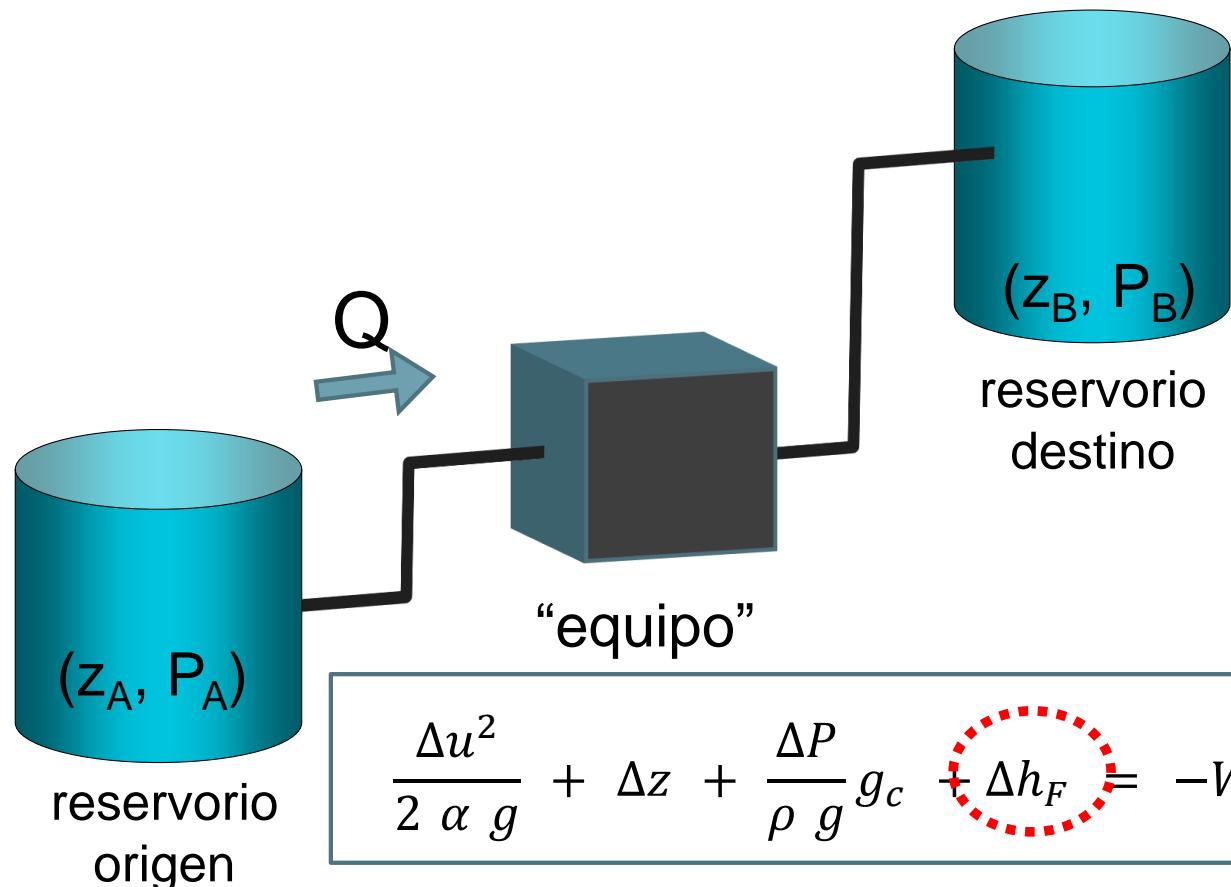
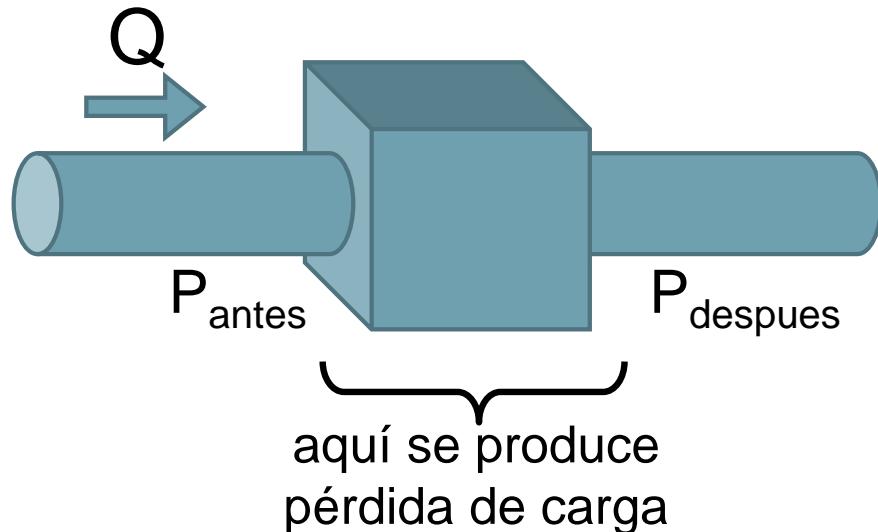


Impulsores para fluidos incompresibles

¿Por qué hay que “impulsar”
fluidos incompresibles?

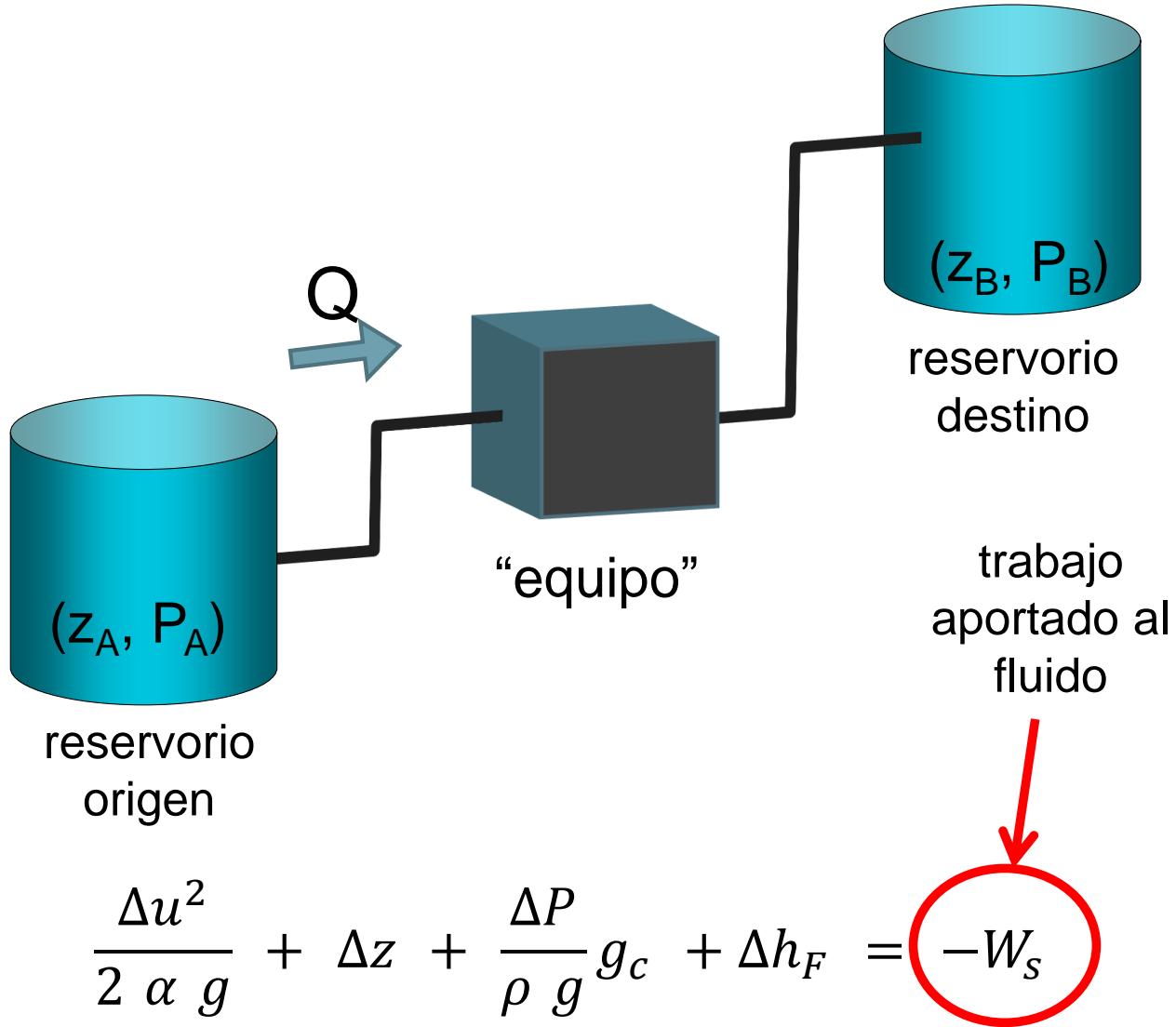
En la planta de procesos, los líquidos y gases tienen que ser transferidos entre equipos en donde se llevan a cabo operaciones unitarias y/o donde se almacenan.





Equipo	Condiciones	Caída de presión típica
Reactor fase gaseosa	En general	< 10% presión de entrada
	Reactor de lecho fijo	0,5 – 1 bar
	Reactor de lecho fluidizado	0,02 – 0,1 bar
Intercambiadores de calor	Para líquidos	0,35 – 0,7 bar
	Para gases ($P > 10$ bar)	del orden de 1 bar
	Gases (condiciones de vacío)	0,01 bar
Tuberías	Depende de L/D, accesorios, ...	hemos visto cómo estimarla

Fuente: «Chemical Process, Design and Integration», *Robin Smith*



En general...

