



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
FIRENZE

DIEF

Dipartimento di
Ingegneria Industriale

DICEA

Dipartimento di Ingegneria
Civile e Ambientale

coost

Ferrara Fiere Congressi, 20 Settembre 2018

**Revisione dello stato dell'arte sulle turbine per
convertitori di energia d'onda del tipo ad oscillazione**

Lorenzo Ciappi





Sommario:

- Struttura e principio di funzionamento degli *OWC*
- Principali parametri che regolano il funzionamento delle turbine
- Turbine Wells
- Turbine ad impulso
- Turbine di nuova generazione
- Conclusioni e sviluppi futuri

Conversione di energia da ambiente marino

Correnti

Moto ondoso

Maree

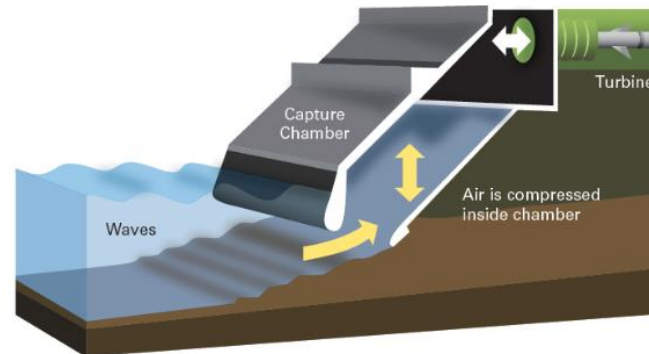
Gradienti termici

WEC – Wave Energy Converters

OWB – Oscillating Water Body

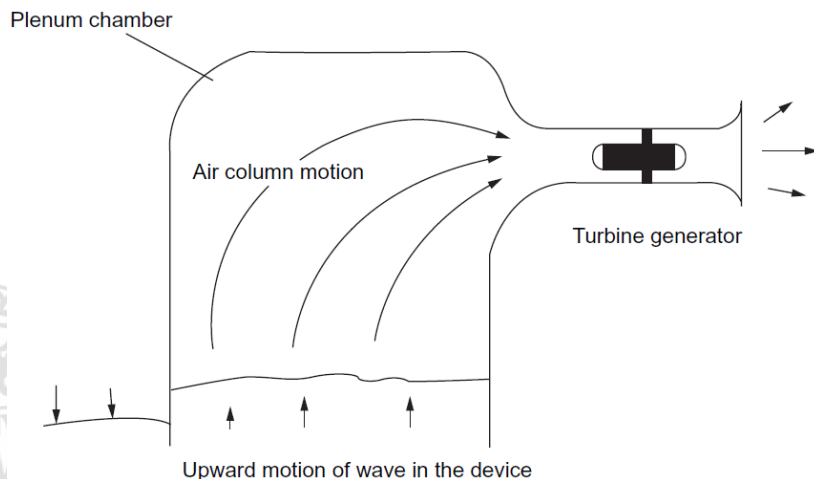
OWC – Oscillating Water Column

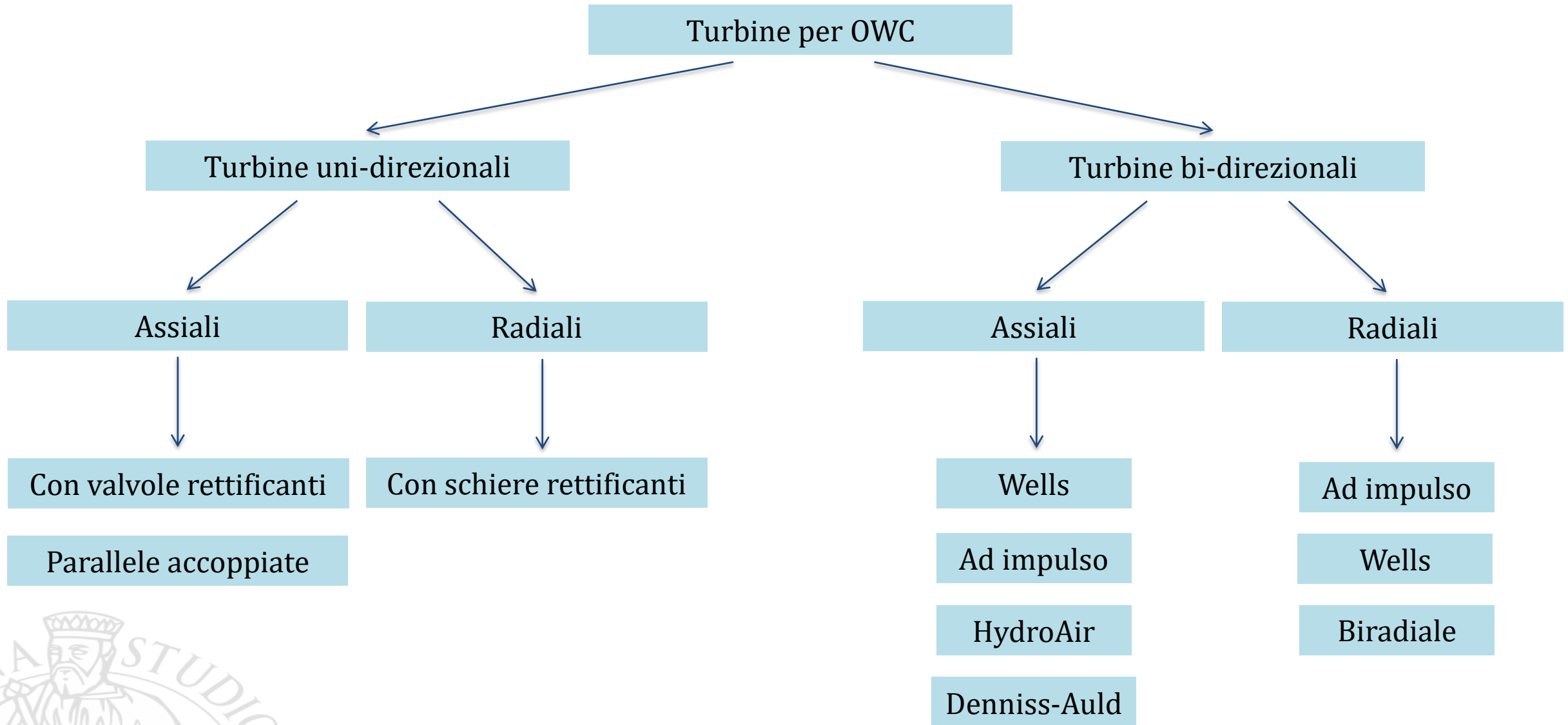
OD – Overtopping Device



Tre fasi principali di funzionamento:

