

LE TURBINE A VAPORE E A GAS

Le turbine a vapore e a gas hanno il compito di trasformare l'energia potenziale termodinamica di un fluido (vapore o gas) che si trova ad alta pressione e temperatura in lavoro meccanico. Questa trasformazione di energia, da potenziale in energia meccanica (corrispondente alla variazione di entalpia del fluido), avviene con una trasformazione intermedia in energia cinetica. La maggior parte delle turbine sono di tipo assiale e polistadio, mentre quelle radiali sono meno utilizzate.

Gli organi fondamentali, presenti in tutte le turbine, sono:

- Il distributore, in cui l'energia termica viene trasformata in energia cinetica;
- La girante, dove l'energia cinetica del fluido e l'energia termica residua vengono convertite in energia meccanica utilizzabile all'albero della macchina.

Turbine assiali

Come è facilmente intuibile, questo tipo di turbine elaborano fluidi (vapore, aria e gas combust) la cui massa volumica varia durante il processo, e il cui moto principale è prevalentemente parallelo all'asse di rotazione del rotore.

La comprimibilità del fluido comporta un elevato contenuto energetico per unità di massa, che rende necessario frazionare in più stadi lo scambio energetico tra il fluido e gli organi mobili della macchina. Proprio per questo motivo, come già detto, le turbine a vapore e a gas in genere sono di tipo polistadio.

Esistono varie tipologie di macchine assiali, che presentano però degli elementi comuni:

- L'involucro o **cassa**, che racchiude tutti gli organi della turbina;
- Lo **statore**, che ha la funzione di accelerare il flusso nella maniera più conveniente e di indirizzarlo all'ingresso della girante. I settori statorici possono essere uno o più di uno, a seconda del tipo di turbina;
- Il **rotore**, che ha la funzione di sottrarre l'energia al fluido per trasferirla all'albero della macchina. Il rotore può essere più di uno (come nel caso di turbine a reazione polistadio), oppure singolo a più corone (come nel caso di turbine ad azione polistadio Curtis). Le palettature rotoriche sono supportate da un disco o da un tamburo calettato sull'albero e sono ancorate alla sua periferia;
- Il **Deviatore** (o raddrizzatore), è una corona palettata statorica, posta tra due corone rotoriche per reindirizzare il flusso. Viene usato nelle turbine polistadio ad azione;
- Le **tubazioni di adduzione e scarico**, servono per alimentare la turbina, per inviare il fluido da un corpo turbina ad un altro e per scaricarlo;
- Gli **organi di regolazione**, che generalmente possono essere valvole di laminazione o valvole di intercettazione.

È opportuno a questo punto introdurre un parametro molto importante per le turbomacchine, il **grado di reazione R**:

$$R = \frac{\Delta H_{rot}}{\Delta H_{rot} + \Delta H_{stat}}$$

Dove ΔH_{rot} è il salto entalpico nel rotore, e ΔH_{stat} il salto entalpico nello statore.

R è un'importante indice, utile per la classificazione delle turbomacchine:

- Nelle turbomacchine motrici, si ha sempre $R < 1$, in quanto lo statore produce una certa caduta entalpica; se l'intera variazione entalpica avviene nello statore ($R = 0$), allora la macchina è detta ad azione, altrimenti a reazione ($R > 0$);
- Nelle turbomacchine operatrici invece, non esistendo macchine ad azione di questo tipo, si ha sempre ($R > 0$), il suo valore dipende da come viene ripartita la variazione entalpica complessiva fra il rotore e lo statore.

È utile esprimere il grado di reazione di una turbomacchina in funzione delle velocità del fluido. A questo proposito, si può fare riferimento ad una turbina con grado di reazione $R > 0$, anche se il risultato che si otterrà sarà del tutto generale e valido per qualsiasi turbomacchina.

Si consideri l'equazione dell'energia in forma termica per un flusso adiabatico ($-\delta L = dH + cdc$), e la si applichi allo statore e al rotore.

Per quanto riguarda lo statore si ha $\delta L = 0$, in quanto non ci sono parti meccaniche in rotazione e integrando tra 0 e 1:

$$dH = -cdc \rightarrow \Delta H_{stat} = h_0 - h_1 = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2}$$

Per il rotore invece, integrando tra 1 e 2 si ottiene:

$$dH = -\delta L - cdc \rightarrow \Delta H_{rot} = h_1 - h_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

Dove il lavoro è stato espresso con l'equazione del lavoro di Eulero. Sostituendo le espressioni precedenti nell'equazione del grado di reazione, si ottiene in definitiva:

$$R = \frac{w_2^2 - w_1^2 - (u_2^2 - u_1^2)}{c_1^2 - c_0^2 + w_2^2 - w_1^2 - (u_2^2 - u_1^2)}$$

che, come detto prima, è un'espressione del tutto generale e valida per qualsiasi turbomacchina.

Nel caso particolare di una macchina assiale si ha:

$$R = \frac{w_2^2 - w_1^2}{c_1^2 - c_0^2 + w_2^2 - w_1^2}$$

In quanto $u = u_1 = u_2 = cost$.

Turbine assiali ad azione

Le turbine assiali ad azione hanno, come detto, grado di reazione $R = 0$. Nelle turbine mono ruota con un singolo stadio, dette anche turbine di **De Laval** non c'è rilevante espansione rotorica. Esse si compongono di uno statore e di un rotore ad azione, e poiché il salto entalpico è elaborato interamente nell'unico statore, quest'ultimo opererà come un ugello e presenterà

velocità di uscita c_1 elevatissime, talvolta supersoniche (in questo caso la conformazione del condotto sarà del tipo convergente - divergente).

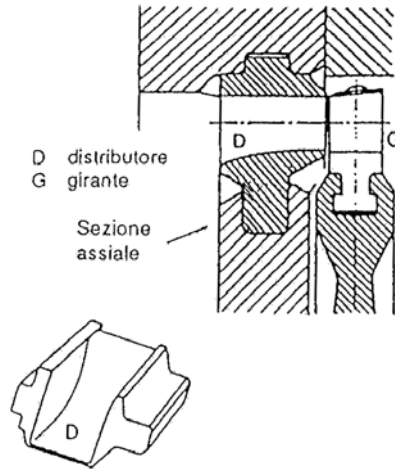


Figura 1 – Stadio di una Turbina assiale ad azione.

La velocità del flusso all'uscita dallo statore può essere espressa, come:

$$c_1 = \varphi \sqrt{c_0^2 + 2\Delta h_{stat}}$$

Dove c_0 è la velocità di ingresso nello statore, generalmente trascurabile, φ è un coefficiente che tiene conto delle perdite, e Δh_{stat} è il salto entalpico nello statore, che in questo particolare caso coincide con quello totale dello stadio.

Quindi nello statore si ha una brusca caduta di pressione del fluido con conseguente aumento della velocità, mentre nella girante l'energia cinetica del flusso viene trasformata in energia meccanica (diminuisce la velocità assoluta) e la pressione rimane costante. In figura 2 sono rappresentate le trasformazioni che subisce il fluido nell'attraversare una turbina ad azione:

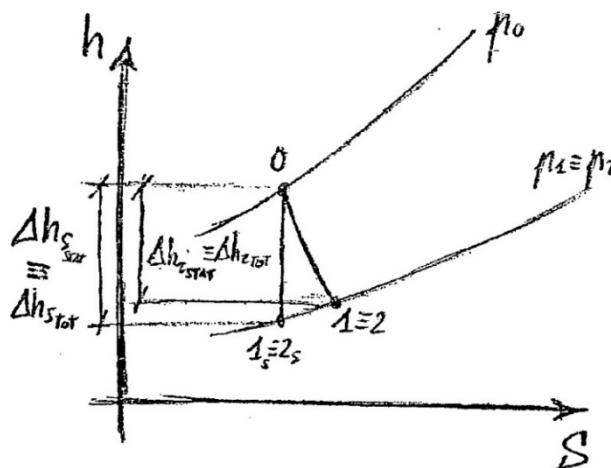


Figura 2 – Diagramma (h-s) per una turbina assiale ad azione.

Le palettature statoriche e rotoriche vanno conformate in base alle direzioni delle velocità, e quindi ottenibili dai triangoli di velocità. Per le palettature statoriche, bisogna considerare i valori e le direzioni della velocità in ingresso c_0 e in uscita c_1 . La velocità in ingresso c_0 è diretta assialmente e il suo valore è trascurabile, per cui la velocità in uscita vale: $c_1 = \varphi \sqrt{2 \Delta h_{stat}}$. Dove tipicamente φ assume valori compresi fra $0.94 \div 0.97$, mentre l'angolo di efflusso α_1 è di $15^\circ \div 20^\circ$ per dei motivi di cui si parlerà nel seguito.

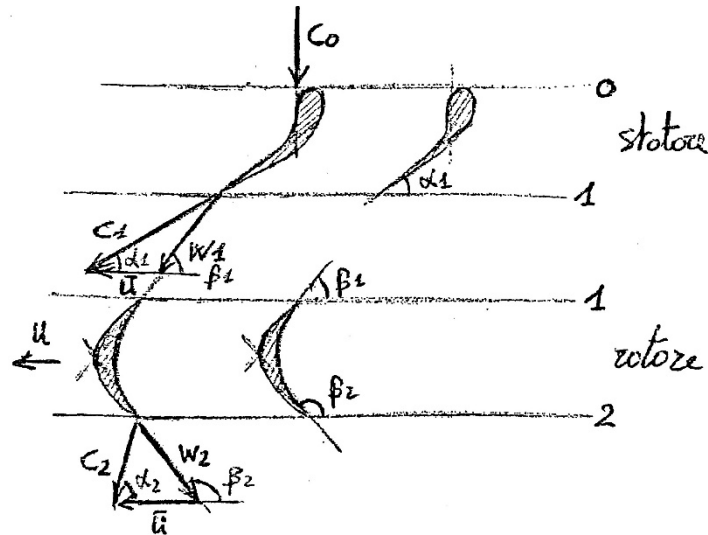


Figura 3 – Schema delle palettature dello stadio di una turbina assiale ad azione.

La velocità relativa in uscita dallo statore w_1 ed in entrata nel rotore è data da $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}$, e sarà inclinata di un certo angolo β_1 a seconda del modulo di \vec{u} . Trattandosi di una turbina ad azione, si ha che, in assenza di perdite di palettatura, $|w_1| = |w_2|$, inoltre essendo le componenti meridiane uguali tra loro. In pratica:

$$c_1 \sin \alpha_1 = w_1 \sin \beta_1 = c_2 \sin \alpha_2 = w_2 \sin \beta_2$$

In particolare poiché: $w_1 \sin \beta_1 = w_2 \sin \beta_2$ $\beta_1 \neq \beta_2$, in quanto ci deve essere una deviazione per scambiare lavoro, e quindi β_1 e β_2 sono angoli supplementari ($\beta_1 = 180^\circ - \beta_2$). Nel caso in cui invece ci siano delle perdite, si può scrivere: $w_2 = \psi w_1$, con $\psi = 0.90 \div 0.94$. Infine, si completa il triangolo di velocità considerando la relazione vettoriale $\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}$ (si veda la figura 4).

Il lavoro scambiato tra fluido e palettatura può essere calcolato con l'equazione del lavoro di Eulero:

$$L = u(c_{1u} - c_{2u}) = u(w_{1u} - w_{2u})$$

Poiché $c_u = u + w_u$, dove c_u e w_u sono le componenti lungo la direzione tangenziale. Quindi si può scrivere:

$$L = u(w_{1u} - w_{2u}) = u w_1 (\cos \beta_1 - \cos \beta_2) = 2 u w_1 \cos \beta_1 = 2 u w_{1u}$$

In quanto $w_1 = w_2$, e $\cos \beta_2 = -\cos \beta_1$ essendo angoli supplementari.

