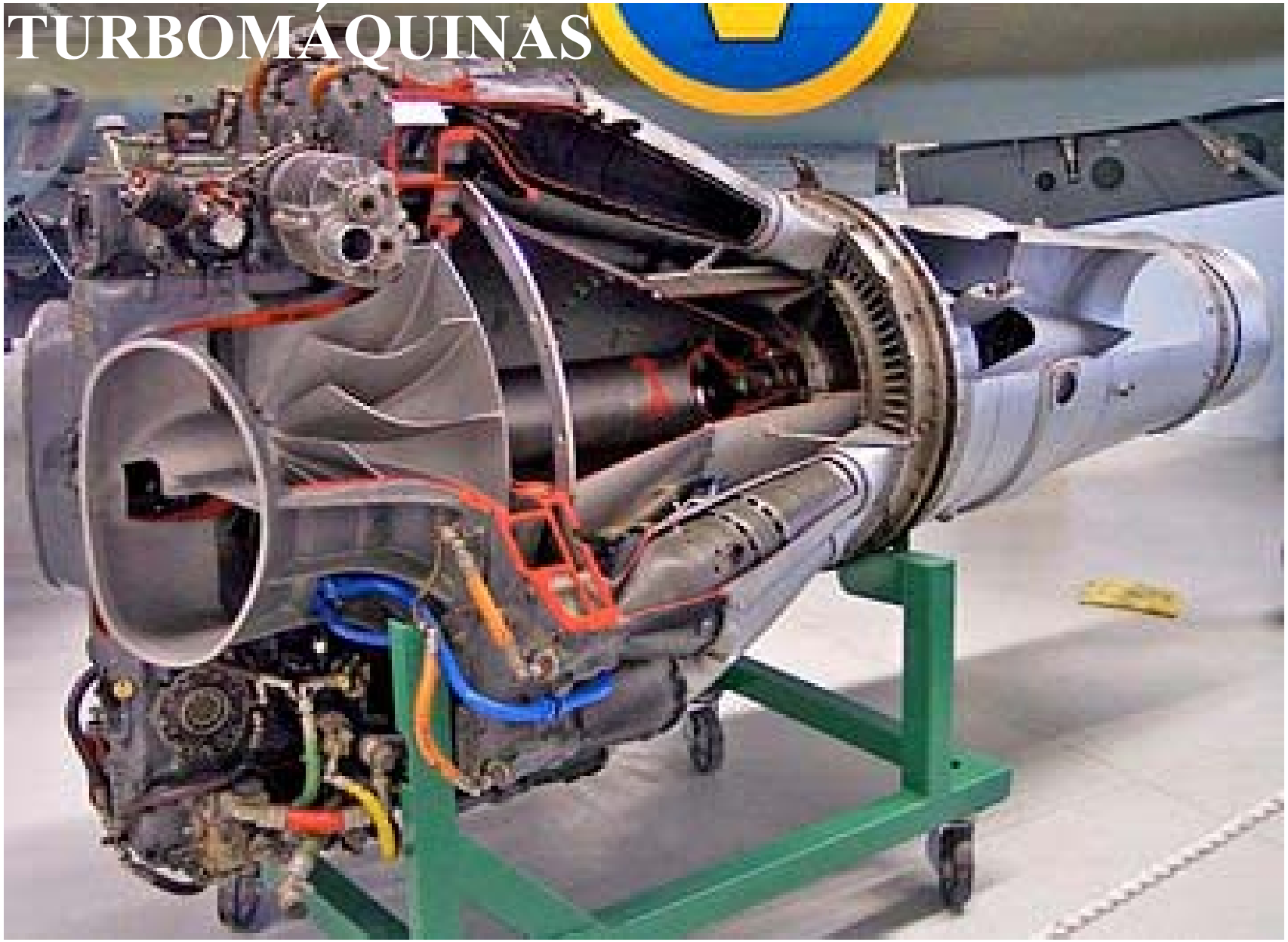
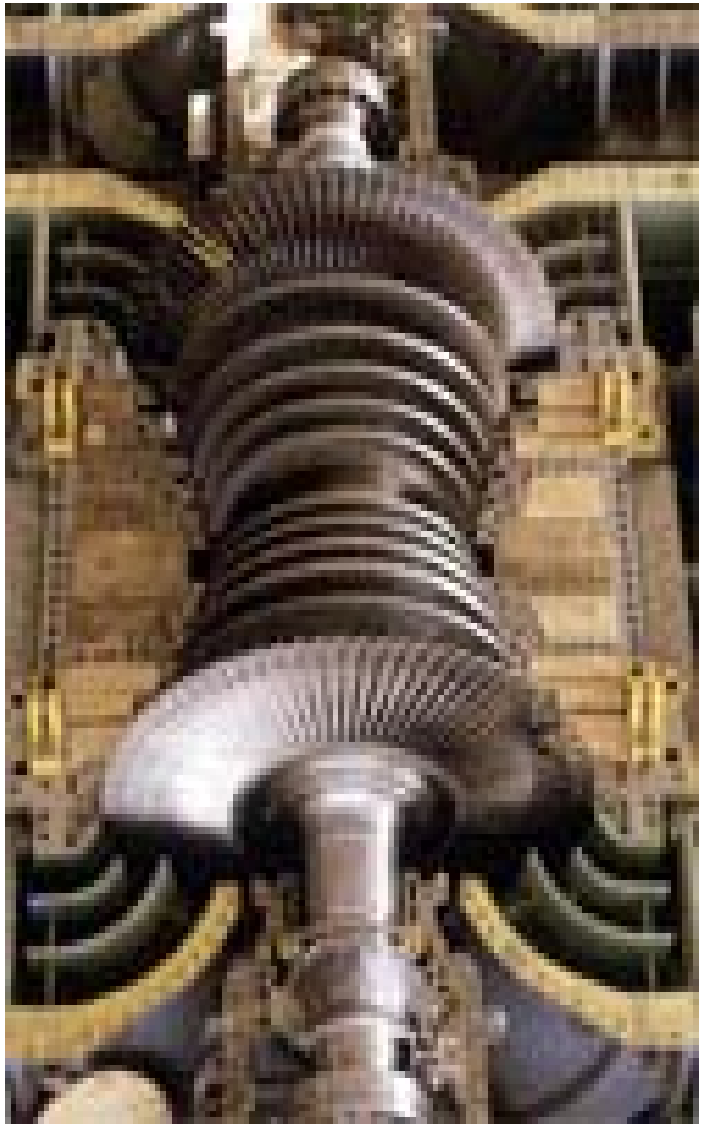
TURBOMÁQUINAS

