schema semplificato di una **turbina monoruota** (figura B) consta di una carcassa (C) entro la quale ruota una girante (G) munita di una serie di palette radiali che formano i condotti mobili attraversati dal vapore effluente dagli ugelli ( $u$ ) ricavati nel distributore (D) fissi alla testata anteriore ( $T_1$ ) della carcassa; la girante è solidale all'albero (a) che fuoriesce, a tenuta, dalle testate e appoggia su due supporti ricavati nella carcassa stessa. Dal percorso del vapore entro la macchina si rileva che essa è **del tipo assiale e le due sezioni estreme di un qualsiasi condotto mobile sono dotate della stessa velocità di trascinamento** ( $u_1 = u_2$ ) e la (28.1) si riduce a:

$$l_i = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

In una **turbina ad azione ideale** il vapore immesso nel distributore alla pressione  $p_2$  (entalpia  $h_3$ ) si espande fino a quella di scarico  $p_1$  (entalpia  $h_4$ ) e il fluido effluisce dall'ugello con la velocità teorica:

$$\bar{c}_1 = \sqrt{2 \cdot (h_3 - h_4)} \quad (28.3)$$

poiché  $w_1 = w_2$  (caso ideale) la (28.1) diventa:

$$l_i = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad (28.4)$$

Quindi, anche nel caso ideale di attriti nulli, si verifica una perdita dovuta all'energia cinetica posseduta dal vapore quando esso abbandona la girante (**perdita per energia cinetica residua**). Tale perdita può essere contenuta (ma mai annullata) soddisfacendo il secondo aforisma idraulico. Il **rendimento della palettatura** è, quindi, il rapporto:

$$\bar{\eta}_p = \frac{\frac{c_1^2 - c_2^2}{2}}{\frac{c_1^2}{2}} = 1 - \frac{c_2^2}{c_1^2} \quad (28.5)$$

Poiché il moto del fluido si suppone permanente, l'eguaglianza  $w_1 = w_2$ , comporta l'eguaglianza delle relative sezioni e quindi le palette sono profilate e disposte per generare **condotti a sezione costante**.

Nella **turbina ad azione reale** ci vuole un **coefficiente di riduzione della velocità assoluta**  $\varphi$  che tenga conto delle dissipazioni (attriti contro le pareti, deviazioni della vena fluida e urti del fluido contro i bordi delle palette) e che dipende dalla forma, rugosità e dimensione dei condotti fissi, dallo stato fisico del vapore e dall'entità della caduta entalpica; il **rendimento del distributore** è:

$$\eta_d = \varphi^2 = \frac{c_1^2}{\bar{c}_1^2}$$

Analogamente nei condotti mobili bisogna tener conto di un **coefficiente di riduzione della velocità relativa**  $\psi$  che dipende dalla forma, dalla rugosità delle palette e dall'angolo di deviazione subito dal vapore nell'attraversamento dei condotti. Il rendimento della girante è:  $\eta_g = \psi^2$ .

Le energie perse sono:

- nel distributore:  $E_d = \frac{\bar{c}_1^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2)$
- nella girante:  $E_g = \frac{w_1^2}{2} \cdot (1 - \psi^2)$
- allo scarico:  $E_s = \frac{c_2^2}{2}$

Nella turbina ad azione ideale il rendimento della palettatura dipende solamente dall'energia cinetica residua del fluido (energia che viene perduta allo scarico della macchina); nella macchina reale invece, il rendimento della palettatura dipende da: **attrito nei condotti fissi e mobili, urto del fluido contro la palettatura mobile ed energia cinetica residua**, tutte **perdite fluidodinamiche** perché connesse al moto del fluido operante e alla conformazione assegnata ai condotti fissi e mobili; poiché tali perdite incidono sul rendimento della palettatura  $\eta_p$ :

$$(\Delta h)_r = \eta_p \cdot (\Delta h)_i$$

Per ridurre al minimo gli effetti delle perdite bisogna: lavorare accuratamente l'interno dei condotti fissi e le superfici delle palette mobili, assegnare alle palette mobili una opportuna conformazione che rende minimi gli urti del fluido all'ingresso e minimizza l'energia cinetica residua allo scarico.