Si nos referimos a la interacción entre el fluido que escurre y una máquina con la que intercambia energía...

$$\frac{\Delta u^2}{2 \alpha g} + \Delta z + \frac{\Delta P}{\rho g} g_c + \Delta h_F = -W_s$$

... según el signo de W_s será que la máquina

- da energía al fluido ($W_s < 0$) (ej. impulsores), o que...
- la máquina opera con la energía mecánica que aporta el fluido ($W_s > 0$) (ej. turbinas)

Cuestiones Generales

1

Cuestiones Generales

1. Cantidad de fluido a ser bombeado, Q
2. Presión desarrollada por la bomba, carga/
altura total, H
3. Condiciones de succión y NPSH
4. Potencia y eficiencia de la bomba

Caudal, Q

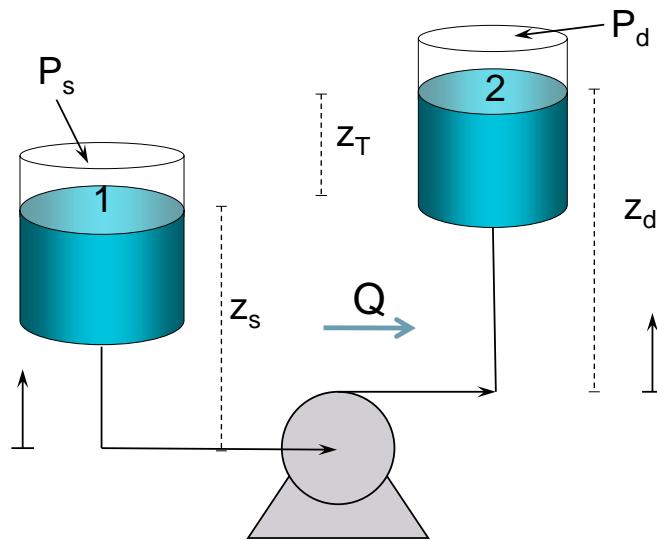
¿Cuál es el caudal que puede “bombeo” la bomba?

¿La bomba puede trabajar en régimen estacionario con caudal constante en el tiempo?

¿El caudal que “da” la bomba depende sólo de la bomba? o también depende de las condiciones del sistema?

Carga/altura total, H

Energía útil que cede la bomba al fluido para que escurra, expresada en unidades de altura

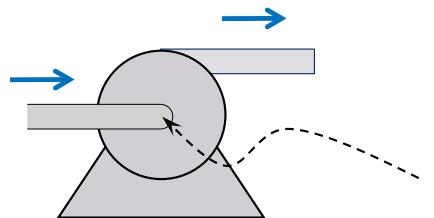


El Balance de Energía Mecánica entre 1 y 2 viene dado por

$$\frac{u_2^2}{2 \alpha g} - \frac{u_1^2}{2 \alpha g} + z_2 - z_1 + \frac{P_d}{\rho g} - \frac{P_s}{\rho g} + \Delta h_{F,1 \rightarrow 2} = H$$

Carga/altura de succión, h_s

Es la **presión de impacto**, generalmente manométrica, disponible a la entrada del impulsor, reducida al centro-eje del orificio de entrada expresada en altura de fluido.

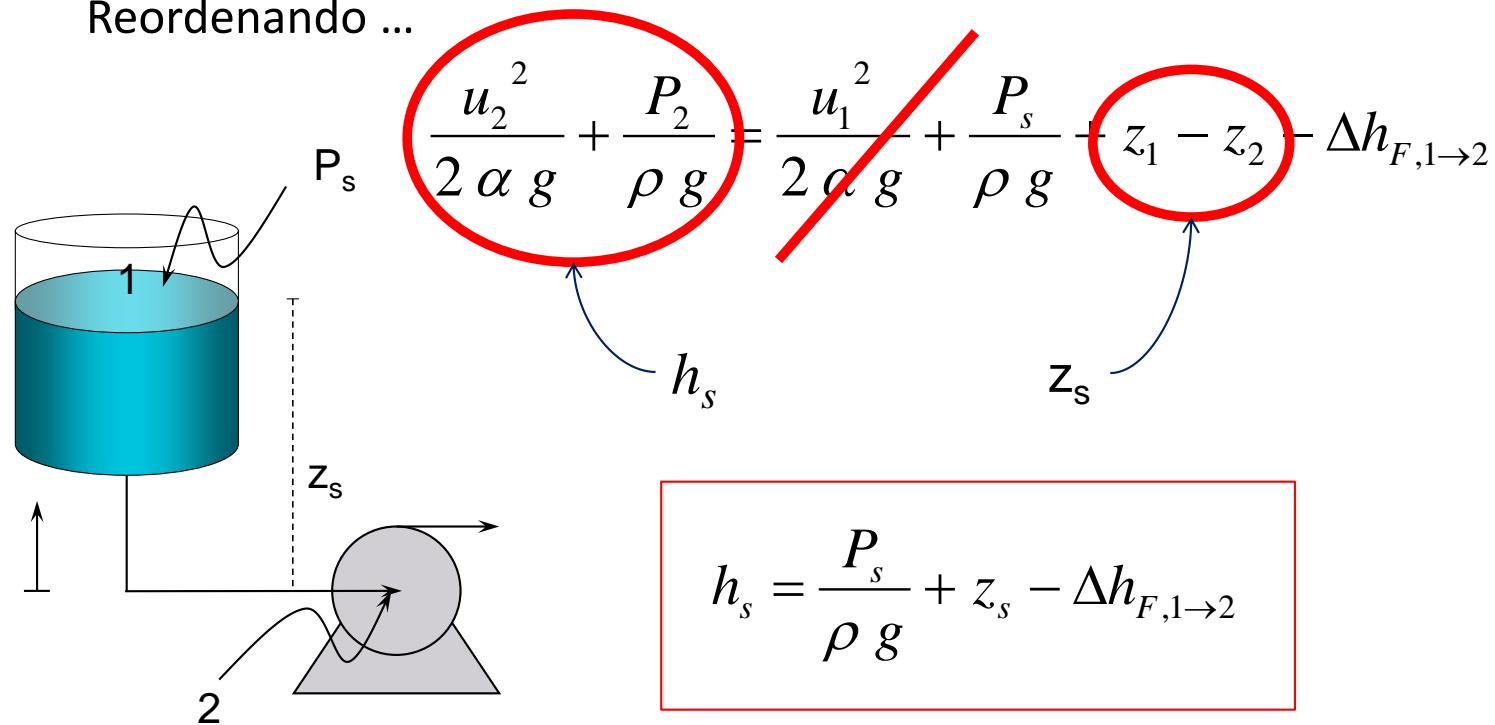


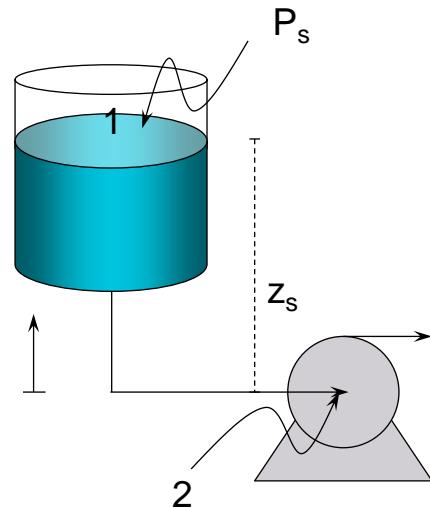
$$h_s \equiv \frac{P}{\rho g} + \frac{u^2}{2 \alpha g}$$

Haciendo el B.E.M entre 1 y 2...

$$\frac{u_2^2}{2 \alpha g} - \frac{u_1^2}{2 \alpha g} + z_2 - z_1 + \frac{P_2}{\rho g} - \frac{P_s}{\rho g} + \Delta h_{F,1 \rightarrow 2} = 0$$

Reordenando ...

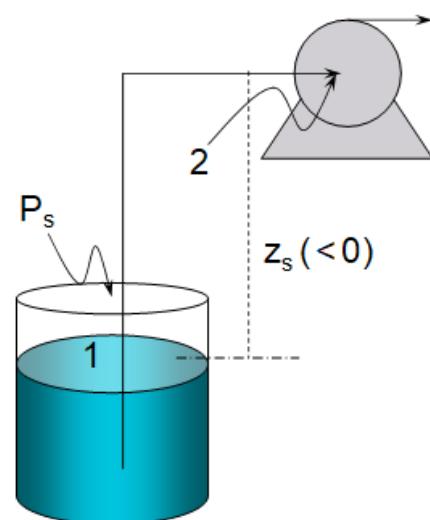




$$h_s = \frac{P_s}{\rho g} + z_s - \Delta h_{F,1 \rightarrow 2}$$

altura de succión

en este caso, $z_s = z_1 - z_2 > 0$



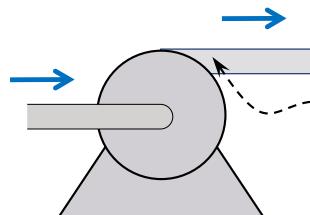
$$h_s = \frac{P_s}{\rho g} + z_s - \Delta h_{F,1 \rightarrow 2}$$

en este caso, $z_s = z_1 - z_2 < 0$

Si $z_s < 0$, se le suele llamar **altura de aspiración**

Carga/altura de descarga, h_d

Es la **presión de impacto**, generalmente manométrica, disponible a la salida del impulsor, reducida al centro-eje del orificio de salida expresada en altura de fluido.



$$h_d \equiv \frac{P}{\rho g} + \frac{u^2}{2 \alpha g}$$

Otra vez, partimos del B.E.M ...

