

Tema 1. Consideraciones sobre las Máquinas de Fluidos.

1.1. Definición de Máquina de Fluidos

Se puede definir de forma general una máquina como un transformador entre tipos de energía. Existen muchos tipos de máquinas diferentes, que normalmente están acopladas entre sí: máquinas eléctricas, máquinas-herramienta, máquinas de fluidos, etc. Entre ellas, probablemente las máquinas eléctricas son aquéllas con las que estamos más familiarizados, en las que se produce una transformación entre energía eléctrica y energía mecánica. En las máquinas de fluidos, que son el objeto de esta asignatura, se produce una transformación entre energía de fluido y energía mecánica. La energía de fluido se refiere a la energía mecánica del fluido (potencial, cinética y de presión) recogidos en la ecuación de Bernouilli de conservación de la energía mecánica, que se recordará brevemente en el Tema 2.

Las máquinas son generadoras cuando generan el tipo de energía que las define: energía eléctrica en las máquinas eléctricas, o energía de fluido en las máquinas de fluidos, a partir de energía mecánica; y son motoras cuando emplean el tipo de energía que las define en producir energía mecánica. Así, una máquina eléctrica generadora sería un generador eléctrico (emplea energía mecánica para obtener energía eléctrica), y una motora un motor eléctrico (emplea energía eléctrica para obtener energía mecánica). En el caso de las máquinas de fluidos, a las máquinas de fluidos generadoras se les llama bombas (de impulsión de fluidos, que emplean energía mecánica para aportar energía al fluido), mientras que a las máquinas de fluidos motoras se les llama turbinas (usan energía de fluido para obtener energía mecánica).

Es importante aclarar que no es suficiente con que en la máquina intervenga un fluido para que se trate de una máquina de fluidos: es imprescindible que el fluido participe activamente bien recibiendo bien cediendo parte de su energía mecánica. En este sentido, no puede considerarse un taladro como máquina de fluidos aunque utilice taladrina, ya que la misión de ésta no es ceder o recibir energía mecánica del taladro, sino actuar de lubricante y refrigerante en el proceso.

Aunque puede parecer que las máquinas de fluidos no son demasiado importantes o demasiado abundantes, sin embargo son unos de los elementos más comunes en cualquier instalación, siempre que es necesario mover líquidos entre dos puntos, o comunicar presión, o simplemente mejorar un proceso de refrigeración con un ventilador.

1.2. Definición de Máquina Hidráulica

De forma general, las máquinas de fluidos pueden emplear cualquier tipo de fluido para recibir o ceder energía mecánica, aunque las características del fluido en cuestión afectarán al diseño y tipo de funcionamiento de la máquina a emplear.

Una clasificación inicial de las máquinas de fluidos, atendiendo a la variación de la densidad del fluido a su paso por la máquina, permite establecer dos grandes grupos:

- a) *Máquinas de fluidos hidráulicas*
- b) *Máquinas de fluidos térmicas*

Las máquinas de fluidos hidráulicas son aquéllas en las que el fluido no experimenta variación de densidad a su paso por la máquina, mientras que las máquinas de fluidos térmicas son aquéllas en las que el fluido experimenta una variación significativa de la densidad a su paso por la máquina. Independientemente de cómo se comunique energía al fluido en la máquina, experimentalmente se traduce normalmente en una variación de presión del fluido entre la entrada y la salida, que puede ser importante. Esta variación de presión no afectará apreciablemente a la densidad de los fluidos incompresibles, pero sí puede afectar a la de los fluidos compresibles.

De este modo, una máquina hidráulica será aquélla que opere con fluidos incompresibles o, si opera con fluidos compresibles, éstos fluirán a través de ella con flujo incompresible (la variación de presión entre la entrada y la salida de la máquina es relativamente pequeña). Etimológicamente, máquina hidráulica significa máquina de agua, porque es muchas veces éste el fluido con el que opera, o al menos el fluido de referencia con el que se diseña.

La máquina térmica, por lo tanto, es aquélla que opera con fluidos compresibles que, además, fluyen con flujo compresible. Esto implica una variación significativa de presión entre la entrada y la salida de la máquina, que es la que produce la variación de densidad del fluido. El flujo a través de una máquina térmica se considera que se produce de forma adiabática por lo que, junto con la variación de densidad, se produce una variación de temperatura, que puede ser importante y requerir de refrigeración (en compresores, por ejemplo). De ahí su denominación como máquinas térmicas.

