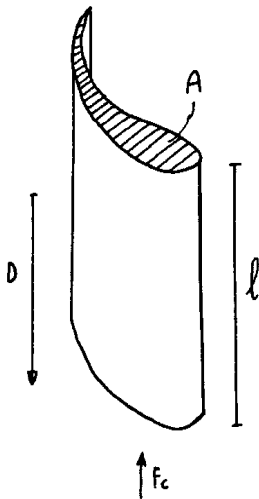


## LE SOLLECITAZIONI MECCANICHE SULLE PALE

Lo stadio generico a reazione presenta rispetto ad uno ad azione un miglior rendimento di palettatura. Tale tendenza vale in sede limite e si fortifica in sede reale. Il confronto in sede reale presupponeva l'uguaglianza delle velocità periferiche nei due casi, in quanto ammettendo una velocità periferica dello stesso ordine di grandezza, risulta di conseguenza palese il prevalere dei moduli delle velocità, sia di  $c$  che di  $w$ , nella macchina ad azione. Una volta che la velocità periferica vada considerata dello stesso ordine di grandezza in sede reale il rendimento dello stadio a reazione risulti, a maggiore ragione, rispetto alla sede limite, vincente proprio perchè da un lato abbiamo i moduli delle velocità più elevati nella macchina ad azione, dall'altro abbiamo anche angoli di deviazione rotorici molto più elevati di quella a reazione. Rimane a questo punto da giustificare il perchè abbia ingegneristicamente senso effettuare il confronto a parità di velocità periferica. Questo è uno dei casi in cui l'aspetto costruttivo della macchina è talmente legato all'aspetto funzionale che non si può prescindere dal primo in quanto l'aspetto funzionale deve essere chiarito anche a livello costruttivo. Una pala è costituita di un materiale metallico, il quale è dotato di densità, quindi sarà soggetta all'azione delle forze centrifughe le quali indurranno uno stato di sollecitazione. La pala dovrà essere progettata in modo da soddisfare la condizione di stabilità meccanica. Nel ipotesi che  $l/D \ll 1$  vediamo la sollecitazione che graverà sulla sua struttura. Consideriamo una pala realizzata di materiale metallico avente una sezione cilindrica nel senso della geometria descrittiva. Indichiamo con  $A$  l'area della sezione trasversale della pala e con  $\rho_m$  la densità del materiale metallico (per gli acciai comunemente usati per le palettature  $\rho_m = 7850 \text{ Kg/m}^3$ ). La pala sarà



soggetta ad una forza centrifuga  $F_c$  che agirà secondo la direzione radiale. Teoricamente la sola forza che la solleciterà sarà la forza di trazione dovuta alla forza centrifuga. In corrispondenza dell'attacco alla radice della ruota, avremo la reazione che equilibrerà la forza centrifuga. Nella realtà la pala sarà soggetta anche ad azioni trasversali che, essendo a contatto con il fluido, dipenderanno dalla velocità dello stesso e dalla conformazione dell'efflusso e in una certa misura dalla viscosità del fluido. Trascurando tali azioni secondarie, azioni che hanno più peso dal punto di vista della sollecitazione dinamica sulla pala e quindi hanno più peso da un punto di vista fluidodinamico, la pala sarà soggetta a vibrazioni

indotte da queste azioni trasversali. Comunque dall'equilibrio statico della pala ricaviamo la sollecitazione di trazione :