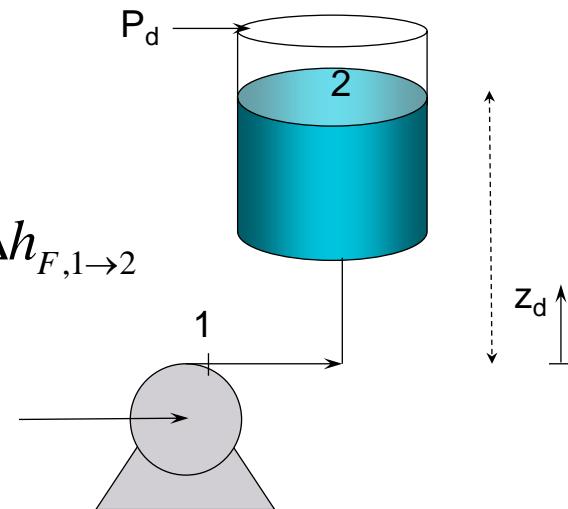
$$\frac{u_2^2}{2 \alpha g} - \frac{u_1^2}{2 \alpha g} + z_2 - z_1 + \frac{P_d}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} + \Delta h_{F,1 \rightarrow 2} = 0$$

Despejando...

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2 \alpha g} = \frac{P_d}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2 \alpha g} + z_2 - z_1 + \Delta h_{F,1 \rightarrow 2}$$

z_d

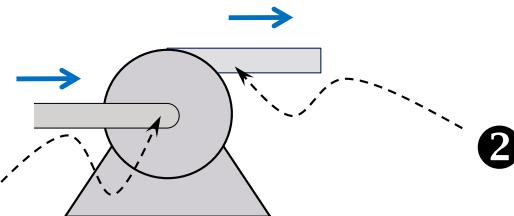
h_d



$$h_d = \frac{P_d}{\rho g} + z_d + \Delta h_{F,1 \rightarrow 2}$$

Relación entre H, h_d y h_s

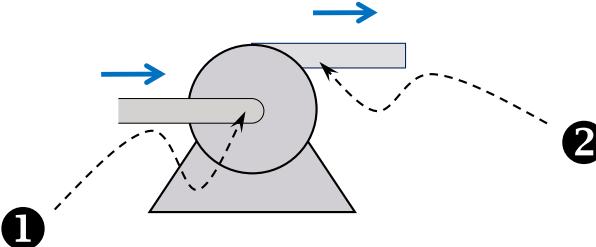
Para encontrar esta relación hacemos un balance de energía entre la entrada y la salida de la bomba.



$$\frac{u_2^2}{2 \alpha g} - \frac{u_1^2}{2 \alpha g} + z_2 - z_1 + \frac{P_2}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} + \Delta h_{F,bomba} = -W_s$$

≈ 0 (normalmente, Δz no suele ser más de un metro)

$$\left(\frac{u_2^2}{2 \alpha g} + \frac{P_2}{\rho g} \right) - \left(\frac{u_1^2}{2 \alpha g} + \frac{P_1}{\rho g} \right) = -W_s - \Delta h_{F,bomba}$$

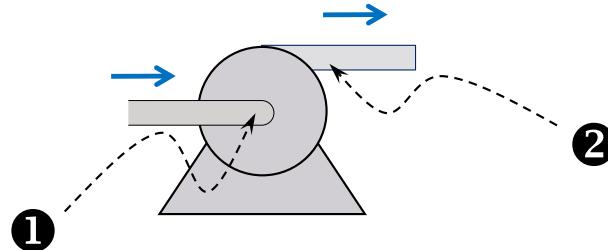


$$\frac{u_2^2}{2 \alpha g} + \frac{P_2}{\rho g} - \left(\frac{u_1^2}{2 \alpha g} + \frac{P_1}{\rho g} \right) = -W_s - \Delta h_{F,bomba}$$

h_d
 h_s
 H

$-W_s$ es la carga suministrada por la bomba
(trabajo al eje)

Δh_F es la carga perdida por fricción en la bomba

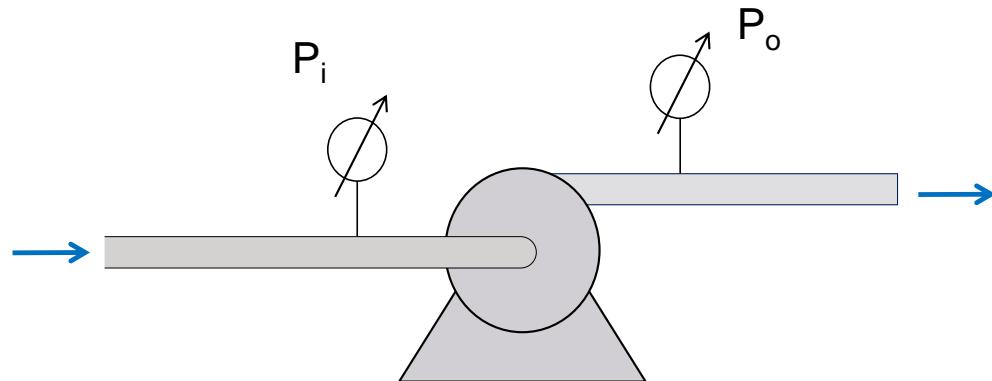


$$\left(\frac{u_2^2}{2 \alpha g} + \frac{P_2}{\rho g} \right) - \left(\frac{u_1^2}{2 \alpha g} + \frac{P_1}{\rho g} \right) = -W_s - \Delta h_{F,bomba}$$

H

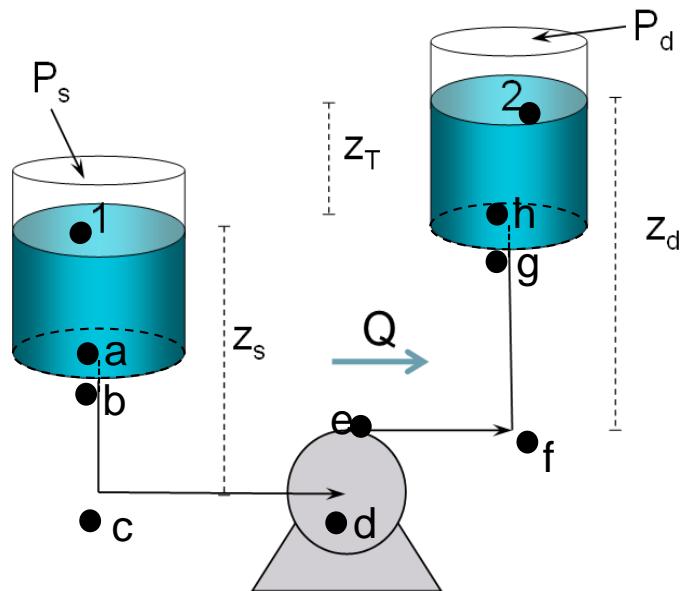
Por otro lado, la diferencia entre las energía cinéticas en 1 y 2, es normalmente despreciable frente a la diferencia entre los términos de presión por lo que:

$$H \approx \frac{P_2 - P_1}{\rho g}$$



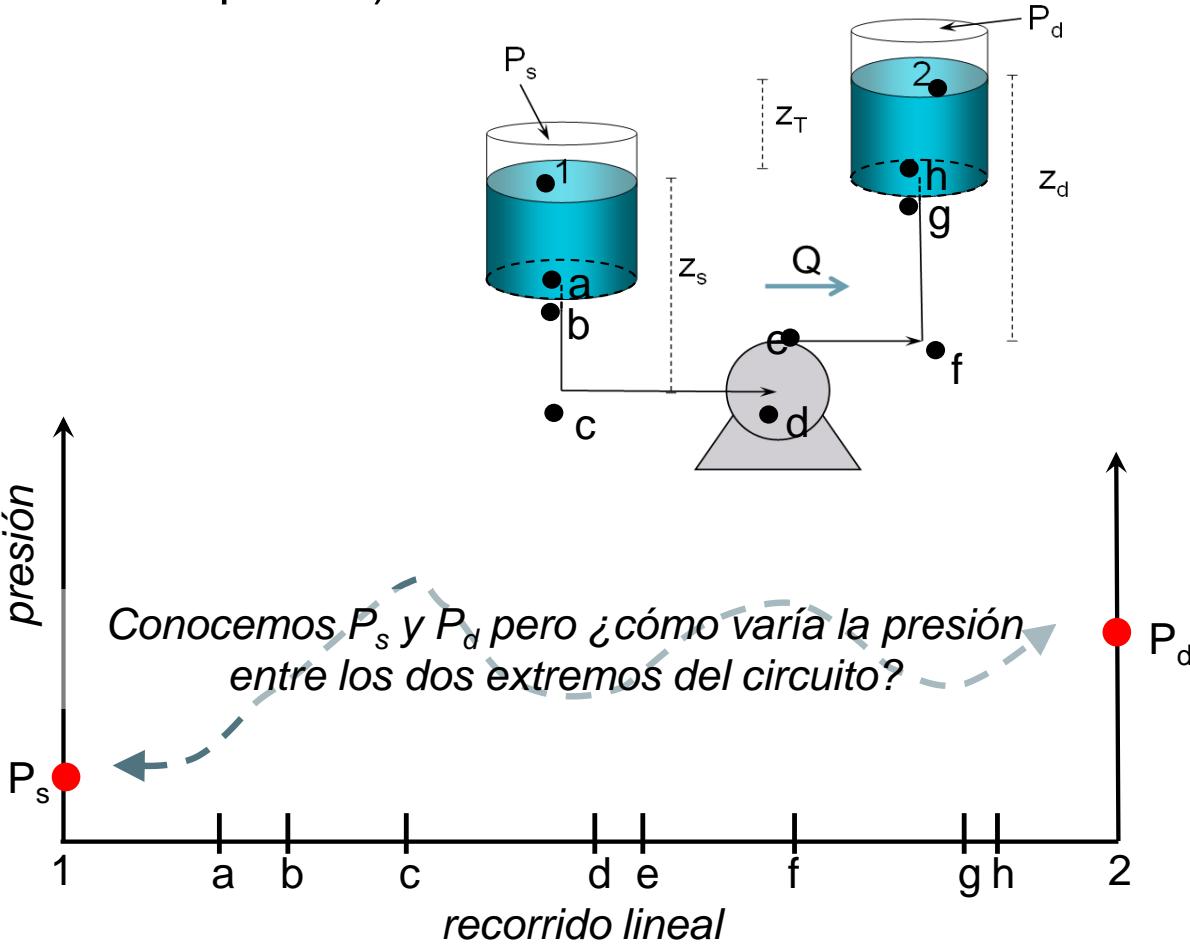
Pregunta

Considere el siguiente sistema...