- 1) Compressione alternata dell'aria intrappolata nella struttura parzialmente sommersa ad opera del moto ondoso
- 2) Trasformazione in energia meccanica del flusso d'aria in pressione attraverso una turbina
- 3) Conversione dell'energia meccanica in energia elettrica mediante un generatore elettrico







Coppia torcente

Ipotesi di forze di attrito trascurabili sulle superfici di rivoluzione S_1 e S_2 e sulla parete interna dello statore compresa fra esse

$$T = \int_{S_1} r_1 V_{t,1} d\dot{m}_1 - \int_{S_2} r_2 V_{t,2} d\dot{m}_2$$

Ipotesi di tubo di flusso mono-dimensionale stazionario con valori di r e V_t mediati sulle superfici S_1 e S_2

$$T = \dot{m}(r_1 V_{t,1} - r_2 V_{t,2})$$

Energia specifica

Ipotesi di turbomacchina con raggio costante nelle sezioni di ingresso e di uscita del rotore ($r = r_1 = r_2$)

$$E = \Omega r (V_{t,1} - V_{t,2})$$

Ipotesi di fluido bi-dimensionale con componente assiale della velocità approssimabile a costante ($V_x \approx V_{x,1} \approx V_{x,2}$)

$$E = \Omega r V_x (\cot \alpha_2 - \cot \alpha_1)$$

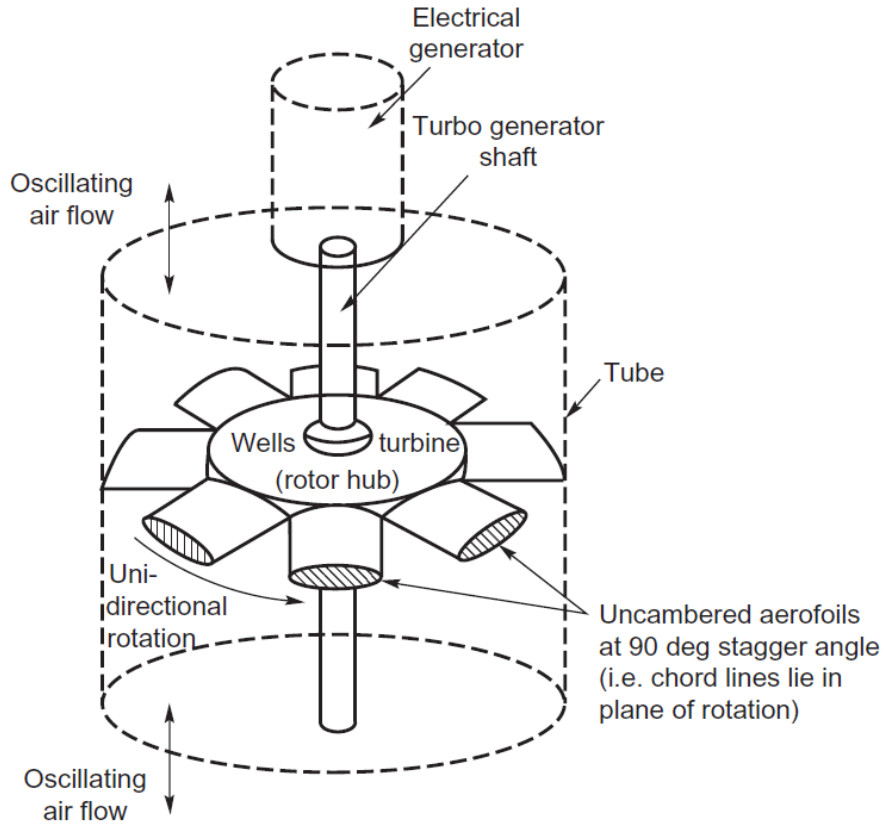
Coefficienti di funzionamento

Coefficiente di flusso

$$\varphi = \frac{V_x}{U}$$

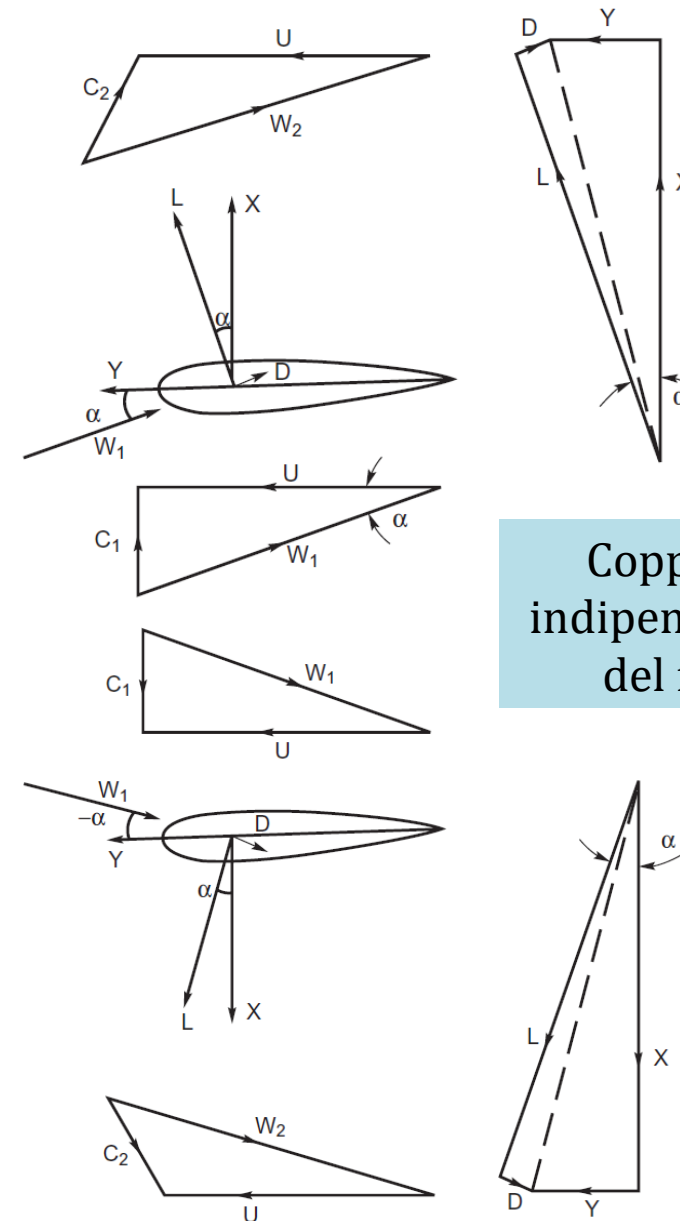
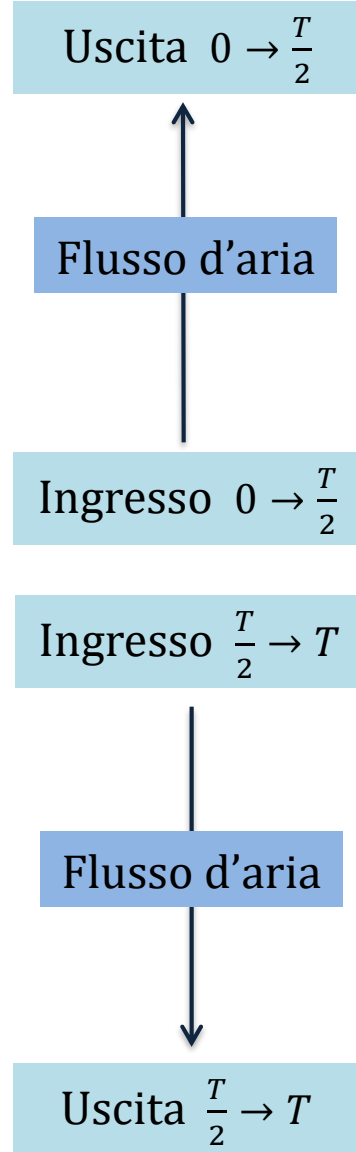
Coefficiente di carico