Aunque muchos de los conceptos que se van a desarrollar en esta asignatura son válidos tanto para máquinas hidráulicas como para máquinas térmicas, en aspectos específicos está orientada a las máquinas hidráulicas. Las máquinas térmicas tienen más relación con aspectos que se contemplan más específicamente en asignaturas de termotecnia.

1.3. Clasificación de las Máquinas Hidráulicas

Las máquinas hidráulicas se pueden clasificar atendiendo a diferentes criterios, que se van a proponer a continuación. El primero de ellos sirve para separar los dos grandes grupos de máquinas de fluidos en máquinas de desplazamiento positivo y turbomáquinas, y el resto para realizar clasificaciones dentro de las turbomáquinas.

1.3.1. Principio de Funcionamiento

Si se utiliza como criterio el tipo de elemento que sirve para intercambiar energía entre el fluido y la máquina, las máquinas hidráulicas se clasifican en dos grandes grupos:

- a) Máquinas de Desplazamiento Positivo, o máquinas volumétricas
- b) Turbomáquinas, o máquinas de corriente

Ambos tipos de máquinas pueden ser generadoras o motoras, es decir, actuar como bombas o como turbinas, pero se diferencian en un aspecto fundamental, como es su principio de funcionamiento. A lo largo de la asignatura se tratarán ambas, pero se va a centrar el estudio principalmente en las turbomáquinas, por presentar mayor complejidad teórica.

En las máquinas de desplazamiento positivo, la energía entre el fluido y la máquina se intercambia como presión, que ejerce el propio elemento de intercambio. No importa si el fluido cambia de dirección o de velocidad. De forma general, las máquinas de desplazamiento positivo se clasifican, a su vez, como: *Rotatorias* (o Rotoestáticas), donde el elemento de intercambio gira, pero normalmente no demasiado rápido; y de *Émbolo*, donde el elemento de intercambio tiene un movimiento de vaivén.

En las turbomáquinas, el elemento de intercambio de energía entre máquina y fluido consiste en un rodete, constituido por una serie de álabes (paletas, aspas) unidos a un eje giratorio. La velocidad de giro del eje es elevada, de ahí el calificativo de *turbo*, porque de ella depende el intercambio de energía. La energía se intercambia porque el sólido (el rodete) produce una aceleración del flujo (cambio de módulo o dirección) que lo atraviesa, originando una fuerza. El principio de funcionamiento de las turbomáquinas, por tanto, está regulado por el teorema del impulso o de conservación de la cantidad de movimiento, que se recordará en el Tema 2, y que derivará posteriormente en la ecuación de Euler.

1.3.2. Grado de Reacción

Un criterio ampliamente utilizado para clasificar las turbomáquinas, particularmente cuando emplean fluidos incompresibles, es el de Grado de Reacción. El grado de reacción, ε , es un parámetro que indica el tipo de energía de fluido que intercambia la turbomáquina preferentemente, y el teórico se define como:

$$\varepsilon = \frac{\text{Energía de presión intercambiada en el rodete}}{\text{Energía total intercambiada en la máquina}} \quad (1.1)$$

Las energías, cuando se trabaja con flujo de fluidos, se suelen expresar en unidades de altura de fluido, como se verá en más detalle en el Tema 2 con relación a la ecuación de Bernouilli. Para expresar de forma más adecuada el grado de reacción, conviene definir dos volúmenes de control: uno de ellos relacionado con la máquina de fluidos, donde vamos a llamar a la sección de entrada E y a la sección de salida S y que, por ejemplo, podrían situarse en las bridas de unión de una bomba a la conducción donde se la sitúa; y el otro se relaciona con el rodete, donde vamos a llamar a la sección del entrada del fluido al rodete 1 y a la sección de salida 2. La Figura 1.1 muestra de forma esquemática a qué correspondería cada una de esas secciones, para el caso concreto de una bomba centrífuga. De esta forma, el grado de reacción se puede expresar como:

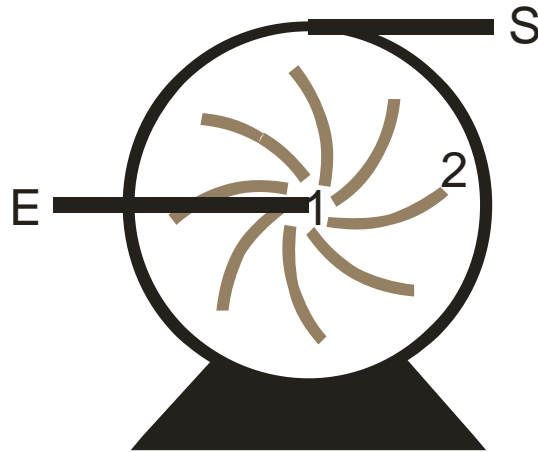


Figura 1.1. Secciones de entrada (E) y salida (S) de la bomba, y de entrada (1) y salida (2) del rodete.