... y los puntos del circuito que se indican (1, a, b, c, d, e, f, g, h y 2)

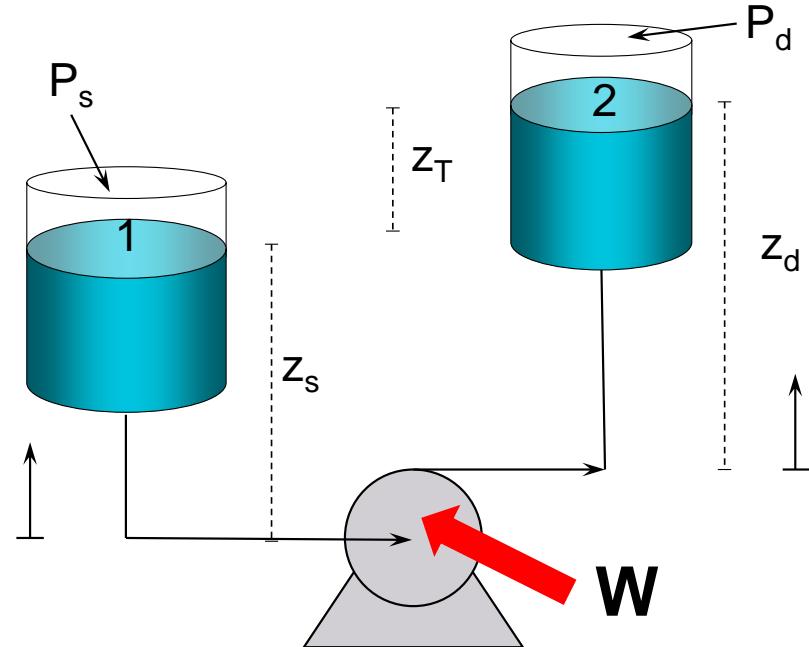
Se pide que grafique las presiones estáticas en los diferentes (se pretende que muestre cuándo la presión sube o baja en los tramos entre puntos)



Pregunta

En el mismo sistema...

Supongamos que prendemos la bomba y la dejamos encendida de forma permanente, de manera tal que la entrega de energía al fluido es continua y uniforme en el tiempo.



Eso ¿provocará un aumento sostenido de la velocidad del fluido? (¿el fluido se acelerará indefinidamente?)

(considere que no hay cambios de velocidad por cambios de sección ni cambios de la densidad ni viscosidad del fluido, y que los niveles las presiones en los tanques son constantes)

E3

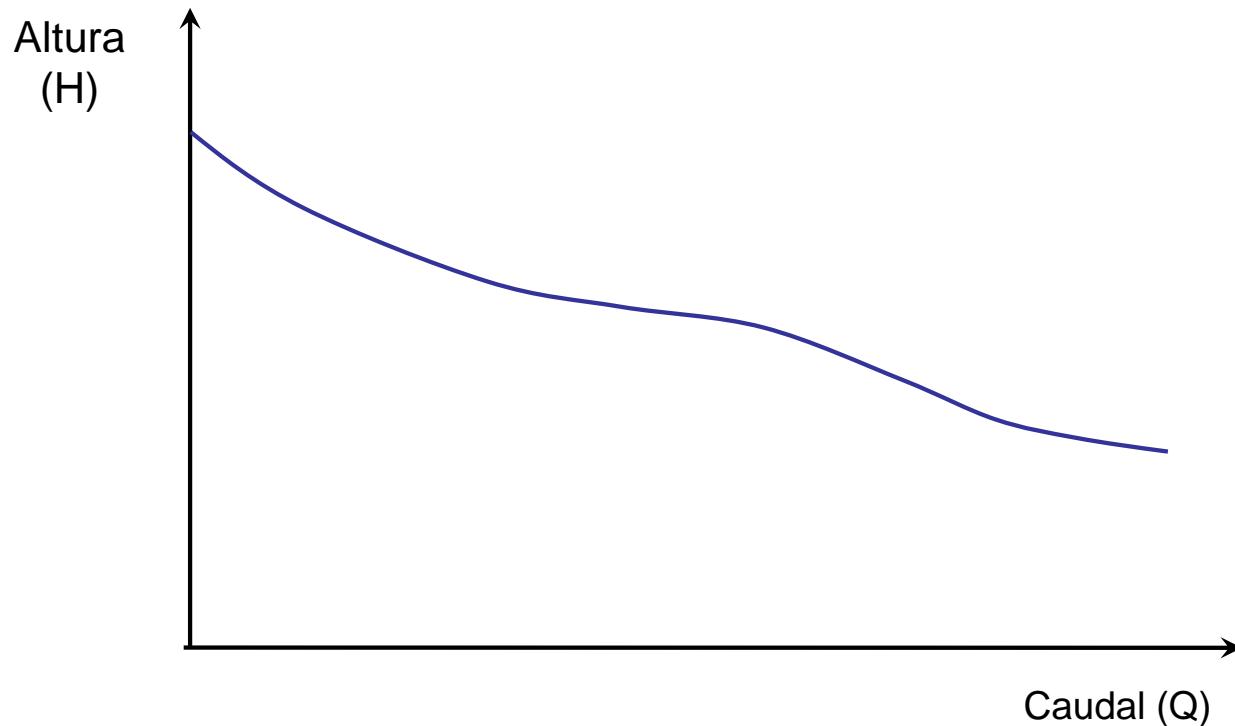
H y Q

En general las bombas no dan una altura (H) fija.

La altura total (H) y el caudal (Q) pueden adoptar distintos valores, pero en general existe una relación entre ambos.

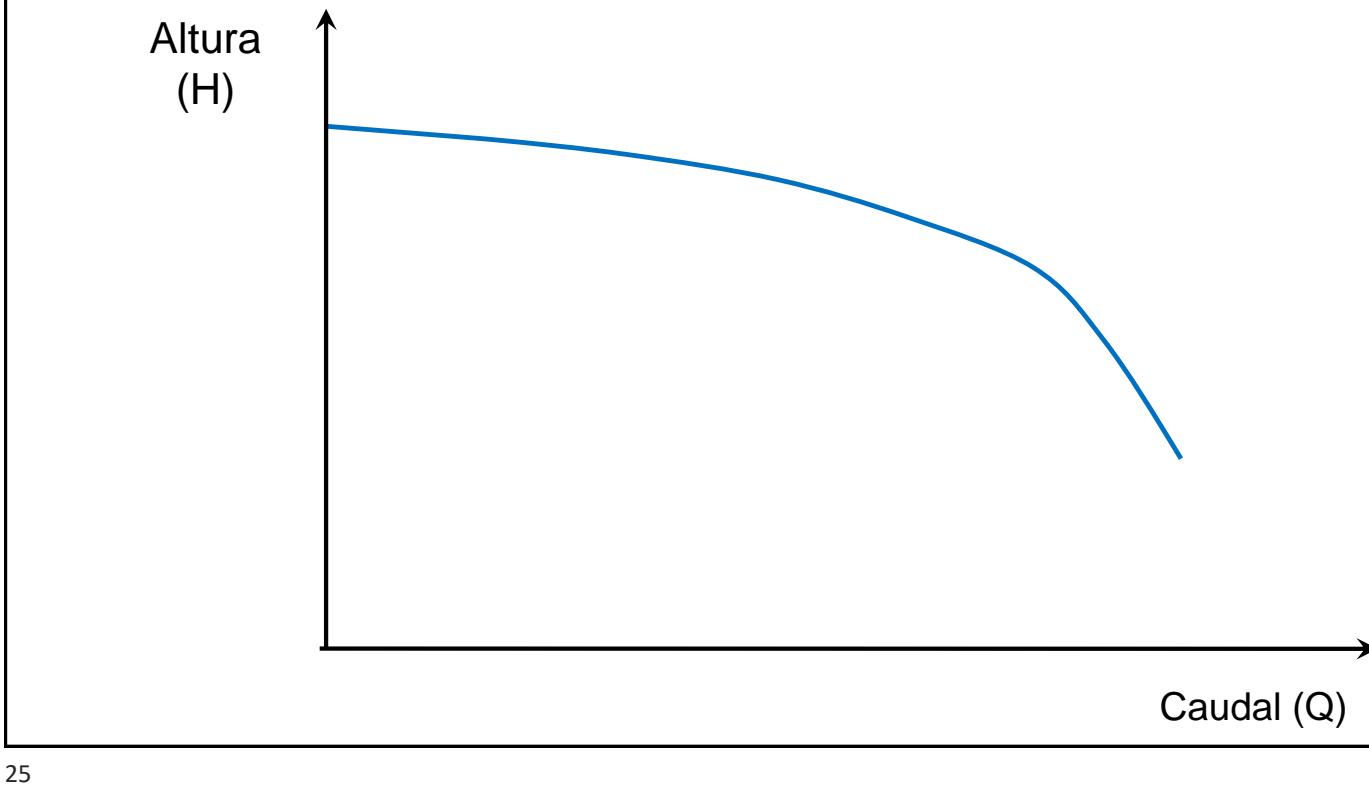
Curva Característica de la bomba

Es el gráfico que relaciona la altura total (H) que da la bomba con el caudal (Q) que impulsa.