$$\psi = \frac{\Delta h_0}{U^2}$$



$$F_x = L \cos \alpha + D \sin \alpha$$

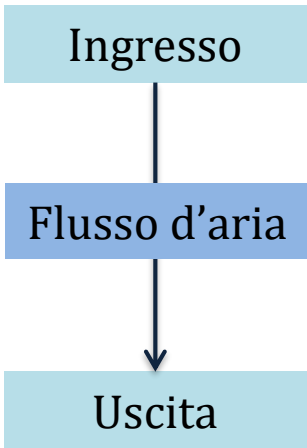
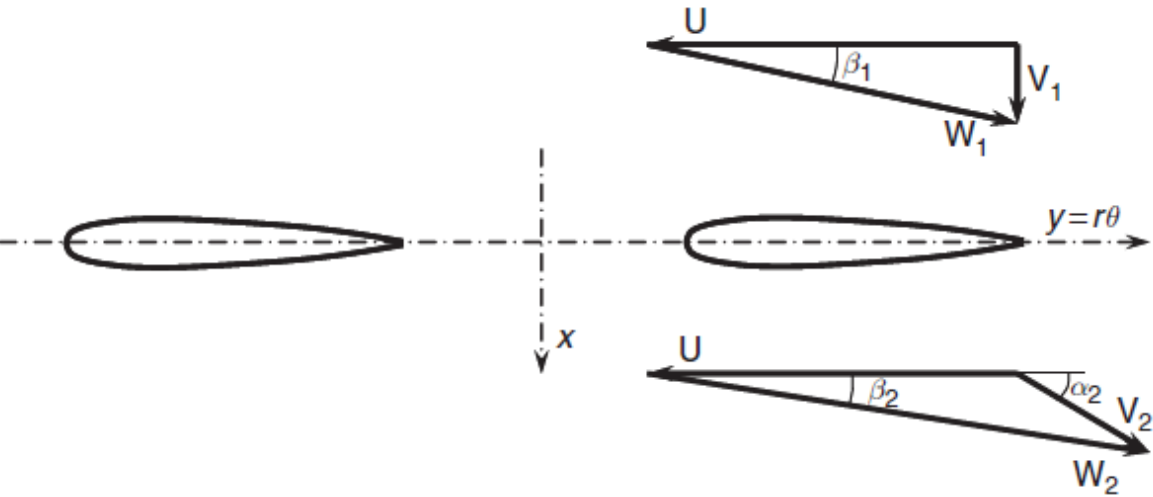
$$F_t = L \sin \alpha - D \cos \alpha$$



Coppia del rotore
indipendente dal verso
del flusso d'aria



Turbina Wells semplice



Turbina con singola schiera
rotorica senza schiere statoriche

Considerevole dissipazione di
energia cinetica in uscita

$$E_{cin,diss} = \frac{1}{2} V_x^2 \cot^2 \alpha_2$$

$$\cot \alpha_2 = 2 \tan \frac{\pi c}{2t}$$

Angolo assoluto di flusso in uscita

Deflessione del flusso dipendente soltanto da c e $t = \frac{2\pi r}{z}$

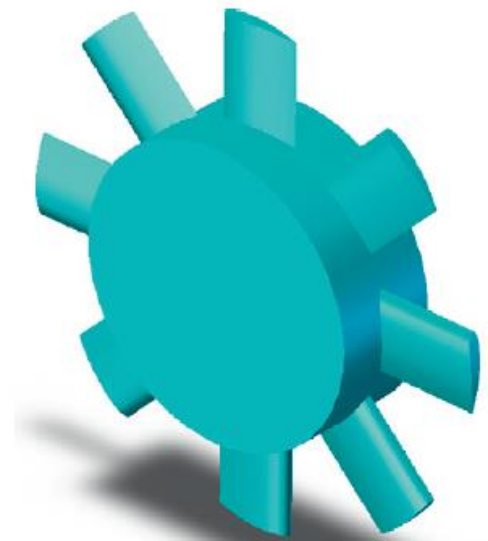
$$E = 2\Omega r V_x \tan \frac{\pi c}{2t}$$

Lavoro specifico del rotore

$$\psi = 2 \varphi \left(1 + \varphi \tan \frac{\pi c}{2t} \right) \tan \frac{\pi c}{2t}$$

