

# Progetto di Macchine 2018/19

Prof. C.Poloni

# ORARI del corso

MARTEDI 11:15 - 12:45 Aula A

GIOVEDÌ 10:15 - 11:45 (estensione a 12:45 per esercitazioni) Aula B

VENERDÌ 9:15 - 10:45 Aula A

Ricevimento: (Giovedì 12-13) Venerdì' 11-12 e su appuntamento

Ufficio: C5 - piano rialzato, lato CS-ICT

email:[poloni@units.it](mailto:poloni@units.it)

# Programma del corso

## A) TURBOMACCHINE

A1. Richiami di Macchine

A2. Progetto di turbomacchine a flusso assiale

A2.1 Analisi del flusso nelle turbomacchine assiali

A2.2 Macchine operatrici assiali

A2.3 Turbine a flusso assiale

(A3. Progetto di turbomacchine a flusso radiale

A3.1 Turbomacchine operatrici centrifughe

A3.2 Turbomacchine motrici centripete)

## B) Esercitazioni

B1. Design by Experiment (DOE+RSM)

B2. Progetto e realizzazione di un eiettore

B3. Progetto di profili aerodinamici (xfoil)

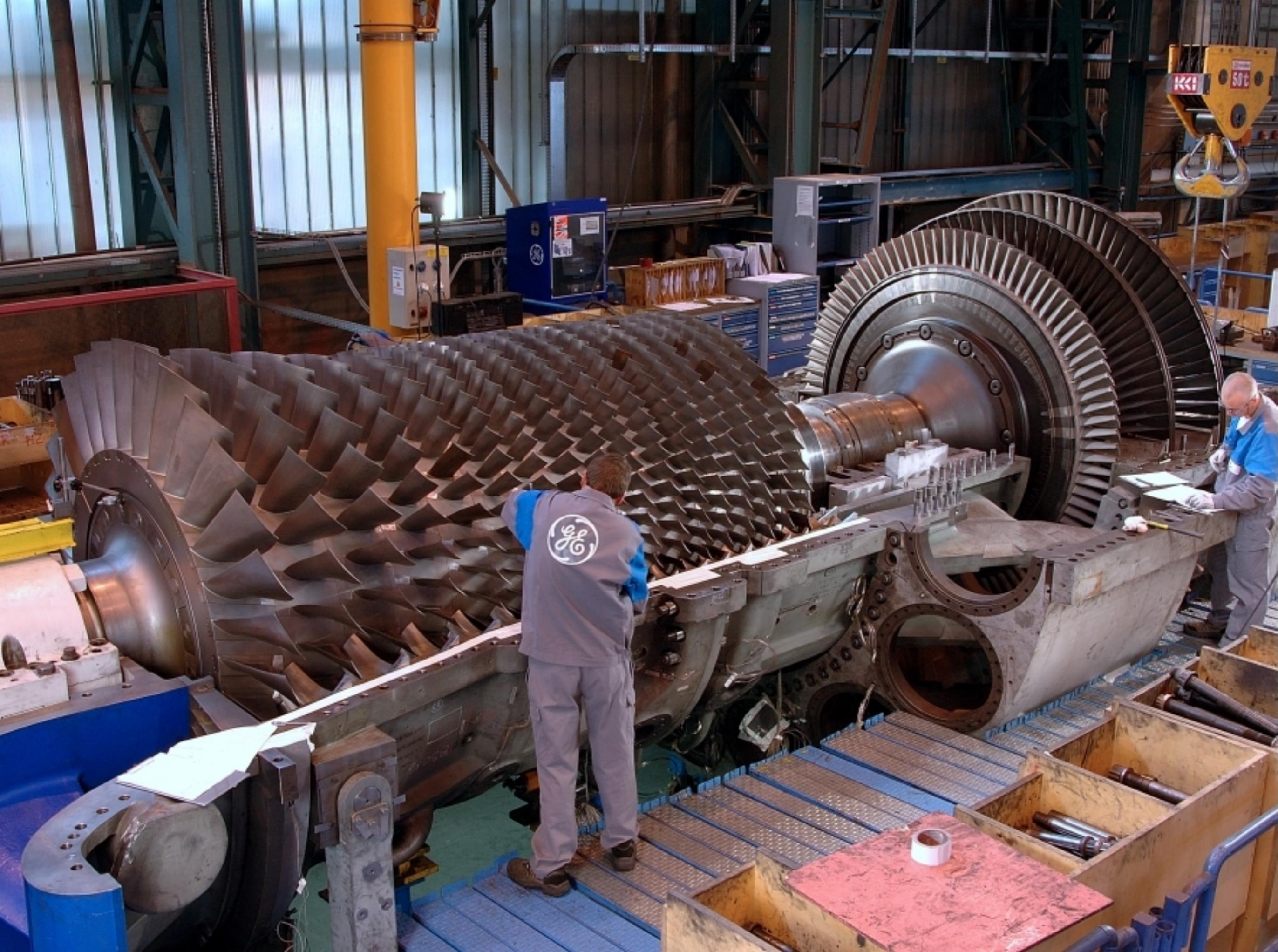
B4. Pre-dimensionamento di uno stadio di compressore assiale

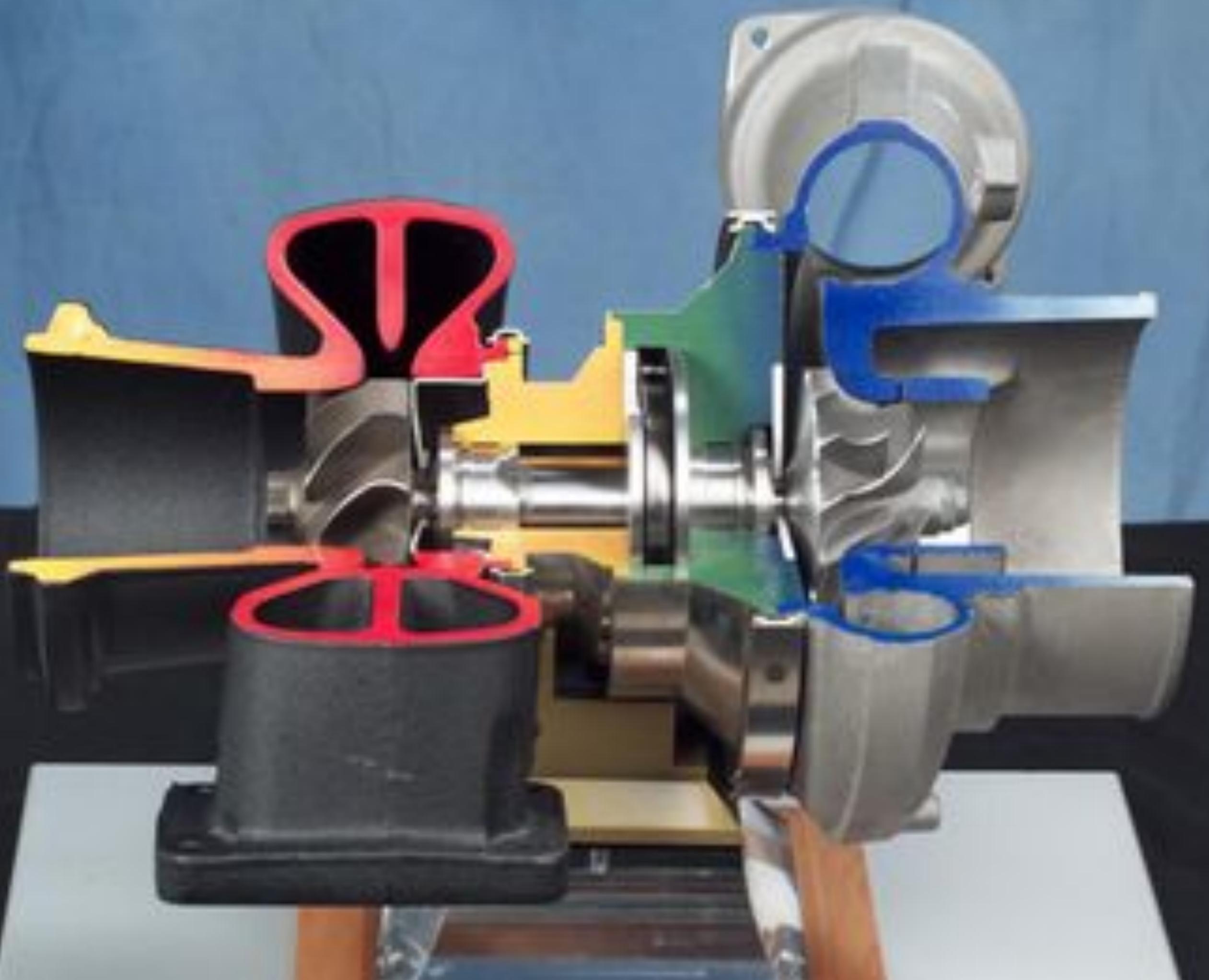
B5. Progetto e realizzazione di una turbina eolica