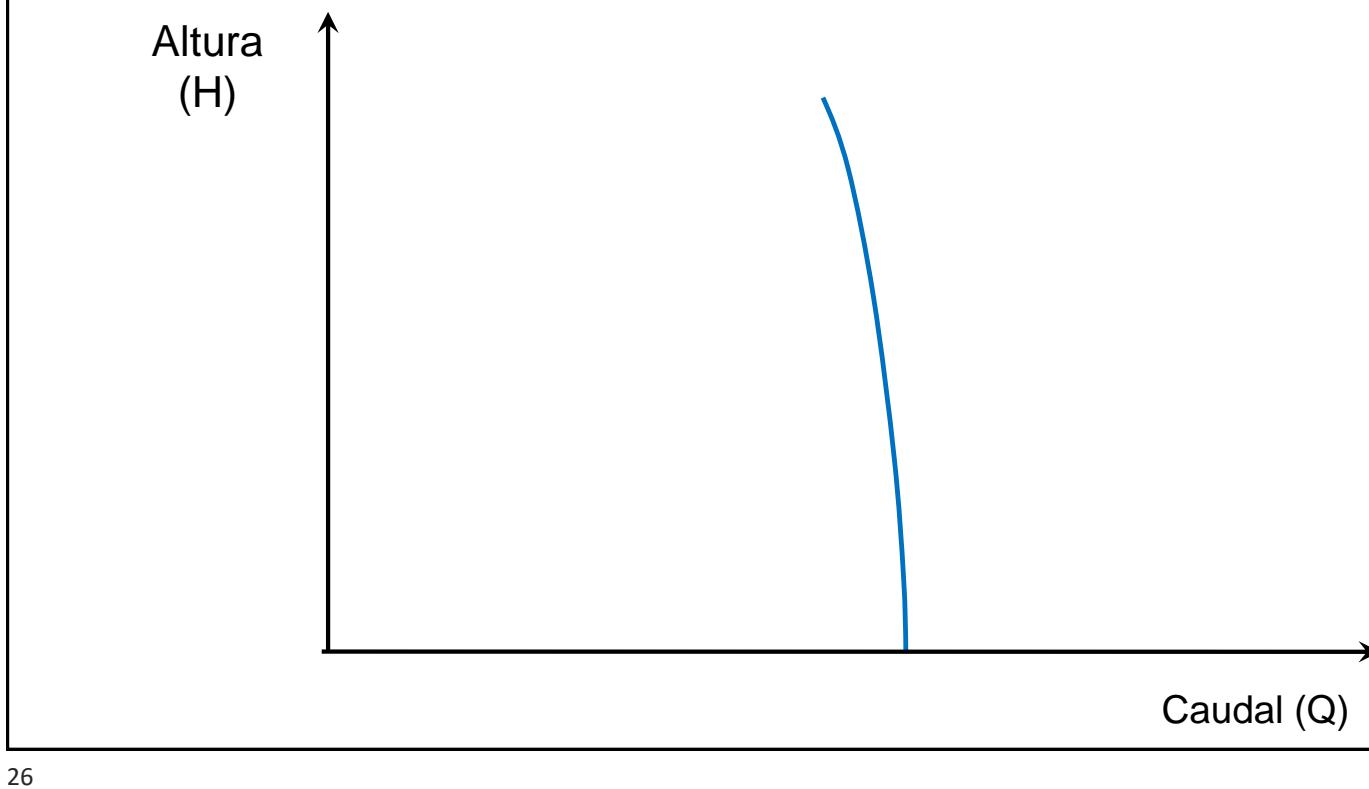
Curva Característica de la bomba

Tipo de curva de un bomba centrífuga

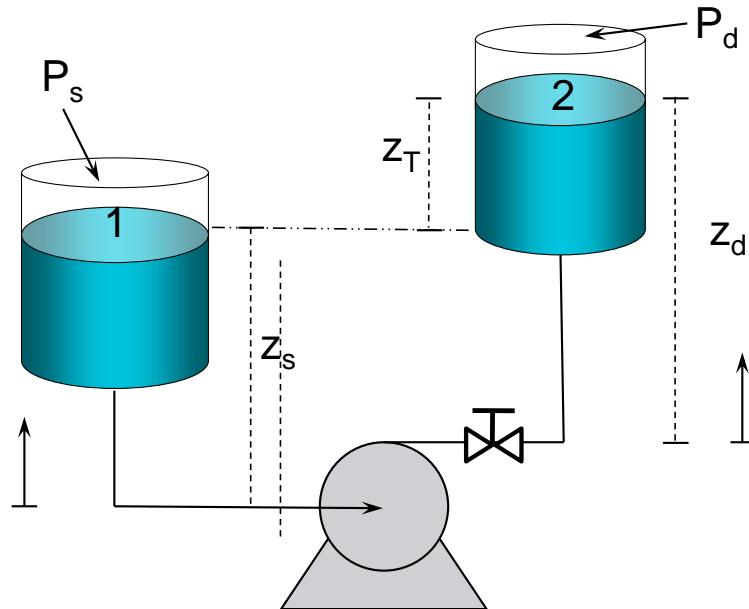


Curva Característica de la bomba

Tipo de curva de un bomba de desplazamiento positivo



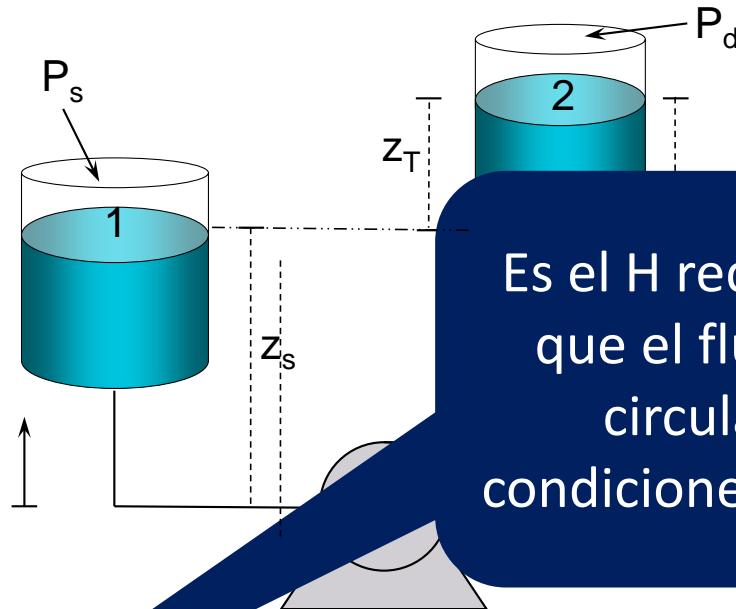
Curva del sistema y Punto de Operación



Haciendo el B.E.M entre 1 y 2...

$$H = z_T + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \Delta h_F + \left(\frac{u_2^2}{2 \alpha g} \right) \cancel{\left(\frac{u_1^2}{2 \alpha g} \right)}$$

Curva del sistema y Punto de Operación



Haciendo el B.E.M entre 1 y 2...

$$H = z_T + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \Delta h_F + \left(\frac{u_2^2}{2 \alpha g} \right) \left(\frac{u_1^2}{2 \alpha g} \right)$$

The term $\left(\frac{u_2^2}{2 \alpha g} \right) \left(\frac{u_1^2}{2 \alpha g} \right)$ is crossed out with a large red 'X'.

$$H = z_T + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \Delta h_F$$

$$H = z_T + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \frac{u^2}{2g}$$

Como:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} u$$

$$H = z_T + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \frac{8}{g \pi^2 D^4} Q^2$$

Si el factor f es constante:

$$H = z_T + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + cte Q^2$$

$$H = z_T + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + cte Q^2$$

Altura
(H)

$$\frac{(P_d - P_s)}{\rho g}$$

z_T

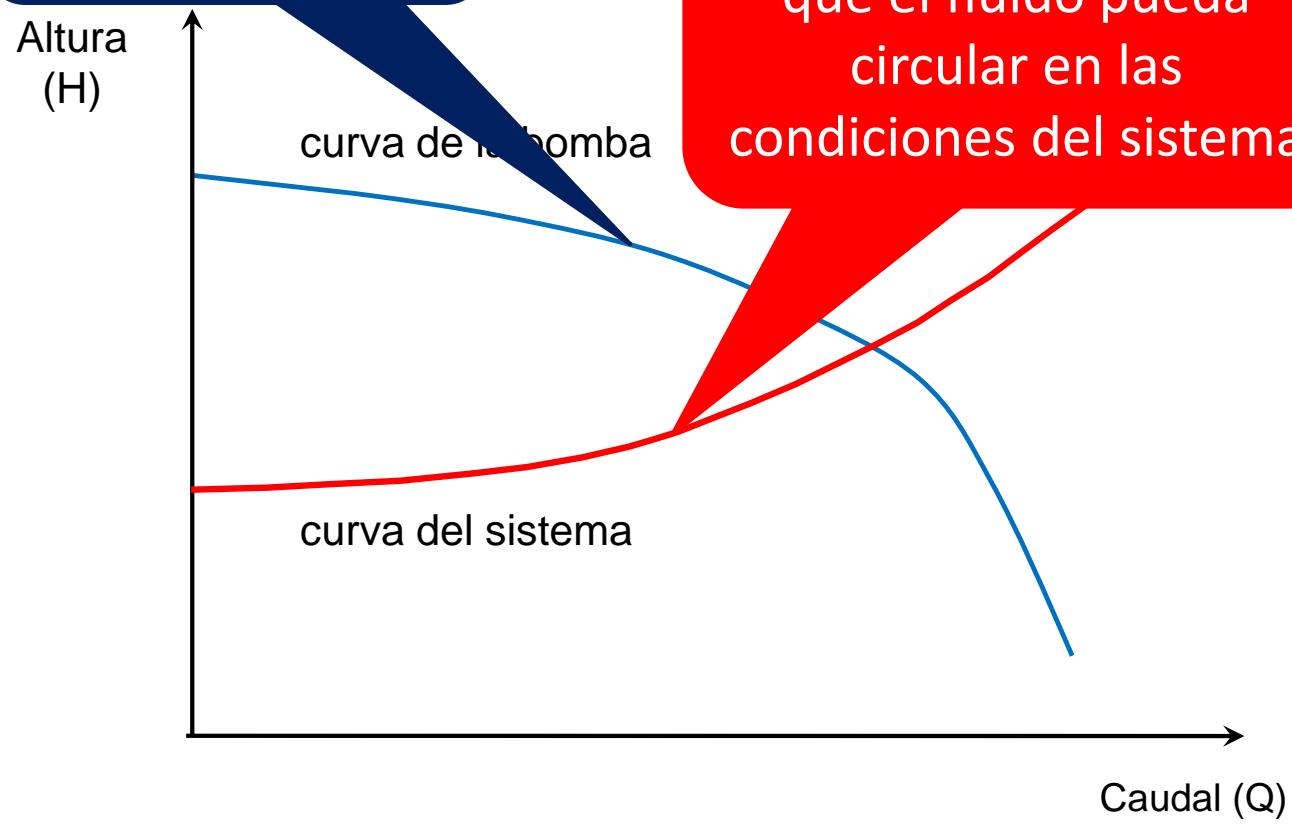
Δh_F

Caudal (Q)