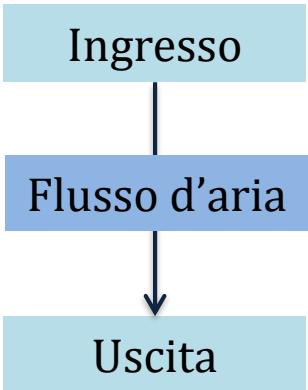
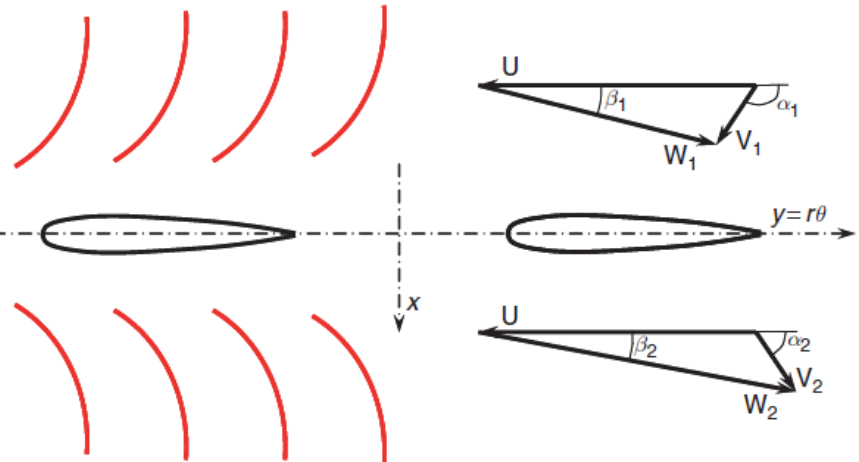
Coefficiente di carico

Salto di pressione linearmente proporzionale alla portata se $\tan \frac{\pi c}{2t} \ll 1$





Turbina Wells con *guide vanes*



Turbina con schiera rotorica e due
schiere statoriche identiche

Considerevole dissipazione di
energia cinetica in uscita

$$\cot \alpha_2 = \cot \alpha_1 + 2 \tan \frac{\pi c}{2t}$$

Angolo assoluto di flusso in uscita

Deflessione del flusso dipendente da α_1, c e $t = \frac{2\pi r}{Z}$

$$E = 2\Omega r V_x \tan \frac{\pi c}{2t}$$

Lavoro specifico del rotore

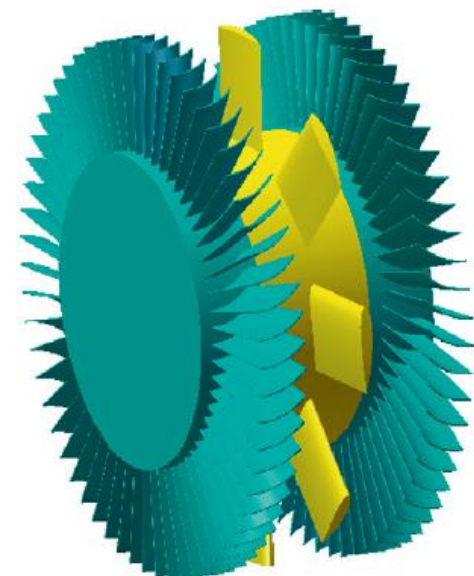
$$\psi = 2 \varphi \tan \frac{\pi c}{2t}$$

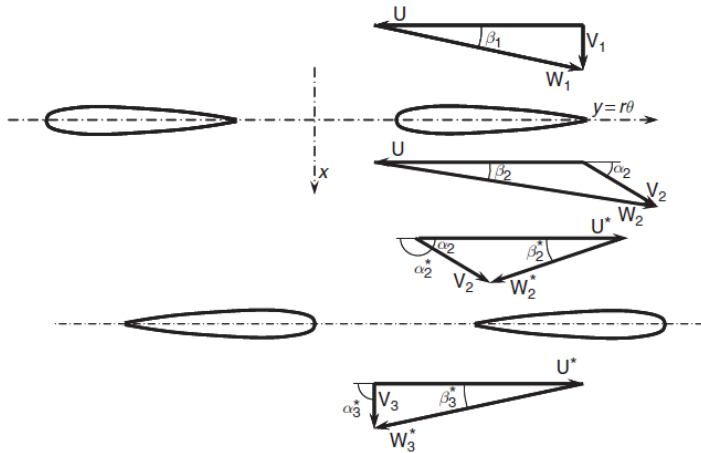
Coefficiente di carico

Salto di pressione linearmente proporzionale rispetto alla portata

Salto di pressione richiesto più basso a parità di energia generata

$$E_{cin,diss} = \frac{1}{2} V_x^2 \cot^2 \alpha_2$$





Turbina con due schiere rotoriche
contro-rotanti senza schiere
statoriche

$$\cot \alpha_3^* = \cot \alpha_2^* + 2 \tan \frac{\pi c}{2t}$$

Angolo assoluto di flusso in uscita

Recupero di energia cinetica in
uscita dal primo rotore

Deflessione del flusso dipendente da α_2^* , c e $t = \frac{2\pi r}{z}$

$$E_{TOT} = 2E = 4\Omega r V_x \tan \frac{\pi c}{2t}$$

Lavoro specifico dei due rotori

Rilevante complicazione del
sistema sia meccanica sia elettrica
per la presenza di due rotori
separati e due generatori elettrici

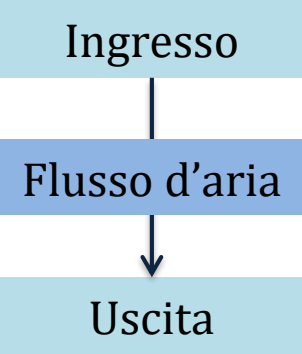
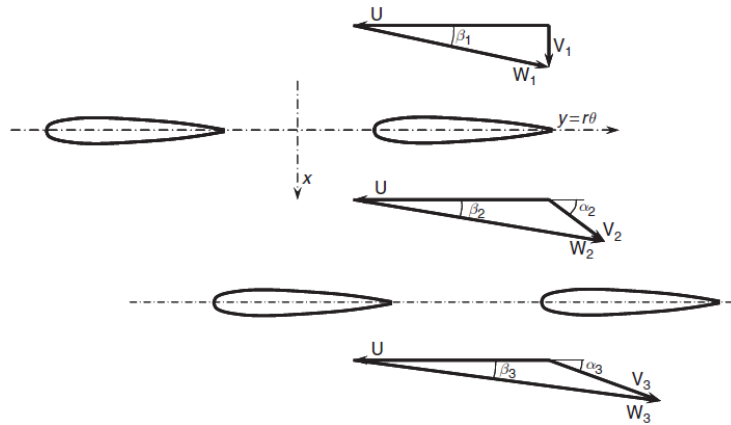
$$\psi_{TOT} = \psi_1 + \psi_2 = 4 \varphi \tan \frac{\pi c}{2t}$$

Coefficiente di carico

Salto di pressione linearmente proporzionale rispetto alla portata

Salto di pressione richiesto più basso a parità di energia generata

Tre tipologie: senza *guide vanes*, con *guide vane* intermedio e con *guide vanes* simmetrici