## C) Seminari e/o visite

# testi di riferimento

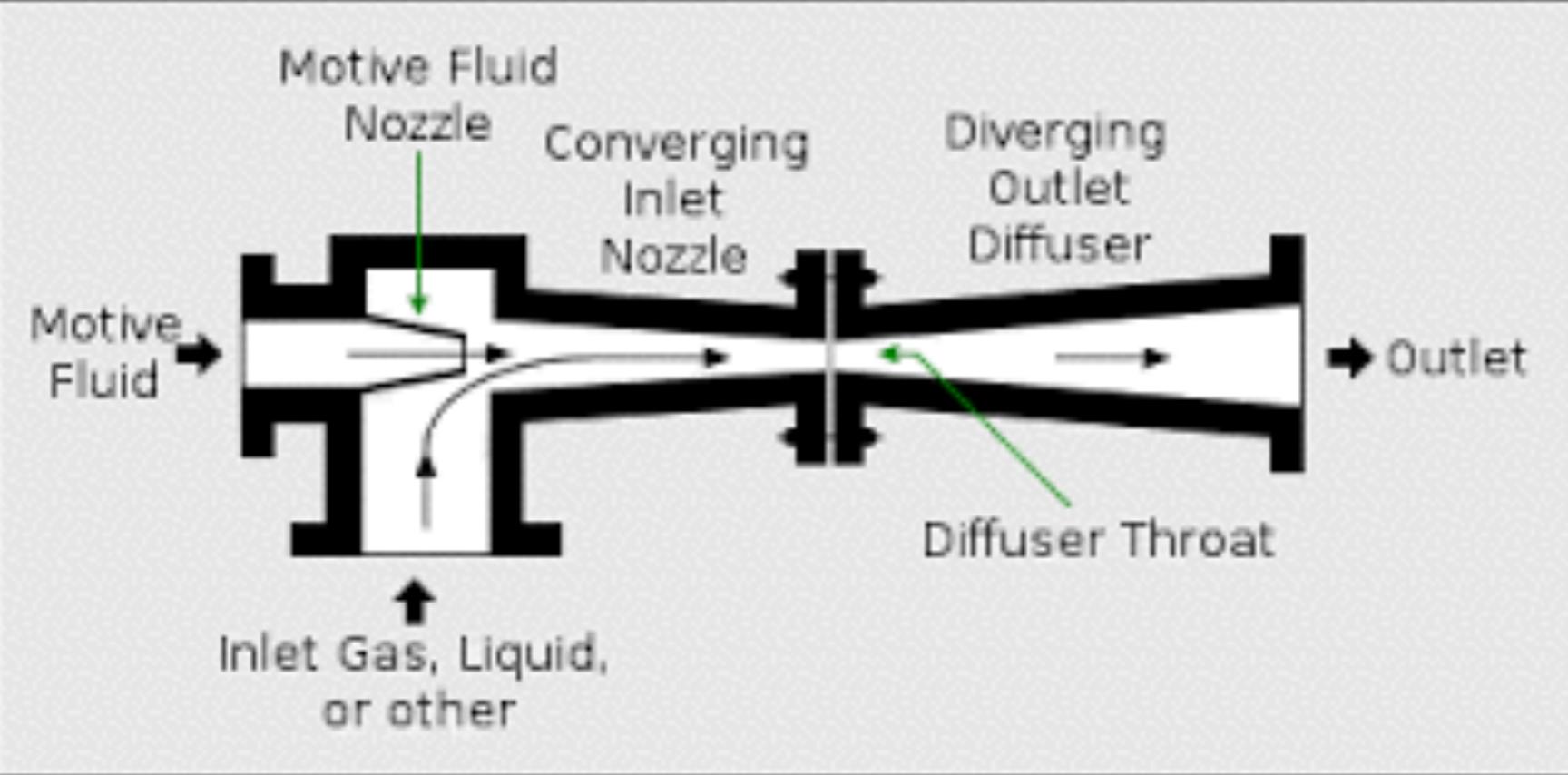
- **Lezioni di PROGETTO DI MACCHINE A.A. 2010/2011 (appunti del corso)**
- **C. Osnaghi “Teoria delle turbomacchine”, ed. Progetto Leonardo – Esculapio Bologna 2002.**
- S.L. Dixon “Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery”, Pergamon Press 1978.
- Whitfield, N.C. Baines “Design of radial Turbomachines”, Longman Ed. 1990.
- B. Lakshminarayana “Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery”, John Wiley & Sons 1996.
- **Manuali d’uso di modeFRONTIER**
- **Software Xfoil (relativi manuali)**
- **Progettazione di microturbine eoliche, M.A.Rosato, EPC editore**