$$\varepsilon = \frac{\frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}}{H} \quad [\text{adimensional}] \quad (1.2)$$

donde H representa la energía, en altura de fluido, intercambiada entre la máquina y el fluido (salida menos entrada), de la que hablaremos más adelante, y $p_2 - p_1$ representa la diferencia de presión del fluido entre la salida y la entrada del rodete.

Lo normal es que el grado de reacción se encuentre comprendido entre 0 y 1, aunque en ocasiones podría ser superior a la unidad. Si es cero, implica que en el rodete de la turbomáquina no se intercambia energía en forma de presión. Si es distinto de cero, implica que al menos parte de la energía se intercambia en el rodete en forma de presión. Normalmente, se trabaja con el grado de reacción real, que se define de forma ligeramente diferente, como:

$$\varepsilon = \frac{\frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}}{H_t} \quad (1.3)$$

donde H_t representa la energía, en altura de fluido, asociada con la potencia de propulsión. Estos conceptos se relacionarán entre sí y con las potencias más adelante.

De acuerdo con este criterio, las turbomáquinas se clasifican en dos grandes grupos:

- a) Turbomáquinas de Acción o de Impulso
- b) Turbomáquinas de Reacción

Las Turbomáquinas de Acción son aquéllas en la que el grado de reacción es igual a cero, es decir, en la turbomáquina no se intercambia energía en forma de presión. Las Turbomáquinas de Reacción son aquéllas en las que al menos parte de la energía se intercambia en forma de presión, es decir, todas las demás ($e \neq 0$).

En la práctica, las bombas son siempre de reacción, mientras que las turbinas pueden ser tanto de acción como de reacción.

1.3.3. Dirección de Flujo en el Rodete

En función de la dirección del flujo en el rodete, las turbomáquinas se pueden clasificar en tres grupos:

- a) Turbomáquinas Radiales
- b) Turbomáquinas Mixtas
- c) Turbomáquinas Axiales

En turbomáquinas, las componentes de las velocidades no se suelen descomponer en los ejes x , y y z , sino que, por sencillez y comodidad, se suelen utilizar tres componentes definidas por la posición relativa en el rodete de la turbomáquina: una componente radial, en la dirección del radio del rodete, y que normalmente llevará un subíndice r ; una componente axial, en la dirección del eje del rodete, y que normalmente llevará un subíndice a ; y una componente tangencial, tangente a la dirección de giro del rodete, y que normalmente llevará un subíndice t . Las tres componentes son perpendiculares entre sí.

La componente tangencial de la velocidad del fluido siempre está presente en una turbomáquina, ya que está relacionada con el giro del rodete, pero las otras dos pueden estar presentes o no, en función de la geometría del rodete y de la turbomáquina. Así, turbomáquinas radiales son aquéllas en las que la velocidad del fluido tiene componente radial y tangencial, pero su componente axial es igual a cero (no avanza el fluido dentro de la turbomáquina en la dirección del eje). Por otro lado, turbomáquinas axiales son aquéllas en las que la velocidad del fluido tiene componente axial y tangencial, pero su componente radial es igual a cero (no avanza del fluido dentro de la turbomáquina en dirección del radio del rodete, sino que entra y sale a la misma distancia del eje). Finalmente, las turbomáquinas mixtas son aquéllas en las que la velocidad del fluido en su interior tiene componente radial, axial y tangencial, y ninguna de ellas es igual al cero.

La Figura 1.2 muestra las direcciones de las componentes de la velocidad de forma esquemática sobre una turbomáquina, en un elemento de fluido cualquiera, representado por el punto rojo.

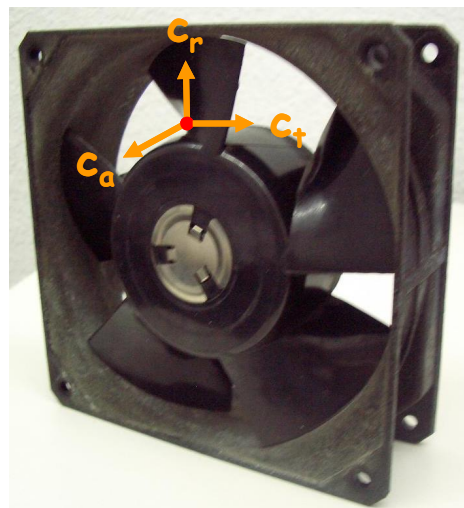


Figura 1.2. Componentes de la velocidad absoluta del fluido en una turbomáquina.