Senza *guide vanes*

$$\cot \alpha_3 = 4 \tan \frac{\pi c}{2t}$$

$$E_{TOT} = 2E = 4\Omega r V_x \tan \frac{\pi c}{2t}$$

$$\psi_1 = 2 \varphi \left(1 + \varphi \tan \frac{\pi c}{2t} \right) \tan \frac{\pi c}{2t}$$

$$\psi_2 = 2 \varphi \left(1 + 3\varphi \tan \frac{\pi c}{2t} \right) \tan \frac{\pi c}{2t}$$

$$\psi_{TOT} = \psi_1 + \psi_2 = 4 \varphi \left(1 + 2\varphi \tan \frac{\pi c}{2t} \right) \tan \frac{\pi c}{2t}$$

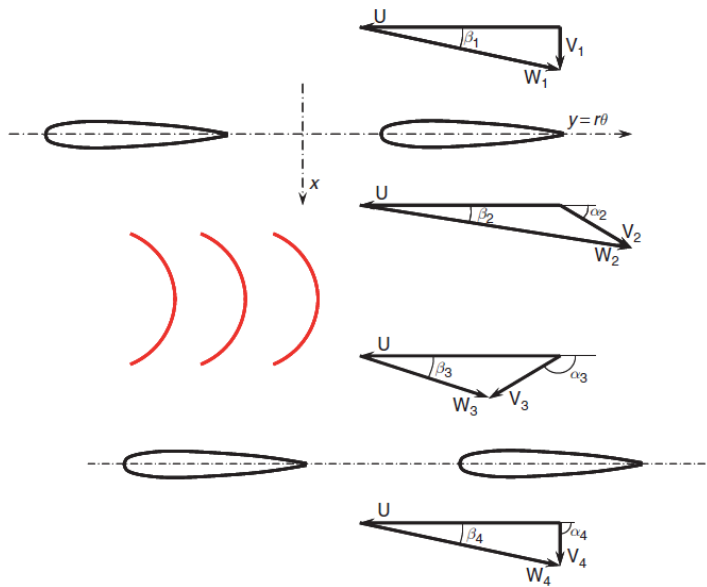
Angolo assoluto di flusso in uscita

Lavoro specifico dei due rotori

Coefficiente di carico

Poiché $\psi_2 > \psi_1$ il salto di pressione richiesto sul secondo rotore a parità di lavoro generato è superiore rispetto al primo

Con *guide vane* intermedio



$$\alpha_1 = \alpha_4 \quad \text{e} \quad \alpha_2 = -\alpha_3$$

$$E_{TOT} = 2E = 4\Omega r V_x \tan \frac{\pi c}{2t}$$

$$\psi_{TOT} = \psi_1 + \psi_2 = 4 \varphi \tan \frac{\pi c}{2t}$$

Ingresso

Flusso d'aria

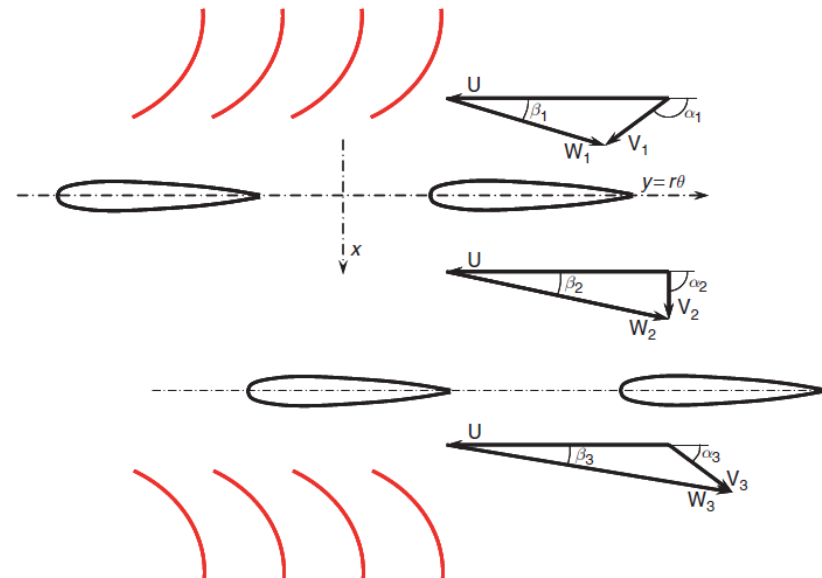
Uscita

Angoli assoluti di flusso

Lavoro specifico dei due rotori

Coefficiente di carico

Con *guide vanes*



Ingresso

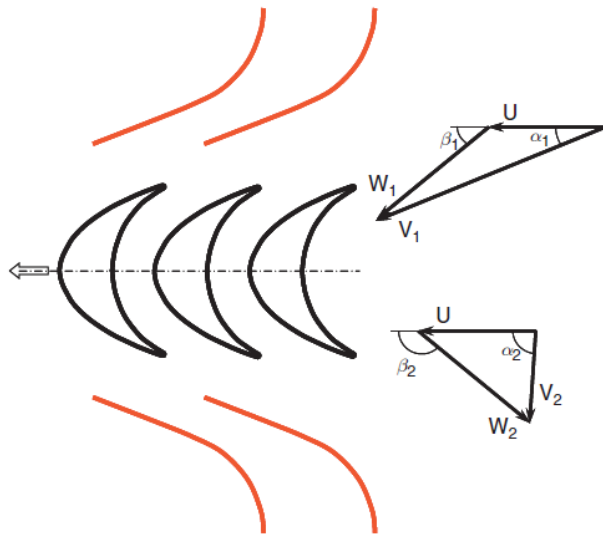
Flusso d'aria

Uscita

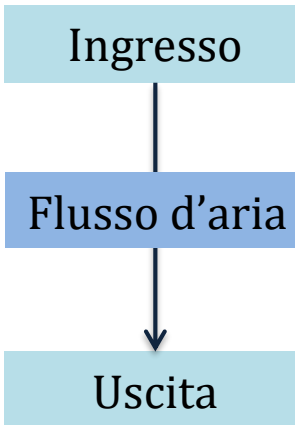
$$\alpha_1 = -\alpha_3$$

$$E_{TOT} = 2E = 4\Omega r V_x \tan \frac{\pi c}{2t}$$

$$\psi_{TOT} = \psi_1 + \psi_2 = 4 \varphi \tan \frac{\pi c}{2t}$$



$$\cot\alpha_1 = -\varphi^{-1} + \cot\beta_1 \quad \cot\alpha_2 = -\varphi^{-1} + \cot\beta_2$$