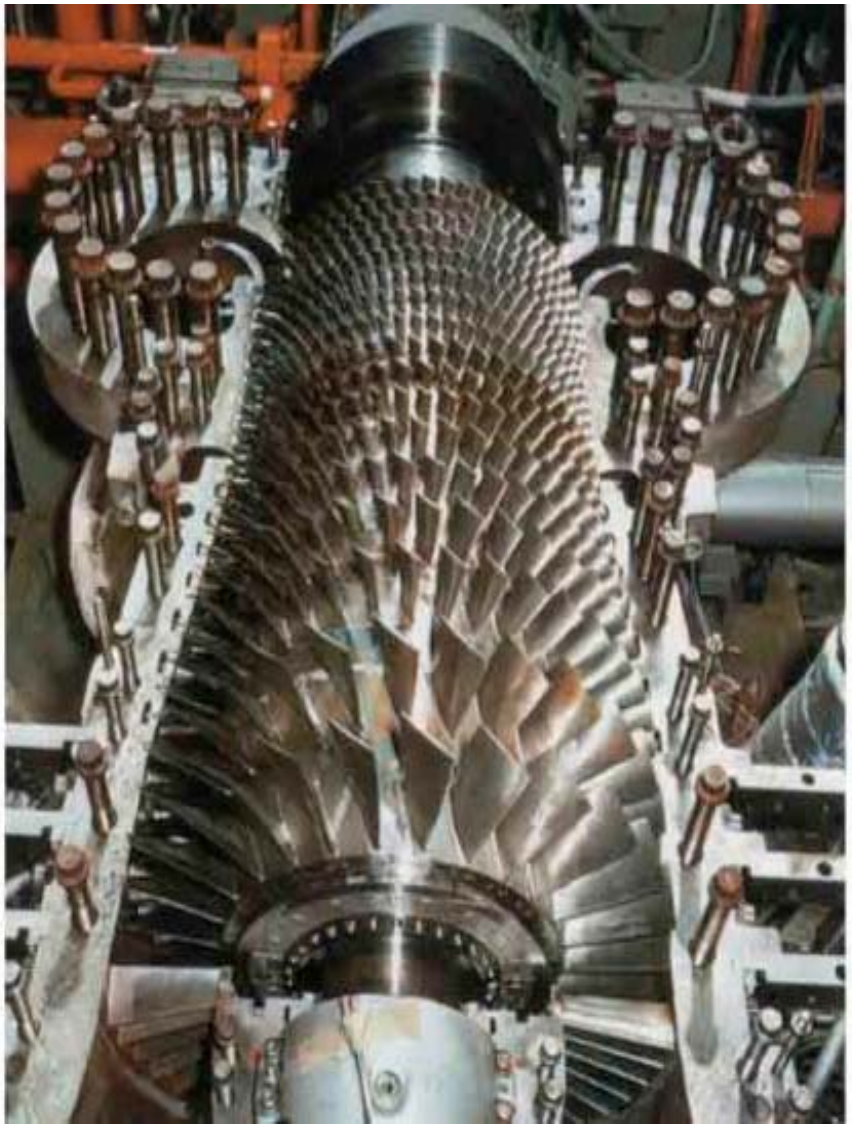


José Agüera Soriano 2011

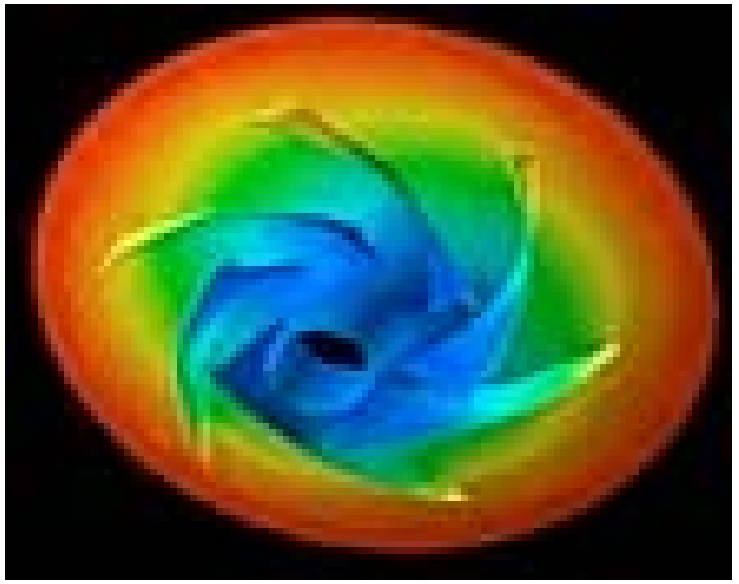
Rodete turbina de vapor



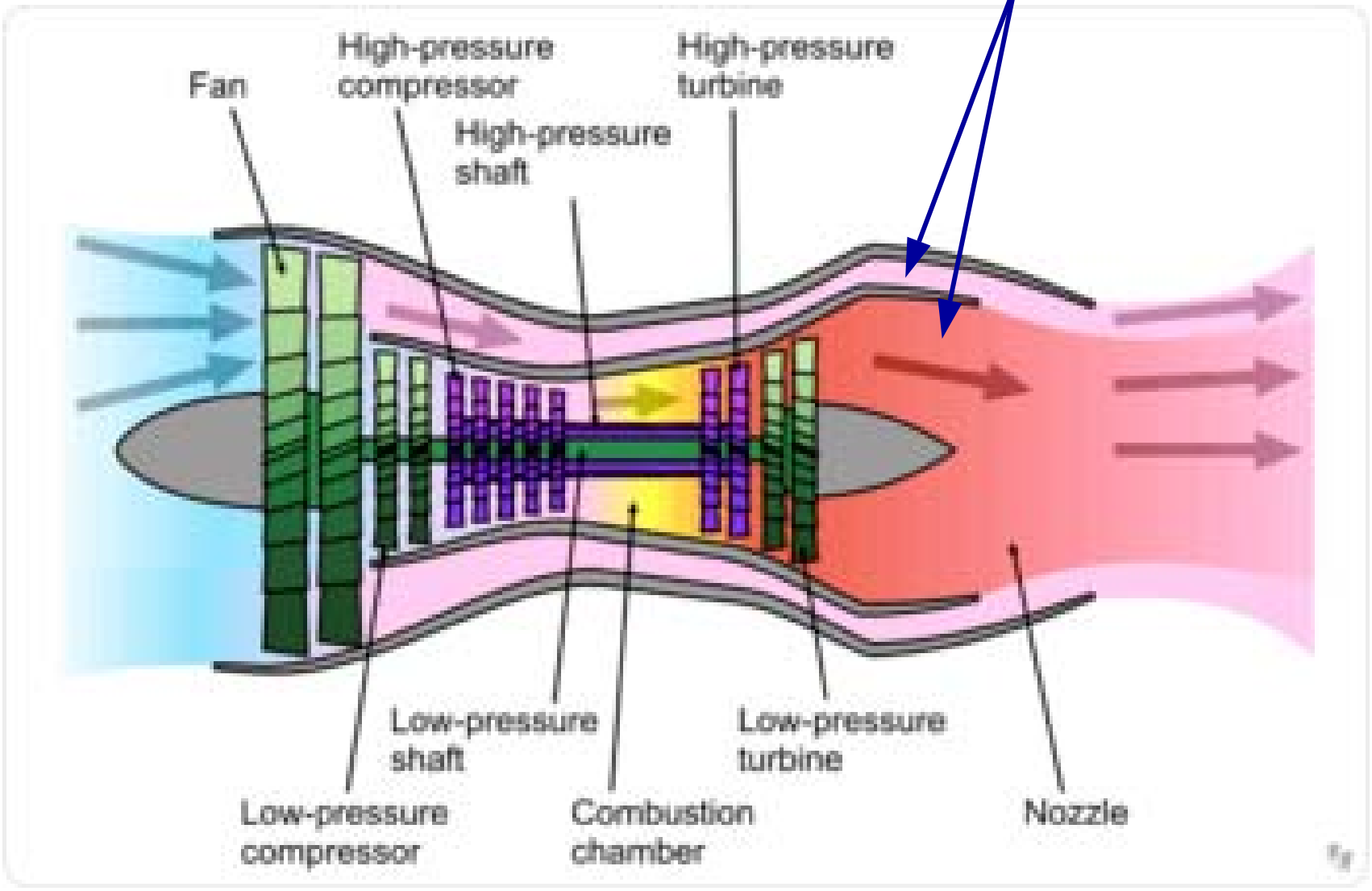
Rodete turbocompresor



Rodetes varios



Turborreactor de doble flujo



Eólicas

TURBOMÁQUINAS

- **Fundamento y definición**
- **Clasificación fundamental de las turbinas**
- **Clasificación según circulación en el rodete**
- **Pérdidas, potencias y rendimientos**
- **Teoría elemental de las turbomáquinas**
- **Semejanza en turbomáquinas**

Productoras de energía mecánica

- turbinas hidráulicas
- turbinas de vapor
- turbinas de gas

Consumidoras de energía mecánica

- bombas hidráulicas
- ventiladores
- turbocompresores

Turbomáquinas hidráulicas
Turbomáquinas térmicas

Además del *rodete* existen *órganos fijos* cuya solución va a variar según qué máquina.

Clasificación fundamental de las turbinas

Para que el agua llegue a la turbina con una cierta energía hay que reducir el caudal en la conducción de acceso, y esto se consigue con una tobera, donde se transformará la energía potencial de llegada en energía cinética.

Según donde tenga lugar esta transformación la turbina se clasifican en,

- ***turbinas de acción***
- ***turbinas de reacción***

Unas y otras tienen desde luego el mismo principio físico de funcionamiento: ***variación de cantidad de movimiento*** del flujo en el rodete.

Así pues, los canales entre álabes en turbinas son convergentes, y en bombas divergentes.

FUNDAMENTO Y DEFINICIÓN

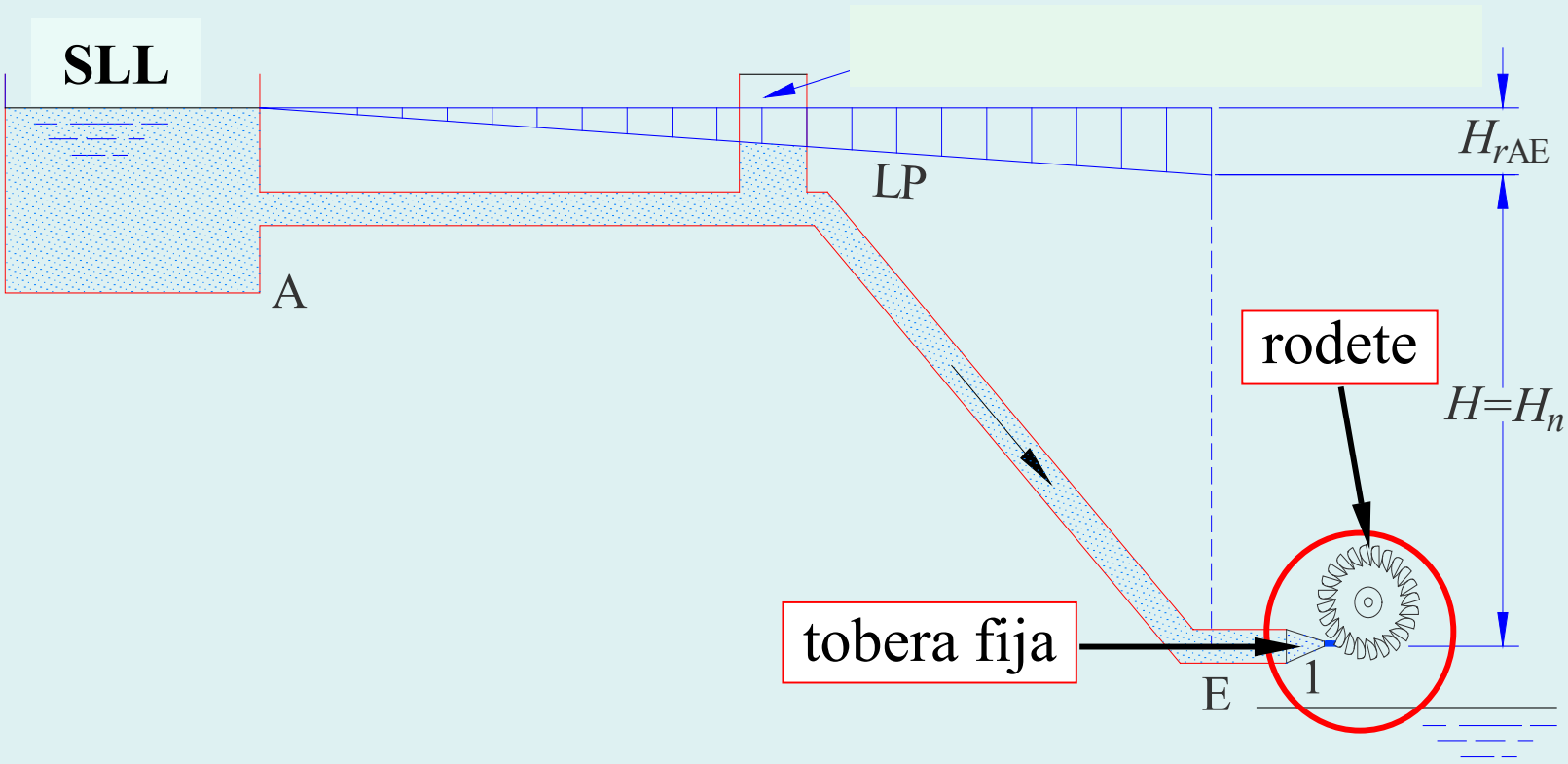
El fluido, al circular entre los álabes del ***rodete*** varía su cantidad de movimiento provocando sobre los mismos la ***fuerza*** correspondiente.

Esta ***fuerza*** al desplazarse con el álabe realiza un trabajo, llamado como sabemos ***trabajo técnico*** W_t o, más específicamente, ***trabajo interior en el eje*** cuando de turbomáquinas se trata.

En el ***rodete*** tiene pues lugar una transformación de ***energía del flujo*** en ***energía mecánica*** en el eje de la máquina, o viceversa.

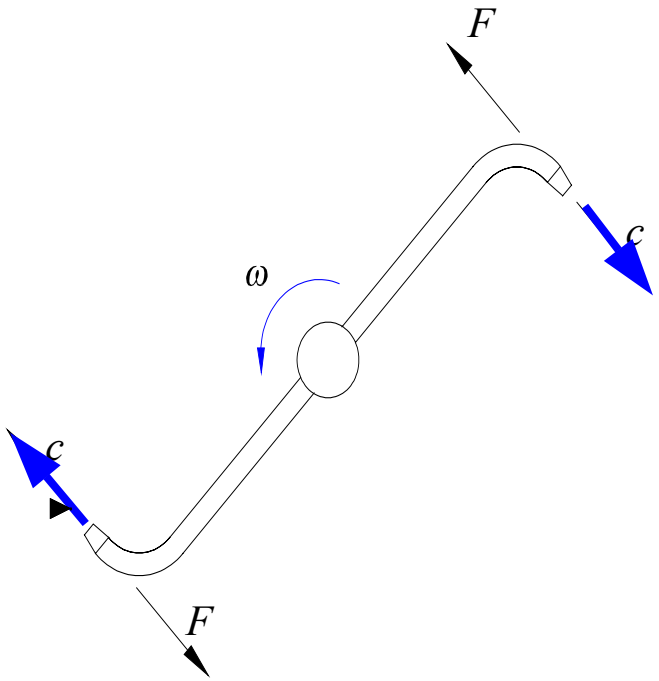
Turbina de acción

La transformación de la energía potencial del flujo en energía cinética (tobera) tiene lugar en órganos fijos.

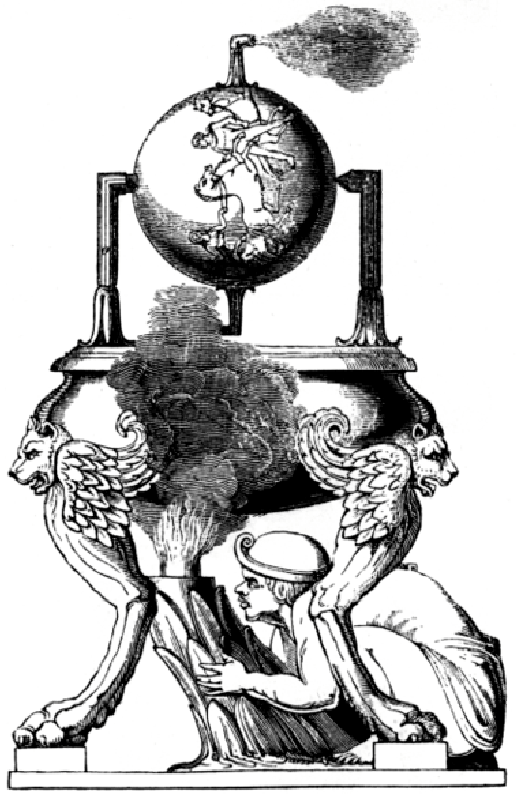


Turbina de reacción (pura)

La transformación de la energía potencial del flujo en energía cinética (tobera) se hace en el rodete (no existe en la industria).