Para simplificar los desarrollos teóricos en turbomáquinas, de forma que se puedan generalizar independientemente de la dirección de flujo en el rodete, es habitual considerar la componente meridional de la velocidad. La componente meridional es la suma vectorial de las componentes radial y axial, tal como se muestra en la Figura 1.3.

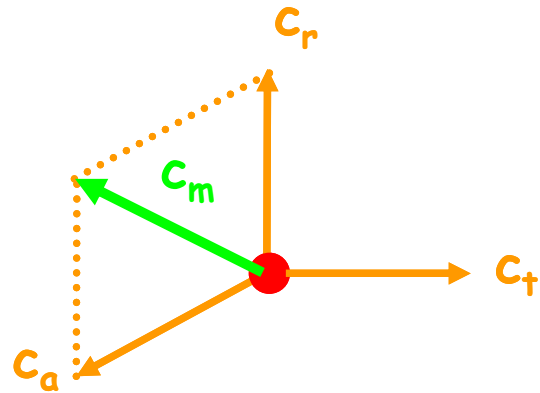


Figura 1.3. Componente meridional de la velocidad absoluta del fluido, como suma de las componentes radial y axial.

En turbomáquinas radiales, dado que la componente axial de la velocidad del fluido es nula, se puede dibujar la trayectoria de un elemento del fluido a lo largo del rodete sobre la superficie de un disco, como se muestra en la Figura 1.4, donde se muestra también el aspecto del rodete de una típica turbomáquina radial. Sobre la trayectoria, se indica el punto de entrada al rodete (1) y el punto de salida del rodete (2) del elemento del fluido. En estas turbomáquinas es habitual que el rodete esté cerrado por la parte posterior, guiando el fluido en dirección radial.

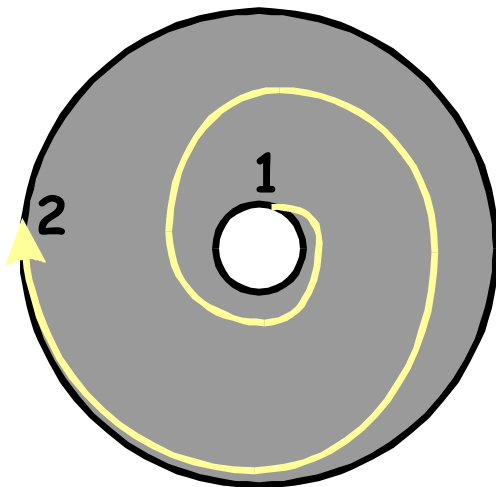


Figura 1.4. Trayectoria descrita por un elemento de fluido a su paso por el rodete de una turbomáquina radial. A la derecha se muestra una turbomáquina radial, donde se puede apreciar el aspecto del rodete.

En turbomáquinas axiales, dado que la componente radial de la velocidad del fluido es nula, se puede dibujar la trayectoria de un elemento de fluido a su paso por el rodete sobre la superficie lateral de un cilindro, como se muestra en la Figura 1.5, donde se muestra también el aspecto de una típica turbomáquina axial. En la Figura 1.2 se puede apreciar esta misma turbomáquina en una posición más frontal. Sobre la trayectoria se indica el punto de entrada al rodete (1) y el punto de salida del rodete (2) del elemento de fluido. La superficie del cilindro se ha dibujado a escala con la turbomáquina y en posición semejante, en una posición radial coherente con el paso de un elemento de fluido a su través. En estas turbomáquinas, la carcasa alrededor del rodete, y el diseño de los álabes, guían al fluido en dirección axial.