Riferiamoci a una turbina ad azione monoruota, per ottenere il massimo rendimento della palettatura:

- nel caso ideale (l'unica perdita è l'energia cinetica residua): il **coefficiente della velocità periferica** assume valore massimo

$$\bar{K}_u = \frac{\bar{u}}{c_1} = \frac{\cos \bar{\alpha}_1}{2}$$

con  $\bar{\alpha}_1$  angolo tra il vettore della velocità assoluta di ingresso  $c_1$  e il piano normale all'asse geometrico della macchina in cui  $\eta_{pmax} = \cos \alpha_1$  (28.12)

- nel caso reale: **la velocità periferica  $u$  deve rendere minima la perdita per energia cinetica allo scarico;**  $k_u$  è lo stesso, il rendimento è minore:

$$\bar{\eta}_{pmax} = \varphi^2 \cdot \frac{1 + \Psi}{2} \cos^2 \alpha_1 \quad (28.14)$$

Al crescere del salto entalpico disponibile aumenta la velocità di ingresso  $c_1$  e aumenta proporzionalmente la velocità periferica, una volta fissato l'angolo di ingresso  $\alpha_1$ . La velocità periferica darebbe luogo a un regime di rotazione elevato incompatibile con l'accoppiamento diretto a una macchina elettrica o all'asse dell'elica di un natante. Poiché riducendo la velocità si riduce il rendimento, l'impiego delle turbine monoruota è limitato all'azionamento di macchinari ausiliari (pompe, ecc.) ove la potenza, relativamente bassa, consenta di sfruttare salti entalpici meno elevati e di adottare diametri modesti (rendendo tollerabile la forza centrifuga). Il problema di ridurre la velocità periferica senza abbassare il rendimento della macchina fu risolto con turbine:

- **a gradini di velocità** (turbine Curtis): conferendo alle palette della girante una maggior curvatura il vapore ne esce dotato ancora di una velocità elevata che può essere ricondotto ad agire su una seconda ruota interponendo fra le due giranti una corona di pale fisse che danno al getto il suo verso primitivo per ottenere lo stesso senso di rotazione.

Nel caso ideale  $\bar{\eta}_{pmax} = \cos \bar{\alpha}_1$  è uguale alla turbina elementare ad azione; nel caso reale:

$$\eta_{pmax} = \varepsilon_1 \cdot \cos^2 \alpha_1 \quad (28.19)$$

dove  $\varepsilon_1$  dipende da  $\varphi$  e  $\psi$ ; i salti di velocità dovranno essere limitati a tre o quattro (i vantaggi sarebbero annullati dalla complicazione costruttiva e dalle perdite per attriti meccanici);

- **a salti di pressione** (turbine Rateau): si fraziona il salto entalpico in un certo numero di salti parziali

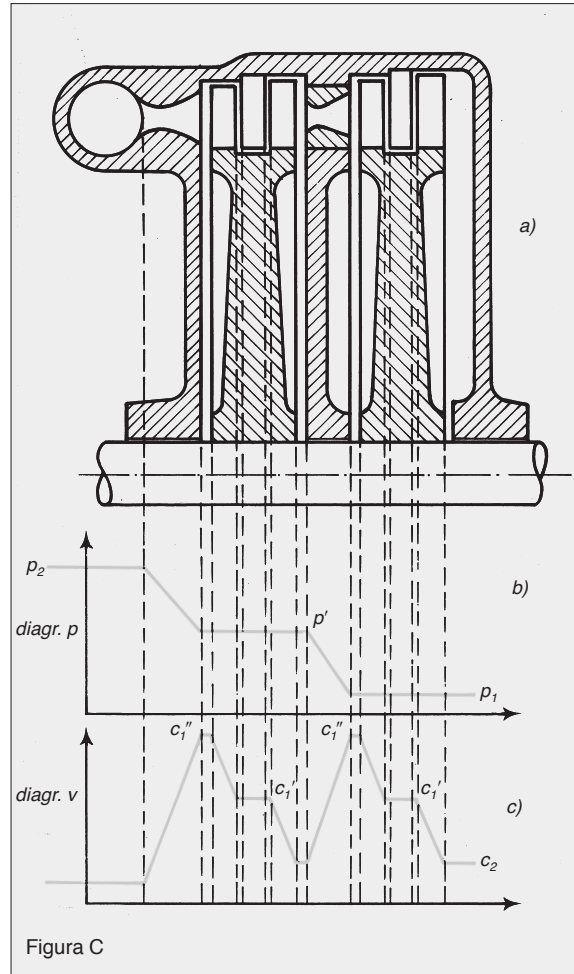


Figura C

ciascuno dei quali viene utilizzato in un distributore e il relativo lavoro raccolto dalla successiva girante; ogni coppia distributore-girante è separata da un diaframma (**necessario per la differenza di pressione esistente fra gli ambienti che esso separa**);

- **multiple** (utilizzano ambedue le soluzioni): si fraziona la caduta entalpica in diversi salti di pressione e si ricorre a giranti a più corone per utilizzare più di un gradino di velocità (figura C);
- **miste azione-reazione** (Cap. 29).