$$s = \frac{F_c}{A}$$

$$F_c = m \frac{u^2}{D}$$

tenendo conto che  $m = \tilde{\rho}_m A l$

$$F_c = r_m \frac{A l}{D} 2 u^2$$

sostituendo

$$s_A = 2 \left( \frac{l}{D} \right) r_m u^2$$

Questa formula molto semplice, che bisogna ricordare, ci preme di effettuare o di verificare la stabilità meccanica della pala intesa come sollecitata dalla sola forza centrifuga ignorando, per l'appunto, le azioni indotte dal fluido che sono molto più incidenti in sede di analisi della pala. La velocità, come vediamo, è al quadrato e questo ci dice che una volta scelta la pala, quindi la sua densità (7850 Kg/m<sup>3</sup> per l'acciaio), noto che sia il rapporto l/D, il destino della pala è fatto nel senso che ad ogni valore di u risulta determinato il valore di  $\sigma$ , la tensione cresce con il quadrato della velocità periferica. Se il progettista impone che la tensione calcolata non superi il valore ammissibile, ecco che risulta definita la massima velocità periferica che la pala può sopportare. Ecco perché quando si fa il confronto tra uno stadio ad azione e uno a reazione conviene ragionare a parità di u. Ragionare a parità di u significa ragionare a parità di sollecitazione indotta sulla pala durante l'esercizio della macchina. Oltre tutto se si parla di applicazioni a giri costanti, come nel caso di una turbina collegata ad un alternatore, è chiaro che il valore di u si traduce in termini di sollecitazione per qualsiasi regime di funzionamento della macchina. Dato che possiamo ritenere che a parità di livello di espansione alla quale la pala lavora nello stadio, è ragionevole considerare che il rapporto l/D sia nelle due soluzioni se non proprio uguale diciamo in valori prossimi tra di loro. Tutto sommato la condizione di ragionare a parità di u, ingegneristicamente parlando, è la più significativa e quindi il confronto tra lo stadio ad azione e quello a reazione risulta chiaro.

Ordine di grandezza

Supponiamo di lavorare con una  $s_{amis} = 10^8$  Pa ponendo  $s < s_{amis}$  possiamo valutare per i vari rapporti  $\frac{l}{D}$  la velocità massima della macchina.

l/D	$u_{max}$ m/s	CAMPO
1/50	550	Per una turbina a vapore sulla fascia inferiore
1/30	400	Macchine per alta pressione
1/10	250	Bassa pressione
1/3	140	Massimo rapporto che può realizzarsi in una costruzione.

All'aumentare del rapporto l/D la massima velocità periferica che la ruota può acquisire diminuisce in quanto la sollecitazione cresce con il quadrato della velocità. In pratica la u varia dai 500 ai 120-130 m/s. Per l/D = 1/3 significa che la velocità periferica raddoppia tra la radice e l'apice della palettatura.

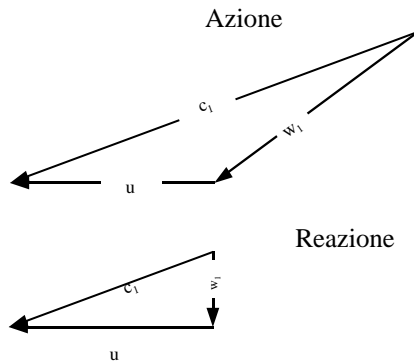
## CONFRONTO TRA UNA TURBINA AD AZIONE E A REAZIONE

Abbiamo visto tale confronto in dettaglio quando abbiamo parlato del rendimento e cioè la macchina a reazione è di gran lunga superiore, mentre dal punto di vista del salto entalpico smaltibile nello stadio la macchina ad azione aveva la meglio. Ci rendiamo ora perfettamente conto, ragionando a parità di  $u$ , che è la condizione ingegneristicamente più significativa perché ragionare a parità di  $u$  significa ragionare a parità di sollecitazione meccanica sulla pala. Consideriamo la macchina ad azione e la macchina a reazione con grado  $R=0,5$ .

La condizione per il massimo rendimento è per una macchina :

Azione  $R = 0$  quando  $\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$

Reazione  $R = 0,5$  quando  $\frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1$



Nel primo caso il modulo della velocità in ingresso è come in figura. Nel secondo caso la proiezione di  $c_1$  su  $u$  è uguale ad  $u$ , tant'è che i triangoli di velocità sono rettangoli. Ora, se ragioniamo a parità di  $u$ , ecco che il triangolo di velocità, nel caso della macchina a reazione, risulta quello rappresentato in figura al di sotto del triangolo della macchina ad azione. Ora ci chiediamo quanto salto entalpico sono capaci di smaltire le due macchine messe a confronto tra di loro?

Macchina ad azione  $\Delta H_{tot} = \Delta H_{stat}$  in quanto  $\Delta H_{rot} = 0$

Macchina a reazione  $\Delta H_{tot} = \Delta H_{stat} + \Delta H_{rot} = 2\Delta H_{rot}$  in quanto  $R = 0,5$

$$\Delta H_{stat} = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} \cong \frac{c_1^2}{2} \text{ per qualsiasi macchina in quanto } c_0 \ll c_1 \rightarrow c_0^2 \ll c_1^2$$

$$(c_1)_{R=0} = 2(c_1)_{R=0,5} \text{ a parità di } u$$

$$\frac{\Delta H_{tot} \text{ macchina ad azione}}{\Delta H_{tot} \text{ macchina a reazione}} = \frac{4}{1+1} = 2$$