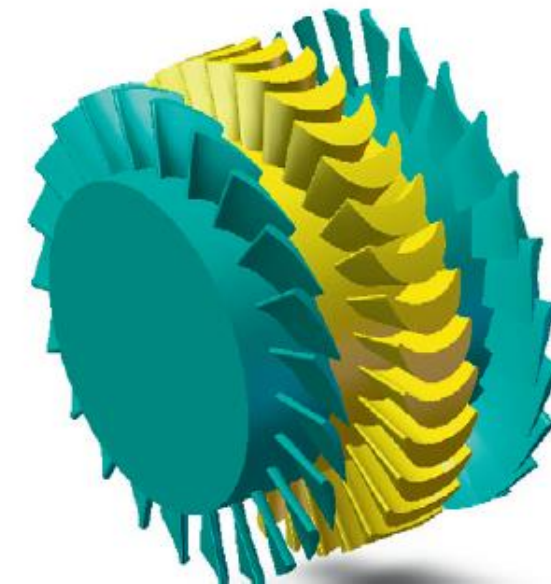


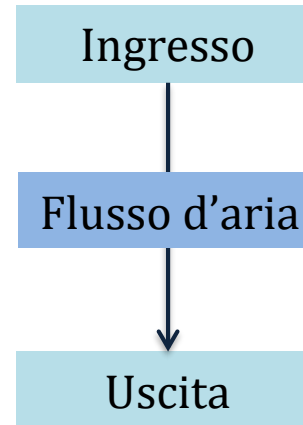
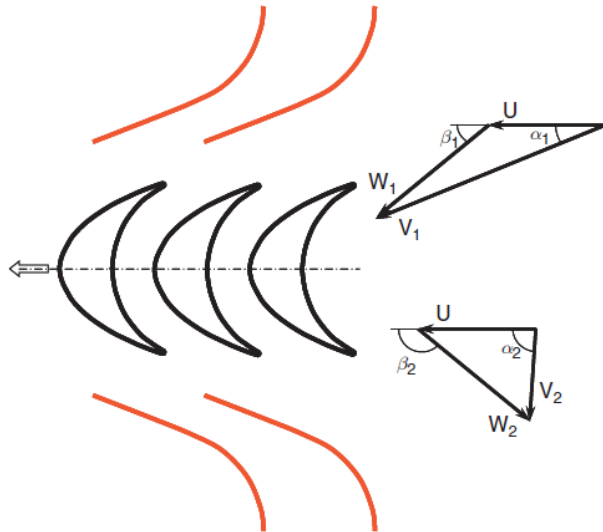
Turbina con schiera rotorica e due schiere statoriche simmetriche

Angoli assoluti di flusso

Esiste un unico valore dell'angolo relativo del flusso in ingresso al rotore per cui la simmetria degli angoli a monte ed a valle del rotore sia rispettata ($\beta_1 + \beta_2 = \pi$). Tale angolo, indicato con β_1^\diamond , dipende idealmente solo dalle caratteristiche geometriche della macchina ed identifica le condizioni di progetto.

Il funzionamento bi-direzionale della macchina necessita l'utilizzo di schiere statoriche prima e dopo il rotore per raggiungere le condizioni di funzionamento di progetto





Coefficiente di flusso

$$\varphi^\diamond = (\cot\beta_1^\diamond - \cot\alpha_1)^{-1}$$

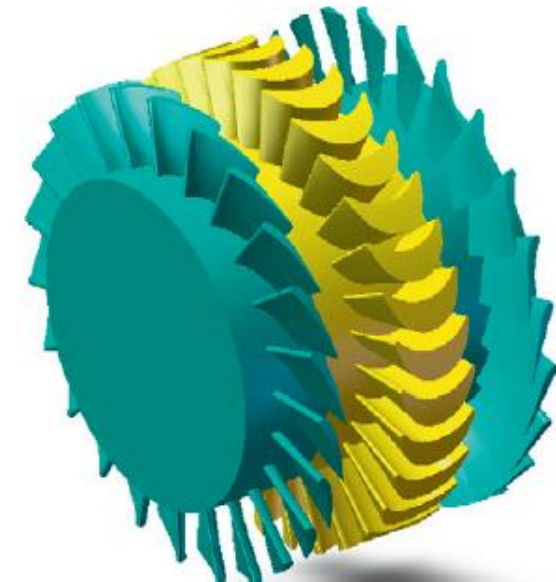
Angoli di flusso

$$\beta_2 = \pi - \beta_1 = \pi - \beta_1^\diamond$$

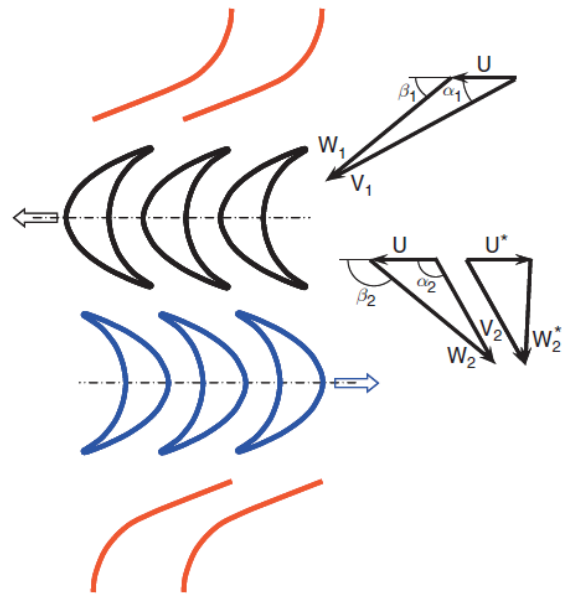
$$\cot\alpha_2^\diamond = \cot(\pi - \alpha_1) - \frac{2}{\varphi^\diamond}$$

Il flusso in uscita dal rotore ha un angolo α_2^\diamond significativamente più grande di $\pi - \alpha_1$ dove α_1 è l'angolo assoluto di flusso in uscita dallo *inlet guide vane*. Poiché i due statori devono essere simmetrici per consentire un funzionamento bi-direzionale, l'angolo assoluto del flusso in ingresso al secondo statore dovrebbe essere pari a $\pi - \alpha_1$ in condizioni di progetto, ma ciò non è possibile.