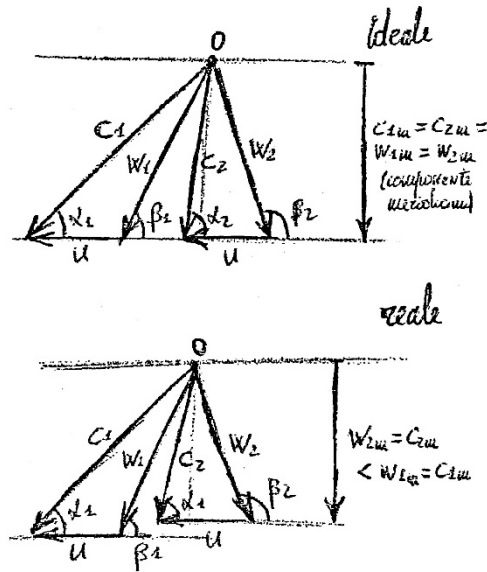


Figura 4 – Triangoli di velocità nel caso ideale e reale di uno stadio ad azione.

Si andrà ora a definire un coefficiente, detto **rendimento di palettatura**, che tiene conto delle perdite di energia che si hanno nello scambio di lavoro tra fluido e palettatura. A tale scopo si analizzeranno separatamente il rotore e lo statore.

Si consideri dapprima lo statore (Figura 5), che non è altro che un condotto fisso. Per cui l'entalpia totale si conserva, e si può scrivere che $h_t = const. = h + c^2/2$. Essendo inoltre, come già detto, c_0 trascurabile rispetto a c_1 (in quanto $c_1 \gg c_0$), allora:

$$h_t = const. = h_0 = h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_{1s} + \frac{c_{1,th}^2}{2}$$

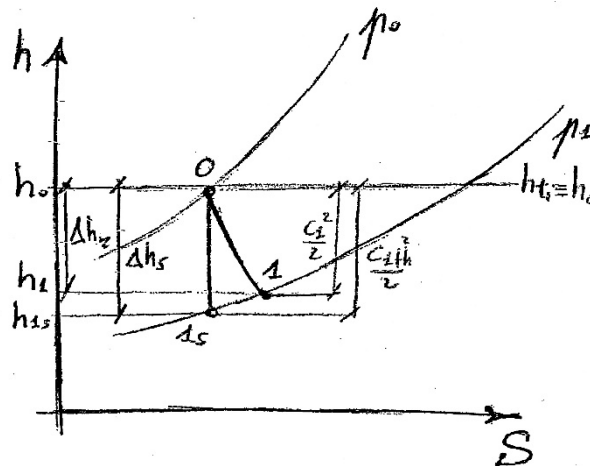


Figura 5 – Trasformazione sul piano h-s nello statore.

La velocità in uscita dallo statore nel caso di trasformazione isentropica e in quello reale è:

$$C_{1th} = \sqrt{2(h_0 - h_{1s})} = \sqrt{2\Delta h_s}$$

$$C_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1)} = \sqrt{2\Delta h_r}$$

A questo punto per determinare la C_1 reale senza utilizzare le formule di Navier-Stokes, si introduce un coefficiente riduttore di velocità φ , determinato sperimentalmente, che vale:

$$\varphi = \frac{C_1}{C_{1th}} < 1$$

Ne consegue che:

$$C_1 = \varphi C_{1th} = \varphi \sqrt{2\Delta h_s}$$

Una volta determinato φ si può calcolare il rendimento della paletteatura statica, valutando il salto entalpico reale con quello teorico isentropico:

$$\eta_{stat} = \frac{\Delta h_r}{\Delta h_s} = \frac{h_0 - h_1}{h_0 - h_{1s}} = \frac{C_1^2/2}{C_{1th}^2/2} = \left(\frac{C_1}{C_{1th}}\right)^2 = \varphi^2$$

Analogo discorso può essere fatto per il rotore, introducendo il coefficiente riduttore di velocità ψ , determinabile sperimentalmente e per il quale esistono in letteratura specifiche tabelle in funzione di β . Esso vale:

$$\psi = \frac{w_2}{w_{2,th}} < 1$$

Per il rotore occorre considerare la velocità e le entalpie relative, pertanto ad essere costante sarà l'entalpia totale relativa:

$$h_{t,rel} = h + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = const.$$

La dimostrazione della formula precedente può essere fatta confrontando la seconda espressione dell'equazione di Eulero con la forma termica dell'equazione dell'energia. Per una macchina assiale si ottiene:

$$h_{t,rel} = h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} = h_{2s} + \frac{w_{2,th}^2}{2}$$

La figura 6 mostra il salto entalpico in un rotore, con la rappresentazione grafica di tutti i termini dell'equazione precedente nel piano h-s.

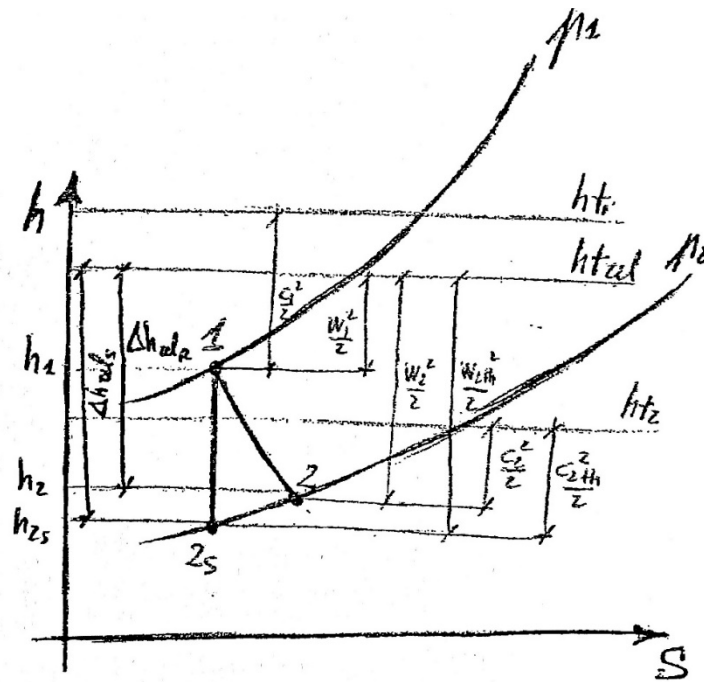


Figura 6 – Trasformazione entalpica in un generico rotore.

Inoltre esplicitando la relazione precedente si ha che

$$W_{2,th} = \sqrt{2(h_{t,rel} - h_{2s})} = \sqrt{2\Delta h_{rel,S}}$$

$$W_2 = \sqrt{2(h_{t,rel} - h_2)} = \sqrt{2\Delta h_{rel,R}}$$

Ne consegue che

$$W_2 = \Psi W_{2,th} = \Psi \sqrt{2\Delta h_{rel,S}}$$

Il rendimento della palettatura rotorica sarà dato da:

$$\eta_{rot} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{W_2^2 - W_1^2}{W_{2,th}^2 - W_1^2} = \frac{\Psi^2 W_{2,th}^2 - W_1^2}{W_{2,th}^2 - W_1^2}$$

Il concetto può essere generalizzato considerando un solo stadio di turbina, definendo così il rendimento di palettatura di un solo stadio. Esso può essere espresso come il rapporto tra il lavoro captato dalla palettatura rotorica (cioè il lavoro di Eulero) e l'energia disponibile del fluido a monte dello stadio stesso:¹

¹Un'analogia espressione può essere formulata per le macchine operatrici, considerando il rapporto tra l'energia conferita al fluido e l'energia meccanica spesa

$$\eta_p = \frac{L}{\frac{c_0^2}{2} + \Delta h_s} = \frac{u(C_{1u} - C_{2u})}{\frac{c_0^2}{2} + \Delta h_s} = \frac{u(w_{1u} - w_{2u})}{\frac{c_0^2}{2} + \Delta h_s} = \frac{u(w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2)}{\frac{c_0^2}{2} + \Delta h_s}$$

Il rendimento di palettatura, per le macchine assiali ad azione, può essere riscritta come:

$$\eta_p = \frac{L}{\frac{c_0^2}{2} + \Delta h_s} = \frac{2 u w_{1u}}{\frac{c_0^2}{2} + \Delta h_s}$$

$$\eta_p = \frac{\text{Lavoro esportato dallo stadio}}{\text{Energia disponibile dello stadio}} = \frac{u (c_{1u} - c_{2u})}{c_0^2/2 + (\Delta H)_{\text{STADIO}}}$$

STADIO AD AZIONE

Caso ideale: $\varphi = 1, \psi = 1, w_1 = w_2$

$$c_{1u} = u + w_{1u} = u + w_1 \cos \beta_1$$

$$c_{2u} = u + w_{2u} = u + w_2 \cos \beta_2$$

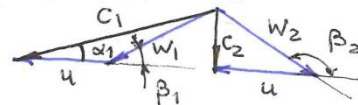
$$c_{1u} - c_{2u} = w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos (180 - \beta_1)$$

$$\eta_p = \frac{u (w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos (180 - \beta_1))}{\frac{c_0^2}{2} + \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2}} = 4 \frac{u}{c_1^2} w_1 \cos \beta_1$$

$$\underline{\underline{\eta_p}} = 4 \frac{u}{c_1} \left(\frac{c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u}{c_1} \right) = 4 \frac{u}{c_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) \quad \eta_p = f(u/c_1)$$

$$(\eta_p)_{\text{MAX}} \rightarrow \frac{d\eta_p}{d(u/c_1)} = 0 \quad \left[\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \right] \quad \left[(\eta_p)_{\text{MAX}} = \cos^2 \alpha_1 \right]$$

$\implies \underline{\underline{c_2 \perp u}}$



$$\beta_2 = 180 - \beta_1$$

$$\cos \beta_2 = -\cos \beta_1$$

Si è arrivati quindi a dimostrare che il rendimento di palettatura massimo per una turbomacchina ad azione è dato da:

$$\eta_{p, \text{MAX}} = \cos^2 \alpha_1$$

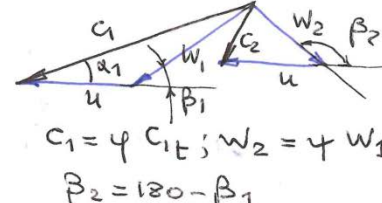
Da questa espressione si nota subito che più piccolo è l'angolo α_1 , maggiore sarà il rendimento massimo. Nella realtà però occorre smaltire la portata, per cui α_1 dovrà essere necessariamente diverso da 0. A titolo di esempio, i valori tipici di α_1 sono compresi tra 15° e 20°, per i quali si ha rispettivamente un rendimento massimo di 0.939 e 0.883 in assenza di perdite.