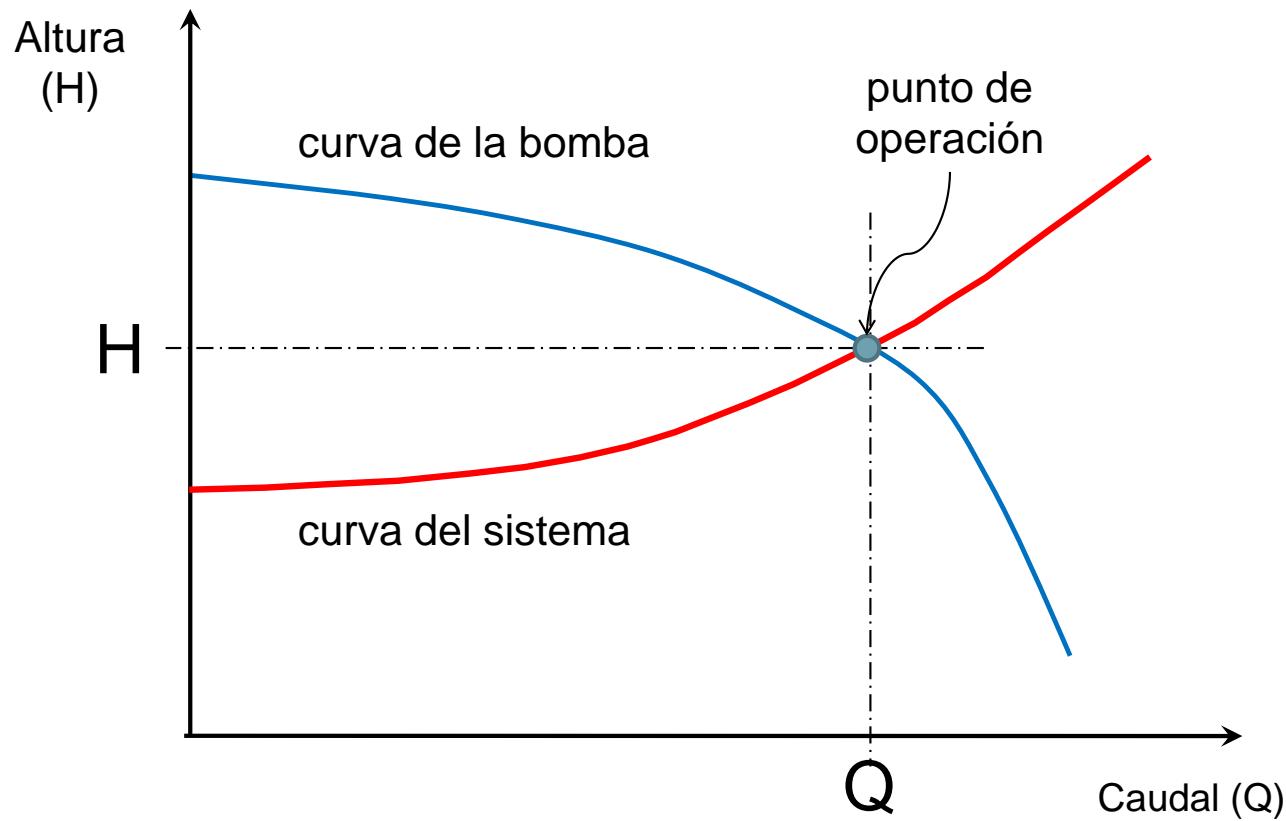
...uso de una bomba centrífuga...

Es el H que da la
bomba

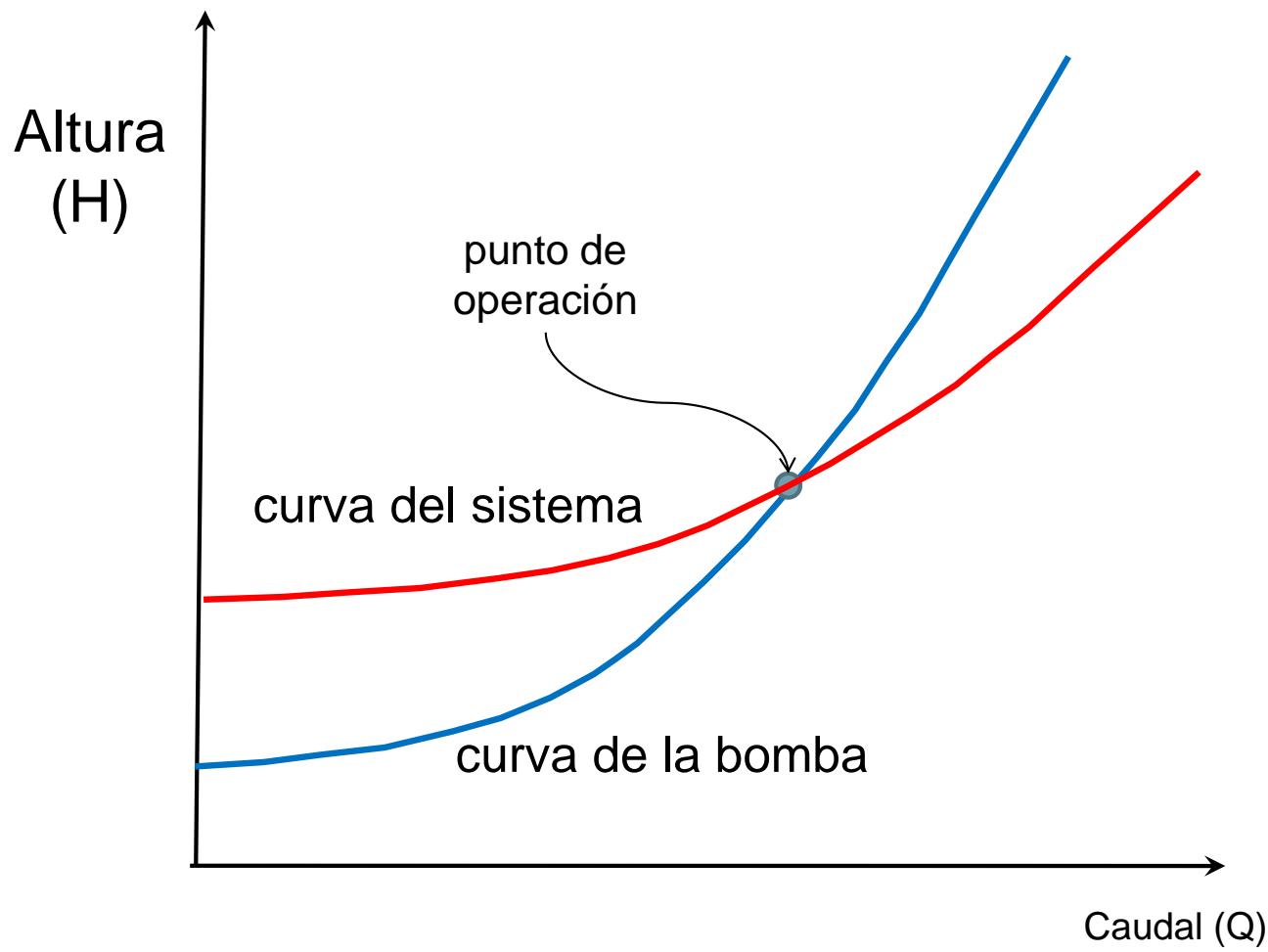
Es el H requerido para
que el fluido pueda
circular en las
condiciones del sistema



Consideremos el caso de una bomba centrífuga...