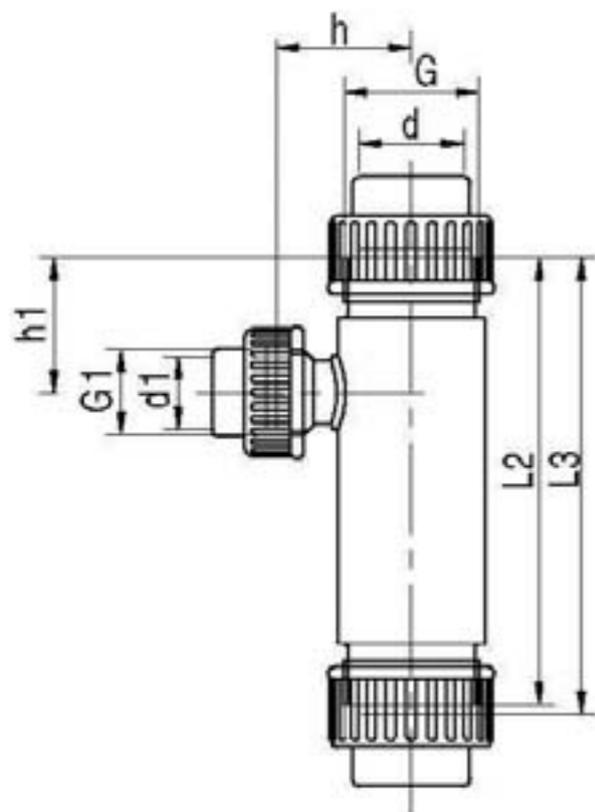




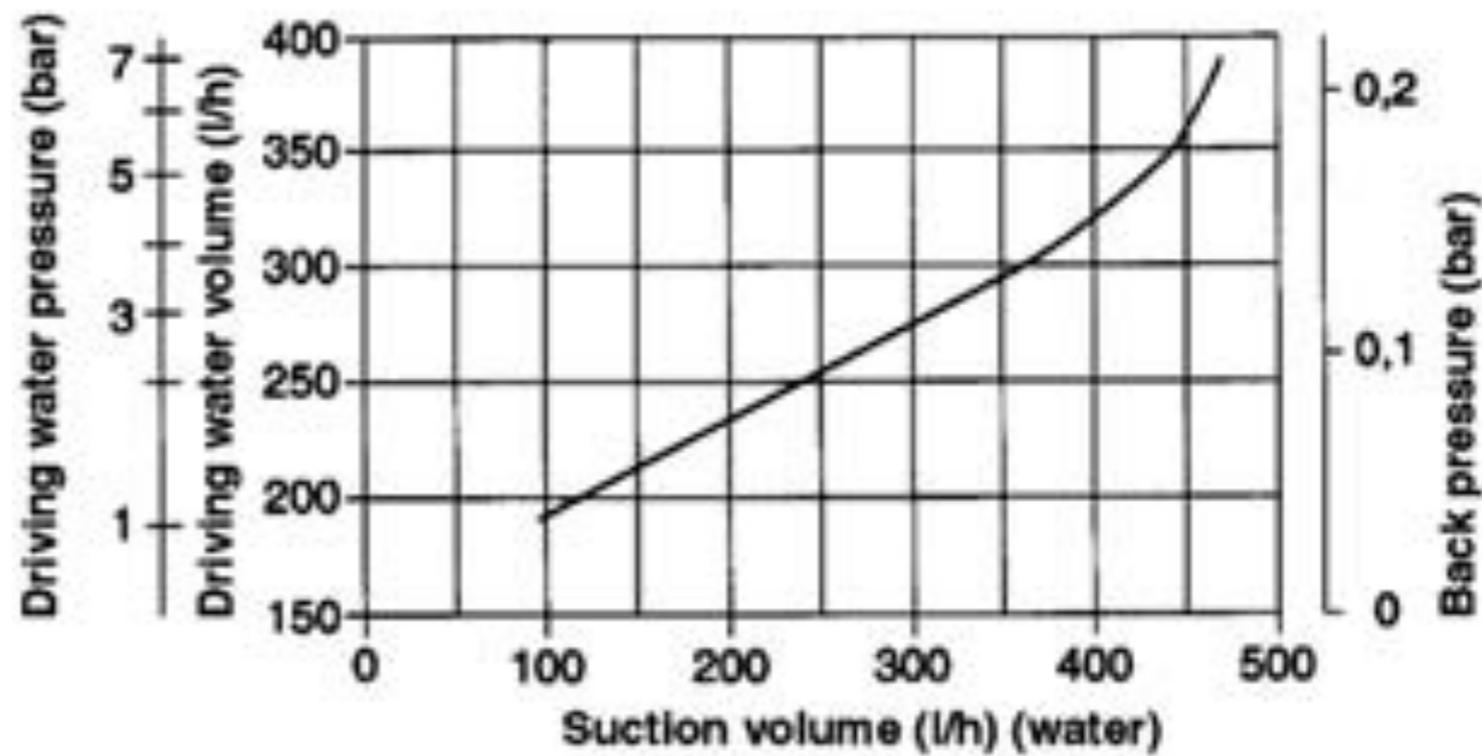
"Designed by Daviles / Freepik"



**Suction media: water**



**Nozzle bore 2,0 mm**



# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

- Note le prestazioni di una macchina che ha determinate dimensioni ci consente di ricavare le prestazioni di una macchina geometricamente simile
- Nota una certa condizione di funzionamento di una certa turbomacchina individuare le condizioni di funzionamento simili a quella precedente
- Curve di prestazioni rilevate in determinate condizioni ambientali possono essere espresse in funzione di parametri che sono invarianti al variare delle condizioni ambientali stesse.
- Stabilire in una fase preliminare di progetto che tipo di macchina dobbiamo usare, la sua geometria di base e quali saranno le sue dimensioni principali.

# Teorema di Buckingham

Il teorema di Buckingham (conosciuto anche come teorema pi greco), dovuto al fisico statunitense Edgar Buckingham, afferma che **dato un problema descritto da un certo numero di equazioni in cui siano presenti  $n$  variabili fisiche, se le dimensioni fondamentali di queste variabili sono  $x$  allora il problema può essere completamente descritto da  $n-x$  variabili adimensionali**

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$f(D_i, l_j, \dot{m}, \omega, L_i, \mu, a_{01}, \rho_{01}) = 0$$

- grandezze fondamentali: M L T

- n. di Reynolds  $Re = \frac{\rho_{01} \omega D^2}{\mu}$

- n. di Mach  $Ma = \frac{\omega D}{a_{01}}$

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$f(D_i, l_j, \dot{m}, \omega, L_i, \mu, a_{01}, \rho_{01}) = 0$$

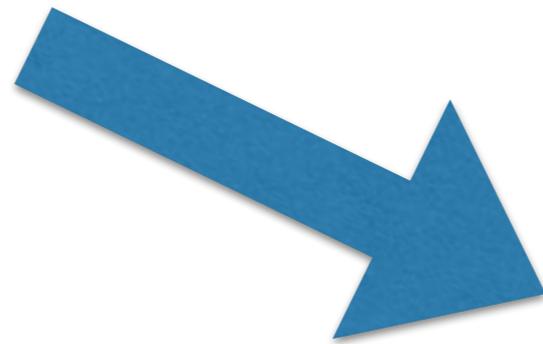
- cifra di flusso
- cifra di pressione

$$\varphi = \frac{\dot{m}}{\rho_{01} \omega D^3} \left( = \frac{Q}{\omega D^3} \right)$$

$$\psi = \frac{L_i}{\omega^2 D^2}$$

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$f(D_i, l_j, \dot{m}, \omega, L_i, \mu, a_{01}, \rho_{01}) = 0$$

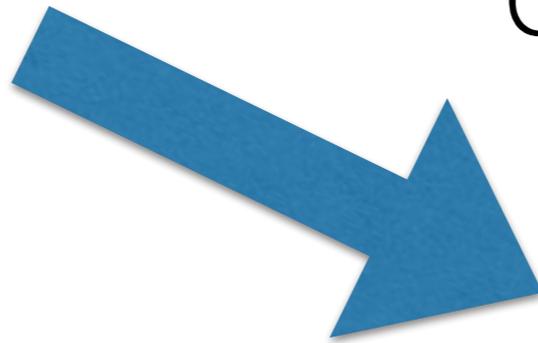


$$f(\pi_i, \pi_j, \varphi, \psi, Re, Ma) = 0$$

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

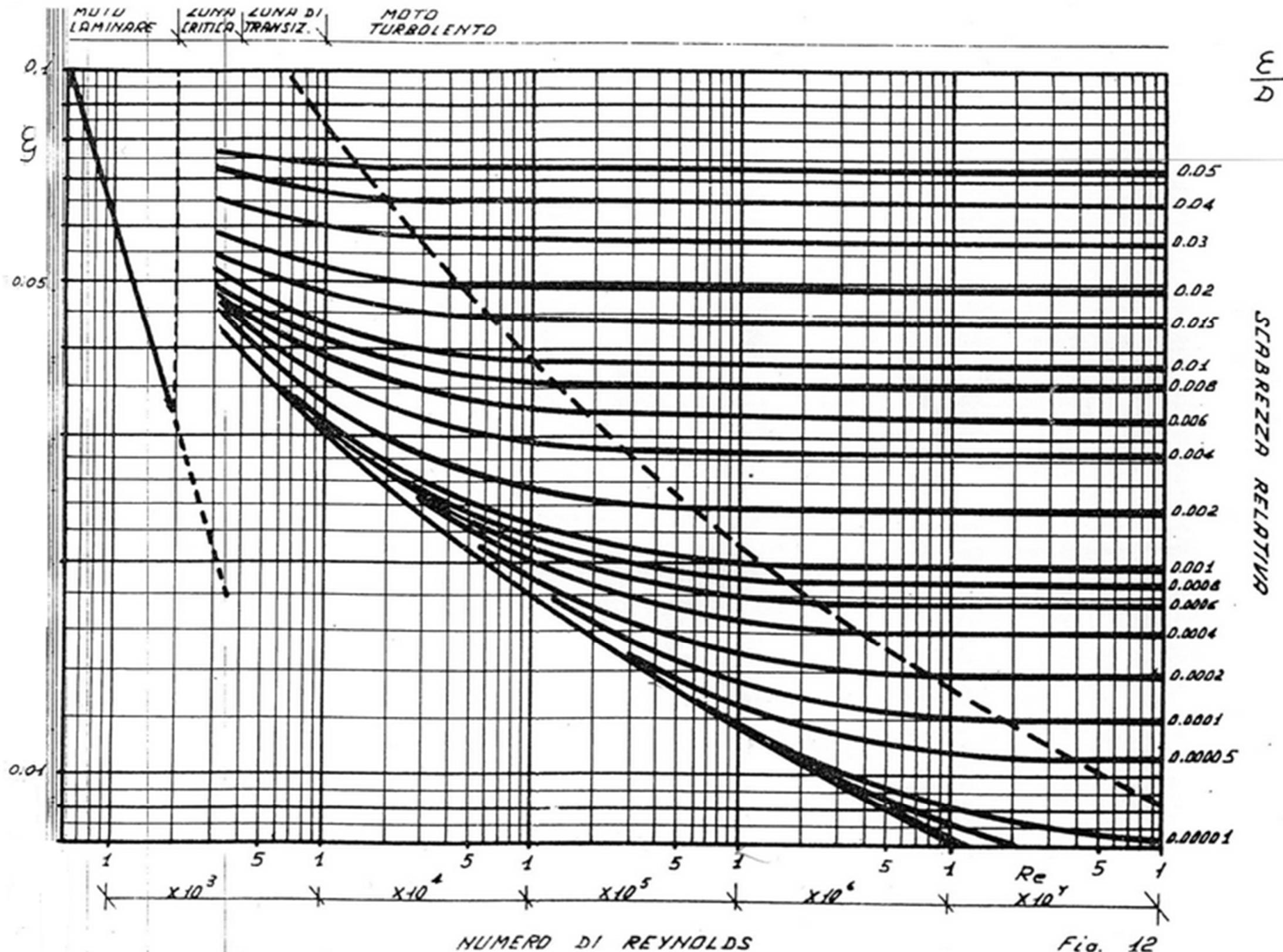
$$f(\pi_i, \pi_j, \varphi, \psi, Re, Ma) = 0$$