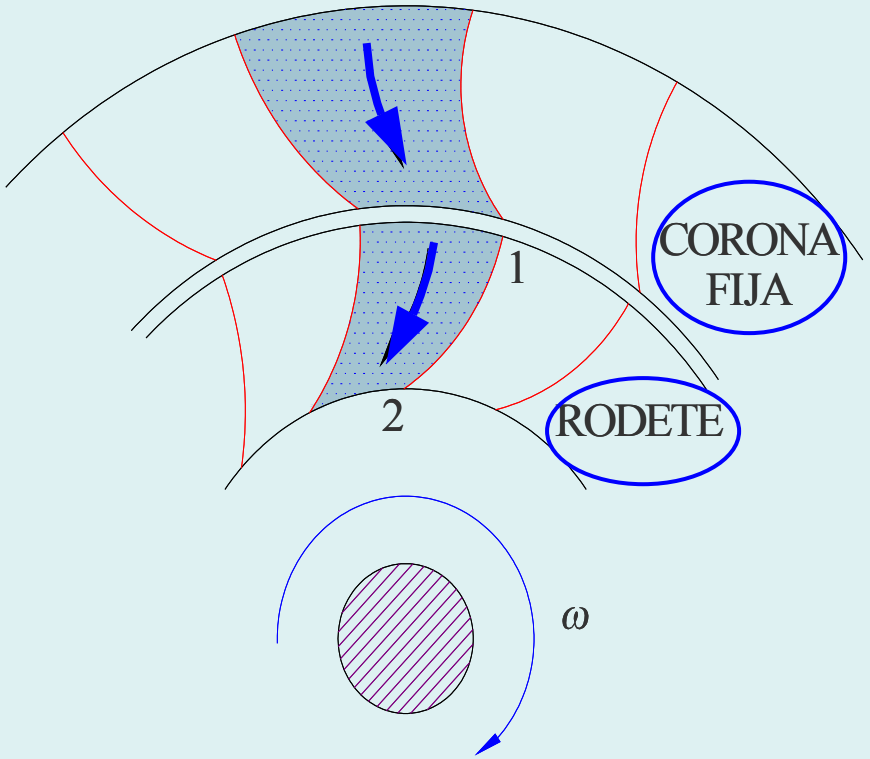
aspersor



***Esfera giratoria de Herón* (120 a.C.)**

Turbina de reacción (es mixta de acción y reacción)

La transformación de la energía potencial del flujo en energía cinética se realiza una parte en una corona fija y el resto en el rodete (es como una tobera partida).



Grado de reacción teórico

$$\varepsilon = \frac{(p_1 - p_2)/\gamma}{H}$$

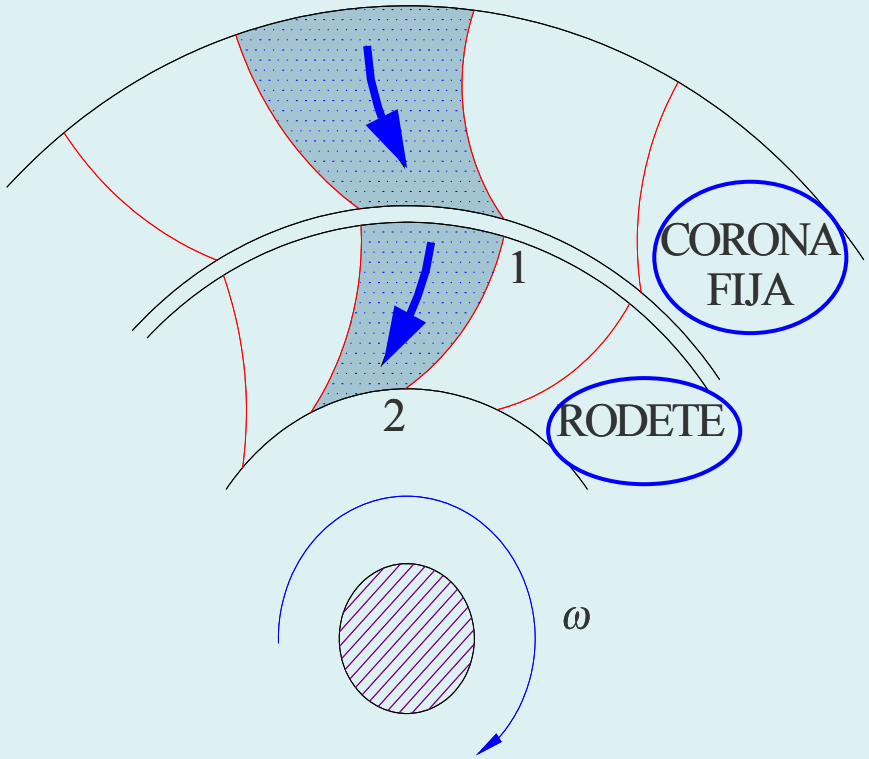
acción: $\varepsilon = 0\,(p_1 = p_2)$

reacción: $\varepsilon = 0 \div 1$

reacción pura: $\varepsilon = 1$

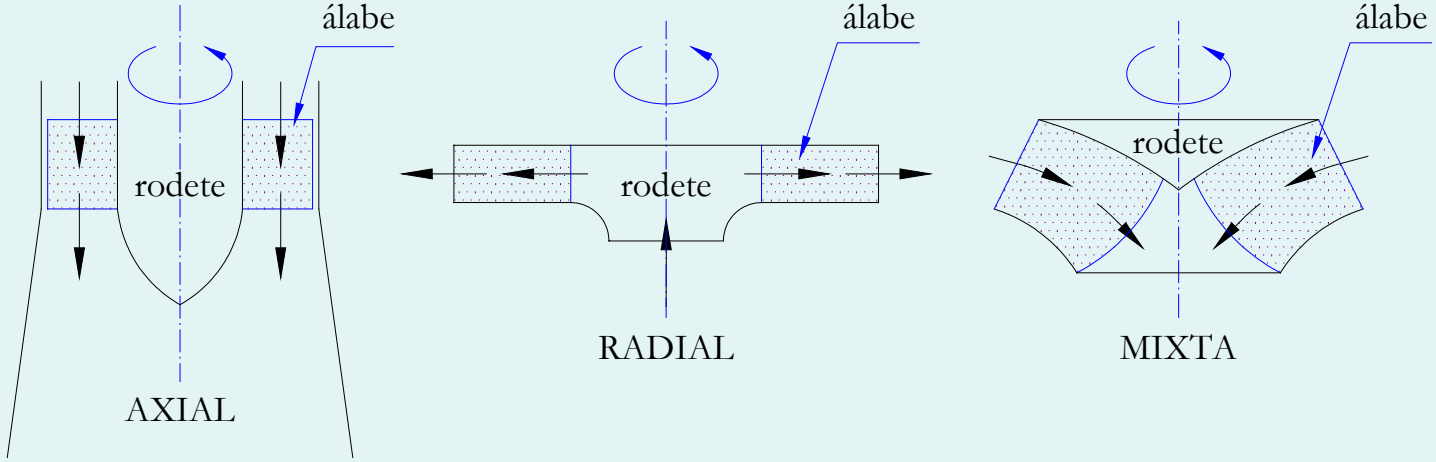
Grado de reacción real

$$\varepsilon = \frac{(p_1 - p_2)/\gamma}{H_t}$$



CLASIFICACIÓN SEGÚN CIRCULE EL FLUJO EN EL RODETE

- ***axiales***
- ***radiales***
- ***mixtas.***



- ***turbinas de vapor*: axiales**
- ***turbinas de gas*: axiales**
- ***turbinas hidráulicas*: axiales y mixtas**
- ***bombas*: axiales, radiales y mixtas**
- ***turbocompresores*: axiales y radiales.**

PÉRDIDAS EN TURBOMÁQUINAS

- *hidráulicas*
- *volumétricas*
- *mecánicas*

Son las pérdidas de energía que tienen lugar en el flujo, entre la entrada **E** y la salida **S** de la turbomáquina.

En turbomáquinas térmicas:

$$\textit{hidráulicas} + \textit{volumétricas} = \textit{internas}$$

Pérdidas hidráulicas

1. Pérdidas H_r por rozamiento:

$$H_r = K_r \cdot Q^2$$

2. Pérdidas H_c por choques:

$$H_c = K_c \cdot (Q - Q^*)^2$$ (* condiciones de diseño)

3. En algunas turbomáquinas, la velocidad de salida V_S tiene cierta entidad y se pierde:

$$H_{VS} = \frac{V_S^2}{2g}$$

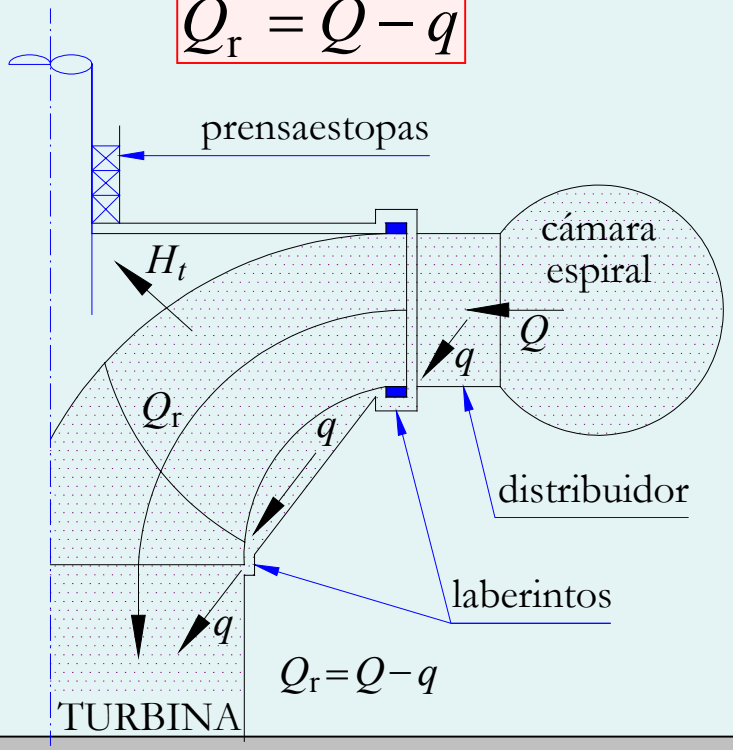
En otras (turbinas Francis, por ejemplo), esta energía cinética de salida es despreciable.

Pérdidas volumétricas, o intersticiales

Entre el rodete y la carcasa pasa un caudal ***q*** cuya energía se desperdicia. El caudal Q_r que circula por el interior del rodete sería,

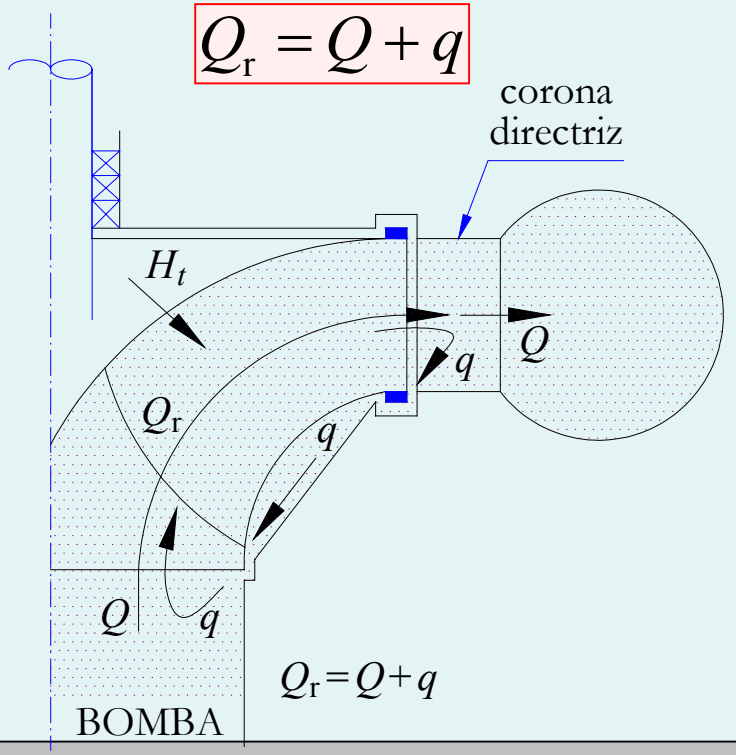
turbinas:

$$Q_r = Q - q$$



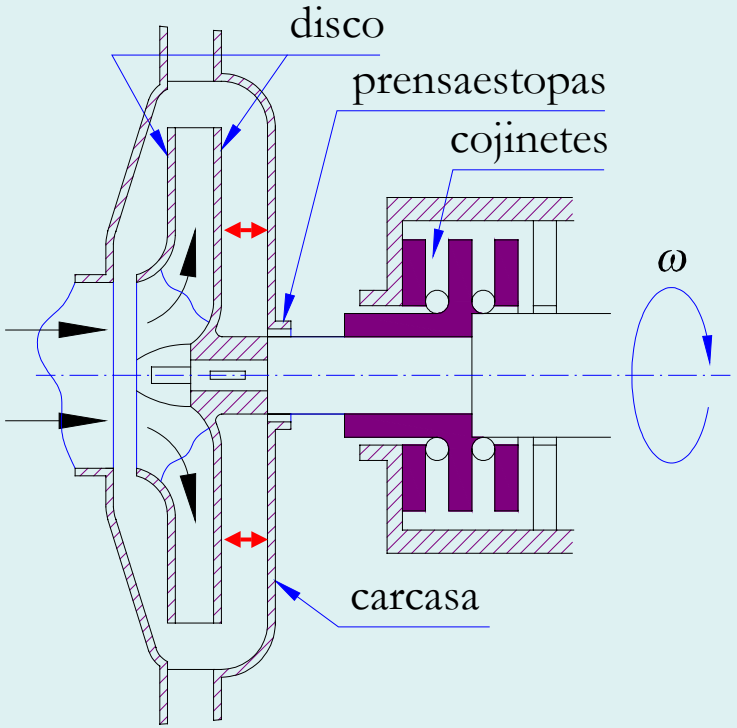
bombas:

$$Q_r = Q + q$$



Pérdidas mecánicas, o exteriores

Se deben a los rozamientos del prensaestopas y de los cojinetes con el eje de la máquina.
El fluido que llena el espacio entre la carcasa y el rodete origina el llamado *rozamiento de disco*. Como es exterior al rodete, se incluye en las pérdidas mecánicas.