Se si considerano le perdite nello statore e nel rotore invece, si ottiene un rendimento di palettatura dato da:

Caso reale

$$\eta_p = \frac{u W_1 \cos \beta_1 \left(1 - \frac{W_2 \cos \beta_2}{W_1 \cos \beta_1}\right)}{\frac{c_1^2}{2} + \frac{c_1'^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}} =$$

$$= \frac{u W_1 \cos \beta_1 (1 + \psi)}{\frac{c_1^2}{2\psi^2}} =$$

$$= 2\psi^2(1 + \psi) \frac{u}{c_1^2} W_1 \cos \beta_1 = 2\psi^2(1 + \psi) \frac{u}{c_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)$$


$c_1 = \psi c_{1t}; w_2 = \psi w_1$
 $\beta_2 = 180 - \beta_1$

$$(\eta_p)_{max} \rightarrow \frac{d\eta_p}{d(u/c_1)} = 0 \quad \left| \frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \right| \quad \left| (\eta_p)_{max} = \psi^2(1 + \psi) \frac{\cos^2 \alpha_1}{2} \right|$$

$\implies \underline{\underline{c_2 \text{ non } \bar{e} \perp u}}$

L'espressione trovata $\eta_{p,MAXR} = \psi^2(1 + \psi) \cos^2 \alpha_1/2$, coincide con quella del caso ideale se si impone $\psi = \psi = 1$, ovvero con perdite trascurabili.

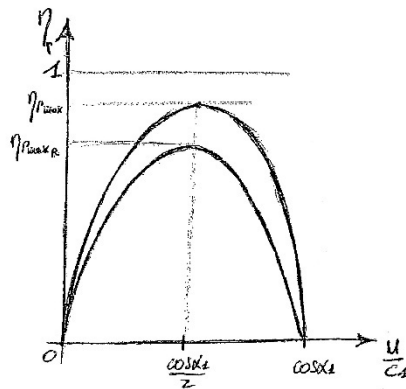
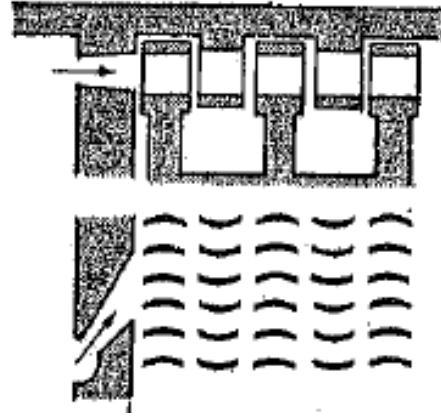


Figura 7 – Rendimento di una macchina assiale ad azione ideale e reale.

La Turbina Curtis

Le turbine ad azione monostadio hanno velocità periferiche, per la condizione di massimo rendimento, molto elevate e quindi sono utilizzabili solo per basse potenze. Per ovviare a questa limitazione, si può pensare di frazionare in due o più salti di velocità l'energia cinetica disponibile all'uscita dello statore.

A questo scopo si utilizzano le turbine Curtis che sono delle turbine ad azione a salti di velocità. Sono costituite da un unico disco sul quale si trovano calettate più schiere rotoriche.



Nella prima palettatura rotorica, il fluido che arriva dallo statore alla velocità c_1 , cederà soltanto parte della sua energia cinetica e uscirà con una velocità c_2 ancora molto rilevante. Il fluido a questo punto entra in una schiera statorica, il deviatore, che ha il solo scopo di deviare il fluido in direzione opposta su una seconda schiera palettata rotorica. Se questo elemento non ci fosse, la seconda schiera rotorica ruoterebbe in senso opposto alla precedente.

Nella seconda schiera rotorica il fluido cede un'altra parte della sua energia cinetica ed esce con una velocità c_2' . Se questa è ancora troppo elevata, segue un altro deviatore con una terza schiera rotorica, e così via.

In altre parole, lo statore trasforma tutta l'energia di pressione del fluido in energia cinetica che viene a poco a poco convertita in energia meccanica dalle palettature rotoriche. Il deviatore invece, non elabora né energia cinetica del fluido né di pressione, ma ha il solo scopo di indirizzare il flusso in uscita dal rotore nella direzione corretta per l'ingresso nel rotore successivo.

Come accade anche per le turbine ad azione monostadio, anche in questo caso lo statore è di tipo **convergente-divergente** per permettere velocità supersoniche. Nel seguito di questi appunti però, verrà schematizzato per semplicità come una semplice palettatura, come è stato fatto per le turbine ad azione monostadio.

Trattandosi di macchine ad azione, anche le turbine Curtis nel caso ideale presentano velocità relative in ingresso e in uscita dai rotorici caratterizzate dallo stesso modulo, cioè $|w_1| = |w_2|$, e $|w_3| = |w_4|$ e così via per gli stadi successivi, e con gli angoli di efflusso supplementari. Per questo motivo, anche in questo caso le palettature rotoriche sono simmetriche. Anche le palettature del deviatore saranno simmetriche a causa della funzione che svolgono.

Si consideri a titolo di esempio, una turbina Curtis a due salti di velocità (Figura 8). In base a quanto detto finora, si può scrivere:

$$\beta_1 = 180^\circ - \beta_2$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - \alpha_3$$

$$\beta_3 = 180^\circ - \beta_4$$

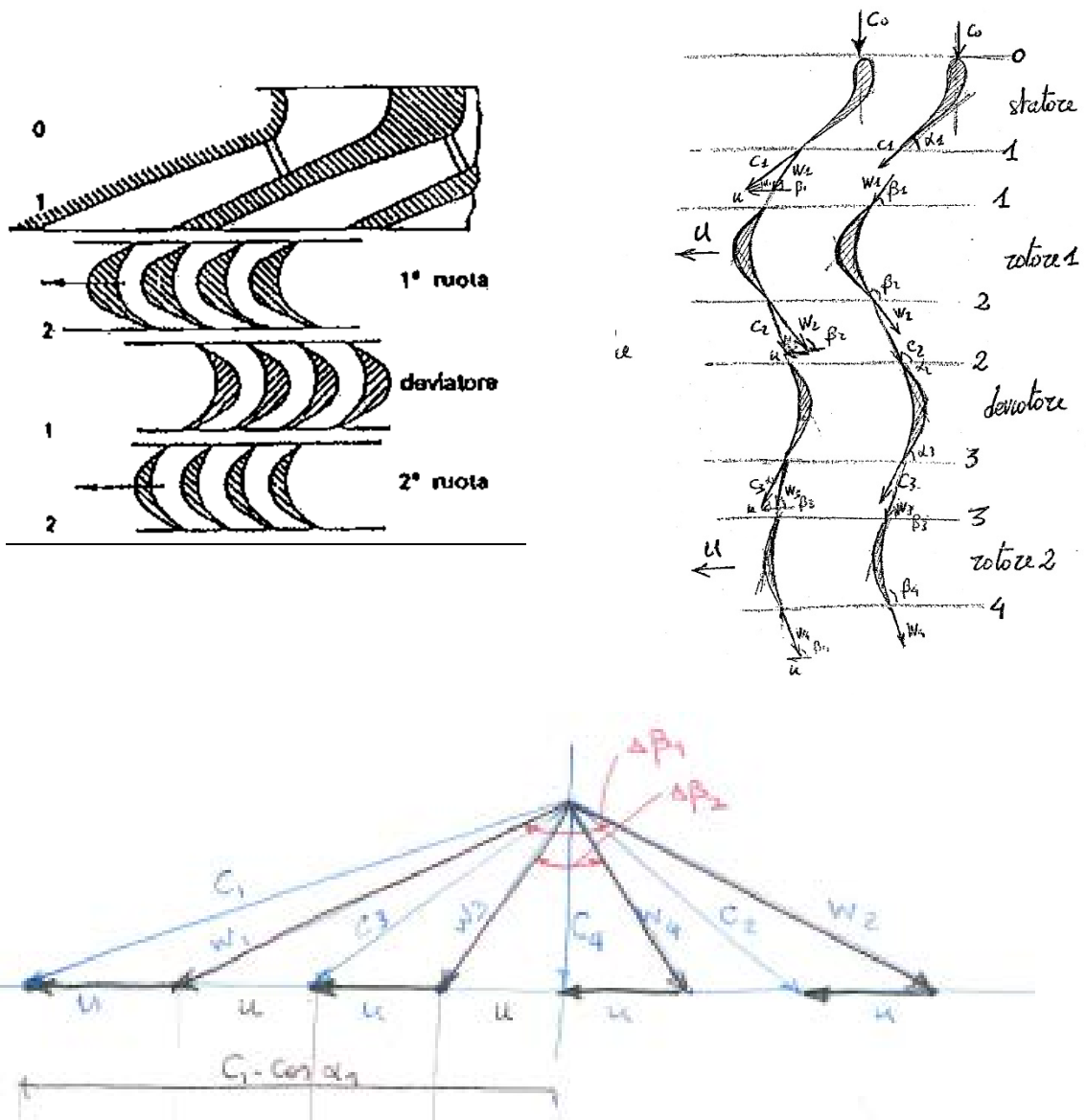


Figura 8 - Triangoli di velocità e palettature (turbina Curtis a due salti di velocità)

La deviazione che subisce il flusso, diminuisce progressivamente avvicinandosi all'uscita della turbina. In altre parole, il $\Delta\beta$ delle palettature come si può osservare anche in figura 8 va a decrescere fino all'ultimo rotore in cui si hanno deviazioni molto piccole. Nel caso dell'esempio citato prima con due salti di velocità:

$$\Delta\beta_2 < \Delta\alpha_D < \Delta\beta_1$$

Dove $\Delta\alpha_D$ è la deflessione che subisce il flusso nel diffusore, mentre i $\Delta\beta$ sono le corrispondenti variazioni nei rotori 1 e 2.

Nel caso reale, considerando le perdite si ha che:

$$c_1 = \varphi \sqrt{c_0^2 + 2\Delta h_s}$$

$$w_2 = \psi_1 w_1 \quad c_3 = \varphi_D c_2 \quad w_4 = \psi_2 w_3$$

Dove con φ si indica il coefficiente di perdita nello statore, ψ_1 quello del rotore 1, φ_D quello del deviatore, e ψ_2 quello del rotore 2. Valori tipici di questi coefficienti sono $\varphi \cong 0,90$, $\psi_1 \cong 0,80$, $\varphi_D \cong 0,93$, e $\psi_2 \cong 0,96$. Si nota una diminuzione delle perdite con il diminuire della deviazione subita dal fluido, ovvero man mano che ci si avvicina all'ultimo rotore. I triangoli di velocità dell'esempio precedente, nel caso reale saranno come quelli di figura 9.

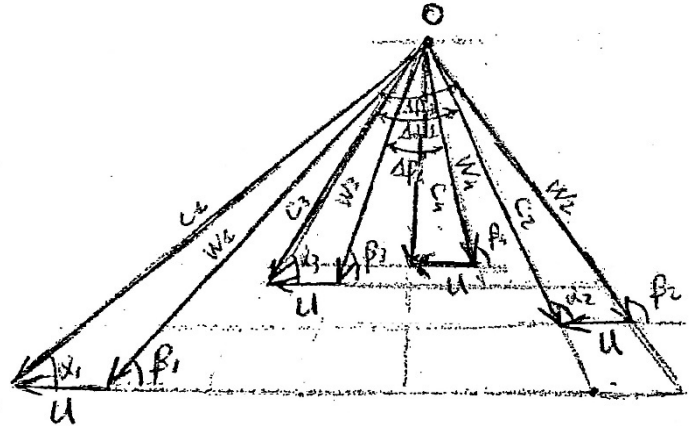


Figura 9 – Triangoli di velocità di una Curtis a due salti di velocità in presenza delle perdite.