Geometria simile



$$f(\varphi, \psi, Re, Ma) = 0$$

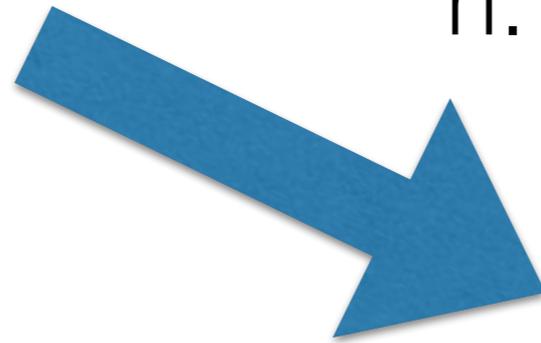
# Diagramma di Moody



# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$f(\varphi, \psi, \text{Re}, \text{Ma}) = 0$$

n. Reynolds elevato

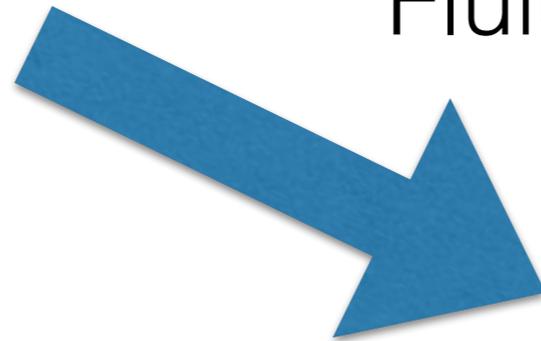


$$f(\varphi, \psi, \text{Ma}) = 0$$

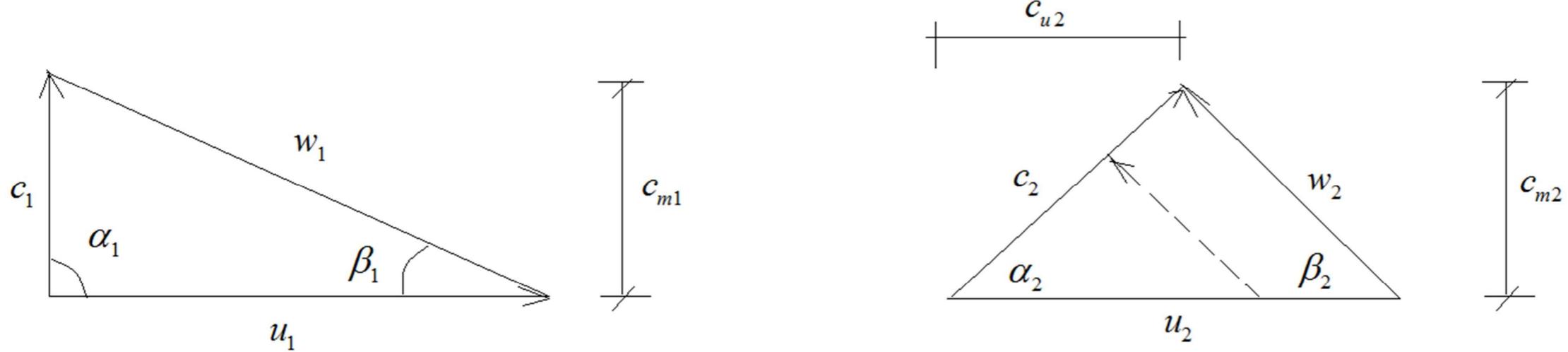
# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$f(\varphi, \psi, Ma) = 0$$

Fluido incompressibile



$$f(\varphi, \psi) = 0$$



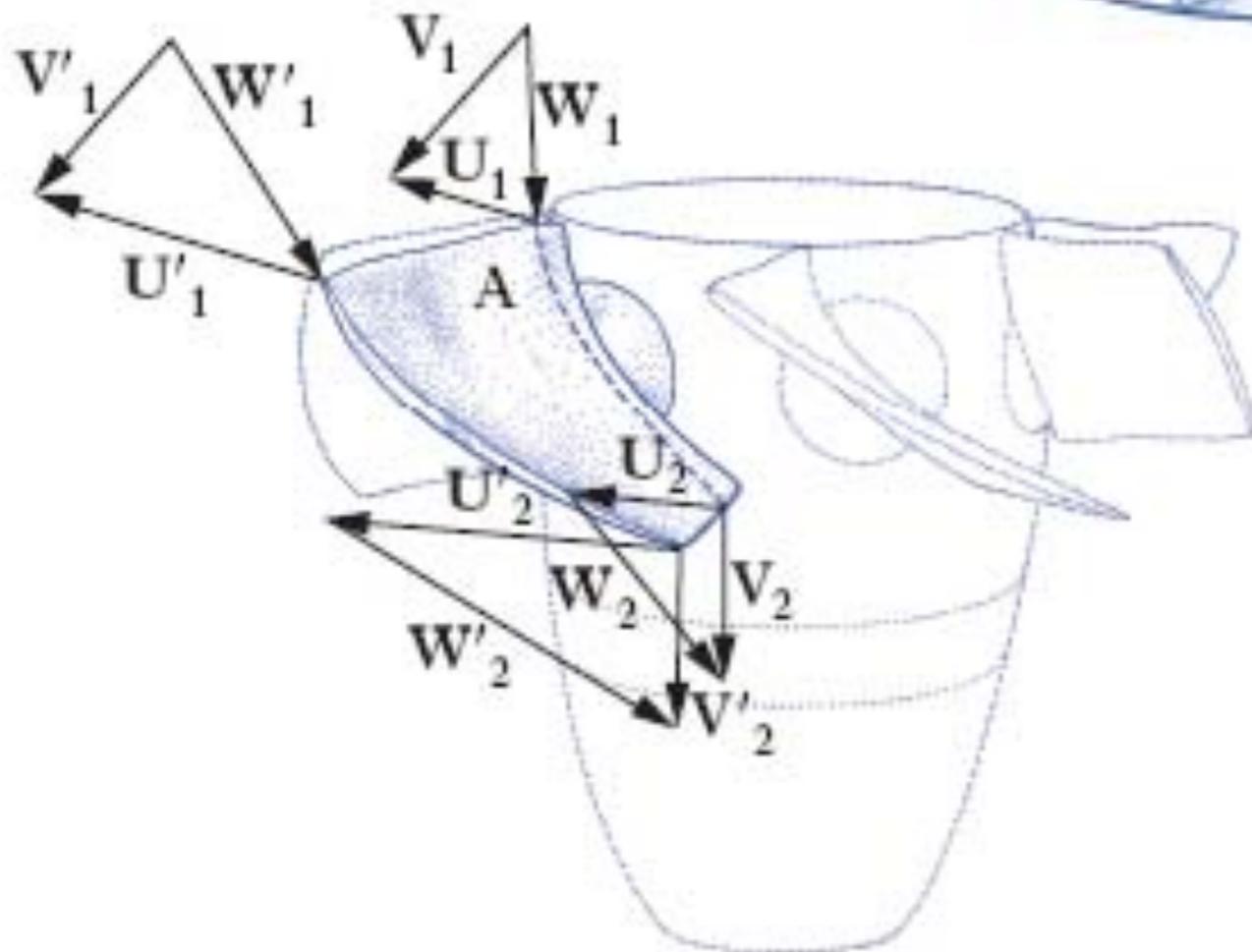
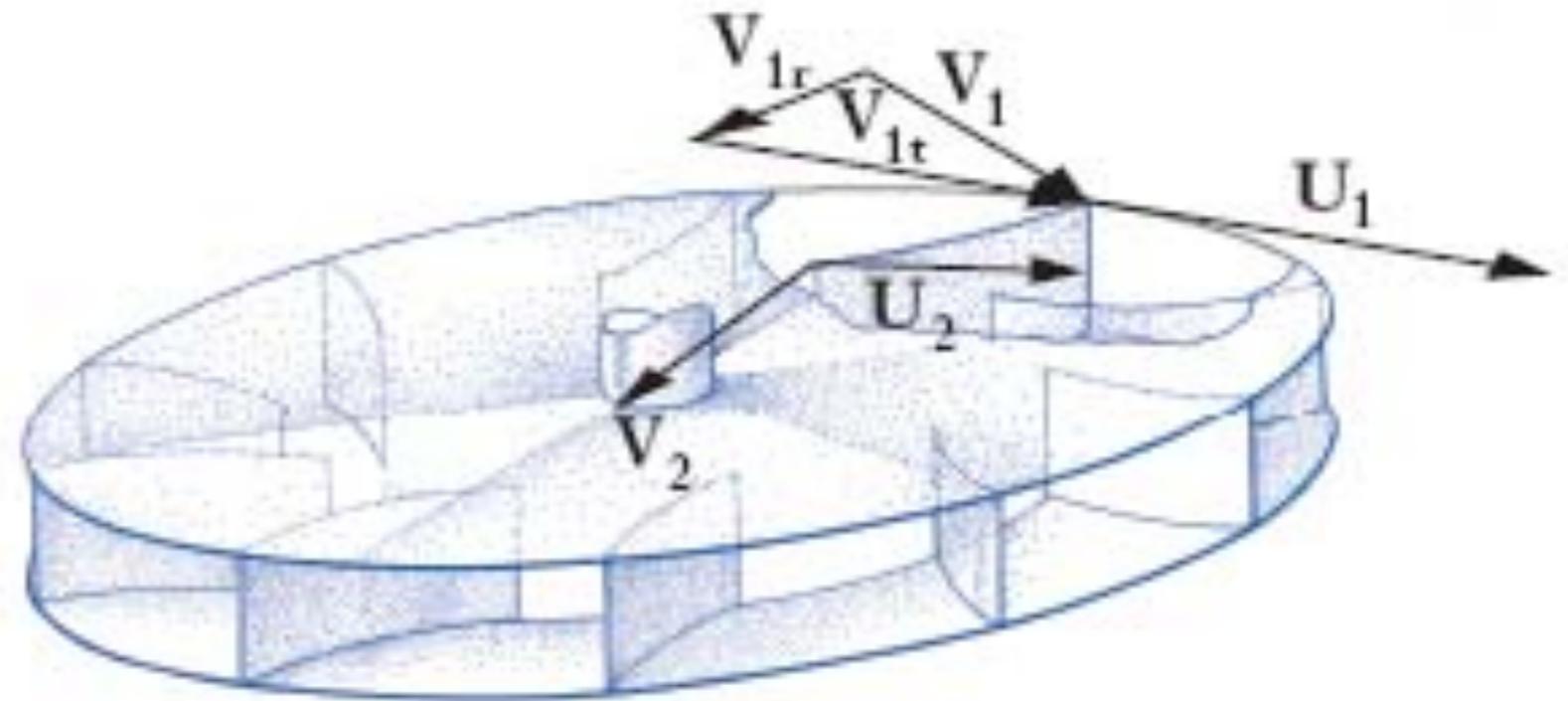
Affinché delle macchine idrauliche operino in condizioni di similitudine tra loro è sufficiente che abbiano lo stesso valore di  $\psi$  e  $\varphi$