Potencias

Potencia P del flujo

Es la que corresponde al *salto de energía H* que sufre en la máquina el caudal Q:

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H$$

Potencia interior en el eje, P_i

Es la suministrada al (o por el) eje por el (o al) caudal Q_r que pasa por el interior del rodete:

$$P_i = \gamma \cdot Q_r \cdot H_t$$

Potencia interior teórica en el eje, P_{it}

Si $q = 0$:

$$P_{it} = \gamma \cdot Q \cdot H_t$$

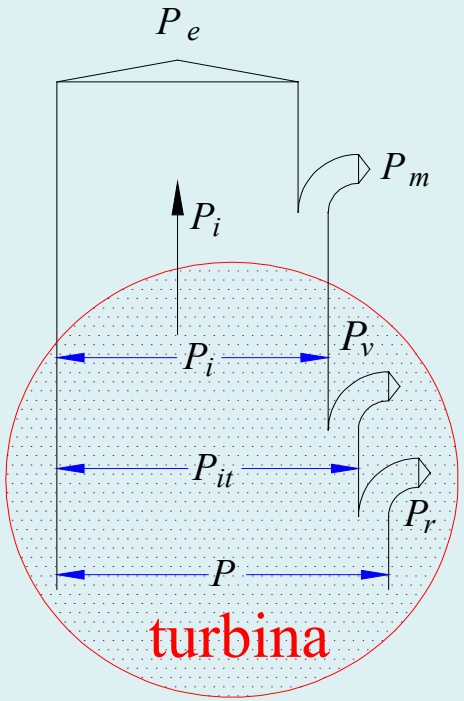
La potencia P_v perdida a causa de las pérdidas volumétricas sería,

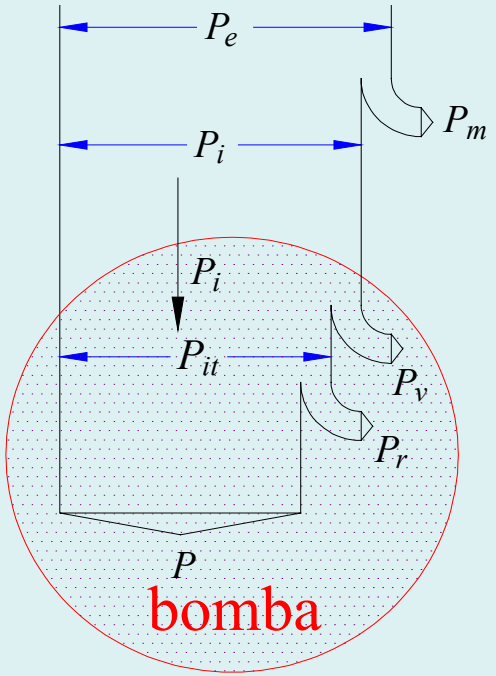
$$P_v = \gamma \cdot q \cdot |H_t|$$

Potencia exterior en el eje, P_e

Es la potencia medida exteriormente en el eje, y recibe otros nombres como *potencia efectiva* y *potencia al freno*:

$$P_e = |P_i - P_m| \qquad P_e = M \cdot \omega$$



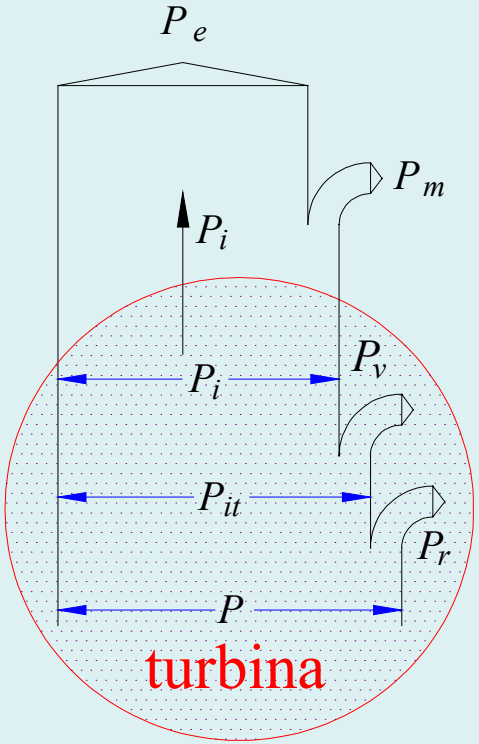


Rendimientos

Rendimiento hidráulico η_h

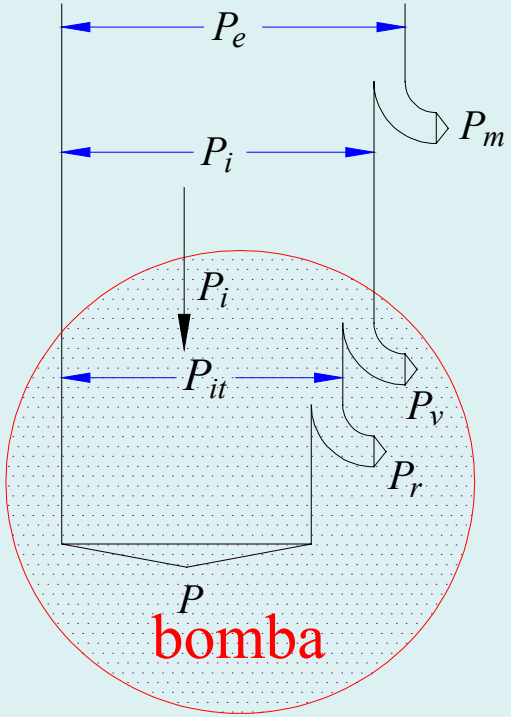
a) Turbinas

$$\eta_h = \frac{P_{it}}{P} = \frac{H_t}{H}$$



b) Bombas

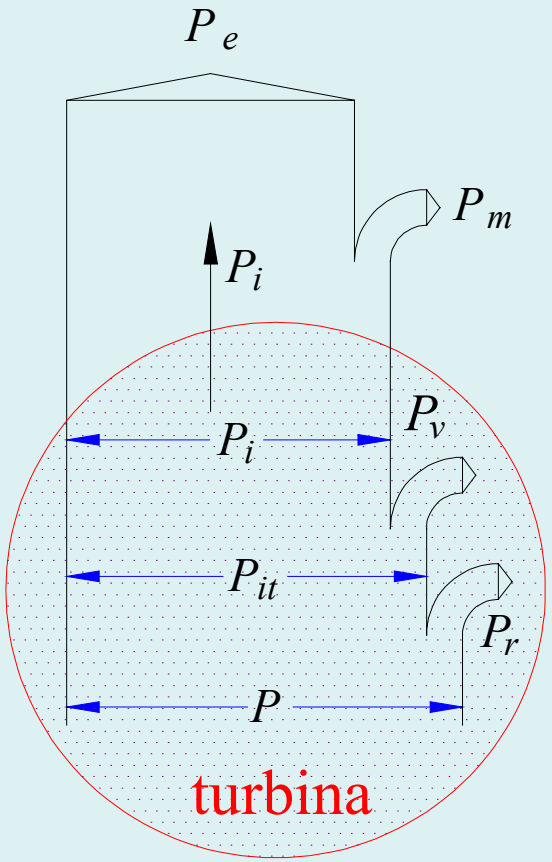
$$\eta_h = \frac{P}{P_{it}} = \frac{H}{H_t}$$



Rendimiento volumétrico, η_v

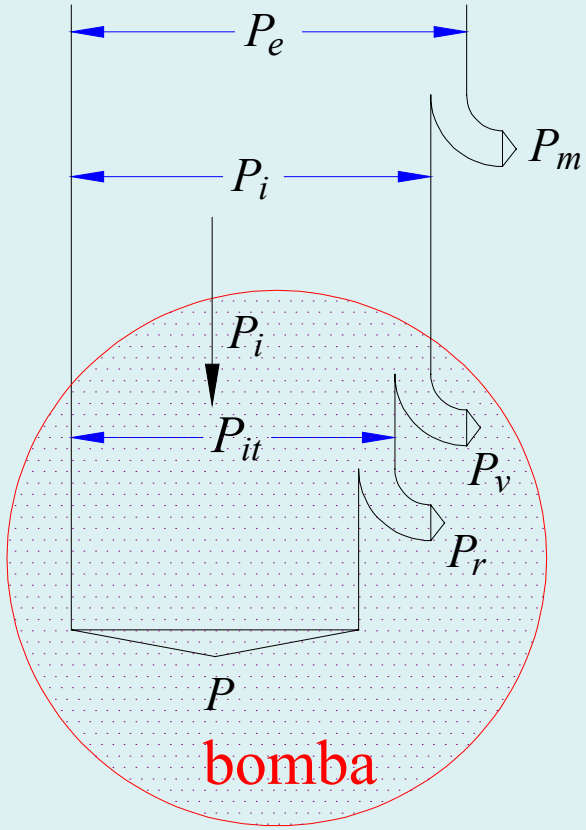
a) Turbinas

$$\eta_v = \frac{P_i}{P_{it}} = \frac{Q - q}{Q}$$



b) Bombas

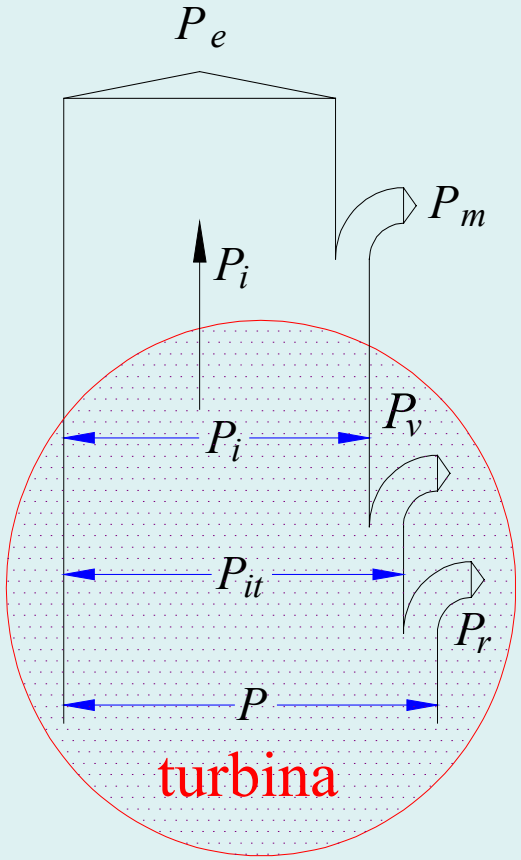
$$\eta_v = \frac{P_{it}}{P_i} = \frac{Q}{Q + q}$$