Si andrà ora a considerare il rendimento di palettatura per una turbina Curtis, e le condizioni che lo massimizzano. Il lavoro elaborato dalla turbina sarà dato dalla somma dei lavori scambiati tra fluido e palettatura in ciascun stadio. Considerando z stadi, si avrà:

$$L_{tot} = \sum_{i=1}^z L_i$$

Nel caso di una turbina a due salti di velocità, si può scrivere:

$$L = L_I + L_{II}$$

Per il lavoro di Eulero sappiamo che:

$$L_I = U (C_{1u} - C_{2u})$$

$$L_{II} = U (C_{3u} - C_{4u})$$

Nei triangoli di velocità ideali a lato, si può facilmente notare che per queste turbine si ha $C_{1u} = 4u$, $C_{2u} = -2u$, $C_{3u} = 2u$ e $C_{4u} = 0$. Quindi:

$$L_I = U (4u - (-2u)) = U (6u) = 2U (3u) = 2U (4u - u) = 2U (C_{1u} - u)$$

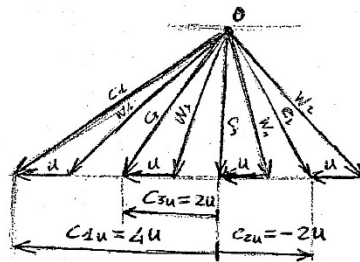
$$L_{II} = U (2u - 0) = 2U (u) = 2U (2u - u) = 2U (C_{3u} - u)$$

Ma se ha anche $C_{3u} = C_{1u} - 2u$, per cui:

$$L_{II} = 2U (C_{1u} - 2u - u) = 2U (C_{1u} - 3u)$$

In conclusione si ottiene:

$$L = L_I + L_{II} = 2U (C_{1u} - u) + 2U (C_{1u} - 3u) = 2U (2C_{1u} - 4u) = 4U (C_{1u} - 2u)$$



Il risultato trovato è specifico per 2 salti di velocità. È facile dedurre l'espressione del lavoro per la macchina con un numero generico Z di salti:

$$L = 2ZU(C_{1u} - ZU) = 2ZU(C_1 \cos \alpha_1 - ZU)$$

Scriviamo, ora, il rendimento di palettatura come:

$$\eta_p = \frac{L}{\frac{C_1^2}{2} + \Delta h_s} = \frac{2ZU(C_1 \cos \alpha_1 - ZU)}{\frac{C_1^2}{2} + \frac{C_1^2}{2} - \frac{C_1^2}{2}} = 4Z \frac{U}{C_1^2} (C_1 \cos \alpha_1 - ZU) = 4Z \frac{U}{C_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{ZU}{C_1} \right)$$

Come vediamo, rendimento e lavoro sono uguali a quelle di uno stadio (nel caso ideale che stiamo trattando per semplicità) funzionante con una velocità periferica che vale $Z \cdot U$. Derivando l'espressione e uguagliando a zero:

$$\frac{d(\eta_p)}{d\left(\frac{U}{C_1}\right)} = 4Z \cos \alpha_1 - 8Z^2 \frac{U}{C_1} = 0 \Rightarrow \cancel{4Z} \cos \alpha_1 = \cancel{8Z}^2 \frac{U}{C_1} \Rightarrow \frac{U}{C_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2Z}$$

$$\eta_{p_{max}} = 4Z \frac{\cos \alpha_1}{2Z} \left(\cos \alpha_1 - \frac{\cos \alpha_1}{2Z} \right) = 2 \cos \alpha_1 \left(\frac{\cos \alpha_1}{2} \right) = \cos^2 \alpha_1$$

Quest'ultima espressione del rendimento massimo è la stessa che si era ottenuta per le macchine ad azione monostadio. Dalle espressioni ottenute è evidente che la macchina lavorerà a u minori rispetto a quella monostadio a parità di altre condizioni, oppure a parità di u elaborerà salti entalpici maggiori. Questo è dovuto al fatto che si opera in condizioni di massimo rendimento ma con un rapporto $\frac{u}{c_1}$ minore. Nel caso ideale quindi, sembrerebbe essere conveniente l'utilizzo di macchine con un numero di salti il più alto possibile.

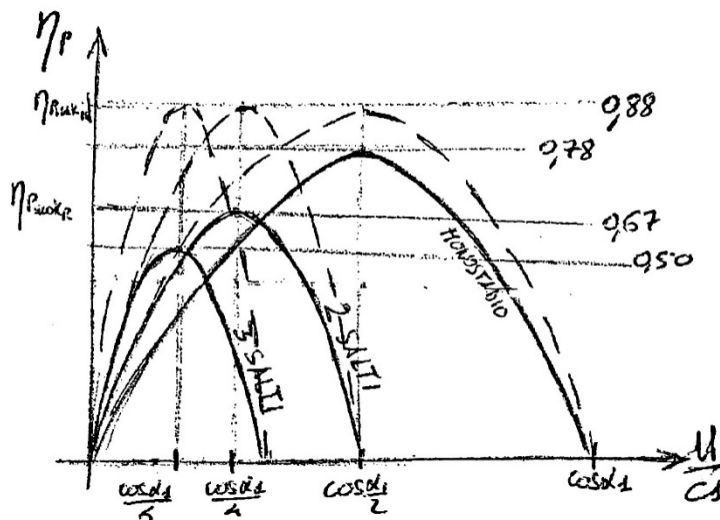
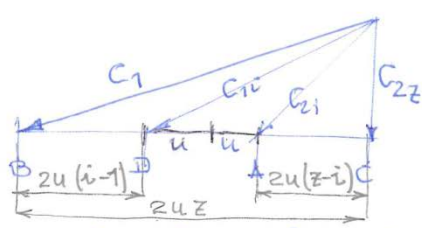


Figura 10 – Andamento del rendimento di palettatura nel caso ideale e reale, con numero di salti variabile, in funzione del rapporto $\frac{u}{c_1}$.

Nella realtà il beneficio legato all'aumento dei salti di velocità è ridotto dalla presenza delle perdite nei settori palettati. In questo caso, il lavoro e il rendimento massimo di palettatura diminuiscono all'aumentare del numero di salti. A titolo di esempio, un valore tipico per il rendimento di una Curtis a 2 stadi è $\eta_p = 0.67$, a 3 salti $\eta_p = 0.50$, e a 4 salti $\eta_p = 0.40$.

Un ulteriore motivo che porta, nella pratica costruttiva, a una limitazione del numero di salti, è che gli ultimi stadi elaborano poca potenza rispetto ai primi, come si dimostrerà nel seguito.

Si consideri il caso generale di una macchina con z salti, e si indichi con i un generico salto intermedio.



$$P = \frac{C_1^2 C_2^2}{2} + \frac{u_1^2 u_2^2}{2} - \frac{w_1^2 w_2^2}{2}$$

$$P_i = \frac{C_{1i}^2 - C_{2i}^2}{2} = \frac{C_{1i}^2 - C_{zi}^2}{2} - \frac{C_{zi}^2 - C_{2i}^2}{2}$$

$$C_{1i}^2 - C_{2i}^2 = \overline{DC}^2 \quad C_{zi}^2 - C_{2i}^2 = \overline{AC}^2$$

$$P_i = \frac{1}{2} (\overline{DC}^2 - \overline{AC}^2) = \frac{1}{2} \left\{ [2u(z-i+1)u]^2 - [2u(z-i)u]^2 \right\} = 2u^2(2z-2i+1)$$

$$P_{tot} = \frac{C_1^2 - C_{2z}^2}{2} = \frac{\overline{BC}^2}{2} = \frac{(2uz)^2}{2} = 2u^2 z^2$$

$$\frac{P_i}{P_{tot}} = \frac{2z^2(2z-2i+1)}{2z^2 z^2} = \frac{2z-2i+1}{z^2}$$

Al crescere di z. La
potenza elaborata dagli
ultimi stadi, diminuisce in
percentuale minima

Da quest'ultima espressione è evidente che i primi stadi elaborano più potenza, mentre è minore la frazione elaborata dagli ultimi stadi. Ciò avviene perché il lavoro elaborato dipende dalla velocità in ingresso, e dato che la velocità diminuisce da un salto di velocità a quello successivo allora i primi stadi di una Curtis elaborano molta più potenza degli ultimi. In particolare, dall'espressione precedente si ottiene:

- Per una Curtis con $z = 2$ stadi, il primo stadio ($i = 1$) elabora $\frac{P_1}{P_{tot}} = \frac{3}{4}$, e il secondo ($i = 2$) $\frac{P_2}{P_{tot}} = \frac{1}{4}$. In altre parole, il primo salto di velocità elabora il 75% della potenza totale, mentre il secondo il restante 25%;
- Per una Curtis con $z=3$ stadi, la potenza è così ripartita:

$$i = 1) \quad \frac{P_1}{P_{tot}} = \frac{5}{9}; \quad i = 2) \quad \frac{P_2}{P_{tot}} = \frac{3}{9}; \quad i = 3) \quad \frac{P_3}{P_{tot}} = \frac{1}{9}.$$

Per questo motivo e in considerazione del decadimento del rendimento di palettatura, nella realtà non esistono turbine a salti di velocità con un numero di salti $z > 4$.

Le Turbine assiali a reazione

Nelle turbine assiali a reazione (cioè con $R > 0$) sia a vapore che a gas, note anche con il nome di *turbine Parsons*, il salto entalpico avviene anche nel rotore oltreché nello statore. Pertanto, si ha:

$$R = \frac{w_2^2 - w_1^2}{c_1^2 - c_0^2 + w_2^2 - w_1^2} > 0$$

Il che implica che $|w_2| > |w_1|$, e proprio per questo si avrà, nella palettatura rotorica, una velocità in uscita con un'inclinazione maggiore di quella in entrata.

Le turbine a reazione più diffuse sono quelle con grado di reazione $R = 0.5$, ovvero quelle turbine nelle quali l'energia di pressione è elaborata in parti uguali nello statore e nel rotore. Questa divisione del salto entalpico in parti uguali porta ad avere alcuni vantaggi dei quali si tratterà a breve.

Il numero di stadi di una turbina a reazione è molto più elevato di quelle ad azione, per cui la costruzione a disco viene sostituita con quella a tamburo, alla cui periferia sono fissate le palettature rotoriche. Il rotore è contenuto all'interno di una cassa alla quale sono fissate le palettature statoriche, in modo che siano disposte in maniera alternata con quelle rotoriche. La figura 12 mostra il tipico diagramma h-s per una turbina a reazione, nel caso ideale.

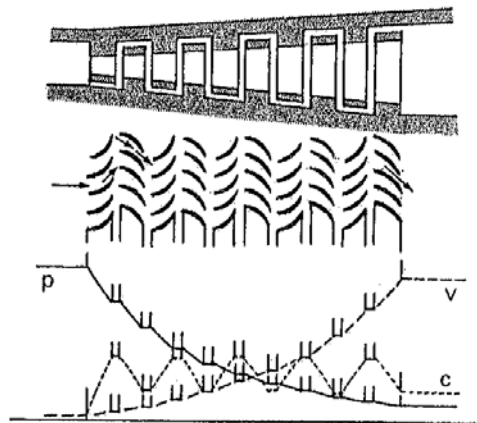


Figura 11 – Schema di una turbina a reazione multistadio.