Quindi, mentre dal punto di vista del rendimento, la macchina a reazione è decisamente avvantaggiata, il contrario accade per il salto entalpico smaltibile nello stadio. Questo è una delle cause fondamentali per cui sul mercato la macchina ad azione e quella a reazione sono evolute e sono pienamente competitive, in quanto hanno entrambe la possibilità di conquistare i rispettivi segmenti di mercato. In realtà la macchina ad azione presenta alcune ulteriori prerogative in quanto è suscettibile di funzionare anche parzialmente, cioè la portata si può parzializzare in quanto la corona periferica è divisa in più settori. Vedremo poi che per motivi connessi con la grandissima disparità del volume specifico tra l'inizio e la fine della espansione in una grande turbina, oltre che per motivi di regolazione, la parzializzazione dell'ammissione del fluido costituisce una esigenza irrinunciabile. La parzializzazione è possibile solo se è nulla la differenza di pressione, tra l'ingresso e l'uscita delle pale giranti, cosa che si verifica solo nei stadi che hanno grado di reazione nullo o quasi.

## TURBINE A SALTI DI VELOCITÀ

Le turbine a salti di velocità sono particolari macchine ad azione. A conti fatti<sup>(1)</sup> vediamo che nello stadio singolo di una macchina ad azione possiamo smaltire tra 20 e 40 Kcal/Kg, pari a 80-160 KJ/Kg, mentre per la macchina a reazione intorno a 10-20 Kcal/Kg, 40-80 KJ/Kg (esattamente la metà). Naturalmente tutto questo ci dice che, a parità di salto entalpico totale da smaltire, in linea di massima scegliendo una soluzione a reazione avremo bisogno di un numero di stadi maggiore, esattamente il doppio dato che la capacità di smaltire il salto entalpico nello stadio singolo è di 1 a 2 confrontando lo stadio a reazione con quello ad azione. E' chiaro che, soprattutto nelle turbine che elaborano fluido a pressione e temperatura elevate, come avviene nelle macchine a vapore dei grandi gruppi destinati alla produzione di energia elettrica, è decisamente conveniente poter disporre di una macchina, compatta, contenuta, economica, capace di smaltire rapidamente una grande frazione del salto entalpico totale. Gli stadi che abbiamo considerato fino ad ora, se immaginiamo di porli in serie siano essi ad azione o a reazione, vengono a costituire un gruppo di turbina a salti così detti di pressione perché in uno stadio generico il fluido subisce una certa espansione che sarà ripartita tra statore e rotore oppure solo sullo statore, se la scelta è quella di una macchina ad azione ma indipendentemente dal come è ripartito il salto entalpico in ogni stadio, il fluido subisce una caduta entalpia alla quale fa compagnia una certa caduta di pressione, quindi il fluido espandendo perde pressione e così via in ogni stadio. Un gruppo del genere prende il nome di gruppo a salti di pressione (vedi anche appendice) ma esiste anche la soluzione a salti di velocità nella quale sempre a parità di  $u$ , il quale è un parametro molto significativo come ben sappiamo, consente al fluido di smaltire un salto entalpico notevole in spazi contenuti. In questa maniera oltre a ridurre l'ingombro assiale di tutta la macchina nel suo complesso si riducono drasticamente i costi d'investimento, si abbate così rapidamente nel ristretto abitacolo del primo stadio, dei primi gruppi di stadi, la temperatura e la pressione del fluido. Tutta la rimanente turbina può essere così progettata con materiali meno costosi in quanto il rendimento termomeccanico risulta più contenuto. Per questi motivi sono nate le turbine così dette a salti di velocità con l'obiettivo di consentire alti smaltimenti di salto entalpico in una macchina compatta, di modesto peso e tutto sommato, robusta e maneggevole. Ci occuperemo ora del principio di funzionamento di queste macchine. Abbiamo visto che per una macchina ad azione la posizione di massimo rendimento era:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$$

In questo stadio noi abbiamo uno statore e un rotore che provvedono prima ad accelerare il fluido e poi a convertire l'energia cinetica del fluido in lavoro meccanico trasmesso alla palettatura. La condizione di massimo rendimento, facendo riferimento alla sede limite, non esprime altro che l'assialità del vettore  $c_2$ , della velocità assoluta del fluido nello stadio, in quanto rendendo minima la  $c_2$  minimizziamo la perdita allo scarico, quindi massimizziamo il rendimento di palettatura in sede limite.