Rendimiento mecánico, η_m

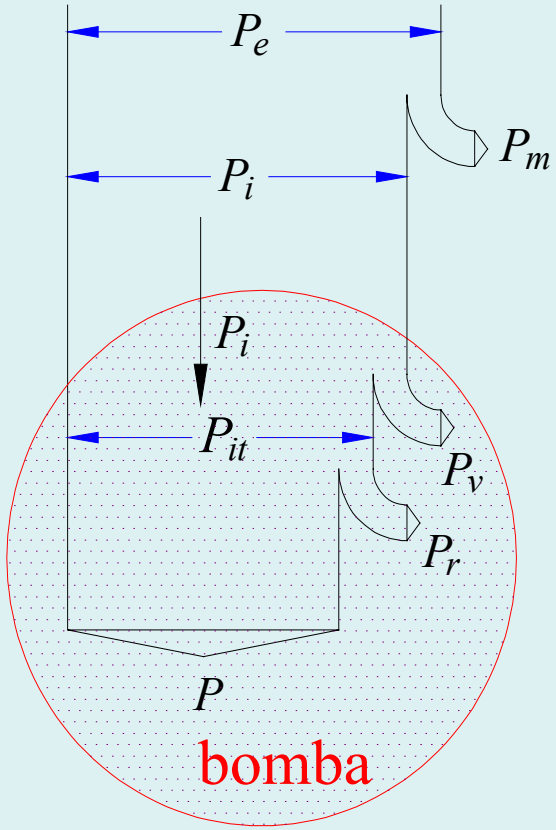
a) Turbinas

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}$$



b) Bombas

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e}$$



Rendimiento global, η

a) Turbinas

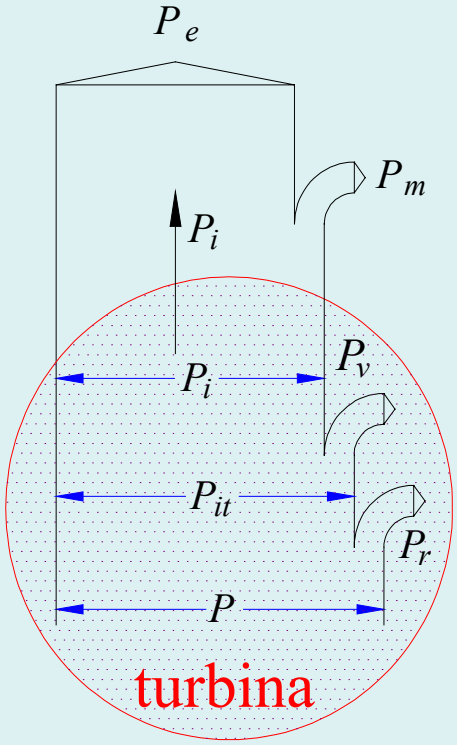
$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{M \cdot \omega}{\gamma \cdot Q \cdot H}$$

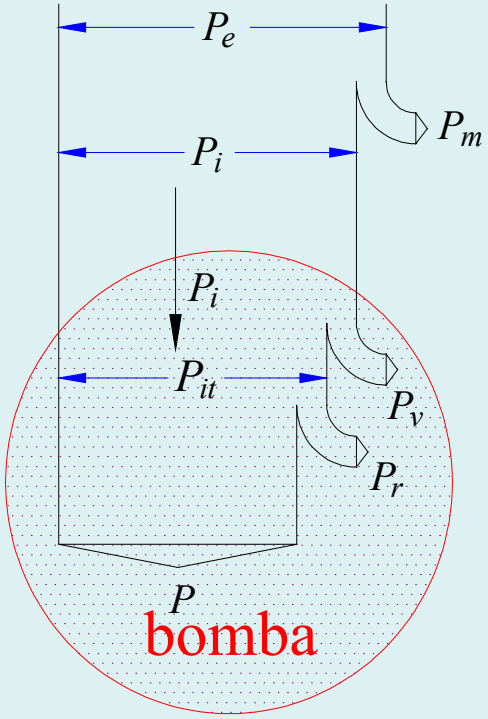
$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{P_e}{P_i} \cdot \frac{P_i}{P_{it}} \cdot \frac{P_{it}}{P}$$

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h$$

b) Bombas

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{M \cdot \omega}$$





TEORÍA ELEMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS

Las ecuaciones anteriores son más bien definiciones y fórmulas de comprobación. Ninguna de ellas relaciona la geometría de la máquina con las prestaciones.

La ***ecuación de Euler*** que vamos a desarrollar, a pesar de sus hipótesis simplificativas, sigue siendo una buena herramienta para estimar el diseño de una turbomáquina y/o para predecir comportamientos de la misma.

Introducción

Antes de demostrar la ecuación de Euler, analicemos algunas cuestiones preliminares que nos ayudarán a comprender mejor el sentido físico de la misma.

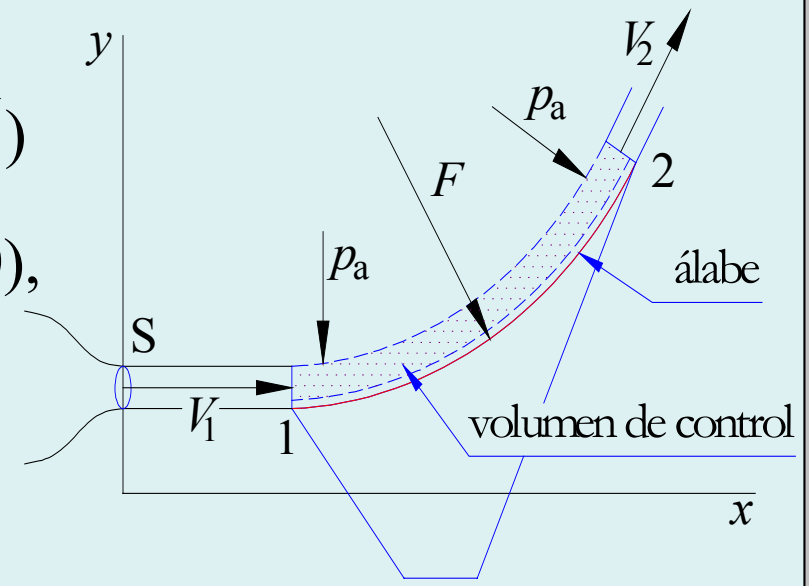
Álabe fijo

Fuerza sobre un conducto corto:

$$\vec{F} = \overrightarrow{p_1 \cdot S_1} + \overrightarrow{p_2 \cdot S_2} + \rho \cdot Q \cdot (\vec{V}_1 - \vec{V}_2)$$

valdría en este caso ($p_1 = p_2 = p_a = 0$),

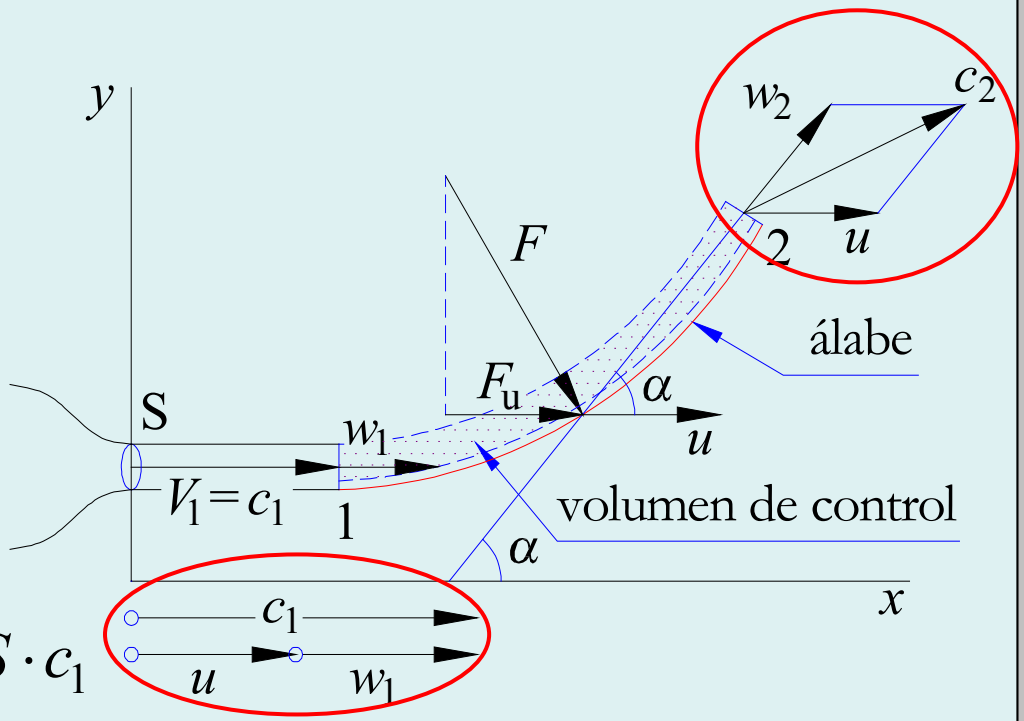
$$\vec{F} = \rho \cdot S \cdot V_1 \cdot (\vec{V}_1 - \vec{V}_2)$$



Álabe móvil

c = *velocidad absoluta*
u = *velocidad del álabe*
w = *velocidad relativa*

$$\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}$$



caudal por la *tobera* $= \rho \cdot S \cdot c_1$

caudal en *volumen de control* $= \rho \cdot S \cdot w_1$

La diferencia de caudal se utilizaría en alargar el chorro.

Triángulo de velocidades a la salida $(w_1 \approx w_2)$:

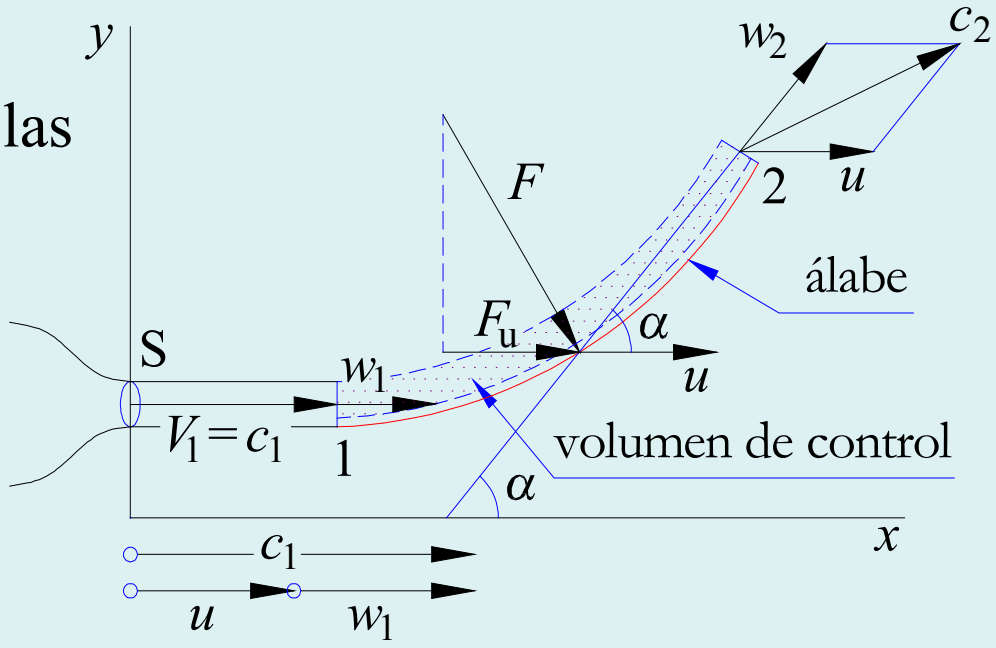
$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}$$

Fuerza sobre el álabe

Es la fuerza provocada por el caudal $\rho \cdot S \cdot w_1$ al cambiar su dirección de $\vec{w}_1$ a $\vec{w}_2$:

$$\vec{F} = \rho \cdot S \cdot w_1 \cdot (\vec{w}_1 - \vec{w}_2)$$

En el álabe fijo intervienen las $\vec{c}$ y en el álabe móvil las $\vec{w}$



Potencia desarrollada

$$P = F_u \cdot u$$

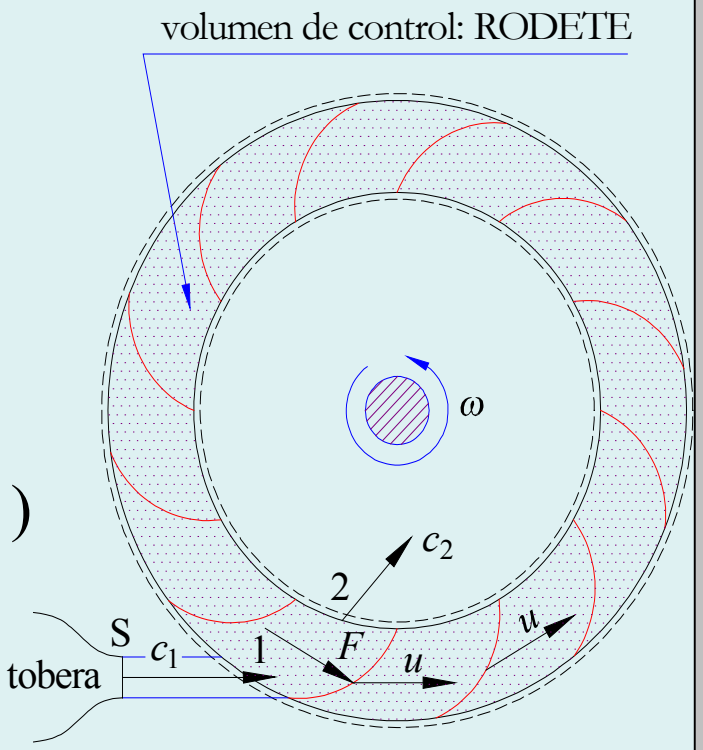
a costa lógicamente de la cedida por el flujo.