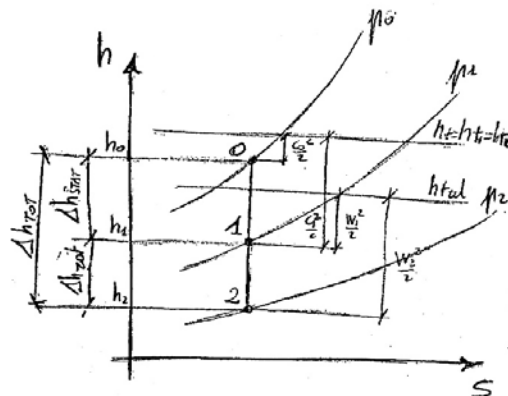


Figura 12 – Diagramma h-s per uno stadio di una turbina a reazione ideale

Da cui si può scrivere, rispettivamente per lo statore e il rotore:

$$h_t = \text{cost.} \quad \rightarrow \quad h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2}$$

$$h_{t,rel} = \text{cost.} \quad \rightarrow \quad h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2}$$

Si ricava quindi che le cadute entalpiche rispettivamente nello statore e nel rotore, valgono:

$$\Delta h_{stat} = h_0 - h_1 = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2}$$

$$\Delta h_{rot} = h_1 - h_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

Riferendosi ad una turbina a reazione con $R = 0.5$, Essendo $\Delta h_{rot} = \Delta h_{stat}$. si ottiene:

$$c_1^2 - c_0^2 = w_2^2 - w_1^2$$

In questo tipo di turbine (polistadio) si ha una successione di statori e rotor, pertanto il triangolo di velocità in entrata nello statore è uguale a quello in uscita dal rotore precedente. Per questo motivo, in uno stadio intermedio si ha che la sezione $0 \equiv 2$, e si ottiene:

$$c_1^2 - c_2^2 = w_2^2 - w_1^2$$

Da questa relazione, si possono determinare i triangoli di velocità e la forma delle palettature di uno stadio intermedio di una turbina a reazione con $R=0.5$. Infatti, dalla formula precedente risulta evidente che:

$$|c_1| = |w_2| \quad ; \quad |c_2| = |w_1|$$

Nel caso ideale che si sta trattando, si ha l'uguaglianza delle componenti meridiane di tali velocità, per cui:

$$c_{1m} = c_{2m} = w_{1m} = w_{2m}$$

$$c_1 \sin \alpha_1 = c_2 \sin \alpha_2 = w_1 \sin \beta_1 = w_2 \sin \beta_2$$

E in particolare si ricava che:

$$c_1 \sin \alpha_1 = w_2 \sin \beta_2 \quad \rightarrow \quad \alpha_1 = 180^\circ - \beta_2$$

$$c_2 \sin \alpha_2 = w_1 \sin \beta_1 \quad \rightarrow \quad \alpha_2 = 180^\circ - \beta_1$$

In quanto, deve essere necessariamente $\alpha_1 \neq \beta_2$ e $\alpha_2 \neq \beta_1$. Da queste considerazioni si deduce che i triangoli di velocità sono come in figura 13, e inoltre le palettature di statore e rotore, per una turbina con $R = 0.5$, hanno profili uguali e speculari.

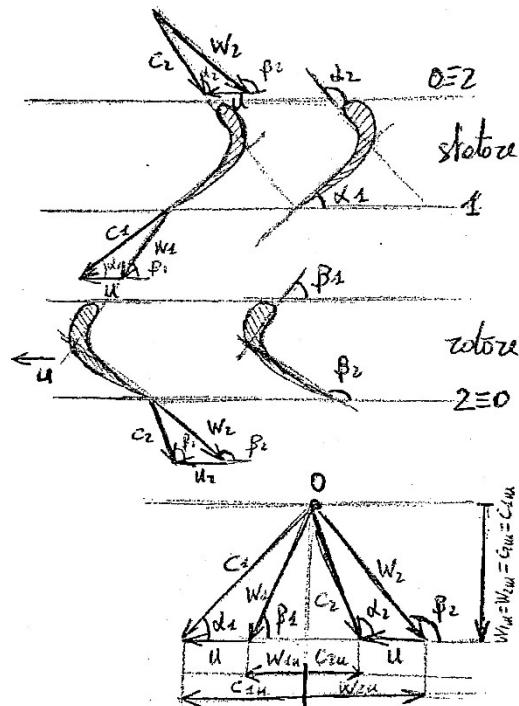


Figura 13 – Triangoli di velocità e schema delle palettature di una macchina a reazione $R=0.5$.

Allo stesso risultato si potrebbe arrivare anche in altro modo. Si considerino le componenti meridiana e tangenziale del vettore c come in figura. Per il teorema di Pitagora si ha che:

$$c^2 = c_{m1}^2 + c_u^2$$

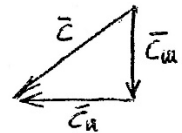
$$w^2 = w_{m1}^2 + w_u^2$$

Sostituendo alla formula dello stadio intermedio ($c_1^2 - c_2^2 = w_1^2 - w_2^2$):

$$c_{m1}^2 + c_u^2 - c_{m2}^2 - c_u^2 = w_{m1}^2 + w_u^2 - w_{m2}^2 - w_u^2$$

$$c_{m1}^2 - c_{m2}^2 = w_{m1}^2 - w_{m2}^2$$

in quanto le componenti meridiane sono uguali anche se elevate al quadrato, ovviamente.

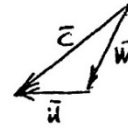


Tale relazione si può riscrivere come:

$$(C_{1u} - C_{2u})(C_{1u} + C_{2u}) = (W_{2u} - W_{1u})(W_{2u} + W_{1u})$$

Inoltre, si ha che $\bar{c} = \bar{u} + \bar{w}$, da cui:

$$C_u = u + w_u$$



Scrivendolo per i due triangoli di velocità della turbina a reazione $R=0,5$ e sottraendo le due relazioni:

$$\left. \begin{array}{l} C_{1u} = u + w_{1u} \\ C_{2u} = u + w_{2u} \end{array} \right\} C_{1u} - C_{2u} = w_{1u} - w_{2u} = -(w_{2u} - w_{1u})$$

Quest'ultima espressione si può così sostituire in quella ricavata in precedenza:

$$\begin{aligned} -(w_{2u} - w_{1u})(C_{1u} + C_{2u}) &= (w_{2u} - w_{1u})(w_{2u} + w_{1u}) \\ -(C_{1u} + C_{2u}) &= (w_{2u} + w_{1u}) \end{aligned}$$

Combinando le due relazioni, prima con la somma e poi con la sottrazione, si ottiene il risultato trovato precedentemente, cioè:

$$\begin{cases} -(C_{1u} + C_{2u}) = (w_{2u} + w_{1u}) \\ C_{1u} - C_{2u} = w_{1u} - w_{2u} \end{cases}$$

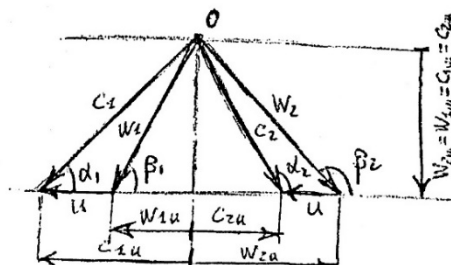
Con la somma:

$$\begin{aligned} -C_{1u} - C_{2u} + C_{1u} - C_{2u} &= w_{2u} + w_{1u} + w_{1u} - w_{2u} \\ -2C_{2u} &= 2w_{1u} \implies w_{1u} = -C_{2u} \end{aligned}$$

Con la sottrazione:

$$\begin{aligned} -C_{1u} - C_{2u} - C_{1u} + C_{2u} &= w_{2u} + w_{1u} - w_{1u} + w_{2u} \\ -2C_{1u} &= 2w_{2u} \implies w_{2u} = -C_{1u} \end{aligned}$$

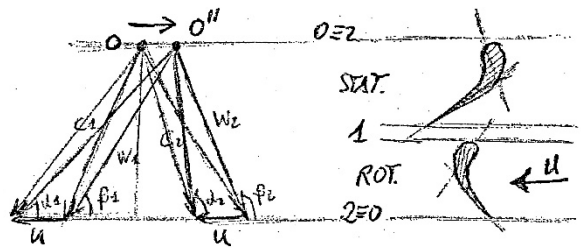
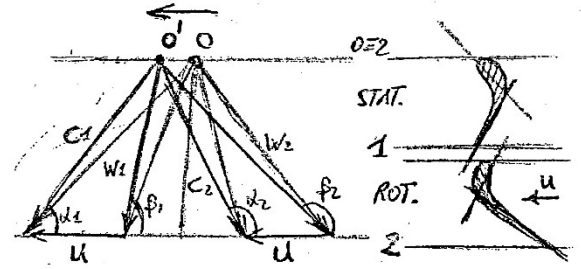
Per cui i triangoli di velocità risultano simmetrici e le palette avranno profili uguali e speculari tra loro



Si è considerato fino a questo momento lo stadio di una turbina a reazione con $R = 0.5$; in generale però il valore di R può essere diverso. È utile ricordare a questo proposito, per le prossime considerazioni, l'espressione di R in funzione delle velocità:

$$R = \frac{\Delta H_{rot}}{\Delta H_{rot} + \Delta H_{stat}} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}$$

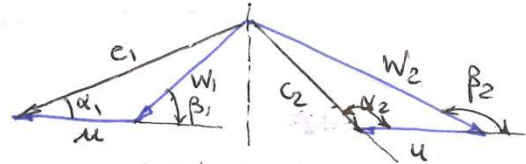
- Nel caso di $R = 0.5$, si ha $\Delta H_{rot} = \Delta H_{stat}$, e quindi $c_1^2 - c_2^2 = w_2^2 - w_1^2$ da cui si ricava come è stato visto, che i triangoli di velocità sono simmetrici e le palettature di rotore e statore sono speculari tra loro;
- Nel caso di $R > 0.5$, si ha che $\Delta H_{rot} > \Delta H_{stat}$, e quindi $w_2^2 - w_1^2 > c_1^2 - c_2^2$. I triangoli di velocità variano come se idealmente traslassimo il vertice O in O' , in quanto questo porta ad una diminuzione di w_1 e c_1 e un aumento di w_2 e c_2 , con conseguente aumento di R . Pertanto la palettatura statorica tenderà a diventare sempre più verticale, mentre quella rotorica a inclinarsi maggiormente;
- Nel caso di $R < 0.5$, si ha che $\Delta H_{rot} < \Delta H_{stat}$, e quindi $w_2^2 - w_1^2 < c_1^2 - c_2^2$. I triangoli di velocità variano come se idealmente traslassimo il punto O in O'' . Si ha una diminuzione di w_2 e c_2 mentre w_1 e c_1 crescono al diminuire di R . La palettatura statorica diverrà più inclinata mentre quella rotorica tenderà ad essere verticale.