$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3} \propto \frac{c_m}{u}$$

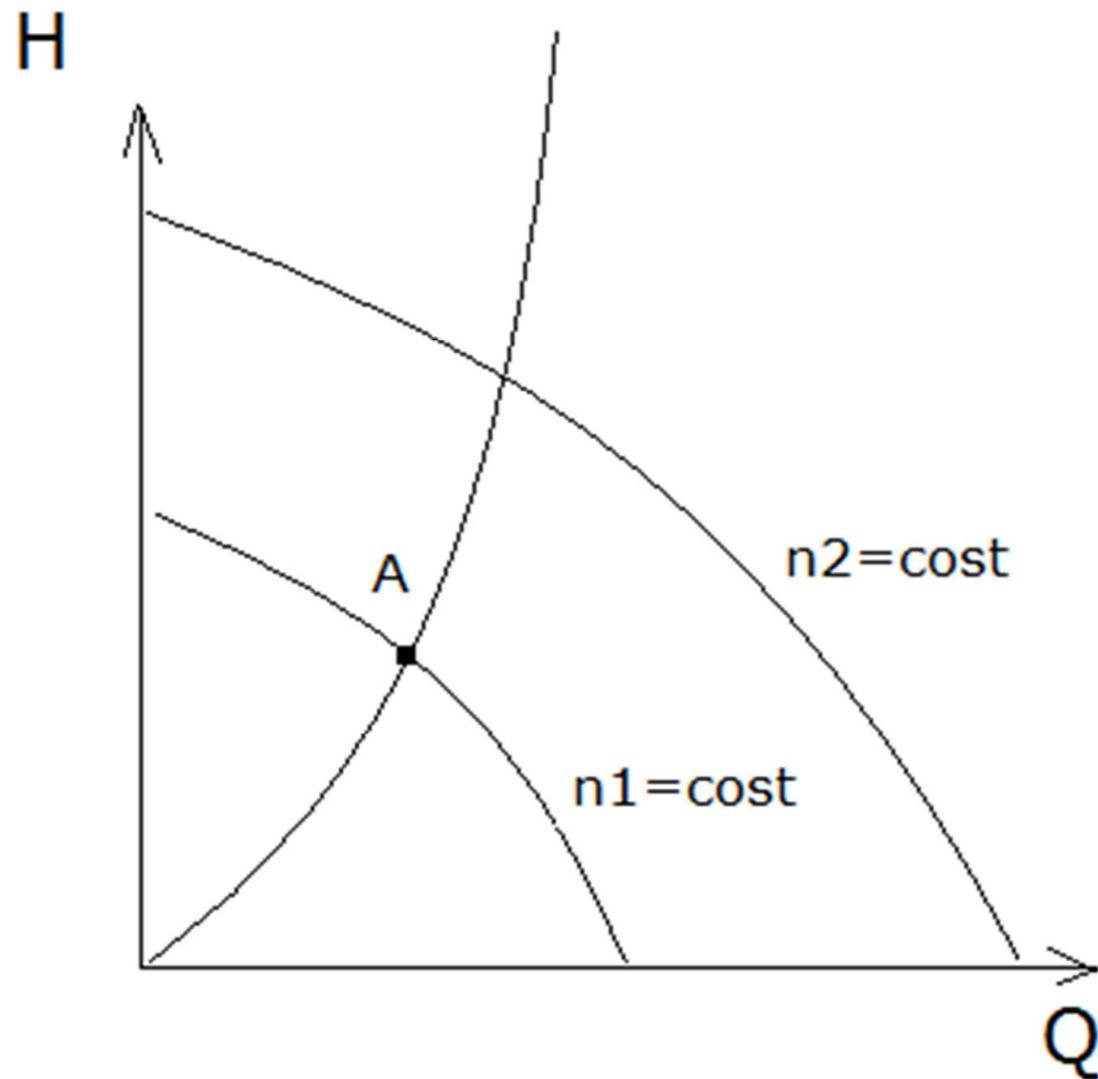
$$\psi = \frac{L_i}{\omega^2 D^2} \propto \frac{c_u}{u}$$

Quindi due macchine che operano in condizioni di similitudine hanno lo stesso valore di  $\psi$  e  $\varphi$  e quindi avranno lo stesso valore dei rapporti  $c_m/u$  e  $c_u/u$ . Allora si manterranno i valori degli angoli dei triangoli di velocità.