Rodete

Si alrededor de una rueda ***libre*** colocamos álabes, siempre habrá uno que sustituya al que se aleja. El conjunto formarán ***un todo (rodete)*** que es el ***volumen de control*** a considerar.

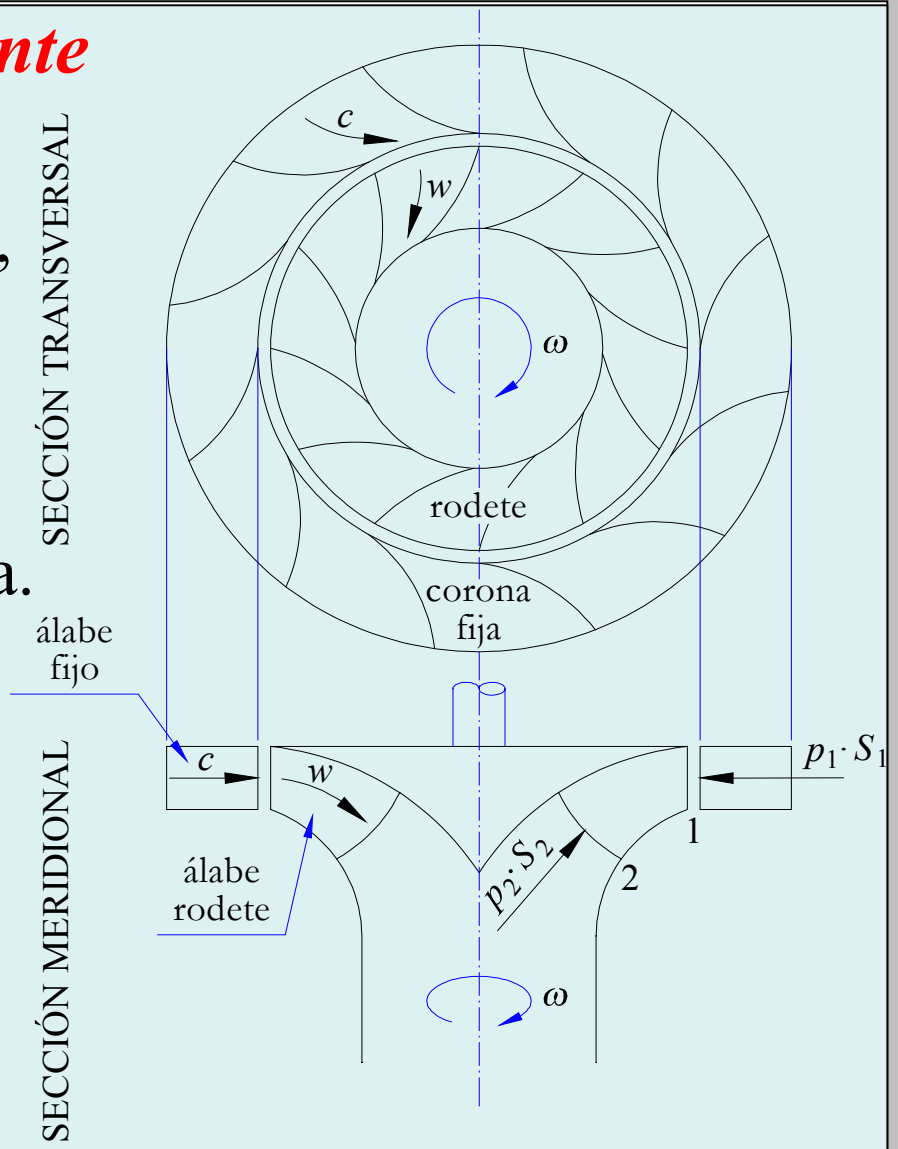
El caudal másico de entrada en dicho *volumen de control* no es ahora $\rho \cdot S \cdot w_1$, sino $\rho \cdot S \cdot c_1$ pues no hay alargamiento del chorro.

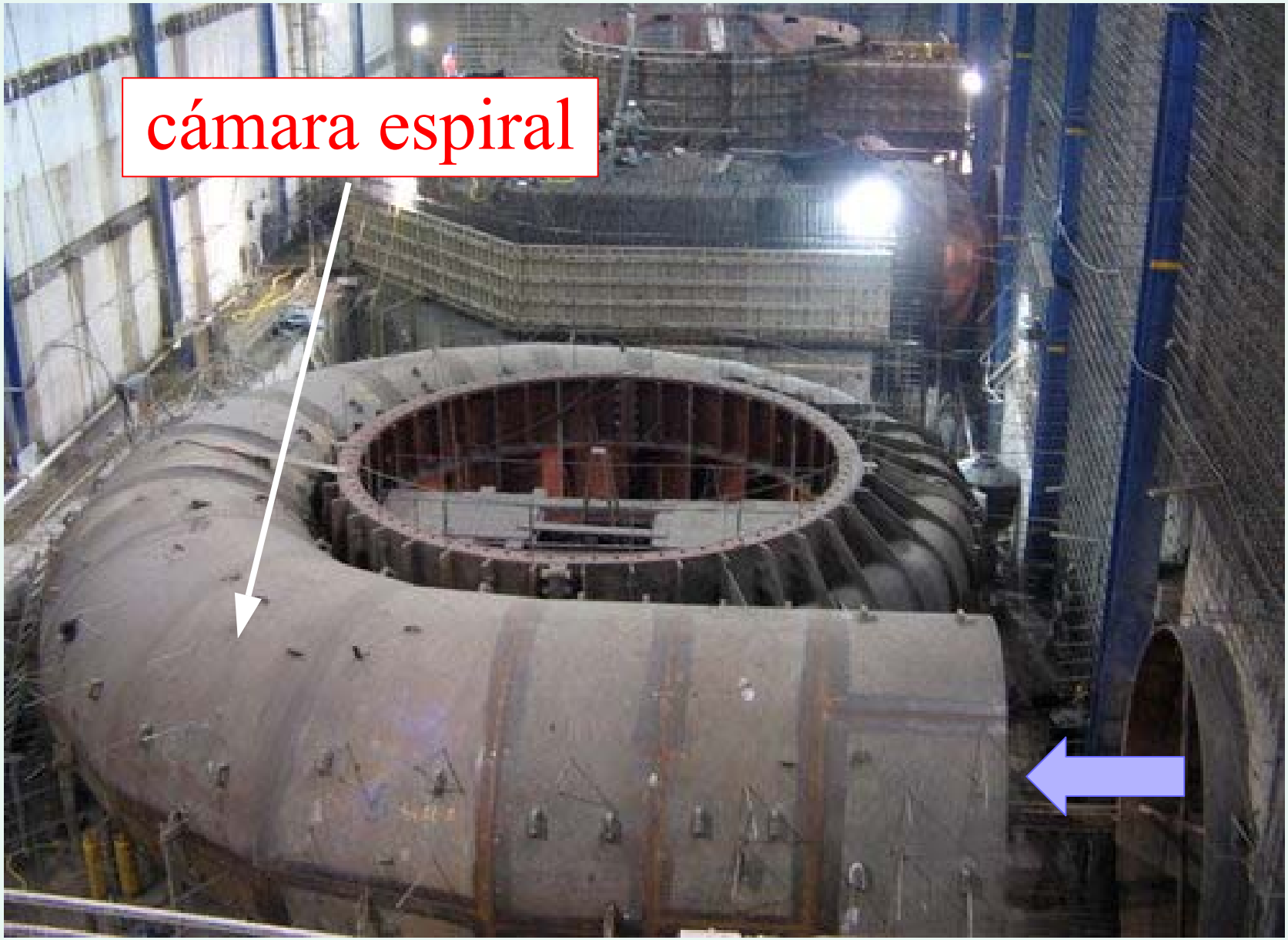
$$\vec{F} = \overrightarrow{p_1 \cdot S_1} + \overrightarrow{p_2 \cdot S_2} + \rho \cdot S \cdot c_1 \cdot (\vec{c}_1 - \vec{c}_2)$$



Caso general y más frecuente

Las toberas son sustituidas por una ***corona fija*** de álabes, que es alimentada a través de una cámara en espiral. Es de ***admisión total***: el flujo entra en ***rodete*** por toda su periferia.