Si determineranno ora, le condizioni sui triangoli di velocità che massimizzano il rendimento di palettatura η_p , e in particolare quale valore del rapporto $\frac{u}{c_1}$ verifica questa condizione. Si considererà solo il caso ideale. Si ha allora:

STADIO A REAZIONE

Caso ideale $R = 0.5$



$$|w_2| = |c_1|$$

$$\cos \beta_2 = -\cos \alpha_1$$

$$w_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u$$

$$w_2 \cos \beta_2 = -c_1 \cos \alpha_1$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1$$

$$\eta_p = \frac{u (w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2)}{\frac{c_1^2}{2} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}}$$

$\Delta h_{STAT} \quad \Delta h_{TOT}$

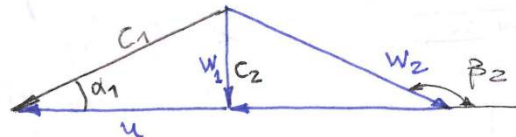
$$\eta_p = \frac{u (c_1 \cos \alpha_1 - u + c_1 \cos \alpha_1)}{c_1^2 - w_1^2/2}$$

$$\eta_p = 2u \frac{2c_1 \cos \alpha_1 - u}{2c_1^2 - (c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1)} = 2 \frac{u}{c_1} \frac{(2 \cos \alpha_1 - u/c_1)}{1 - (u/c_1)^2 + 2 \frac{u}{c_1} \cos \alpha_1}$$

$$\eta_p = 2 \frac{\frac{u}{c_1} (2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1})}{1 + \frac{u}{c_1} (2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1})} = 2 \left[1 - \frac{1}{1 + \frac{u}{c_1} (2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1})} \right]$$

$$(\eta_p)_{max} \rightarrow \frac{d\eta_p}{d(u/c_1)} = 0 \quad \left| \frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1 \right| \quad \left| (\eta_p)_{max} = \frac{2 \cos^2 \alpha_1}{1 + \cos^2 \alpha_1} \right|$$

$\Downarrow w_1 \perp u$



Si è trovato e dimostrato quindi che quando il rapporto $\frac{u}{c_1}$ vale $\cos \alpha_1$ il rendimento di palettatura è massimo e vale $\eta_p = \frac{2 \cos^2 \alpha_1}{1 + \cos^2 \alpha_1}$.

Se si confronta questa espressione con quella di uno stadio ad azione si deduce che, a parità di altre condizioni il rendimento di palettatura di una turbina a reazione è maggiore.

Inoltre, come si vede anche in figura 14 il campo di variazione per le macchine a reazione è più ampio, per cui il rendimento cambia in maniera più contenuta al variare del rapporto $\frac{u}{c_1}$. Si ha in altre parole una maggiore flessibilità con le macchine a reazione rispetto a quelle ad azione.

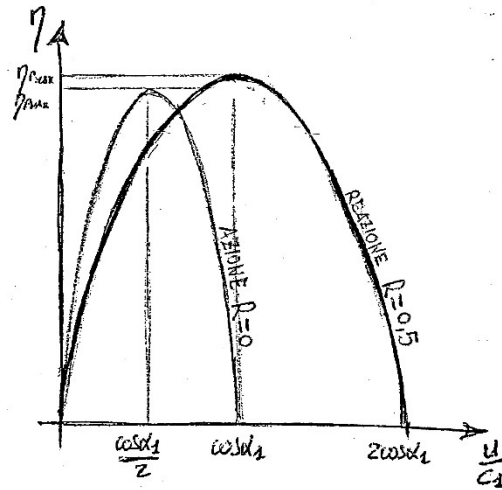


Figura 14 – Confronto del rendimento di macchine ad azione e a reazione al variare di $\frac{u}{c_1}$.

Nel seguito, si andrà ad effettuare il confronto tra uno stadio di una turbina assiale mono ruota ad azione $R = 0$ con quello di una turbina a reazione $R = 0.5$. Si affronterà solo il caso ideale. Si consideri la figura 15 che riassume in breve quanto fatto finora:

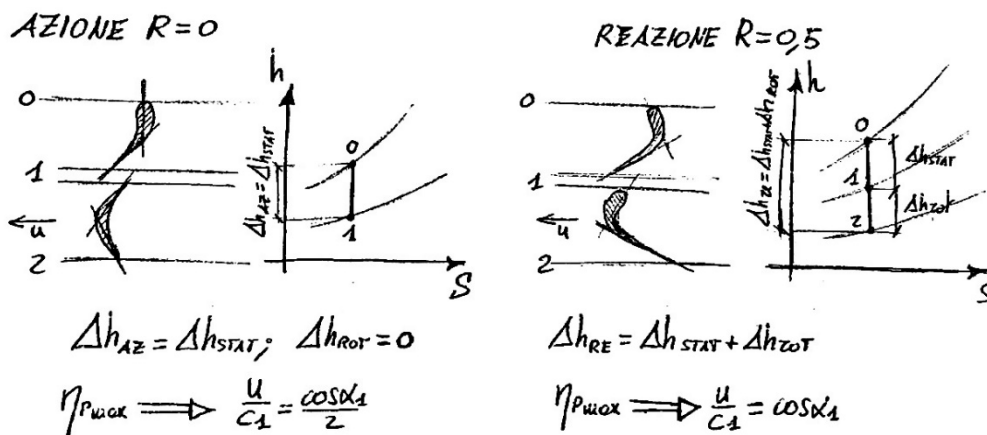


Figura 15 – Salto entalpico e schema delle palettature di una turbina ad azione e a reazione.

Si ipotizzi che entrambe le turbine debbano elaborare lo stesso salto entalpico isoentropico e che il rendimento di palettatura sia massimo per entrambe, e che abbiano lo stesso angolo α_1 . Le velocità nei due casi valgono:

$$\Delta h_{stat,az} = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} \quad \rightarrow \quad c_{1,az} = \sqrt{2 \Delta h_{stat,az}} = \sqrt{2 \Delta h_{az}}$$

$$\Delta h_{stat,re} = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} \quad \rightarrow \quad c_{1,re} = \sqrt{2 \Delta h_{stat,re}} = \sqrt{\Delta h_{re}}$$

In quanto c_0 come detto è trascurabile, e inoltre $\Delta h_{re} = 2 \Delta h_{stat,re}$.

Rapportandoli si ottiene:

$$\frac{c_{1,az}}{c_{1,re}} = \frac{\sqrt{2 \Delta h_{az}}}{\sqrt{\Delta h_{re}}} = \sqrt{2} \approx 1,414$$

In quanto i salti entalpici sono uguali per ipotesi. Questa relazione mostra come a parità di Δh la velocità in uscita dall'ugello è circa il 41,4% maggiore per le macchine ad azione rispetto a quelle a reazione.

Si calcoli ora il rapporto tra le velocità periferiche nelle condizioni di rendimento massimo:

$$u_{az} = c_{1az} \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad u_{re} = c_{1re} \cos \alpha_1$$

$$\frac{u_{az}}{u_{re}} = \frac{c_{1az} \frac{\cos \alpha_1}{2}}{c_{1re} \cos \alpha_1} = \frac{\sqrt{2}}{2} \approx 0,707$$

In queste condizioni quindi, la velocità periferica delle turbine ad azione è più bassa di quelle a reazione. Questo è molto importante perché ci sono dei limiti sulla velocità periferica u dovuti alla resistenza dei materiali che non si possono superare.

Si supponga ora, di mantenere costante la velocità periferica per entrambe le macchine, ovvero $u_{az} = u_{re}$. Il salto entalpico che esse riescono ad elaborare è dato da:

$$\Delta h_{az} = \Delta h_{stat,az} = \frac{c_{1,az}^2}{2} = \frac{2 u_{az}^2}{\cos^2 \alpha_1}$$

$$\Delta h_{re} = 2 \Delta h_{stat,re} = 2 \frac{c_{1,re}^2}{2} = \frac{u_{re}^2}{\cos^2 \alpha_1}$$

E rapportandoli:

$$\frac{\Delta h_{az}}{\Delta h_{re}} = 2$$

Quest'ultimo risultato ci permette di affermare che, il salto entalpico di uno stadio ad azione, a parità di u (per cui si ricorda ci sono dei limiti tecnologici), è il doppio di quello elaborato da uno stadio a reazione.

Riassumendo, alle turbine a reazione sono necessari molti più stadi e quindi costi più elevati e ingombri maggiori, per elaborare lo stesso salto entalpico di quelle ad azione. Tuttavia, le macchine ad azione hanno, rispetto a quelle a reazione, un rendimento più basso e una minore flessibilità.

Le turbine radiali

Le turbine a vapore e a gas di tipo radiale, sono delle turbomacchine il cui flusso principale è prevalentemente ortogonale all'asse di rotazione della macchina. La diffusione di queste macchine è però molto ridotta rispetto a quelle assiali e possono essere di tipo centripeto o centrifugo, a seconda che il flusso sia diretto verso l'asse della macchina o verso la periferia.

In realtà, le turbine radiali hanno un flusso che non è puramente radiale ma, per così dire, misto: nelle macchine centripete la direzione di ingresso del fluido è radiale e quella di uscita assiale e viceversa per le centrifughe.

Anche per queste turbine, il lavoro scambiato tra fluido e palettatura è definito dall'equazione di Eulero per le turbomacchine:

$$L = c_{1u}u_1 - c_{2u}u_2$$

Oppure nella forma:

$$L = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

Da quest'ultima relazione, si può facilmente notare che il lavoro elaborabile in uno stadio, a parità di condizioni cinetiche, è maggiore per una turbina centripeta ($u_1 > u_2$) che per una centrifuga ($u_2 > u_1$).

Questa soluzione, realizzata di regola per le turbine idrauliche (T. Francis), è di difficile realizzazione per quelle termiche, soprattutto per quelle a vapore. Si vengono a creare infatti, dei problemi di smaltimento della portata molto gravosi soprattutto rispetto a quelle a gas in quanto la variazione di volume specifico del vapore è di circa due ordini di grandezza superiore.

Per questo motivo le turbine radiali centripete sono utilizzate più spesso con il gas come fluido operativo, mentre i pochi esempi di turbine radiali a vapore esistenti, sono utilizzate solo in casi di modesti salti entalpici.

Le turbine radiali centripete sono generalmente ad uno stadio e sono realizzate con un elevato rapporto tra il raggio di ingresso (il raggio esterno) e di uscita (interno) per sfruttare al massimo la differenza $u_1^2 - u_2^2$, e quindi la caduta entalpica.

La direzione del flusso in ingresso per macchine centripete è radiale ed è invece quasi assiale in uscita: il flusso subisce in pratica una deviazione di quasi 90° all'interno della macchina. Il fatto che queste macchine siano monostadio fa sì che siano necessarie elevate velocità di rotazione per elaborare dei salti entalpici di un certo rilievo. Lo stato fluidodinamico è simile a quello delle turbine Francis, ma questa volta bisogna tener conto della comprimibilità del fluido.

In figura 16 è rappresentato lo schema di una tipica turbina radiale centripeta monostadio. Si nota che è costituita dalla voluta, dalle palettature statoriche che hanno il compito di trasformare parte dell'energia di pressione in energia cinetica, la girante (rotore) che ha il compito di trasformare l'energia di pressione residua in energia cinetica e tutta l'energia cinetica in meccanica all'albero e, infine il diffusore, che crea una depressione all'uscita della girante rispetto all'atmosfera, in maniera da elaborare un salto entalpico maggiore.

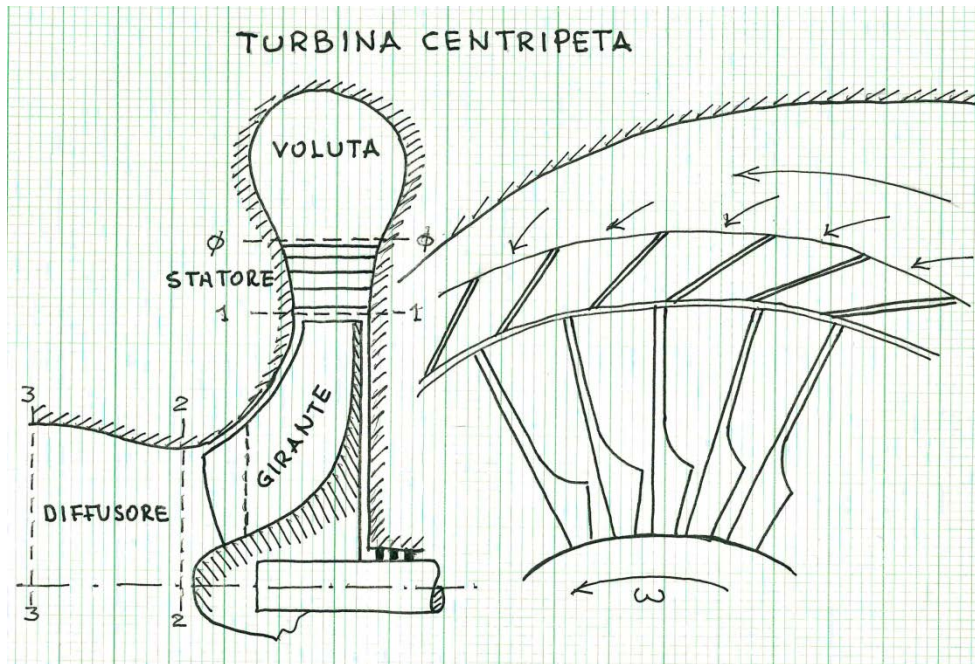


Figura 16 – Schema di una tipica turbina radiale centripeta monostadio.