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE



# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE



$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3} = \frac{Q_x}{\omega_x D^3}$$

$$\psi = \frac{gH}{\omega^2 D^2} = \frac{gH_x}{\omega_x^2 D^2}$$

$$H_x = \frac{H}{Q^2} Q_x^2$$

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3} = \frac{Q_x}{\omega_x D^3}$$

$$\psi = \frac{gH}{\omega^2 D^2} = \frac{gH_x}{\omega_x^2 D^2}$$

$$\frac{Q_x}{Q_y} = \frac{\omega_x}{\omega_y} \left( \frac{D_x}{D_y} \right)^3$$

$$\frac{L_{ix}}{L_{iy}} = \left( \frac{\omega_x}{\omega_y} \right)^2 \left( \frac{D_x}{D_y} \right)^2$$

$$\frac{Q_x}{Q_y} = \frac{\omega_x}{\omega_y}$$

$$\frac{L_{ix}}{L_{iy}} = \left( \frac{\omega_x}{\omega_y} \right)^2$$

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$\Lambda = \frac{P_e}{\rho \omega^3 D^5} \quad \text{Cifra di potenza}$$

$$\Lambda = \varphi \cdot \psi \cdot \eta_e \quad (\text{macchina motrice})$$

$$\Lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta_e} \quad (\text{macchina operatrice})$$

$$k_P = \frac{\omega D}{\sqrt{L_i}} \quad \text{Cifra di velocità periferica}$$

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

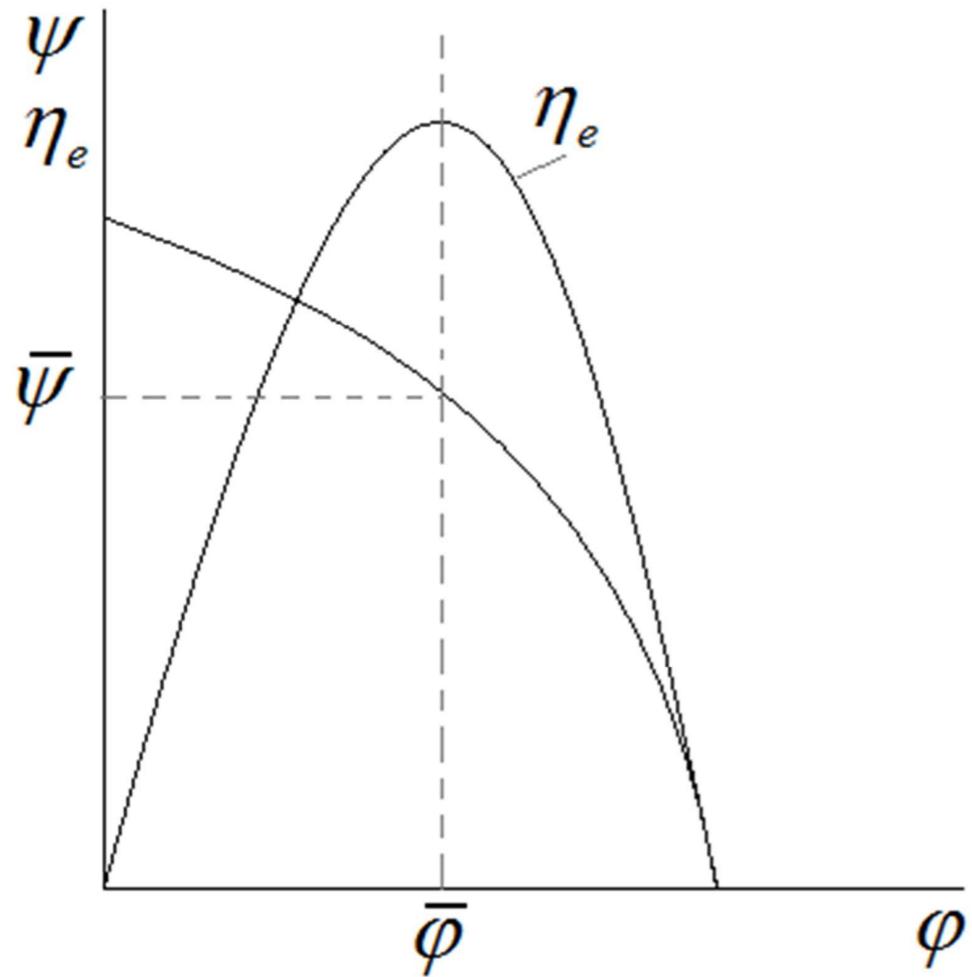
$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3} \propto \frac{c_m}{u} \qquad \psi = \frac{L_i}{\omega^2 D^2} \propto \frac{c_u}{u}$$

moltiplicando le due cifre di pressione e portata elevate all'esponente opportuno per eliminare la dimensione geometrica si ottiene:

$$\left. \begin{matrix} k \\ \omega_s \end{matrix} \right\} = \varphi^{1/2} \psi^{-3/4} = \omega \sqrt{\frac{\dot{m}}{\rho_{01}}} \cdot L_i^{-3/4} = \omega \frac{\sqrt{Q}}{L_i^{3/4}}$$

Numero caratteristico di macchina o Velocità Specifica

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE



$$\left. \begin{matrix} k \\ \omega_s \end{matrix} \right\} = \varphi^{1/2} \psi^{-3/4} = \omega \sqrt{\frac{\dot{m}}{\rho_{01}}} \cdot L_i^{-3/4} = \omega \frac{\sqrt{Q}}{L_i^{3/4}}$$

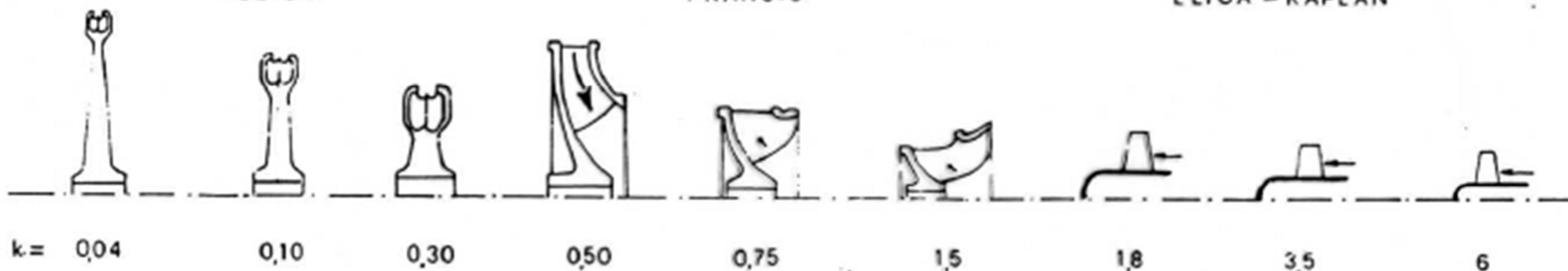
Numero caratteristico di  
macchina o Velocità  
Specifica

TURBINE

PELTON

FRANCIS

ELICA - KAPLAN



POMPE

RADIALI

SEMIASSIALI

ASSIALI

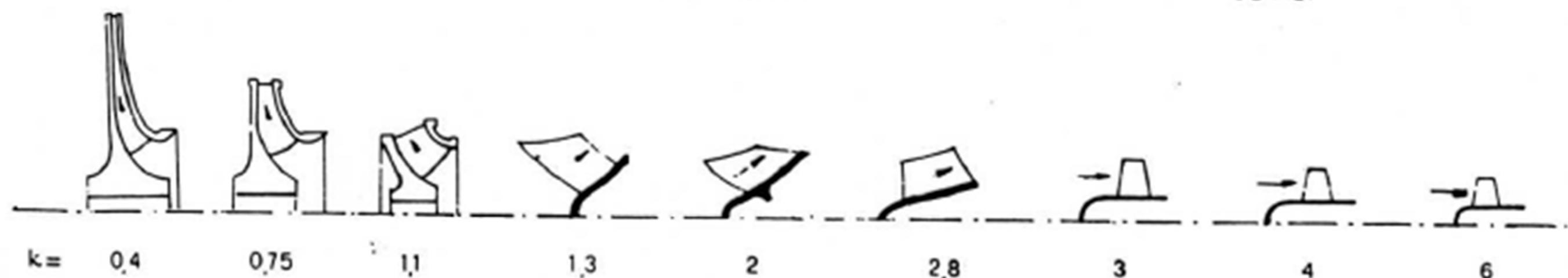


Fig. 3.5 - Variazione della forma delle giranti delle turbine e delle pompe idrauliche al variare del numero caratteristico di macchina.