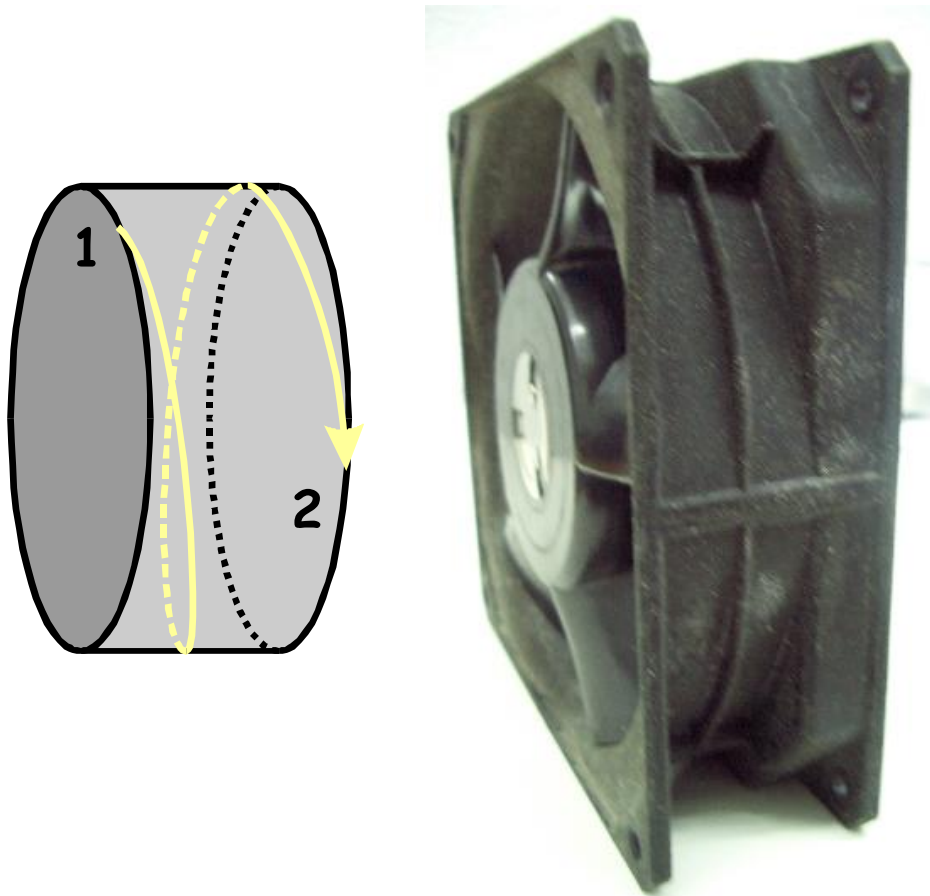


Figura 1.5. Trayectoria descrita por un elemento de fluido a su paso por el rodete de una turbomáquina axial. A la derecha se muestra una turbomáquina axial en posición semejante a la de la superficie dibujada.

En cuanto a las turbomáquinas mixtas, dado que presentan las tres componentes de la velocidad, la superficie sobre la que se puede dibujar la trayectoria de un elemento de fluido a través de su rodete es intermedia entre las dos anteriores, como se puede apreciar en la Figura 1.6, donde también se muestra, esquematizado, el aspecto de un rodete para este tipo de turbomáquinas que, como puede observarse, es una combinación de los dos casos extremos anteriores.

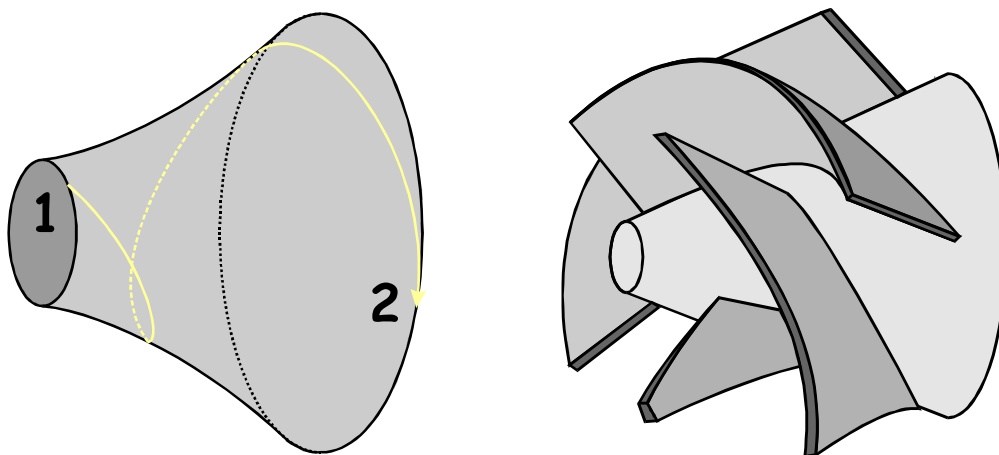


Figura 1.6. Trayectoria de un elemento de fluido a su paso por una turbomáquina mixta. A la derecha, esquema del rodete de una turbomáquina mixta.