<sup>1</sup> Dalla condizione di massimo rendimento  $\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha}{2}$  Con  $\alpha \cong 18^\circ$ ,  $u = 200 \text{ m/s} \rightarrow c_1 \cong 425.5 \text{ m/s}$

$$\Delta h \cong \frac{c_1^2}{2} \rightarrow \Delta h = 90538,7 \text{ J} \rightarrow 21,62 \text{ kcal} \quad (1 \text{ Kcal} \cong 4186,8 \text{ J})$$

La macchina a salti di velocità nasce con questa idea di base. Se noi invece di costruire una sola ruota, un solo rotore quindi una sola palettatura rotorica ne costruiamo diverse in serie tra loro, lasciando l'espansione del fluido come compito di un unico statore a monte, possiamo, riducendo la velocità del fluido progressivamente sui vari rotori, realizzare salti entalpici in una macchina unica, in quanto conferiamo al fluido una velocità  $c_1$  più elevata di quella gli competerebbe imponendo a priori il valore di  $u$  compatibile con la stabilità meccanica delle pale. Noi usiamo un rapporto  $u/c_1$  molto piccolo, cioè a parità di  $u$  acceleriamo il fluido molto di più e poi attraverso una serie di rotori conformi alla soluzione di una macchina ad azione abbassiamo la velocità progressivamente (proprio per questo questa macchina prende il nome di macchina a salti di velocità). La condizione di miglior rendimento di palettatura per turbine a salti di velocità, è, come facilmente calcolabile, con buona approssimazione in sede limite

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos a_1}{2N}$$

$N$ : numero di ruote che il fluido impegna a seguito dell' espansione nel distributore posto a monte.

Così facendo noi avremo che la perdita cinetica allo scarico sarà percentualmente più bassa, rispetto all' energia messa a disposizione dal fluido nello stadio, di conseguenza il rendimento sarà pari a

$$h_l = \cos^2 a_1 \quad (\text{in sede limite})$$

proprio perchè il rapporto tra :  $\frac{P_p}{P_d} = \frac{\frac{c_2^2}{2}}{\frac{c_0^2}{2}}$  ove  $P_d = \frac{c_0^2}{2} + \Delta h_{stat} = \left(\frac{c_2}{c_1}\right)^2$  sarà lo stesso

quindi la perdita di rendimento di palettatura sarà la stessa.

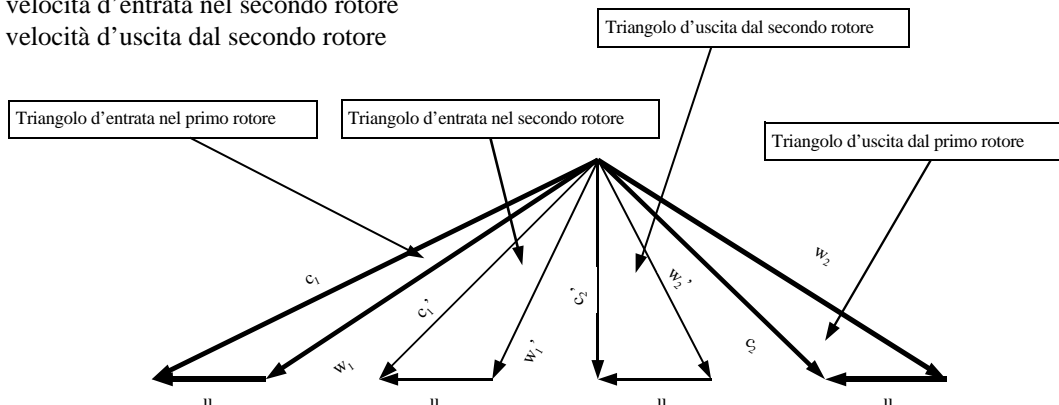
In sede limite, conservando la stessa espressione del rendimento perchè rimane assiale la velocità allo scarico, riusciremo a smaltire un salto entalpico maggiore.

Trattandosi di una macchina ad azione :

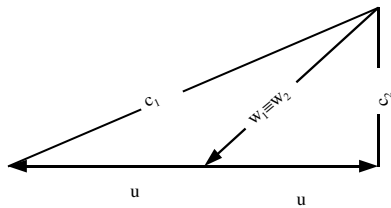
$$\Delta h_{tot} = \Delta h_{stat} = \frac{c_1^2}{2} \quad (\text{trascurando } \frac{c_0^2}{2})$$

Vediamo subito i triangoli di velocità di questa macchina.