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$\left. \begin{matrix} k \\ \omega_s \end{matrix} \right\} = \varphi^{1/2} \psi^{-3/4} = \omega \sqrt{\frac{\dot{m}}{\rho_{01}}} \cdot L_i^{-3/4} = \omega \frac{\sqrt{Q}}{L_i^{3/4}}$$

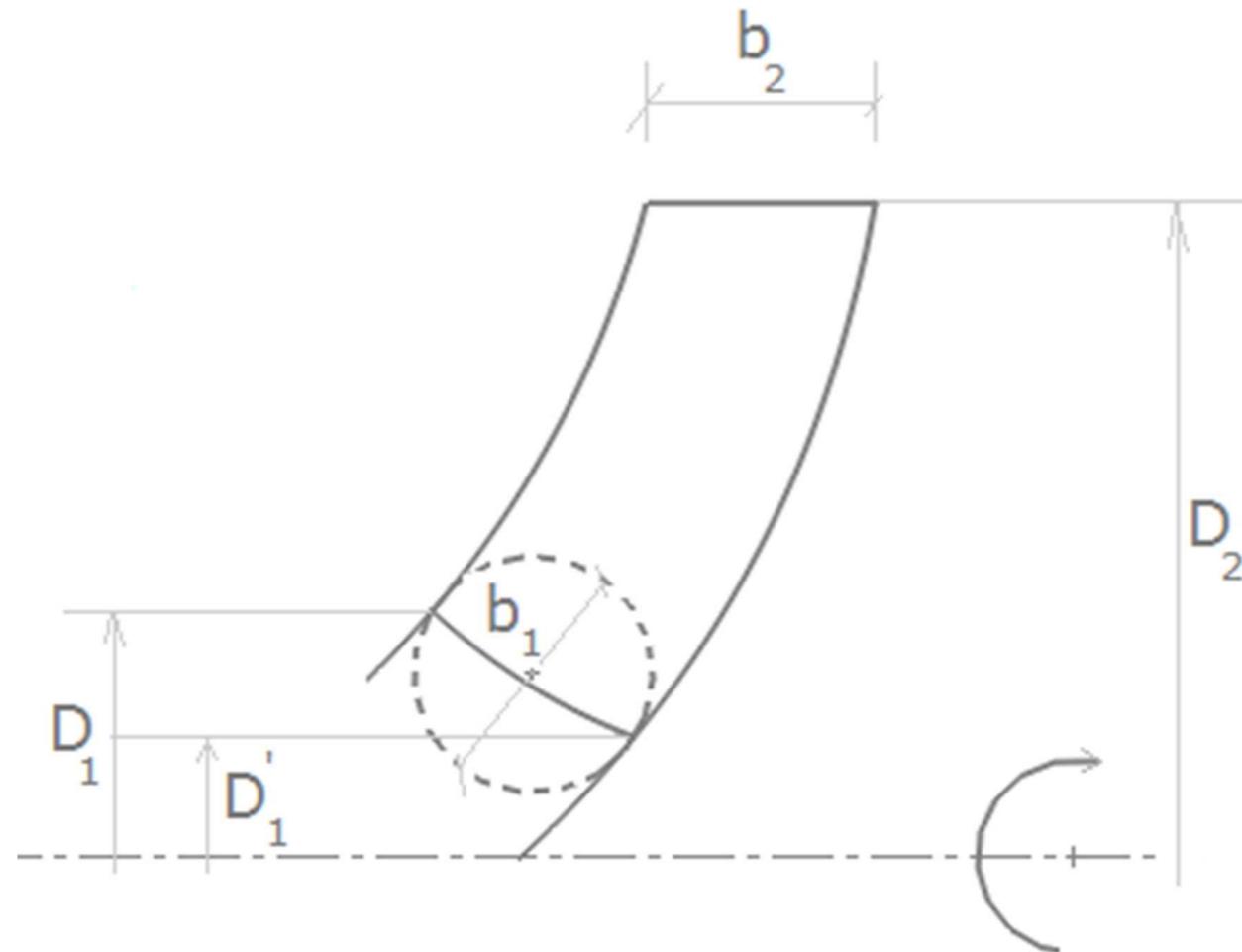
- noti gli obiettivi di prestazione della macchina (portata e lavoro nel punto di progetto) devo determinare la velocità in base ai vincoli esterni
- determinata la velocità angolare, e' determinato k

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$\left. \begin{matrix} k \\ \omega_s \end{matrix} \right\} = \varphi^{1/2} \psi^{-3/4} = \omega \sqrt{\frac{\dot{m}}{\rho_{01}}} \cdot L_i^{-3/4} = \omega \frac{\sqrt{Q}}{L_i^{3/4}}$$

- noto  $k$  posso utilizzare diagrammi statistici che riportano rapporti dimensionali in funzione di  $k$  per macchine di rendimento elevato

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

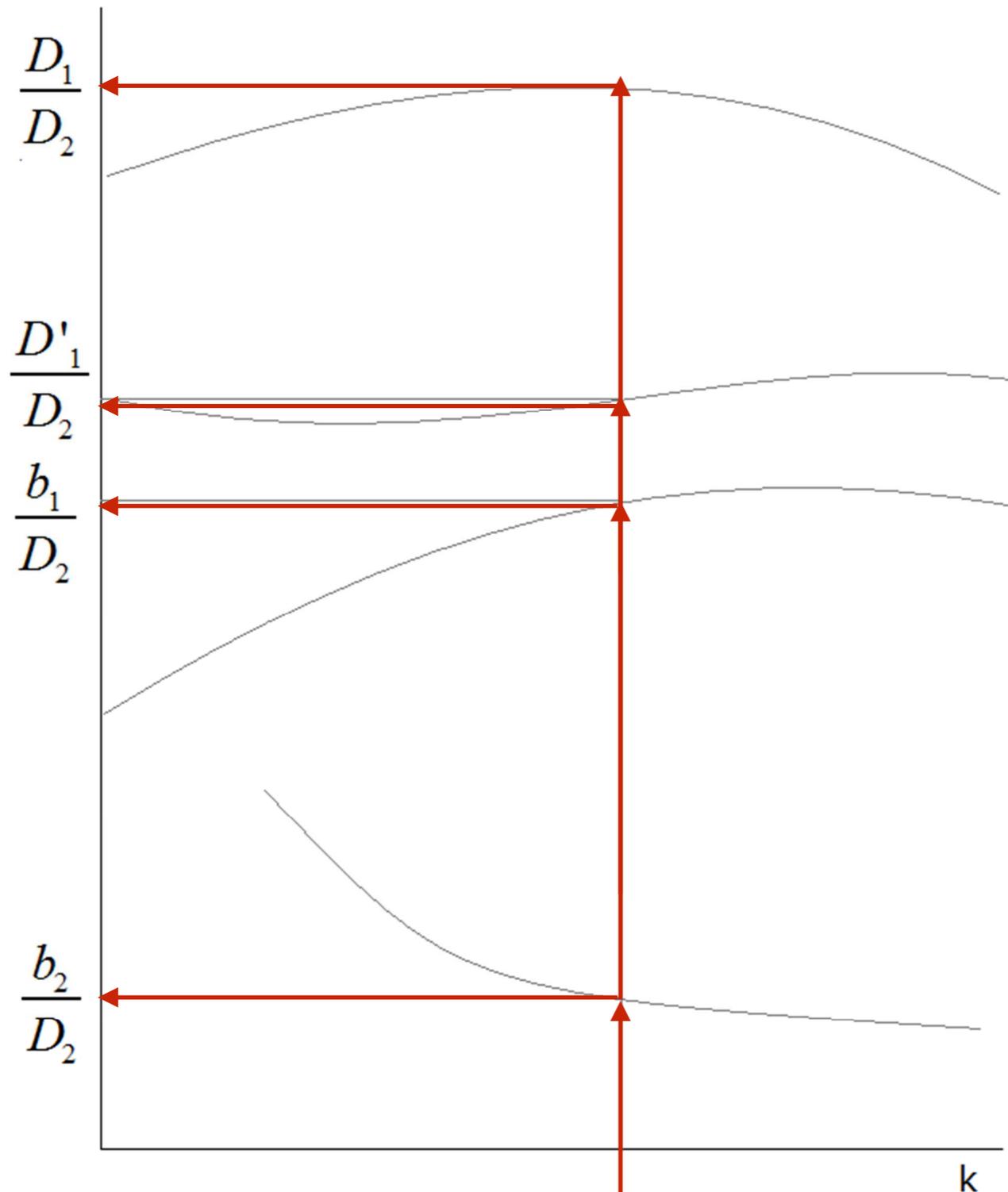


Le dimensioni caratteristiche più significative sono:

- $D_2$  : diametro massimo della girante;
- $D_1$  : diametro massimo della sezione d'ingresso;
- $D'_1$  : diametro minimo della sezione d'ingresso;
- $b_2$  : altezza della pala in uscita;
- $b_1$  : altezza della pala in ingresso (per definirla

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

Per queste grandezze posso definire le cifre adimensionali



$$\underbrace{\frac{D_1}{D_2} \quad \frac{D'_1}{D_2} \quad \frac{b_1}{D_2} \quad \frac{b_2}{D_2}}_{f(k)}$$