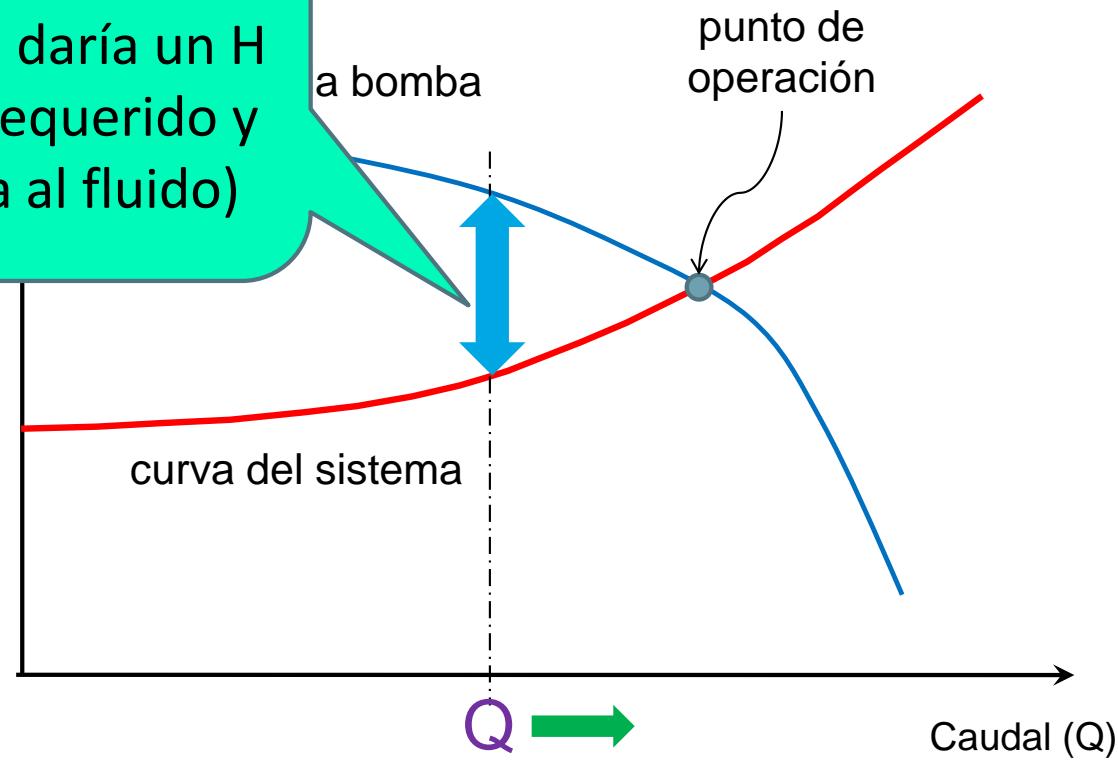


Consideremos el caso de una bomba centrífuga...

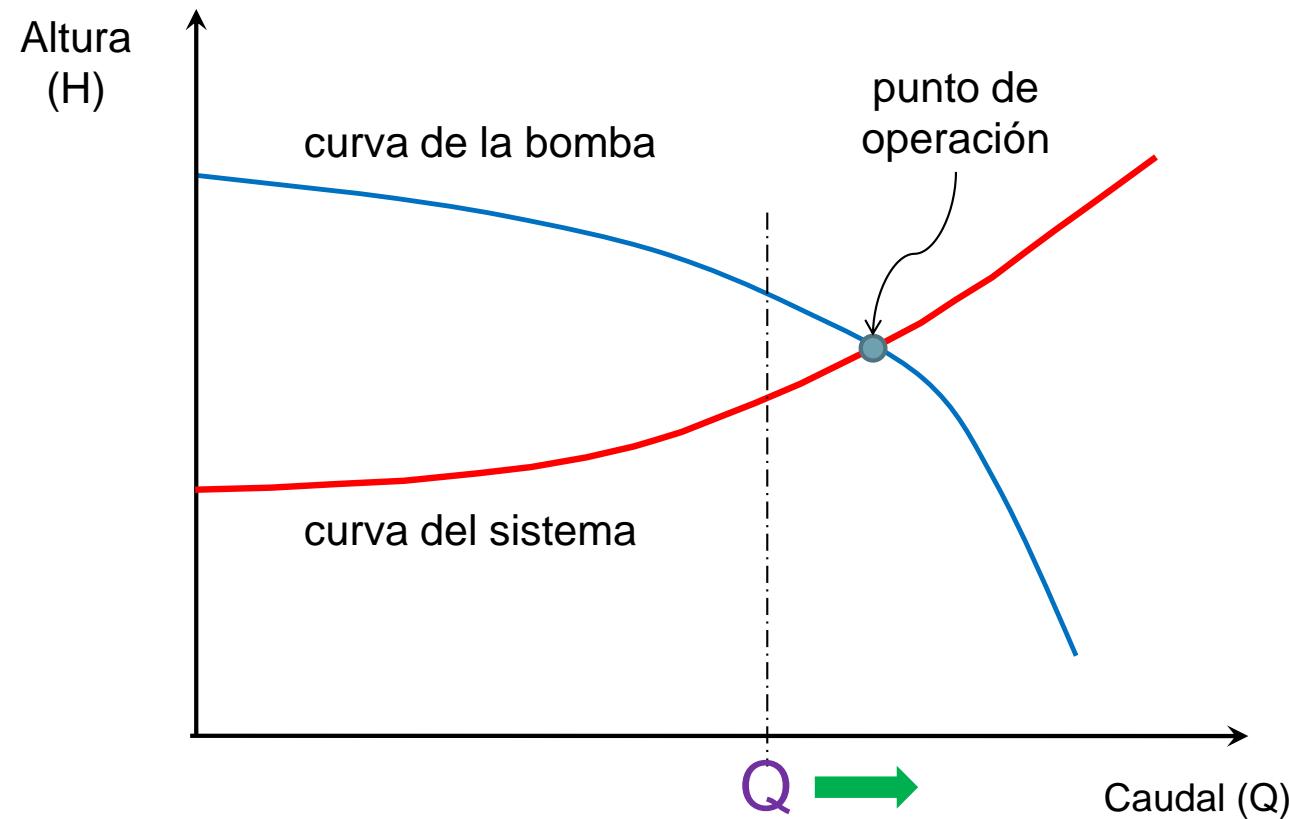


Consideremos el caso de una bomba centrífuga...

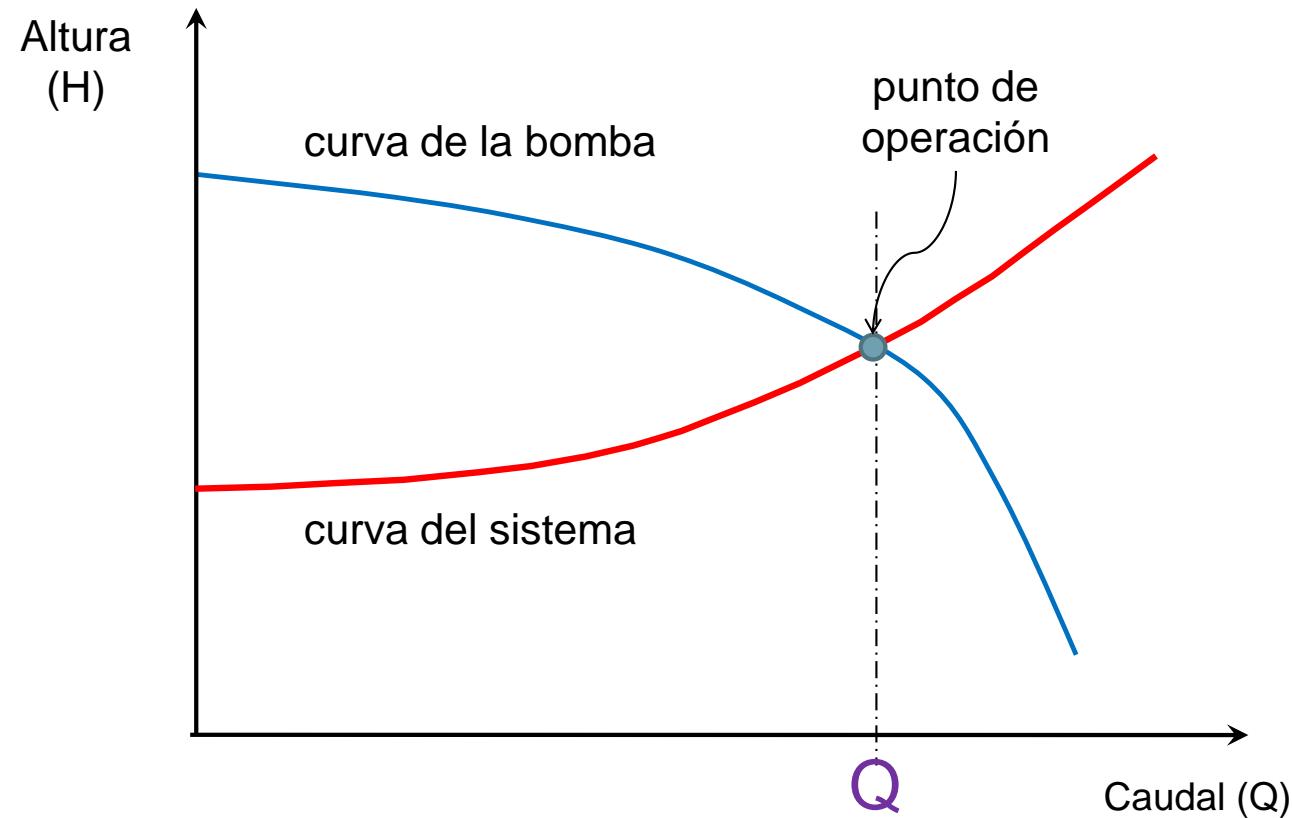
DESEQUILIBRIO
(La bomba daría un H mayor al requerido y
aceleraría al fluido)