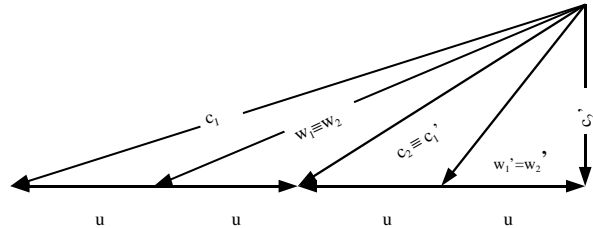
$c_1$  velocità d'entrata nel primo rotore  
 $c_1'$  velocità d'entrata nel secondo rotore  
 $c_2'$  velocità d'uscita dal secondo rotore



Prendiamo per esempio il caso in cui siano presenti 2 ruote. Consideriamo il vettore  $c_1$  e immaginiamo di dividere il lato inferiore del triangolo rettangolo che si può disegnare in 2N parti (ovvero in 4 parti in questo caso). A parità di  $u$ , come si vede in figura, rispetto ad uno stadio ad azione ordinario abbiamo esattamente raddoppiato il modulo di  $c_1$  perchè in uno stadio ad azione a salti di pressione, a parità di  $u$ , avremo la situazione della figura. Abbiamo in definitiva uno statore con 2 rotori che possono essere schematizzati come vedremo tra poco, in maniera molto compatta.



1 salto di velocità

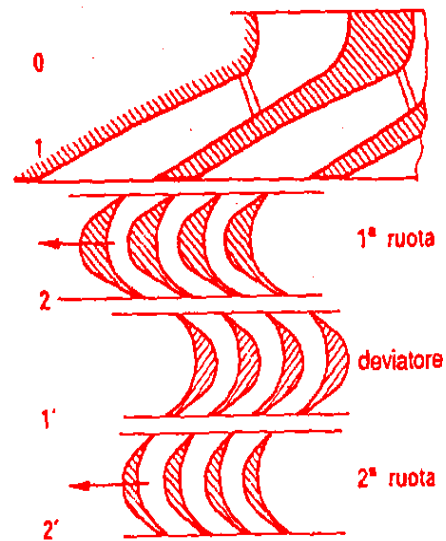


2 salti di velocità

Per semplicità abbiamo immaginato di ribaltare a  $180^\circ$  tutti i triangoli di velocità in uscita (I triangoli ribaltati sono indicati con un '). Ribaltando a  $180^\circ$  si riesce a compattare in un unico triangolo rettangolo tutta la geometria dei triangoli di velocità. In definitiva il problema che si presenta dal punto di vista cinematico è questo: se noi dalla prima ruota usciamo con il fluido dotato di velocità assoluta  $c_2$ , relativa  $w_2$ , questa velocità  $c_2$  nella realtà è ribaltata rispetto al disegno del triangolo unico. Se quindi vogliamo che il secondo rotore ruoti con verso concorde rispetto al primo, sarà necessario, per il ribaltamento della velocità assoluta  $c_2$  all'uscita dal primo rotore, che essa venga fisicamente ribaltata a  $180^\circ$ . La macchina dovrebbe funzionare con 2 rotori controrotanti tra loro il che è tecnicamente fattibile ma non è conveniente dal punto di vista logistico ed economico. Non è conveniente perchè, tanto per cominciare, occorrerebbe o avvalersi di rotismi, praticamente impensabile per le potenze in gioco nelle turbine di alta e altissima taglia, oppure accoppiare 2 alternatori contrapposti tra loro, il che è una soluzione decisamente antieconomica. Pertanto per i motivi appena esposti, ma diciamo anche per motivi logistici, si rende necessario dotare i rotori di moto concorde tra loro e allora l'unica soluzione è quella di interporre tra loro un organo statico, cioè una palettatura fissa, che prende il nome di deviatore e che è destinata esclusivamente a deviare il flusso della velocità assoluta del fluido a  $180^\circ$  senza, per lo meno in sede limite conferire al fluido alcuna espansione o alcuna compressione. In altri termini il fluido non subisce alcuna trasformazione ma esclusivamente una deviazione della velocità e allora con l'aggiunta di questa palettatura fissa la sezione cilindrica della macchina si presenta come in figura.