cámara espiral

Triángulos de velocidades

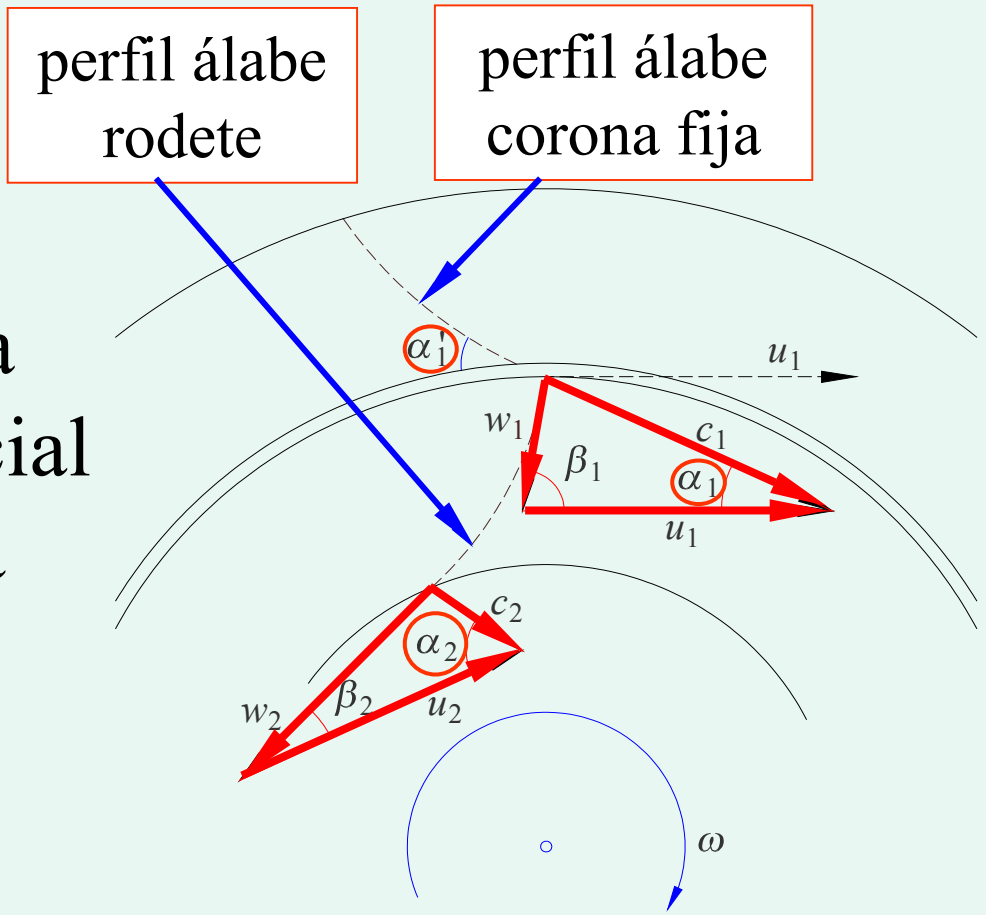
c velocidad absoluta

u velocidad tangencial

w velocidad relativa

α ángulo *c u*

β ángulo *w u*



Velocidades tangenciales

$$u_1 = \omega \cdot r_1 \qquad u_2 = \omega \cdot r_2$$

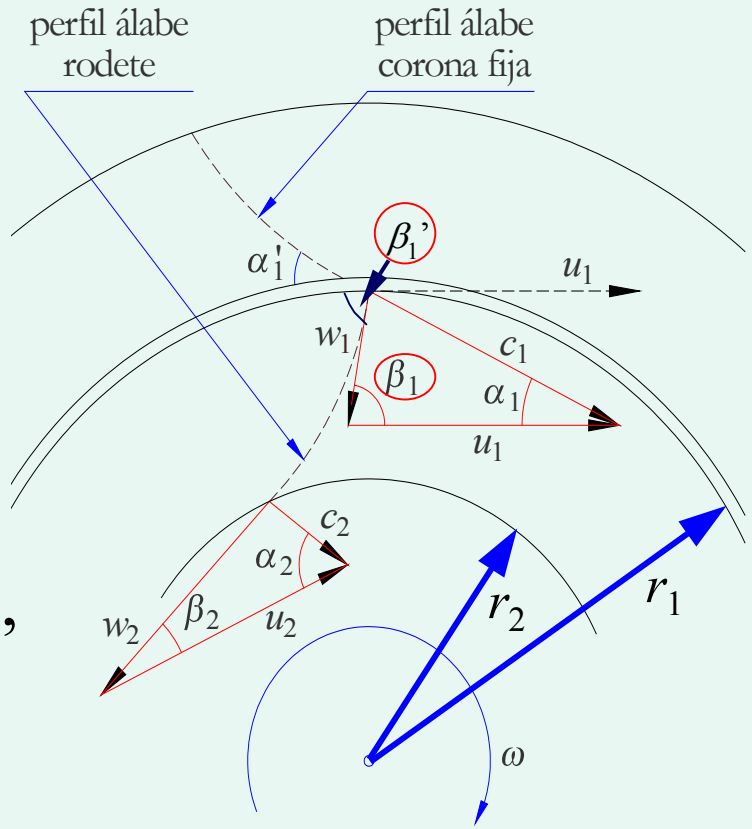
en las axiales,

$$u_1 = u_2 = u.$$

Triángulo de entrada

$$\vec{c}_1 = \vec{u}_1 + \vec{w}_1$$

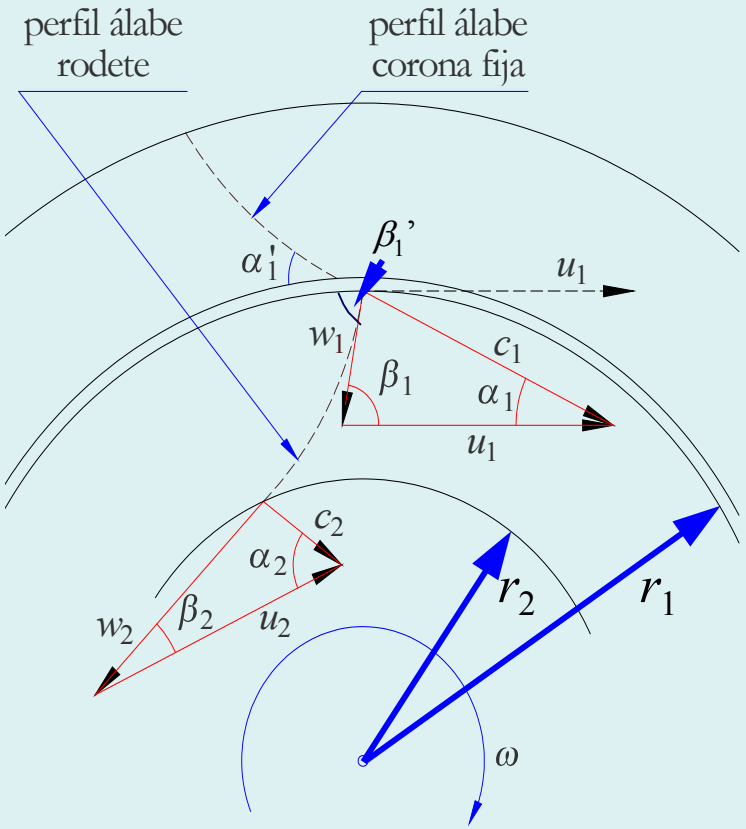
Para que no haya choques con los álabes a la entrada del rodete, éstos han de diseñarse en línea con $\vec{w}_1 : \beta_1' (\beta_1' \approx \beta_1)$.



Triángulo de salida

$$\vec{c}_2 = \vec{u}_2 + \vec{w}_2$$

El triángulo de velocidades de entrada, c_1 u_1 y w_1, va variando en el recorrido del flujo por el rodete, resultando al final el de salida, c_2 u_2 y w_2.

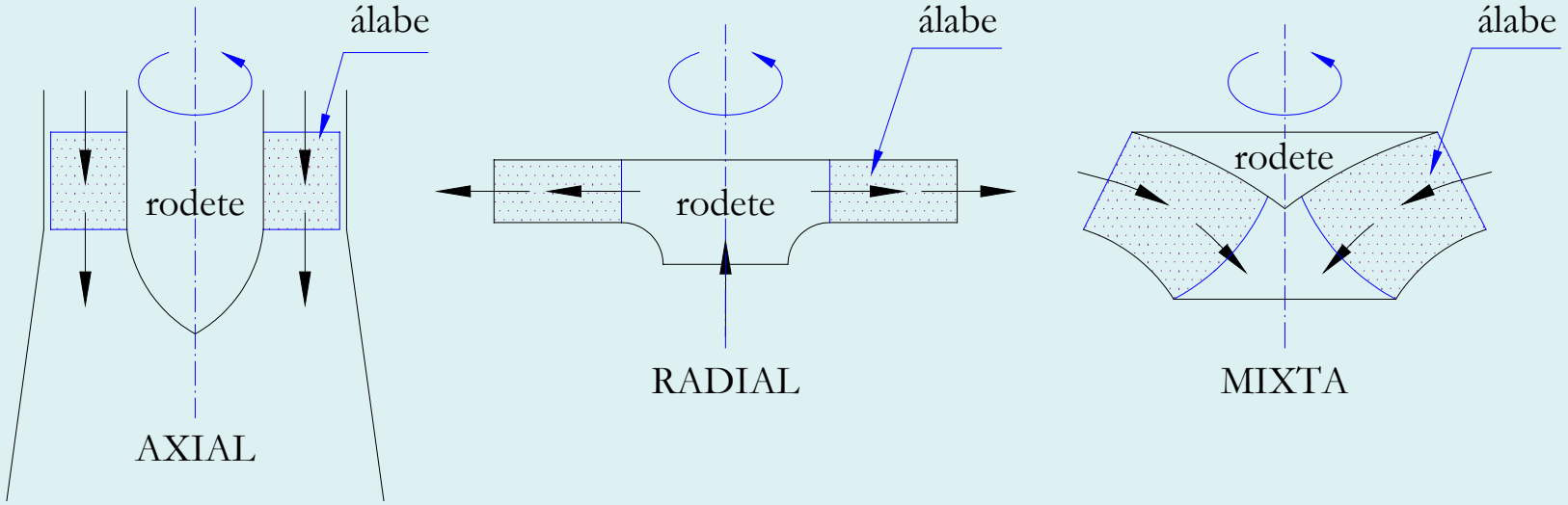


Ecuación de Euler

En el caso más general de turbomáquinas de reacción $(p_1 \neq p_2)$, la fuerza sobre los álabes del rodete sería,

$$\vec{F} = \overrightarrow{p_1 \cdot S_1} + \overrightarrow{p_2 \cdot S_2} + \dot{m} \cdot (\vec{c}_1 - \vec{c}_2)$$

Las fuerzas $p_1 \cdot S_1$ y $p_2 \cdot S_2$ que actúan sobre las secciones de entrada y de salida del *rodete*, o son paralelas al eje (axiales) o cortan al eje: **no contribuyen al giro del motor.**



El par motor es pues provocado, en cualquier caso, sólo por las fuerzas, $\dot{m}\cdot\vec{c}_1$ y $\dot{m}\cdot\vec{c}_2$:

$$M = M_1 - M_2 = \dot{m}\cdot c_{u1}\cdot r_1 - \dot{m}\cdot c_{u2}\cdot r_2$$

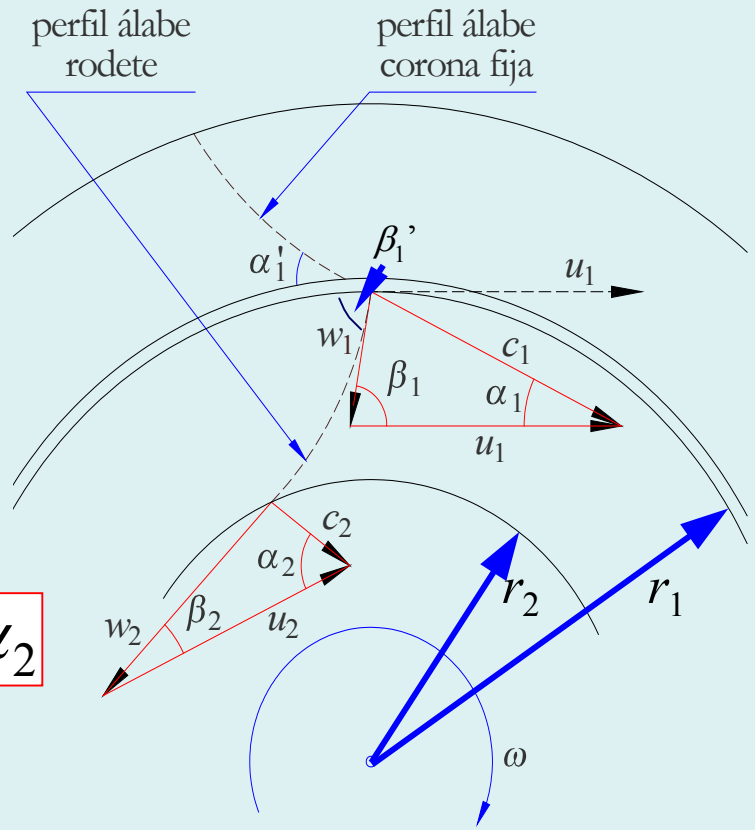
$$P_i = M\cdot\omega = \dot{m}\cdot c_{u1}\cdot r_1\cdot\omega - \dot{m}\cdot c_{u2}\cdot r_2\cdot\omega$$

$$P_i = \dot{m}\cdot(c_{u1}\cdot u_1 - c_{u2}\cdot u_2)$$

Dividiendo por $\dot{m}$ obtenemos la energía que se consigue de cada kg de fluido que pasa por el interior del ***rodete***:

$$W_t = c_{u1}\cdot u_1 - c_{u2}\cdot u_2$$

$$W_t = u_1\cdot c_1\cdot\cos\alpha_1 - u_2\cdot c_2\cdot\cos\alpha_2$$



$$W_t = u_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2$$

***ecuación fundamental de las turbomáquinas*, o *ecuación de Euler*.**

a) es aplicable a líquidos y a gases;
b) no depende de la trayectoria del fluido en del ***rodete***; sólo de los triángulos de entrada (1) y de salida (2) del mismo;
c) es aplicable con independencia de las condiciones de funcionamiento.

El estudio es muy elemental:

- no incluye el análisis de pérdidas
- supone que los álabes guían perfectamente al flujo, lo que sería cierto si imaginamos infinitos álabes sin espesor material; lo que se conoce como ***teoría unidimensional* y/o *teoría del número infinito de álabes*.**

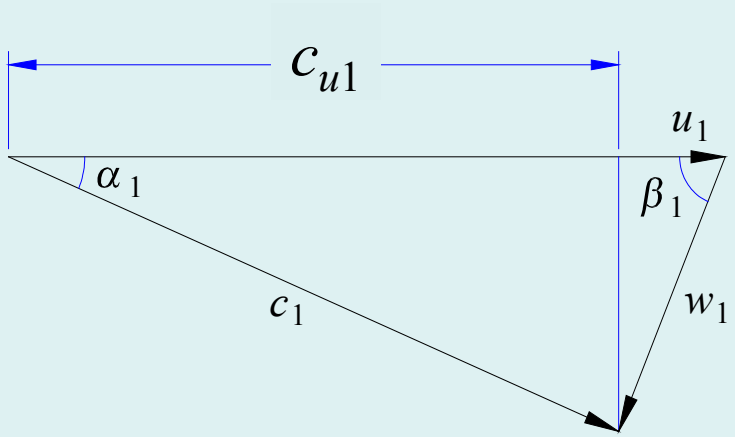
Segunda forma de la ecuación de Euler

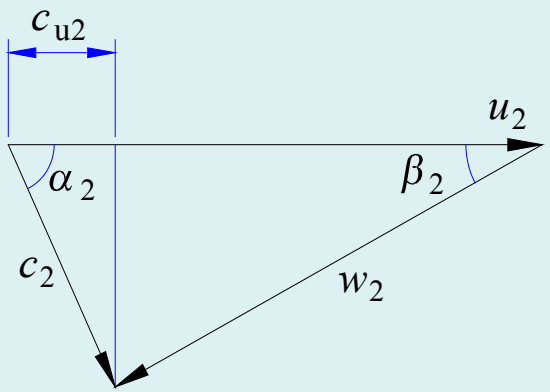
Diferentes condiciones de trabajo originan diferentes triángulos de velocidades. Sea cual fuere su forma:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2$$

$$\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = u_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2$$





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

Turbinas: W_t es positivo: centrípetas ($u_1 > u_2$)

Bombas: W_t es negativo: centrífugas ($u_1 < u_2$)

Para H pequeñas, tanto en turbinas como en bombas, convendrá el flujo axial ($u_1 = u_2$):

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

En general, si W_{r12} fuese despreciable,

$$W_t = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{p_1 - p_2}{\rho}$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

En las turbomáquinas axiales ($u_1 = u_2$), la variación ***energía de presión*** en el rodete se traduce en una variación en sentido contrario de la ***energía cinética relativa*** del flujo.