Si conclude che non è possibile ottenere angoli di incidenza del flusso aerodinamicamente ottimali sia per il rotore sia per lo statore a valle di esso



Turbina di McCormick

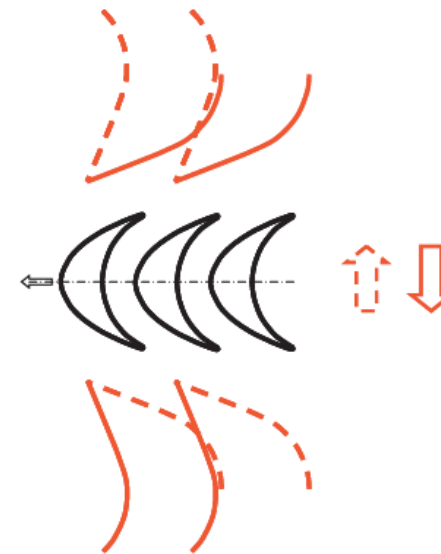


Ingresso

Flusso d'aria

Uscita

Con *guide vanes* mobili



Ingresso

Flusso d'aria

Uscita

Turbina ad impulso auto-rettificante con
rotori contro-rotanti.

L'azione di regolazione del profilo viene fatta
dalle forze aerodinamiche esercitate dal flusso
d'aria che fanno assumere agli statori due
possibili angoli di calettamento.

Turbina HydroAir



Aumento della distanza assiale fra le schiere.



Riduzione della energia cinetica in ingresso al secondo *guide vane*.

Aumento della distanza radiale fra le schiere.



Riduzione della componente tangenziale di velocità del flusso in ingresso al secondo *guide vane*.

Turbina Denniss-Auld



Macchina derivata da turbine Wells a pitch variabile



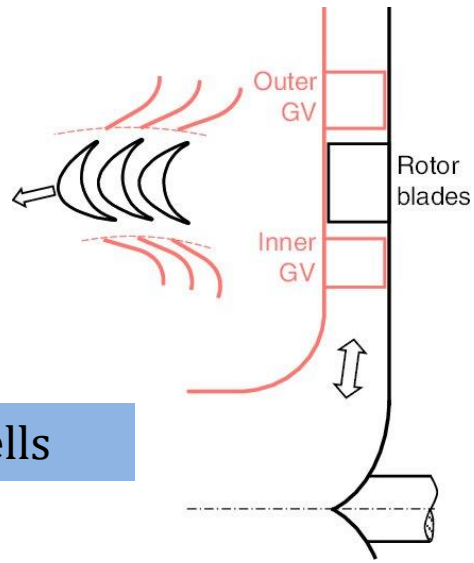
A differenza di esse ($\pm 25^\circ$) l'angolo di calettamento va da $20^\circ-35^\circ$ a $145^\circ-160^\circ$.



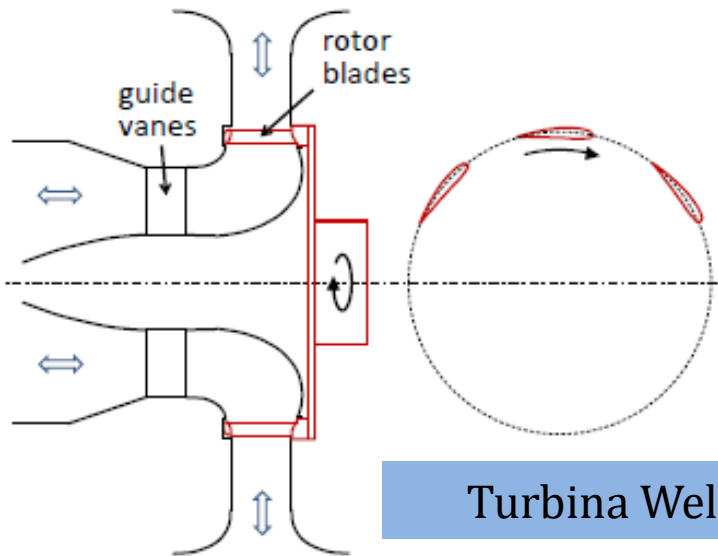
E' richiesta una variazione molto rapida dell'angolo di calettamento in modo continuo.



Incremento del campo di funzionamento a buona efficienza.

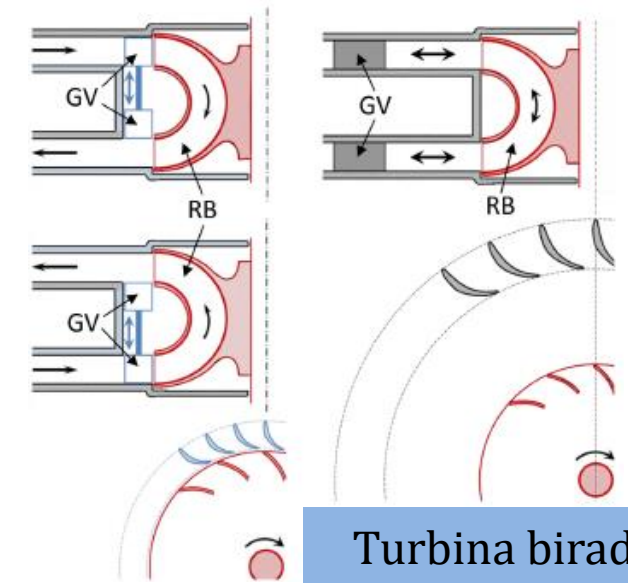
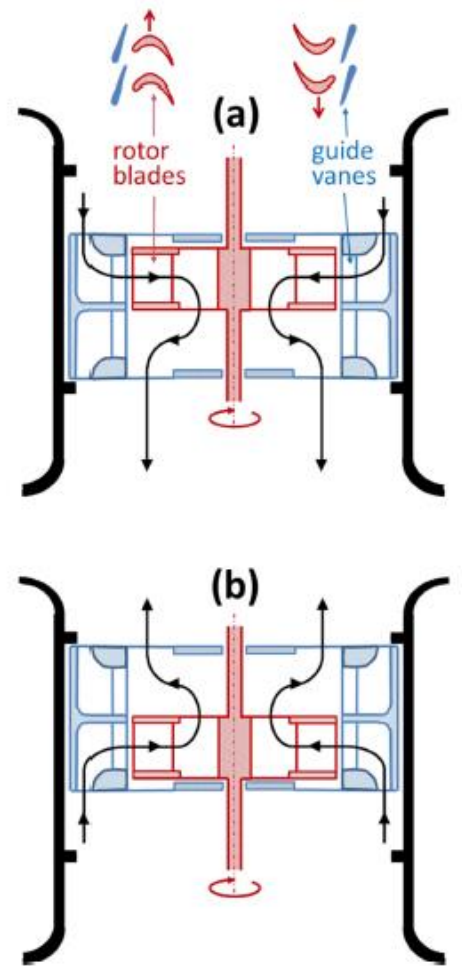