Il primo elemento è quello statorico, segue la prima ruota, il deviatore che consente alla velocità del fluido  $c_2$  all'uscita dal rotore di ruotare a  $180^\circ$ , il secondo rotore concorde. Gli angoli di costruzione acuti di tutte le pale simmetriche, (in moto quelle dei rotor, fisse quelle dei statori), saranno via via crescenti partendo dal primo elemento fino all'ultimo in quanto tutti gli elementi rotorici come sappiamo sposano le direzioni delle velocità relative, mentre gli elementi fissi sposano le direzioni delle velocità assolute (i  $\beta$  costruttivi vengono evidenziati dai triangoli di velocità). Avremo un progressivo aumento dei  $\beta$  costruttivi, di conseguenza avremo una progressiva diminuzione delle  $w$  quindi della variazione della quantità di moto del fluido, perchè più elevati sono i  $\beta$  costruttivi e minore è naturalmente la differenza:

$$w_1 \cos \beta_1^* - w_2 \cos \beta_2^* = \Delta(w_u)$$



Il primo rotore trasmetterà più potenza del secondo a parità di portata di fluido ovvero il lavoro specifico del primo rotore sarà maggiore del secondo e così via dato che la quantità di moto di cui il fluido è capace nelle varie ruote decresce da monte verso valle. Il condotto statorico come si vede in figura non è disegnato come una palettatura ma abbiamo immaginato che sia realizzato da un elemento pieno, come se il fluido venisse distribuito in un numero finito di canali e non attraverso i  $z$  canali di una palettatura con  $z$  pale. Abbiamo preferito per questa macchina questa rappresentazione in quanto per le macchine di grandissima taglia di cui facciamo particolare riferimento (impianti a vapore) per effetto della altissima densità ovvero del piccolo volume specifico, si rende necessario parzializzare l'ammissione e cioè immettere il fluido nella macchina soltanto attraverso un numero limitato di canali distributori, altrimenti la portata che verrebbe convogliata risulterebbe esuberante in confronto al progetto.

## CALCOLO DELLA POTENZA SPECIFICA-PRESTAZIONI E LIMITAZIONI

La potenza specifica totale di una macchina a salti di velocità la si ottiene sommando termini del tipo:

$$\frac{c_1^2 - c_2^2}{2}$$

indicando con  $k$  il generico rotore, questa dovrà essere sommata per  $k = 1$  a  $N$ .

Valutiamo la potenza come termini cinetici del moto assoluto perchè pensando alla potenza data dai termini Euleriani abbiamo  $w_2^2 - w_1^2 = 0$  in quanto abbiamo una macchina ad azione quindi non abbiamo variazione di  $w$ , inoltre anche  $u_1^2 - u_2^2 = 0$  in quanto si tratta di una macchina assiale.

La doppia condizione di assialità e di grado di reazione nullo per la macchina ad azione rende la terza formula di Eulero molto semplificata in quanto non abbiamo i termini quadratici.

$$P_{\text{tot}} = \sum_k^N \frac{c_{1k}^2 - c_{2k}^2}{2} = \frac{c_{1(1)}^2 - c_{2(n)}^2}{2} \quad \text{ove } c_{1(1)} = c_1 \quad c_{2(n)} = c_2'$$

In sede limite tutti i coefficienti riduttori  $j$  e  $y$  sono unitari e quindi i vertici terminali dei vettori velocità sono tutti allineati sulla stessa orizzontale e ciò significa che :

$$P_{\text{tot}} = \frac{1}{2} (2Nu)^2 = 2N^2 u^2$$

in quanto la differenza del quadrato dell'ipotenusa e di un cateto è uguale all'altro cateto, ecco che a parità di  $u$  nella misura in cui passiamo da un salto di velocità cioè dalla macchina a salti di pressione ad una macchina ad  $N$  salti di velocità incrementiamo la potenza totale della macchina, (potenza specifica) proporzionalmente al quadrato di  $N$

Per quanto riguarda la ripartizione della potenza tra i vari rotori, sono più attivi i primi rotori rispetto agli ultimi.