Per quanto riguarda i triangoli di velocità, occorre fare una precisazione. Questa tipologia di turbine, trattandosi di turbine a flusso misto radiale/assiale, presentano i triangoli di velocità di ingresso e uscita dal rotore che vivono su due piani diversi, tra loro ortogonali. Tenuto conto di questo, i triangoli di velocità possono essere rappresentati come in figura 17.

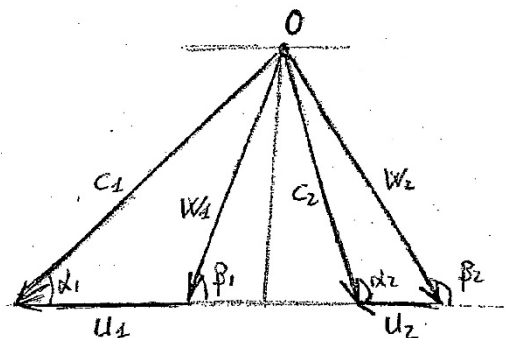


Figura 17 – Triangoli di velocità per una turbina radiale centripeta.

Dal diagramma entalpico in figura 18, possiamo notare quale sia il salto nello statore e nel rotore, e soprattutto si nota il vantaggio dell'utilizzo del diffusore. In particolare, si ha:

$$\Delta h_{stat} = h_0 - h_1 = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2}$$

$$\Delta h_{rot} = h_1 - h_2 = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

$$\Delta h_{diff} = h_2 - h_3 = \frac{c_3^2 - c_2^2}{2}$$

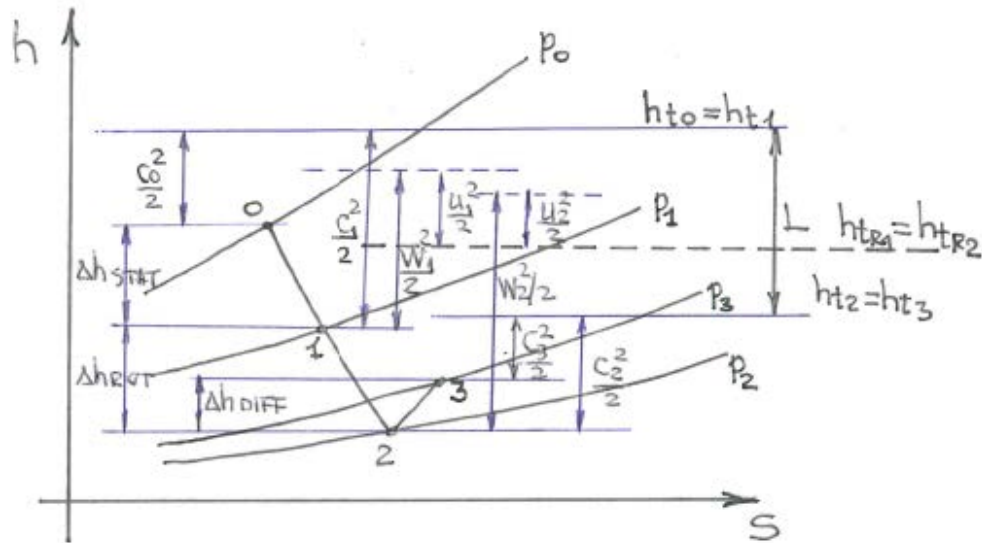


Figura 18 – Rappresentazione sul piano h-s delle trasformazioni subite dal fluido evolvente in una turbina radiale.

In pratica, il diffusore decelera il flusso, ed essendoci a valle di questo la pressione atmosferica ed essendo $h_t = cost$ (cioè $h_{t3} = h_{t2}$), a monte di esso si genera una depressione che comporta un maggiore salto entalpico per la girante.

Il lavoro della turbina radiale centripeta sarà dato dalla differenza di entalpia totale tra ingresso e uscita del rotore:

$$L = h_{t1} - h_{t2}$$

Questo tipo di turbina è utilizzata per piccoli impianti e per la sovralimentazione di motori alternativi a combustione interna.

Come detto, per le turbine a vapore, essendoci il problema dello smaltimento della portata, l'organizzazione centripeta non è più conveniente in quanto, riducendosi il raggio lungo il percorso del fluido, si dovrebbero prevedere palettature con dimensione trasversale crescente in maniera troppo rapida. Questo problema si risolve con un efflusso di tipo centrifugo, così da approfittare del naturale aumento della sezione con il raggio. Le turbine radiali centrifughe, generalmente polistadio, presentano però l'inconveniente di avere per ogni rotore $u_2 > u_1$, il che determina una diminuzione di potenza fornita. Tuttavia, questo ammanco di potenza è modesto per il singolo stadio, in quanto: $\Delta u = u_2 - u_1 = \omega(r_2 - r_1)$ dove r_2 e r_1 sono i raggi, di uscita e di ingresso per ogni stadio sono valori molto vicini tra loro. Le turbine polistadio radiali centrifughe non sono tuttavia molto frequenti, e vengono usate solo per applicazioni particolari.

La turbina di questo tipo più affermata è la turbina Ljungström (figura 19), costituita da due dischi affacciati collegati a due alberi indipendenti controrotanti (turbina bi-rotativa). Ai dischi sono collegate delle corone di pale; per questo tipo di turbina non è più possibile parlare di palette fisse distributrici e palette mobili che raccolgono il lavoro del fluido in quanto entrambe ruotano, con velocità periferiche opposte, raccogliendo lavoro. I due alberi controrotanti devono essere collegati, ovviamente, a due utilizzatori differenti. In questa macchina centrifuga, il vapore, introdotto assialmente all'interno degli alberi cavi, si muoverà dal centro alla periferia attraversando le palettature, disposte sui dischi in ordinata successione, fino a raggiungere l'esterno della macchina.

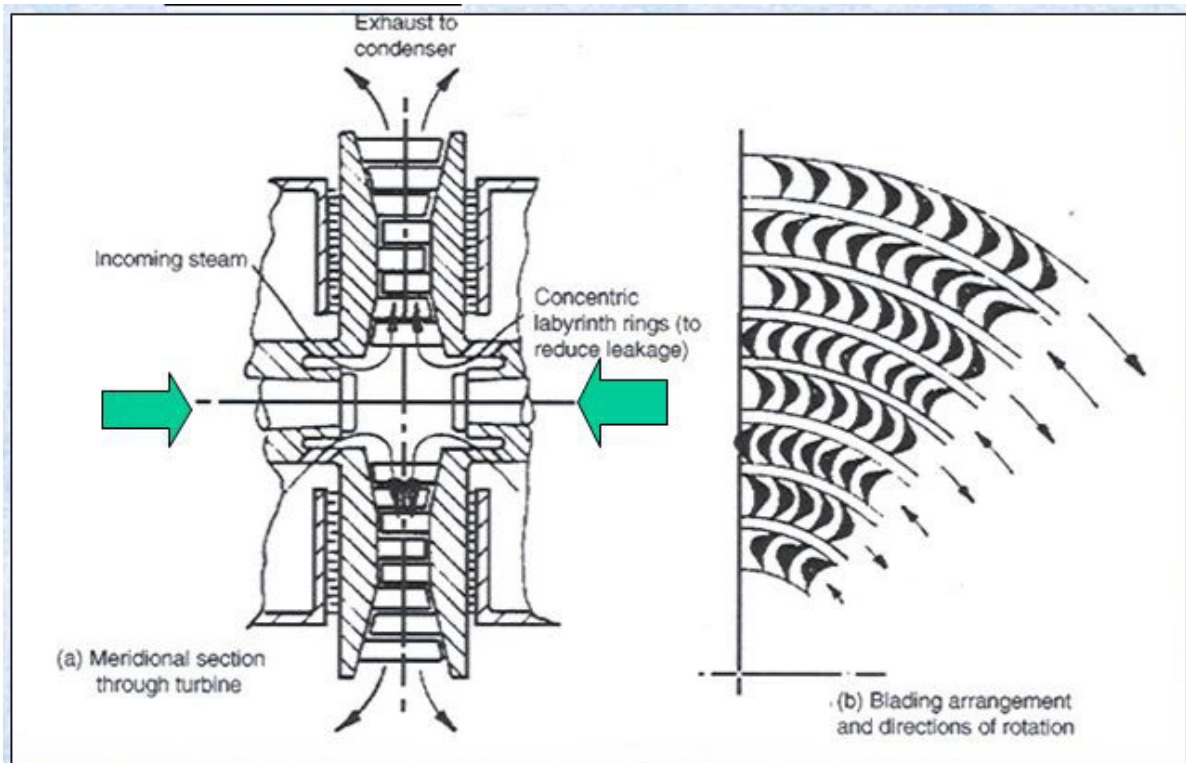


Figura 19 – Rappresentazione schematica di una turbina Ljungström.

Nella figura 20 sono rappresentati i triangoli di velocità di due rotori successivi rotanti con velocità periferiche opposte, mentre in figura 21 sono rappresentate le rispettive palettature.

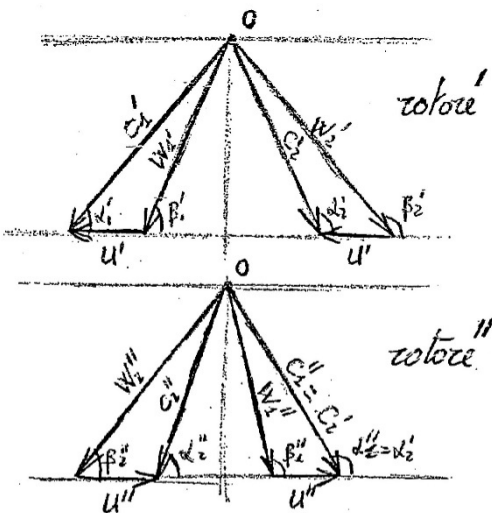


Figura 20 - Triangoli di velocità di due rotori successivi controrotanti di una turbina Ljungström

Le palettature e i triangoli di velocità sono molto somiglianti a quelle delle macchine assiali a reazione. Non essendoci statori, il salto entalpico è completamente elaborato nei vari rotori per cui si ha $R = 1$ e sostanzialmente, questo è una macchina a reazione pura. Questo comporta che $|c_1| = |c_2|$ per ogni stadio e gli angoli α_1 e α_2 sono supplementari tra loro. Per una data potenza, il peso e le dimensioni delle turbine Ljungström risultano notevolmente inferiori delle altre turbine viste. Tuttavia, la generazione di potenza attraverso due alberi controrotanti determina particolari problemi costruttivi e funzionali, che limitano l'applicazione di queste macchine.