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

1)

Si esiste una *dimensione ottimale* cioè una dimensione alla quale corrisponde il massimo rendimento. Bisogna però definire un'ulteriore grandezza detta *diametro specifico*

$$\varphi = \frac{\dot{m}}{\rho_{01} \omega D^3} \left( = \frac{Q}{\omega D^3} \right)$$

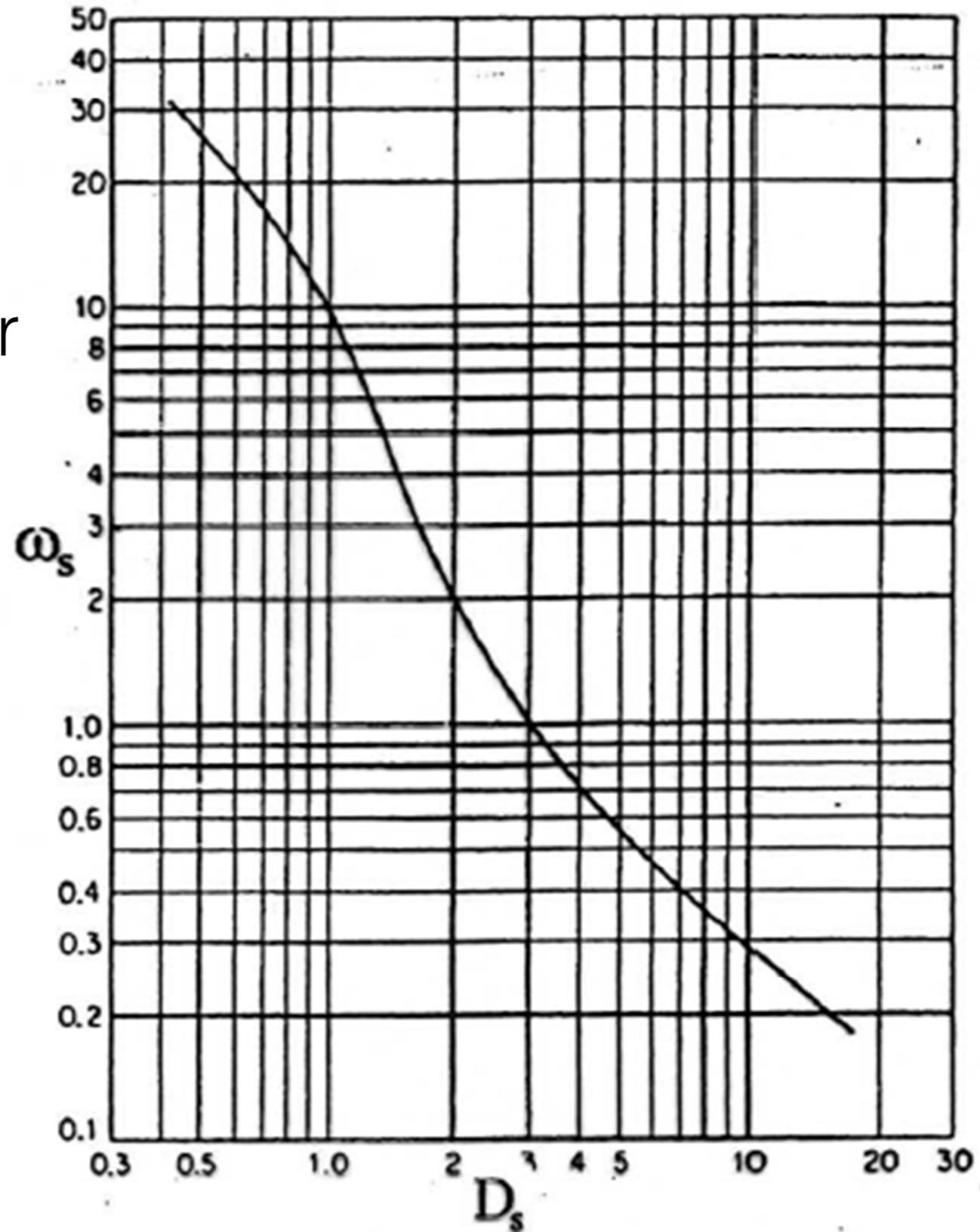
$$D_s = \varphi^{-1/2} \psi^{1/4} = D \cdot \frac{L_i^{1/4}}{\sqrt{Q}}$$

$$\psi = \frac{L_i}{\omega^2 D^2}$$

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$D_s = f(\omega_s)$$

Diagramma di Cordier



# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

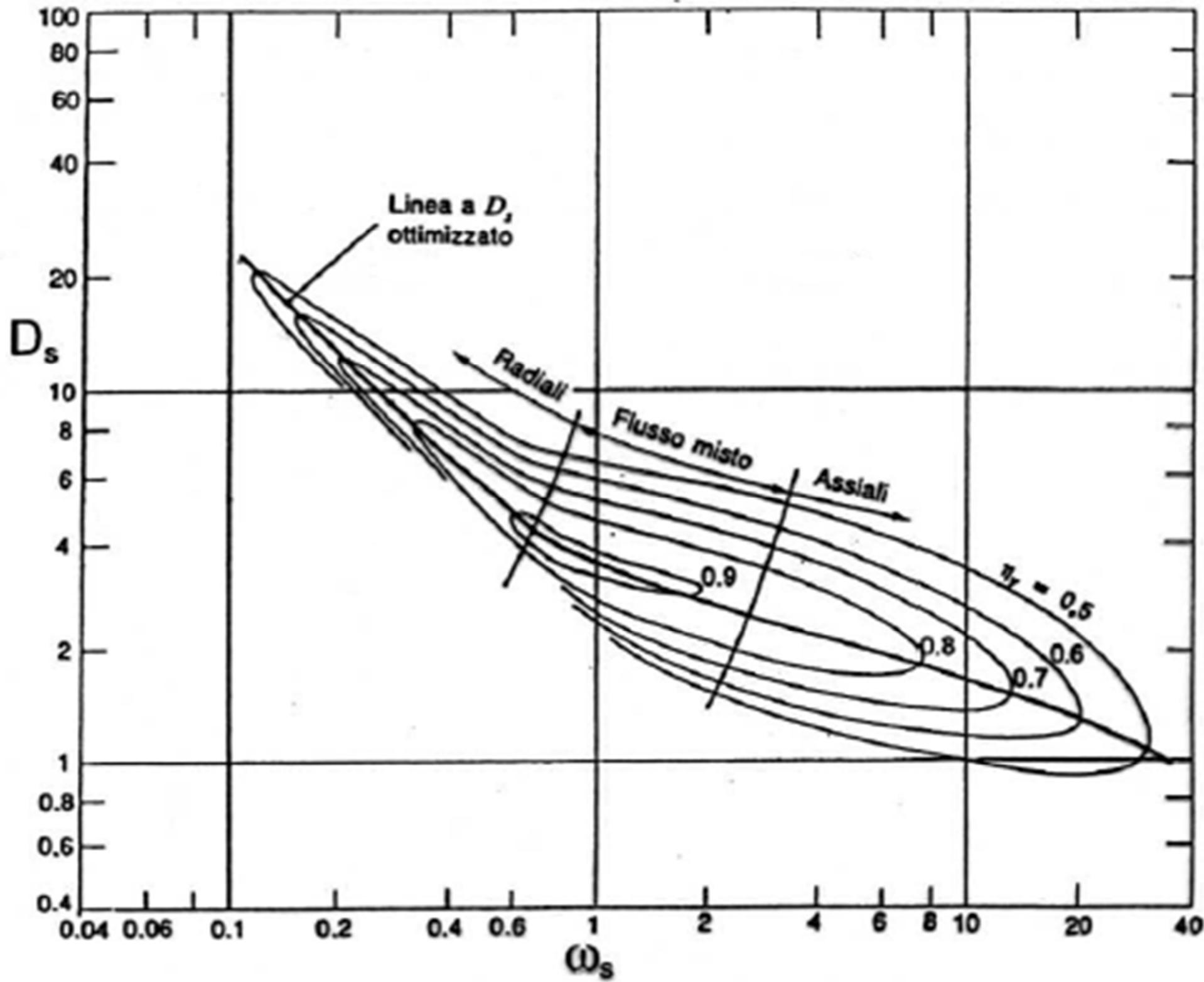


Diagramma  
di Balié  
(pompe  
centrifughe)