Se guardiamo la geometria dei triangoli di velocità, indicando con  $P_j$  la potenza specifica ovvero la potenza per l'unità di portata della  $j$ -esima ruota, questa rispetto alla potenza totale è esprimibile dal rapporto:

$$\left( \frac{P_j}{P_{\text{tot}}} \right) = \frac{2(N-j)+1}{N^2} \quad \text{ove } N \text{ è il numero delle ruote, } j \text{ è la } j\text{-esima ruota.}$$

Per ricordare in maniera semplice tutto questo basta la seguente semplice regola: se  $N$  è il numero delle ruote cioè il numero di salti di velocità valutiamo  $N^2$ , passando dall'ultima ruota, quella allo scarico della macchina, alla prima, le frazioni di potenza saranno  $1/N^2, 3/N^2, 5/N^2$  e così via secondo la successione naturale dei numeri dispari. In altri termini le frazioni di potenza crescono dall'ultima ruota verso la prima. Possiamo fare la seguente tabella:

<b>N</b>	<b><math>P_1/P_{\text{tot}}</math></b>	<b><math>P_2/P_{\text{tot}}</math></b>	<b><math>P_3/P_{\text{tot}}</math></b>	<b><math>P_4/P_{\text{tot}}</math></b>
N=2	3/4	1/4	/	/
N=3	5/9	3/9	1/9	/
N=4	7/16	5/16	3/16	1/16

Come si osserva la disparità di potenza è notevole ! Per esempio per  $N=4$  più della metà della potenza deve essere sviluppata dalla prima ruota e appena 1/16 sull'ultima. Tali rapporti vengono per così dire travolti se si passa dalla sede limite alla sede reale. Tale passaggio è privo di un forte significato per il semplice fatto che ragionando a parità di  $u$  cioè a parità di stabilità meccanica sulla pala, è vero che passando a due salti di velocità produciamo una potenza quadrupla rispetto ad un solo stadio a salto di pressione così come passiamo a 9 volte con 3 salti di velocità e a 16 volte con 4 salti di velocità.



Questo è vero in sede limite ma anche in sede reale la legge con la quale cresce la potenza è notevole, ma a parità di  $u$  noi raddoppiamo la velocità  $c_1$  e quindi raddoppiamo grosso modo come ordine di grandezza il modulo di tutte le velocità sia assolute che relative. Se poi passiamo a 3 salti di velocità triplichiamo il modulo delle velocità, e così quadrupliciamo per 4 ruote. Come sappiamo le perdite fluidodinamiche crescono con il quadrato della velocità per cui è evidente che a parità di  $u$  una turbina a salti di velocità, che prende il nome di turbina Curtis per lo meno per le applicazioni a vapore, tale aumento di velocità induce perdite fluidodinamiche estremamente spinte. Tali perdite fluidodinamiche in un calcolo numerico ci inducono a valori di  $\phi$  e di  $\psi$  molto più bassi, molto più penalizzanti rispetto a quelli valutabili a parità di  $u$  per una turbina a salti di pressione e cioè per la soluzione più convenzionale sulla quale ci siamo soffermati nelle lezioni precedenti. Inoltre dobbiamo anche non trascurare l'ulteriore taxa energetica che viene imposta dalla presenza dei deviatori che saranno in numero  $N-1$  se  $N$  è il numero delle ruote. I deviatori non hanno nessuna funzione energetica particolare cioè in altri termini non sono destinati ad una conversione energetica ma servono solo a far sì che la velocità assoluta di uscita del fluido da una ruota venga ribaltata di  $180^\circ$ . Pur non il deviatore avendo alcuna funzione specifica sono sedi di perdita, ma ancor più che i moduli delle velocità sono elevati, in quanto il deviatore risente ovviamente della velocità assoluta al proprio interno. Quindi per effetto dei moduli delle velocità in genere molto elevati e per effetto della presenza del deviatore per le macchine a salti di pressione, la macchina a salti di velocità pur avendo in sede limite lo stesso rendimento elevatissimo della macchina a salti di pressione in sede reale risulta affetta da rendimenti reali molto modesti rispetto alla macchina a salti di pressione. Per avere una idea sull'ordine di grandezza per il rendimento:

- $N=2$  il rendimento è attorno al 70% (rendimento di palettatura o di stadio)
- $N=3$  rendimento attorno al 60 % per 3 salti di velocità
- $N=4$  rendimento del 50% a 4 salti di velocità.

Per questo motivo nelle applicazioni pratiche soprattutto per le grandi e grandissime taglie in cui il rendimento conta molto date le potenze in gioco, praticamente l'unica soluzione di fatto adottata è quella a 2 salti di velocità.