1.4. Potencias y Rendimientos en Máquinas Hidráulicas

La relación entre potencias y rendimientos se establece de forma opuesta en máquinas generadoras y en máquinas motoras, ya que la energía que se consume y la que se genera es la opuesta. Los rendimientos se establecen como cociente de potencias: el rendimiento global relaciona la potencia de salida de la máquina con la potencia de entrada; y este rendimiento global se distribuye en tres rendimientos, relacionados con tres tipos de pérdidas: el rendimiento hidráulico, η_h , el rendimiento volumétrico, η_v , y el rendimiento mecánico, η_m .

1.4.1. Potencias y Rendimientos en Máquinas Generadoras

En bombas, la energía que se consume (potencia de entrada) es energía mecánica en el eje, y la que se genera (potencia de salida) es energía de fluido. Entre la que se consume y la que se genera hay siempre unas pérdidas, por lo que los rendimientos son inferiores al 100 %.

Para ilustrar los diferentes tipos de pérdidas, que permiten relacionar potencias y rendimientos en bombas, se muestra la Figura 1.7.

a) Potencia al freno, P_e

Es la potencia de entrada en bombas, la energía que proporciona el motor al eje. Se conoce también como potencia exterior en el eje. Es la potencia total disponible, que se relaciona con:

$$P_e = M \cdot \omega = F \cdot r \cdot \omega = F \cdot u \quad (1.4)$$

donde F es la fuerza al freno, M es el momento de esa fuerza o par motor, r es la distancia perpendicular entre la posición en que se ejerce la fuerza y el eje de giro, ω es la velocidad angular de giro, y u es la velocidad tangencial de giro en el punto en que se ejerce la fuerza.

b) Potencia interior en el eje, P_i

Se conoce como P_i y corresponde a la potencia al freno después de restar las pérdidas mecánicas o externas. Las pérdidas mecánicas o externas son las pérdidas por rozamiento del eje al girar en los cojinetes que lo sujetan, y en el prensaestopas, a la entrada de la bomba. También son pérdidas mecánicas las que se producen por rozamiento del rodete con la pequeña cantidad de fluido que queda atrapado entre éste y

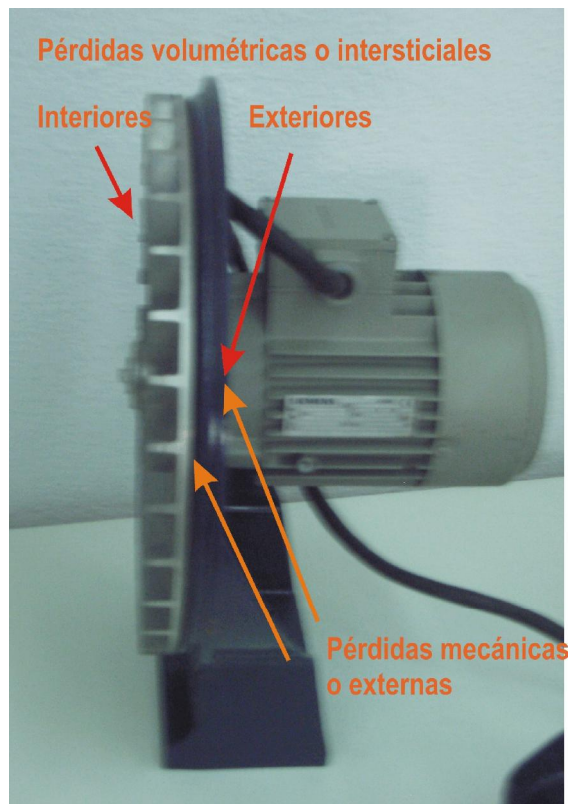


Figura 1.7. Pérdidas en máquinas generadoras.

la parte trasera de la bomba, al girar, debidas a la viscosidad del fluido. Esta potencia se expresa como:

$$P_i = \rho \cdot g \cdot Q_r \cdot H_t \quad (1.5)$$

donde Q_r representa el caudal que circula por el rodete, y H_t es la altura técnica comunicada al fluido. El rendimiento mecánico se expresa como:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e} \quad (1.6)$$

y en turbomáquinas generadoras suele estar comprendido entre 0,95 y 0,99.