Turbina Wells

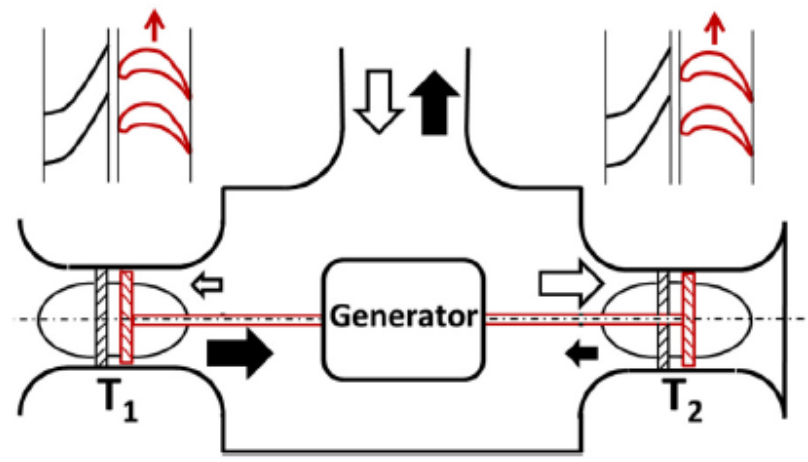


Turbina Wells

Turbina con rotore mobile lungo l'asse



Turbina biradiale



Turbine uni-direzionali accoppiate



Conclusioni:

- Gli OWC sono stati i primi sistemi di conversione di energia dal moto ondoso sviluppati e sono tuttora la più promettente e studiata tecnologia in questo ambito.
- Raggiungimento di una efficienza di picco in condizioni operative di laboratorio di circa 75% per turbine Wells e di circa 60% per turbine ad impulso grazie allo sviluppo di *guide vanes* a geometria variabile.
- Incremento dell'intervallo operativo di turbine Wells e ad impulso mediante l'utilizzo di dispositivi a calettamento variabile e di *guide vanes* a geometria variabile rispettivamente.
- Progettazione di macchine nuova generazione come le turbine bi-radiali e di sistemi con turbine unidirezionali.

Sviluppi futuri:

- Miglioramento aerodinamico delle turbine Wells e ad impulso e delle turbine di nuova generazione.
- Ottimizzazione dei sistemi di regolazione della geometria.
- Riduzione del rumore generato dalla turbina, soprattutto ad alto numero di giri per macchine Wells.



- Falcao A F O, *Wave energy utilization: A review of the technologies*, in: *Journal of Fluids Engineering*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010
- Lakshminarayana B, *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*, John Wiley, 1996
- Masuda Y, *Wave-activated generator*, International Colloquium Exposition Oceans, Bordeaux, 1971
- Masuda Y, McCormick M E, *Experiences in pneumatic wave energy conversion in Japan*, American Society of Civil Engineering, New York, 1986
- Wells A A, *Fluid Driven Rotary Transducer*, British Patent n° 1595700, 1976
- Babinstev I A, *Apparatus for Converting Sea Wave Energy into Electrical Energy*, U. S. Patent n° 3922739, 1975
- von Karman T, Burgers JM, *General aerodynamic theory – Perfect fluids*, Springer, 1934
- Dixon S L, Hall C A, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, Butterworth-Heinemann, 1978
- Raghunathan S, Tan C P, Wells A A, *Theory and performance of a Wells turbine*, J. Energy 6 157-160, 1982
- Takao M, *Wells Turbine with a Booster: Effect of Solidity on the Performance*, 2015
- Takao M, *Wells turbines with 3-dimensional blades, the performance under unsteady flow conditions*, 2015
- Raghunathan S, Tan C P, Wells A A, *The performance of the biplane Wells turbine*, J. Energy 7 741-742, 1983
- Raghunathan S, *Some techniques to improve the operation of the Wells turbine*, 2017
- Falcao A F O, Gato L M C, *Air turbine choice and optimization for floating oscillating-water-column wave energy converter*, 2014
- Falcao A F O, Henriques J C C, *Developments in oscillating water column wave energy converters and air turbines*, 2015
- Falcao A F O, Henriques J C C, Gato L M C, *Self-rectifying air turbines for wave energy conversion, a comparative analysis*, 2018
- Starzmann R, Carolus T H, Tease K, Arlitt R, *Effect of design parameters on aero-acoustic and aerodynamic performance of Wells turbines*, 2011



- Starzmann R, Carolus T H, Tease K, Arlitt R, *Wells turbine rotors, a comparison of the predicted and measured aerodynamic performance*, 2011
- Starzmann R, Carolus T H, Tease K, Arlitt R, *Aero-acoustic performance prediction of Wells turbines*, 2012
- Starzmann R, Carolus T H, Tease K, Arlitt R, *Effect of blade skew strategies on the operating range and aeroacoustic performance of the Wells turbine*, 2013
- Starzmann R, Carolus T H, Tease K, Arlitt R, *Assessment method of sound radiated by cyclically operating Wells turbines*, 2013
- Puddu P, Paderi M, Manca C, *Aerodynamic Characterization of a Wells Turbine Under Bi-Directional Airflow*, 2014
- Ghisu T, Puddu P, Cambuli F, *A detailed analysis of the unsteady flow within a Wells turbine*, 2017
- Halder P, Samad A, *Tip leakage effect on Wells turbine*, 2015
- Halder P, Samad A, *Wells turbine stall*, 2015
- Badhurshah R, *High efficiency design of an impulse turbine used in oscillating water column to harvest wave energy*, 2018
- Ezhilsabareesh K, Samad A, *Parametric study of blade shape to enhance performance of a turbine used in OWC*, 2018
- Setoguchi T, Takao M, *Experimental study on a twin unidirectional impulse turbine for wave energy conversion*, 2011
- Takao M, *Counter-rotating impulse Turbine for Wave Energy Conversion*, 2017
- McCormick L E, *A modified linear analysis of a wave-energy conversion buoy*, 1976
- McCormick L E, *Ocean wave energy concepts*, 1979
- Natanzi S, Teixeira J A, Laird G, *A novel high-efficiency impulse turbine for use in oscillating water column devices*, 2011
- Curran R, Denniss T, Boake C, *Multidisciplinary design for performance: ocean wave energy conversion*, Seattle, 2000
- Finnigan T, Auld D, *Model testing of a variable-pitch aerodynamic turbine*, Honolulu, 2003
- Falcao A F O, Henriques J C C, *Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: A review*, 2016
- Pereiras B, Valdez P, Castro F, *Numerical analysis of a unidirectional axial turbine topology for wave energy*, Spain, 2010
- Okuhara S, Takao M, Takami A, Setoguchi T, *A Twin Impulse Turbine for Wave Energy Conversion, the Performance under Unsteady Airflow*, 2018