La turbina a salti di velocità presenta:

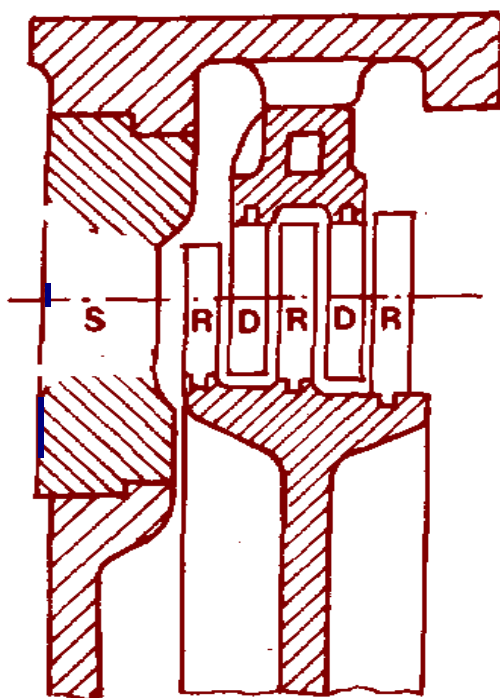
L'immenso vantaggio di concentrare lo smaltimento di elevati salti entalpici in una macchina compatta piccola ed economica, robusta e maneggevole che non richiede attenzioni particolari sotto il profilo della manutenzione, nonostante che operi con fluido in condizioni pesanti, cioè a temperatura e pressione molto elevata. Lo svantaggio è che passando dalla sede limite alla sede reale si ha una penalizzazione del rendimento in quanto, se facciamo un confronto con una macchina sempre ad azione ma a salti di pressione, ecco che ci troviamo con almeno 10 punti di perdita di rendimento. Nel testo troviamo pure che un motivo che di solito si opera una macchina ad  $N=2$  raramente a  $N=3$  e dovuto alla non uniforme ripartizione della potenza che abbiamo illustrata ma il professore non è d'accordo su questo perché la potenza totale, che è poi quella che conta, aumenta con il quadrato del numero dei rotori, quindi il fatto che la potenza non sia tutto sommato uniformemente distribuita poco importa, mentre è invece estremamente condizionante la penalizzazione sul rendimento.

Queste macchine vengono adoperate nelle grandi, grandissime taglie a 2 soli salti di velocità.

Abbiamo 2 campi di utilizzazione di queste macchine e stiamo parlando di applicazioni terrestri, quelle navali appartengono al passato .

La turbina Curtis è in testa a tutti i gruppi destinati alle centrali termoelettriche e sempre presente nonostante il basso rendimento che presenta, perché l'economia di capitali d'investimento, economia in termini di ingombro assiale, è molto conveniente in quanto ha un abbattimento del salto entalpico, con abbattimento della temperatura e della pressione del fluido. Per quanto riguarda la penalizzazione sul rendimento esso risulta in parte attenuato in quanto esiste un fattore di recupero. Come vedremo, rendimenti di stadio modesti possono essere recuperati in buona parte quando a valle di una turbina a basso rendimento venga inserita in unità a rendimento elevato. La turbina Curtis trova altri campi commerciali la dove occorre una macchina semplice costituita soltanto dalla turbina a salti di velocità oppure da 2 turbine a salti in serie tra loro per applicazioni in cui il rendimento conti poco, quando il coefficiente di utilizzazione della macchina, cioè il numero di ore di funzionamento all'anno, sia modesto rispetto alla durata totale dell' anno solare, macchine per le quali non sia molto importante la spesa annuale di combustibile, quanto la compattezza, la riduzione dell'ingombro assiale il peso contenuto che determina anche minori oneri per la costruzione delle fondamenta della macchina e poi la maneggevolezza. Tutti questi fattori rendono la macchina a salti di velocità competitiva quando si ha bisogno nelle potenze medio piccole di un funzionamento saltuario .

Schema della macchina in sezione



La macchina è dotata di un unico disco sul quale vengono calettate sia la palettatura del primo rotore che del secondo rotore. Ovviamente se i salti di velocità fossero più di 2 la soluzione è analoga, ossia un disco unico sul quale vengano calettate le palettature di tutte le parti. Il deviatore è solidale con la cassa esterna viene ricavato sul pieno in conformità di quello che abbiamo detto prima. Per quanto riguarda le soluzioni costruttive vedremo che per le macchine ad azione si impone la soluzione a dischi, sia per macchine a salti di velocità sia per macchine a salti di pressione. Invece per macchine a reazione si impone la soluzione a tamburo con grande vantaggio in quanto la macchina è più esigente dal punto di vista del numero dei stadi a parità di salto entalpico totale.