SEMEJANZA EN TURBOMÁQUINAS

A menos que se trate de fluidos muy viscosos, la situación del flujo en turbomáquinas es independiente del número de *Reynolds*.

En tal caso, para la semejanza *cinemática*, sólo vamos a exigir,

a) semejanza *geométrica*: $L_p/L_m = \lambda$,

b) condiciones *análogas* de funcionamiento (triángulos de velocidades *semejantes*):

$$\frac{c_p}{c_m} = \frac{u_p}{u_m} = \frac{w_p}{w_m}$$

Las hipótesis anteriores conducen a buenos resultados, a excepción de los rendimientos que resultan mejores en tamaños mayores, a causa de las pérdidas intersticiales . Según Moody,

$$\frac{1-\eta_m}{1-\eta_p} = \lambda^{1/4}$$

EJERCICIO

En el ensayo del modelo de una turbina con escala $\lambda = 5$, se determina un rendimiento óptimo $\eta = 0{,}85$. Estímese el del prototipo en las mismas condiciones de trabajo.

Solución

$$\frac{1-\eta_m}{1-\eta_p} = \lambda^{1/4}; \qquad \frac{1-0{,}85}{1-\eta_p} = 5^{1/4}$$

$$\eta_p = 0{,}90$$

Relación de velocidades y alturas

Puesto que dimensionalmete $V^2/2g = H$,

$$\frac{c_p}{c_m} = \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{1/2}$$

Relación de velocidades y revoluciones

$$u_p = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n_p}{60} \qquad u_m = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_m}{60}$$

$$\frac{u_p}{u_m} = \frac{D_p}{D_m} \cdot \frac{n_p}{n_m} = \lambda \cdot \frac{n_p}{n_m}$$

$$\frac{c_p}{c_m} = \lambda \cdot \frac{n_p}{n_m}$$

Relaciones de semejanza en turbinas

1. $n = n(\lambda, H)$
2. $Q = Q(\lambda, H)$
3. $P_e = P_e(\lambda, H)$

$$\frac{c_p}{c_m} = \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{1/2} \qquad \frac{c_p}{c_m} = \lambda \cdot \frac{n_p}{n_m}$$

1. *Relación de número de revoluciones*

$$\frac{n_p}{n_m} = \frac{1}{\lambda} \cdot \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{1/2}$$

2. *Relación de caudales*

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \frac{S_p}{S_m} \cdot \frac{c_p}{c_m} \qquad \frac{Q_p}{Q_m} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{1/2}$$

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{1/2}$$

3. *Relación de potencias*

$$\frac{P_{ep}}{P_{em}} = \frac{\eta_p \cdot \gamma_p \cdot Q_p \cdot H_p}{\eta_m \cdot \gamma_m \cdot Q_m \cdot H_{mp}}$$

$$\frac{P_{ep}}{P_{em}} = \frac{\eta_p}{\eta_m} \cdot \frac{\gamma_p}{\gamma_m} \cdot \lambda^2 \cdot \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{3/2}$$

En turbinas hidráulicas $\lambda_p = \lambda_m$; si además se supone el mismo rendimiento para toda una familia,

$$\frac{P_{ep}}{P_{em}} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{3/2}$$

Estas tres relaciones tienen validez conjuntamente, pero pierden su significado en cuanto una de ellas no se cumple.

Relaciones de semejanza en bombas

1. $H = H(\square, n)$
2. $Q = Q(\square, n)$
3. $P_e = P_e(\square, n)$

$$\frac{c_p}{c_m} = \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{1/2} \qquad \frac{c_p}{c_m} = \lambda \cdot \frac{n_p}{n_m}$$

1. *Relación de alturas*

$$\frac{H_p}{H_m} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{n_p}{n_m}\right)^2$$

2. *Relación de caudales*

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \frac{S_p}{S_m} \cdot \frac{c_p}{c_m} = \frac{S_p}{S_m} \cdot \lambda \cdot \frac{n_p}{n_m}$$

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \lambda^3 \cdot \frac{n_p}{n_m}$$

3. *Relación de potencias*

$$\frac{P_{ep}}{P_{em}} = \frac{\gamma_p \cdot Q_p \cdot H_p / \eta_p}{\gamma_m \cdot Q_m \cdot H_m / \eta_m}$$

$$\frac{P_{ep}}{P_{em}} = \frac{\eta_m}{\eta_p} \cdot \frac{\gamma_p}{\gamma_m} \cdot \lambda^5 \cdot \left(\frac{n_p}{n_m} \right)^3$$

Lo más frecuente es que $\gamma_p = \gamma_m$.

Las tres relaciones anteriores tienen validez conjuntamente, pero pierden su significado en cuanto una de ellas no se cumple.

Se podrían aplicar a una misma bomba ($\lambda = 1$) si queremos analizar cómo se comporta con diferentes velocidades de giro.

Velocidad específica de las turbinas hidráulicas

$$\frac{n_\mathrm{p}}{n_\mathrm{m}} = \frac{1}{\lambda} \cdot \left(\frac{H_\mathrm{p}}{H_\mathrm{m}} \right)^{1/2} \qquad \frac{P_{e\mathrm{p}}}{P_{e\mathrm{m}}} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{H_\mathrm{p}}{H_\mathrm{m}} \right)^{3/2}$$

eliminamos λ entre ambas:

$$\frac{n_\mathrm{p} \cdot P_{e\mathrm{p}}^{1/2}}{H_\mathrm{p}^{5/4}} = \frac{n_\mathrm{m} \cdot P_{e\mathrm{m}}^{1/2}}{H_\mathrm{m}^{5/4}} = \frac{n \cdot P_e^{1/2}}{H^{5/4}} = \text{constante}$$

que tiene que verificarse para toda una familia geométricamente semejante en condiciones análogas de funcionamiento.

En condiciones de *diseño* (*), a la constante anterior se le llama *velocidad específica de turbinas* n_s, y su valor distingue a una familia de otra:

$$n_s = \frac{n \cdot P_e^{*1/2}}{H^{*5/4}} \quad \text{(dimensional)}$$

cuyas unidades frecuentes son: n rpm, P_e CV, H m

Jugando con n (3000, 1500, 1000, 750,...rpm) podemos resolver una misma situación (H y P_e dados) con distintas familias y/o distinto valor de n_s.

Más conveniente sería expresar n_s en forma adimensional, aunque no es frecuente:

$$n_{so} = \frac{\omega \cdot P_e^{*1/2}}{\rho^{1/2} \cdot (g \cdot H^*)^{5/4}}$$

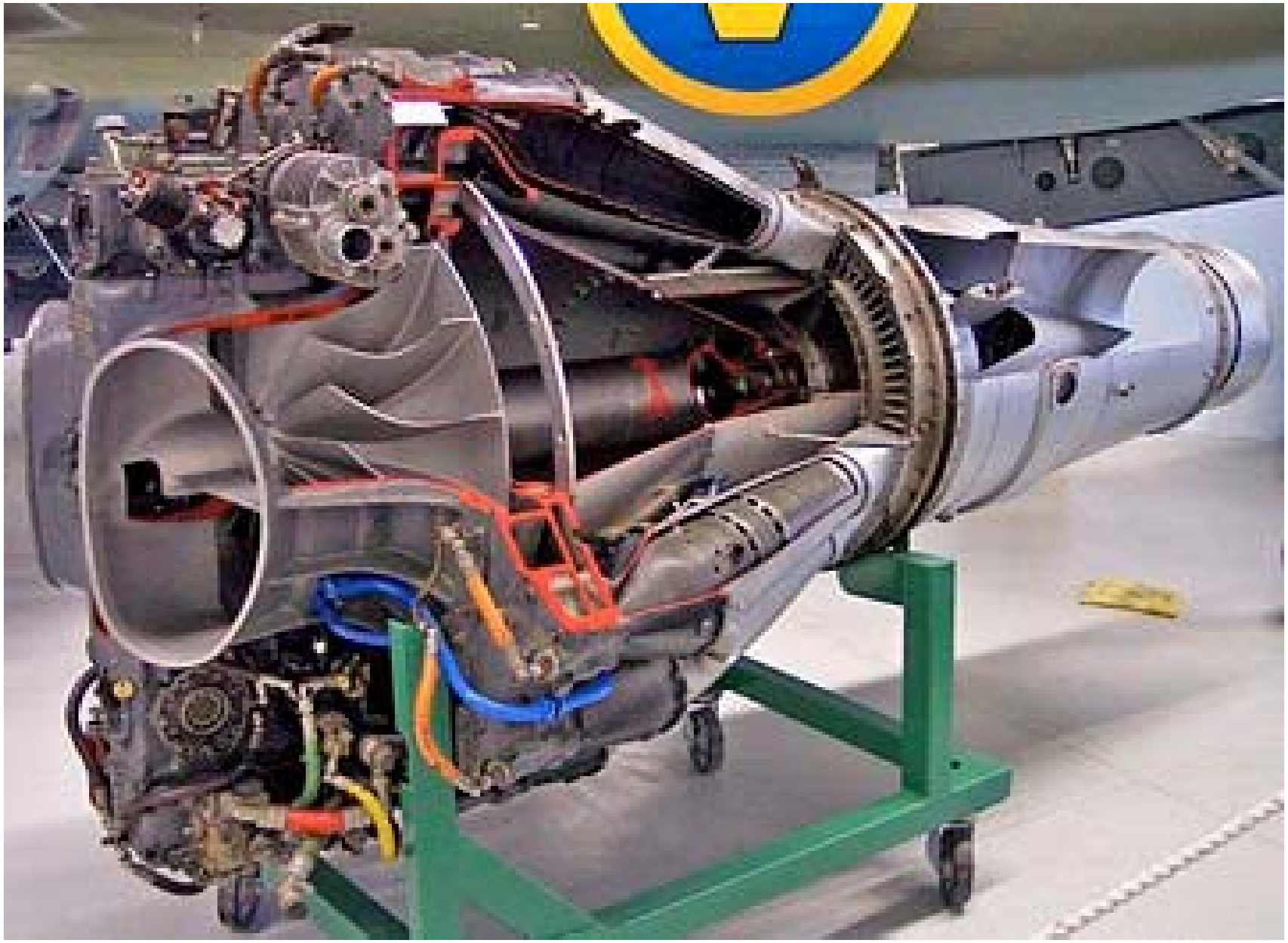
Velocidad específica en bombas hidráulicas

$$\frac{H_{\mathrm{p}}}{H_{\mathrm{m}}} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{n_{\mathrm{p}}}{n_{\mathrm{m}}}\right)^2 \qquad \frac{Q_{\mathrm{p}}}{Q_{\mathrm{m}}} = \lambda^3 \cdot \frac{n_{\mathrm{p}}}{n_{\mathrm{m}}}$$

Eliminando λ entre ambas se obtiene la *velocidad específica de bombas* n_q:

$$n_q = \frac{n \cdot Q^{*1/2}}{H^{*3/4}} \quad \text{(dimensional)}$$

Las unidades frecuentes para medir n_q son: n rpm, Q m^3/s, H m. Jugando con n, podemos resolver una misma situación (H y Q dados) con distintas familias y/o distinto valor de n_q.

La forma adimensional de n_q es,

$$n_{q\mathrm{o}} = \frac{\omega \cdot Q^{*1/2}}{(g \cdot H^{*})^{3/4}}$$