Per approfondimenti su questo argomento, si rimanda a C. Caputo "Le turbomacchine" vol.2 seconda edizione, Masson editore da pag. 252.

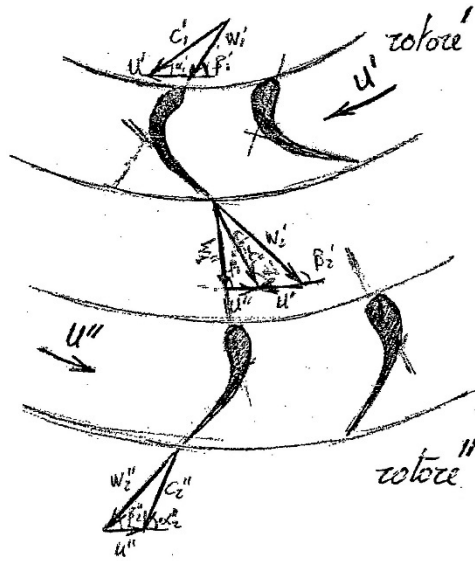


Figura 21 – Schema delle palettature di una turbina Ljungström.

Rendimento interno e globale

Si definisce rendimento interno di una turbina il rapporto, riferito all'unità di portata, tra la potenza meccanica raccolta all'albero e quella disponibile nel fluido. I contenuti cinetici sono di norma molto modesti rispetto alle cadute entalpiche per cui il rapporto tra lavori specifici si può calcolare come:

$$\eta_i = \frac{\Delta h_r}{\Delta h_s}$$

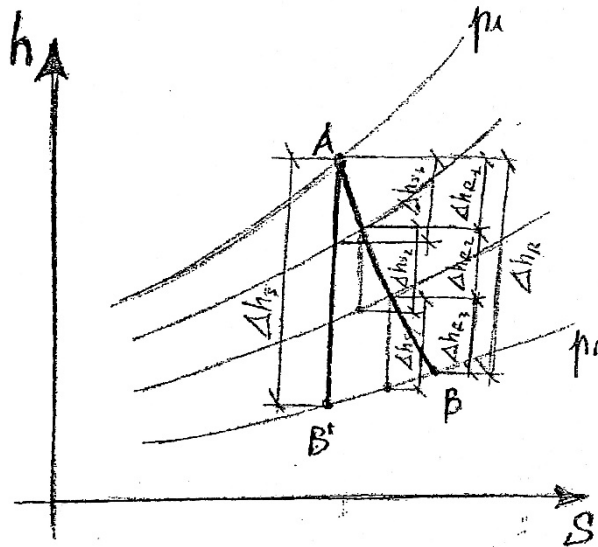


Figura 22 – Rappresentazione nel piano h-s del salto entalpico isoentropico e reale di una turbina composta da più stadi (3 nel disegno).

In figura 22 si nota come il salto entalpico reale $\Delta h_r = \sum \Delta h_{r,k}$. Dove, con il termine $\sum \Delta h_{r,k}$ si indica la sommatoria dei salti entalpici nei singoli k stadi. Quindi sostituendo:

$$\eta_i = \frac{\sum \Delta h_{r,k}}{\Delta h_s}$$

Si può definire un rendimento medio di stadio come:

$$\eta_{st}^* = \frac{\sum \Delta h_{r,k}}{\sum \Delta h_{s,k}}$$

Dove il termine $\sum \Delta h_{s,k}$ è la sommatoria dei salti entalpici isoentropici nei singoli k stadi. Sostituendo nell'espressione del rendimento interno η_i si ottiene:

$$\eta_i = \eta_{st}^* \frac{\sum \Delta h_{s,k}}{\Delta h_s} = \eta_{st}^* \xi$$

Il termine ξ della formula è una quantità sempre maggiore di 1, in quanto le linee isobariche nel piano h-s divergono man mano che si procede verso zone a entropia maggiore. Questo termine, detto **fattore di recupero** per l'intera turbina, stabilisce che il rendimento interno della turbina è maggiore di quello medio di stadio. Oltre al rendimento interno, è importante

conoscere anche il rendimento globale della turbina, che tiene conto anche delle perdite meccaniche η_m che di norma sono molto basse:

$$\eta_T = \eta_i \eta_m = \frac{P_{eff}}{P_{fluido}}$$

Regolazione delle turbine

Le turbine, come tutte le macchine, necessitano di una regolazione per adeguare la potenza della macchina a quella richiesta dall'utente. La potenza, come noto, è data da:

$$P_{eff} = \dot{m} \Delta h_s \eta_T$$

Dalla formula precedente, si evince subito che per variare la potenza si può operare su \dot{m} o su Δh_s . Tuttavia, è impossibile variare uno dei due lasciando invariato l'altro, in quanto i due parametri si influenzano a vicenda. Solitamente si utilizzano due tipi di regolazione:

- La regolazione per **Laminazione** (o strozzamento) si realizza introducendo una valvola di regolazione della portata nella condotta a monte della turbina. Questa, determina una caduta di pressione che porta ad una diminuzione del salto entalpico come riportato in figura 23 ($p'_0 < p_0$). Manovrando la valvola si avrà una variazione della portata massica del fluido e quindi dei triangoli di velocità. In particolare, varierà c_1 in quanto varia la sua componente meridiana e quindi il suo modulo e l'angolo di incidenza. La variazione di velocità assoluta determina una variazione del rapporto $\frac{u}{c_1}$ rispetto al valore di progetto, e quindi un peggioramento del rendimento di palettatura. Come è già stato descritto precedentemente, le macchine a reazione presentano una diminuzione di η_p più contenuta al variare di $\frac{u}{c_1}$ rispetto alle macchine ad azione, per questo motivo questo metodo è utilizzato solo per le turbine a reazione. Questo spiega anche il motivo per il quale l'ingresso delle pale rotoriche a reazione è arrotondato: una variazione dell'angolo del flusso determina perdite minori se le pale sono arrotondate.

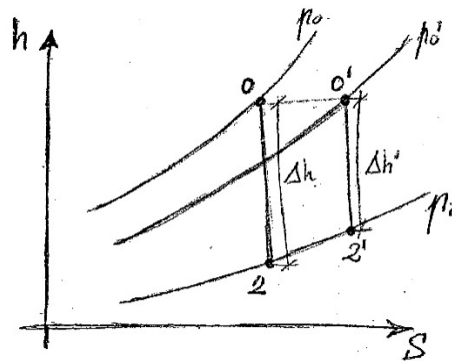


Figura 23 – Diagramma nel piano h-s in caso di regolazione per laminazione.

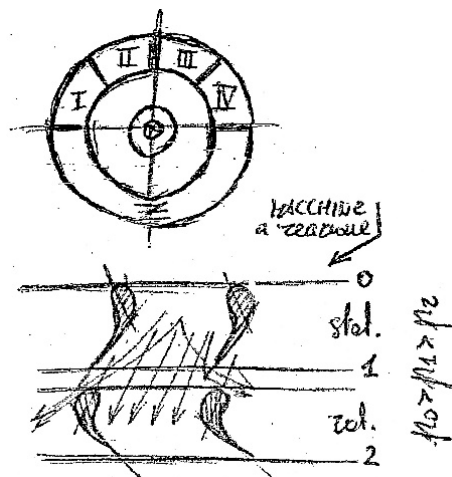
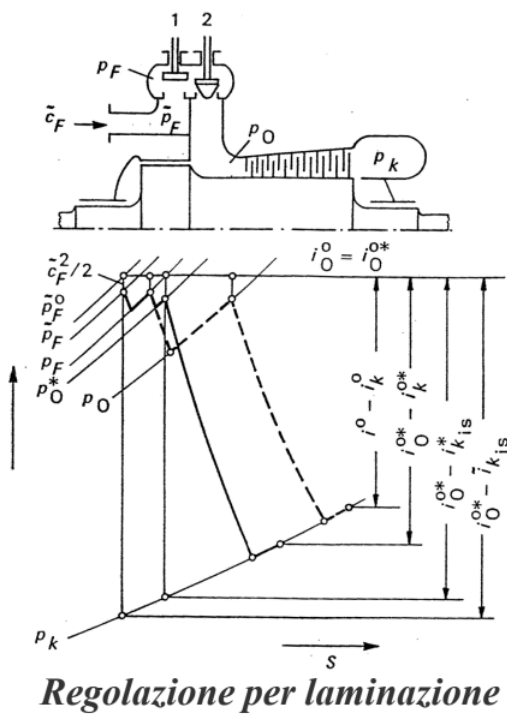


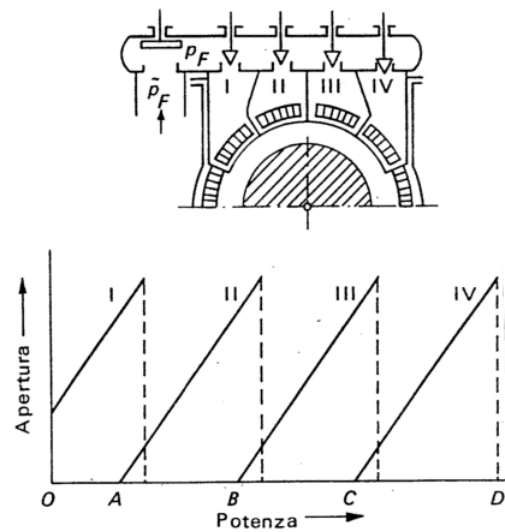
Figura 24 – Schema di regolazione per parzializzazione per ottavi (in alto). Andamento delle linee di corrente in una macchina a reazione (in basso).

- La regolazione per **Parzializzazione**, consiste nell'alimentare in sequenza i diversi settori della sezione anulare. I settori di distribuzione sono

riuniti in gruppi, ciascuno dei quali alimentato attraverso una propria valvola per mezzo della quale si può precludere o limitare l'introduzione del fluido. Per bassi carichi viene aperta, completamente o parzialmente, la valvola che regola l'immissione ad uno dei gruppi. Se il carico aumenta, resta completamente aperta la valvola di quel gruppo e inizia ad aprirsi un'altra. Aperta completamente la seconda inizierà ad aprirsi la successiva e così via. L'apertura delle valvole avviene quindi in sequenza: quando una di esse è in fase di regolazione significa che tutte le precedenti sono già completamente aperte e le successive sono ancora tutte chiuse. Per quanto detto, è evidente che si tratta di una regolazione non continua ma a gradini. Una ripartizione frequente dell'area di immissione è quella in cui il settore "Z" ricopre 180° della sezione anulare, e i restanti 180° sono divisi in 4 settori uguali (figura 24). In questo caso si parla di parzializzazione a gradini per ottavi della portata totale (si hanno in totale 5 valvole). Questo tipo di regolazione non può essere applicata alle turbine a reazione a causa della differenza di pressione presente attraverso la schiera rotorica (si ricordi che $p_1 > p_2$), e ciò determinerebbe delle forti variazioni di direzione del fluido che abbassano di molto il η_p . Pertanto, questo tipo di regolazione si utilizza solo nelle macchine ad azione, dove la pressione nel rotore è costante, per cui le linee di corrente non vengono modificate e richiamate nei condotti adiacenti dalla differenza di pressione come avviene invece negli stadi a reazione.



Regolazione per parzializzazione



1 Valvola di sicurezza;
I, II, III, IV Valvole di parzializzazione.

Figura 25 – Confronto tra la regolazione per laminazione e parzializzazione.