c) Potencia interior teórica en el eje, P_{it}

La potencia interior teórica en el eje es la potencia interior en el eje después de restar las pérdidas volumétricas o intersticiales. No todo el fluido que circula por el rodete es bombeado por la bomba, sino que en parte se desperdicia en las pérdidas volumétricas exteriores y en las interiores. Las pérdidas volumétricas exteriores corresponden al caudal que se escapa por el prensaestopas, mientras que las interiores son las relacionadas con el caudal que, una vez atravesado el rodete, y puesto que la sección de impulsión y de aspiración en turbomáquinas no están aisladas entre sí, retorna a la zona de impulsión, a menor presión. El total de estas pérdidas volumétricas se puede expresar como caudal desperdiciado, de acuerdo con:

$$q = Q_r - Q \quad (1.7)$$

donde q son las pérdidas volumétricas, Q_r es el caudal que circula por el rodete, y Q el caudal que proporciona la bomba.

La potencia interior teórica en el eje viene dada, de acuerdo con esta nomenclatura, por:

$$P_{it} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_t \quad (1.8)$$

que se relaciona con el caudal que realmente proporciona la bomba. El rendimiento volumétrico se puede expresar como:

$$\eta_v = \frac{P_{it}}{P_i} = \frac{Q}{Q + q} \quad (1.9)$$

d) Potencia del flujo, P

Se conoce también como potencia hidráulica, y corresponde a:

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (1.10)$$

Esta potencia del flujo es la potencia interior teórica en el eje después de restarle las pérdidas hidráulicas. Las pérdidas hidráulicas se agrupan en tres categorías: pérdidas por rozamiento del flujo (en los álabes y en la máquina en general), H_r , pérdidas por choques (con los álabes a la entrada, con la corona directriz y la voluta a la salida, como se verá más adelante), H_c , y pérdidas por energía cinética no aprovechada. Las pérdidas por rozamiento se suelen expresar como:

$$H_r = K_r \cdot Q^2 \quad (1.11)$$

donde K_r es una constante de rozamiento; las pérdidas por choques se expresan como:

$$H_c = K_c \cdot (Q - Q^*)^2 \quad (1.12)$$

donde K_c representa una constante de choque, y Q^* es el caudal de diseño de la bomba, ya que los choques se producen al alejarse de las condiciones de diseño; y las pérdidas por energía cinética desaprovechada como:

$$H_v = \frac{v_E^2}{2 \cdot g} \quad (1.13)$$

donde v_E representa la velocidad media del fluido en el tubo de entrada. Todas estas pérdidas están expresadas en unidades de altura del fluido que atraviesa la bomba. El rendimiento hidráulico viene dado por:

$$\eta_h = \frac{P}{P_{it}} = \frac{H}{H_t} \quad (1.14)$$

donde H , en bombas, suele coincidir en la práctica con H_m (la diferencia de carga de presión del fluido a la salida y a la entrada de la bomba). Finalmente, el rendimiento global de la bomba corresponde a:

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{M \cdot \omega} = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h \quad (1.15)$$

La Figura 1.8 puede ser útil para ver la relación entre las potencias, las pérdidas y los rendimientos en bombas.

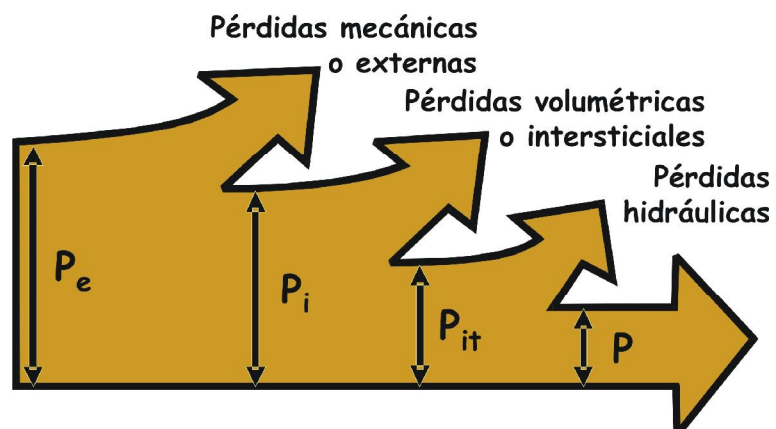


Figura 1.8. Relación entre potencias y pérdidas en máquinas generadoras.

1.4.2. Potencias y Rendimientos en Máquinas Motoras

En turbinas, la energía que se consume (potencia de entrada) es energía del fluido, y la que se genera (potencia de salida) es energía mecánica en el eje. Entre la que se consume y la que se genera hay siempre unas pérdidas, por lo que los rendimientos son inferiores al 100 %.

a) Potencia del flujo, P

Es la potencia que cede el fluido en la turbomáquina, y viene dada por:

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (1.10)$$

b) Potencia interior teórica en el eje, P_{it}

La potencia interior teórica en el eje corresponde a la potencia del flujo después de restarle las pérdidas hidráulicas: rozamiento, choques y energía cinética desaprovechada. Se puede expresar como:

$$P_{it} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_t \quad (1.8)$$

Las pérdidas por rozamiento se suelen expresar mediante la ecuación (1.11) y las pérdidas por choques mediante la ecuación (1.12), ya que se producen por razones similares en turbinas y bombas. Las pérdidas por energía cinética desaprovechada se expresan en función de la velocidad de salida del fluido, ya que corresponden a la energía cinética del fluido que no se ha podido aprovechar en la turbina. Se expresa mediante la ecuación general:

$$H_v = \frac{v_s^2}{2 \cdot g} \quad (1.16)$$

en unidades de altura del fluido que atraviesa la turbina.

De acuerdo con esto, se puede expresar el rendimiento hidráulico en turbinas como:

$$\eta_h = \frac{P_{it}}{P} = \frac{H_t}{H} \quad (1.17)$$

donde H representa, en el caso de turbinas, la carga del fluido a la entrada de la turbina, que se suele asociar con la altura del salto (en embalses).

c) Potencia interior en el eje, P_i

La potencia interior en el eje corresponde a la potencia interior teórica en el eje después de restarle las pérdidas volumétricas, y se puede expresar como:

$$P_i = \rho \cdot g \cdot Q_r \cdot H_t \quad (1.5)$$

Las pérdidas volumétricas exteriores serían similares a las de las bombas, pero las pérdidas volumétricas interiores se explican de forma algo diferente. En turbinas, es el fluido el que cede su energía y, al ser el rodete el elemento de intercambio de energía, sólo el caudal que atraviese el rodete cederá su energía a la turbina. Parte del flujo, dado que la sección de entrada y la de salida no están aisladas entre sí, atravesará la turbina, pero esquivando al rodete, ya que en este caso la sección de salida está a menor presión, y es por tanto la dirección natural de flujo. En este caso, por lo tanto:

$$q = Q - Q_r \quad (1.18)$$

dado que el caudal que pasa por el rodete es inferior al que atraviesa la turbina.

Por lo tanto, el rendimiento volumétrico, en turbinas, viene dado por:

$$\eta_v = \frac{P_i}{P_{it}} = \frac{Q - q}{Q} \quad (1.19)$$

d) Potencia al freno, P_e

La potencia al freno, o potencia exterior en el eje, corresponde a la potencia interior en el eje después de restarle las pérdidas mecánicas o externas. Viene dada por la expresión:

$$P_e = M \cdot \omega \quad (1.4)$$

de donde el rendimiento mecánico, que suele estar comprendido entre 0,95 y 0,99, se expresa como:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (1.20)$$

y el rendimiento global para turbinas viene dado por:

$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{M \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h \quad (1.21)$$

La Figura 1.9 puede ser útil para ver la relación entre las potencias, las pérdidas y los rendimientos en turbinas.

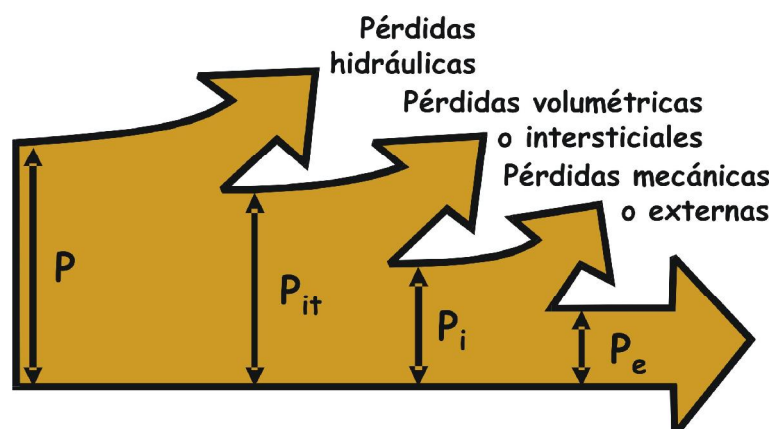


Figura 1.9. Relación entre potencias y pérdidas en máquinas motoras.