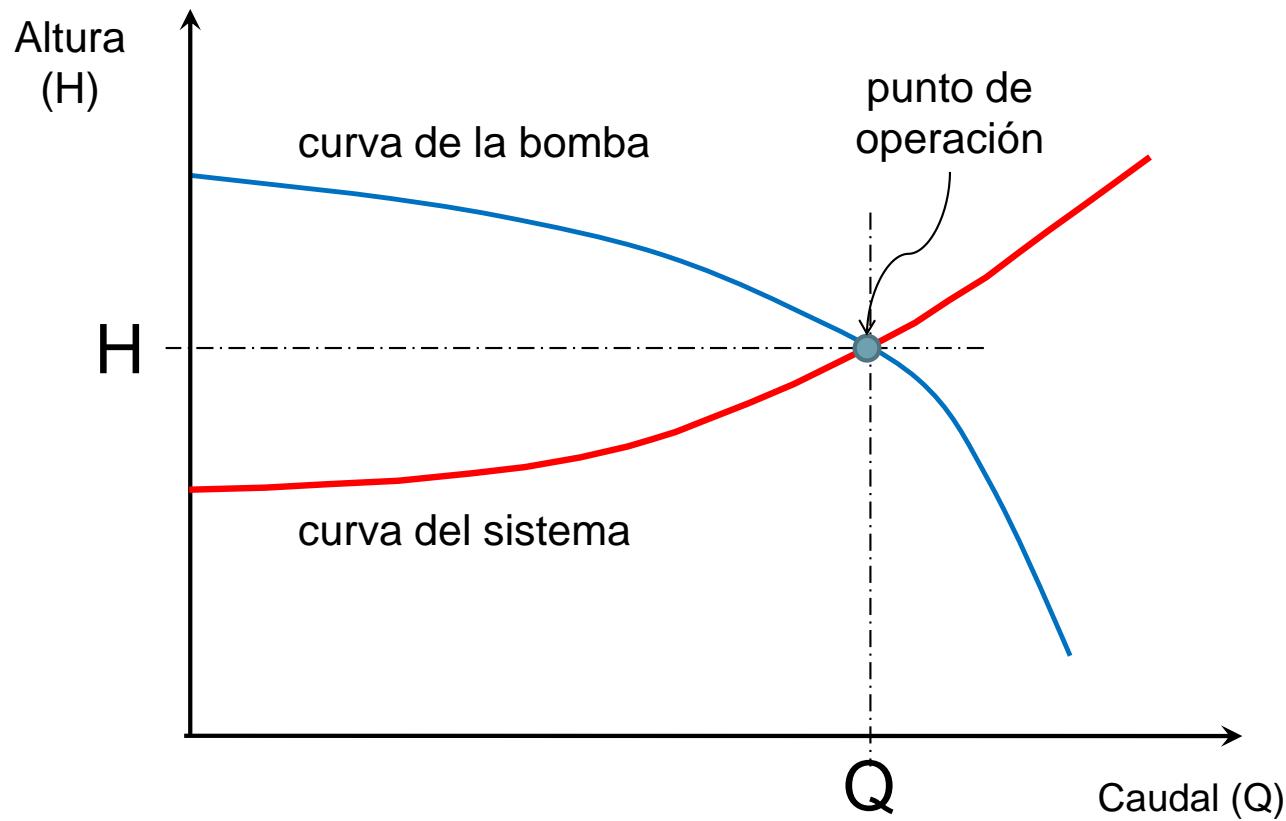
Consideremos el caso de una bomba centrífuga...



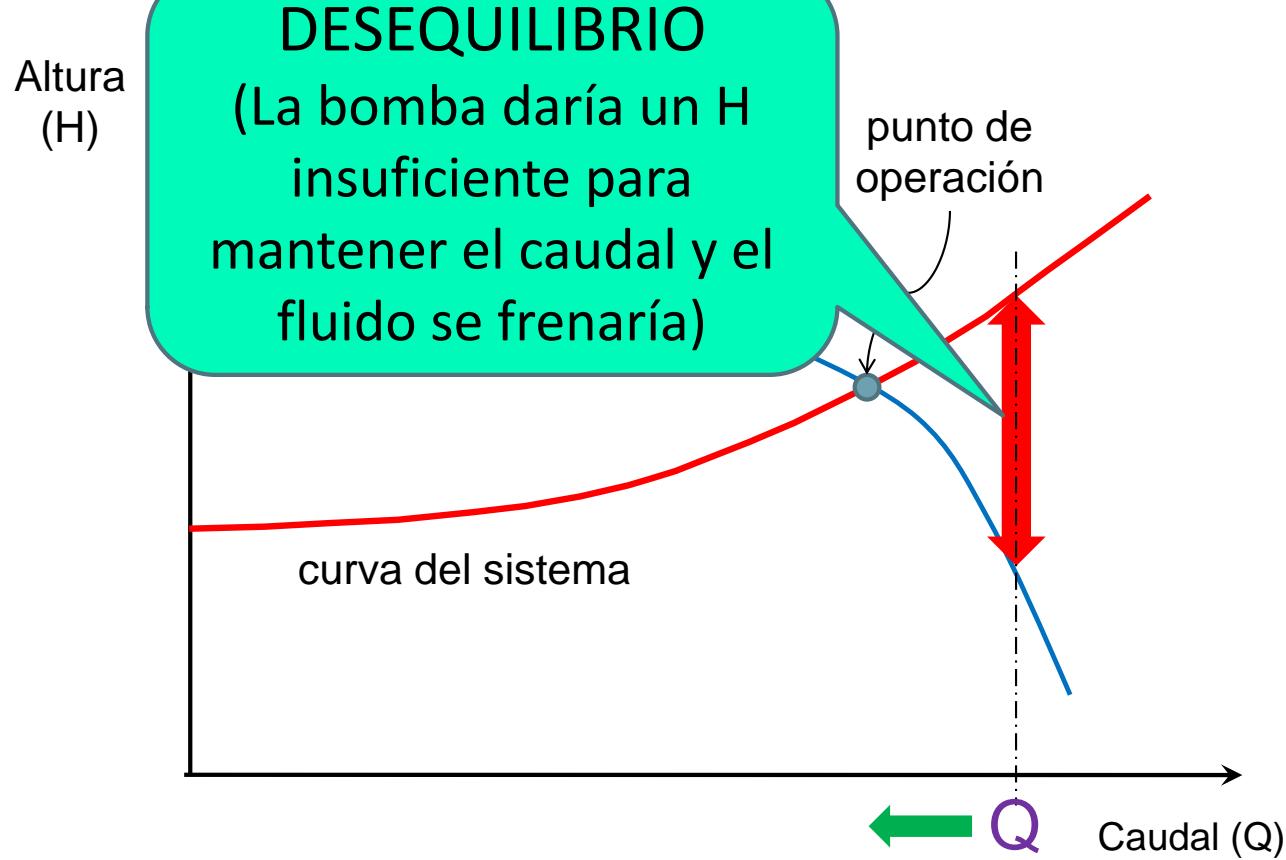
Consideremos el caso de una bomba centrífuga...



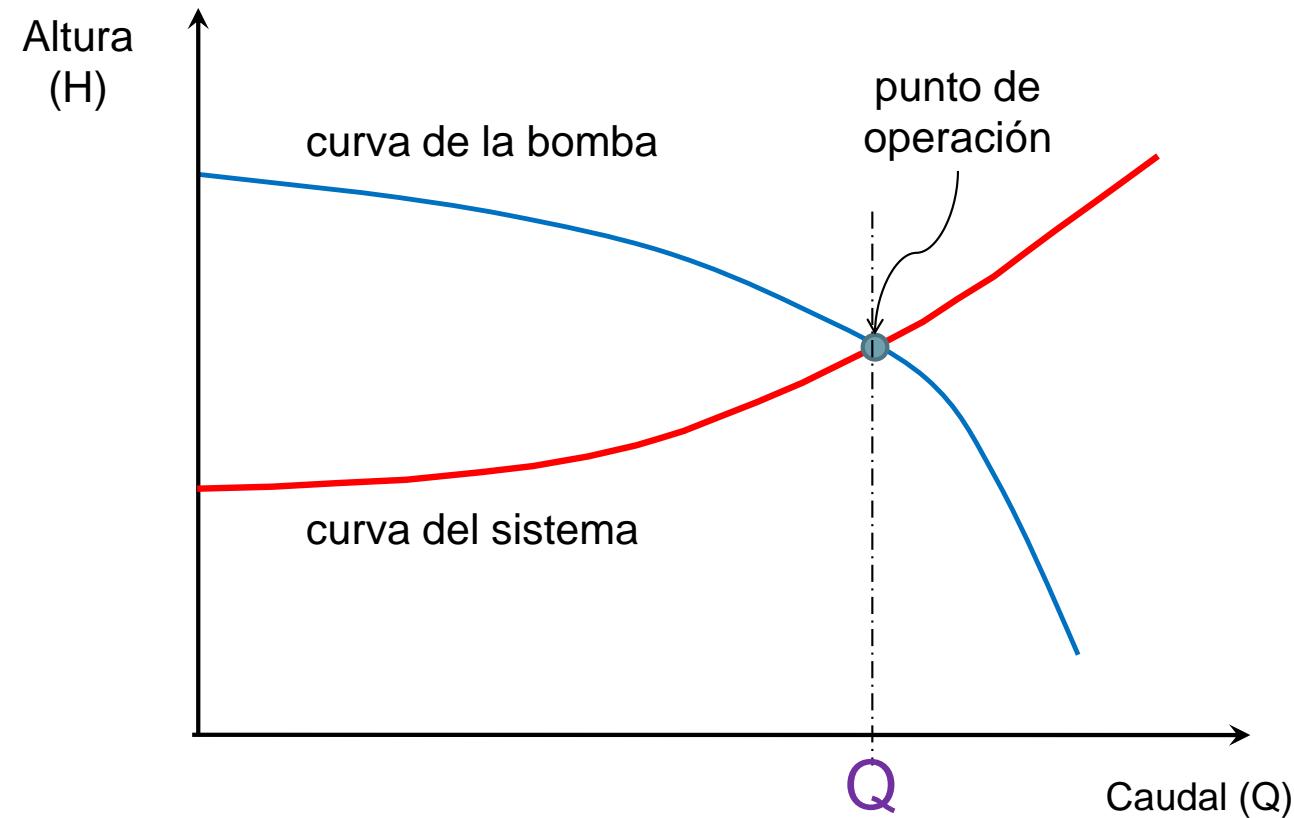
Consideremos el caso de una bomba centrífuga...



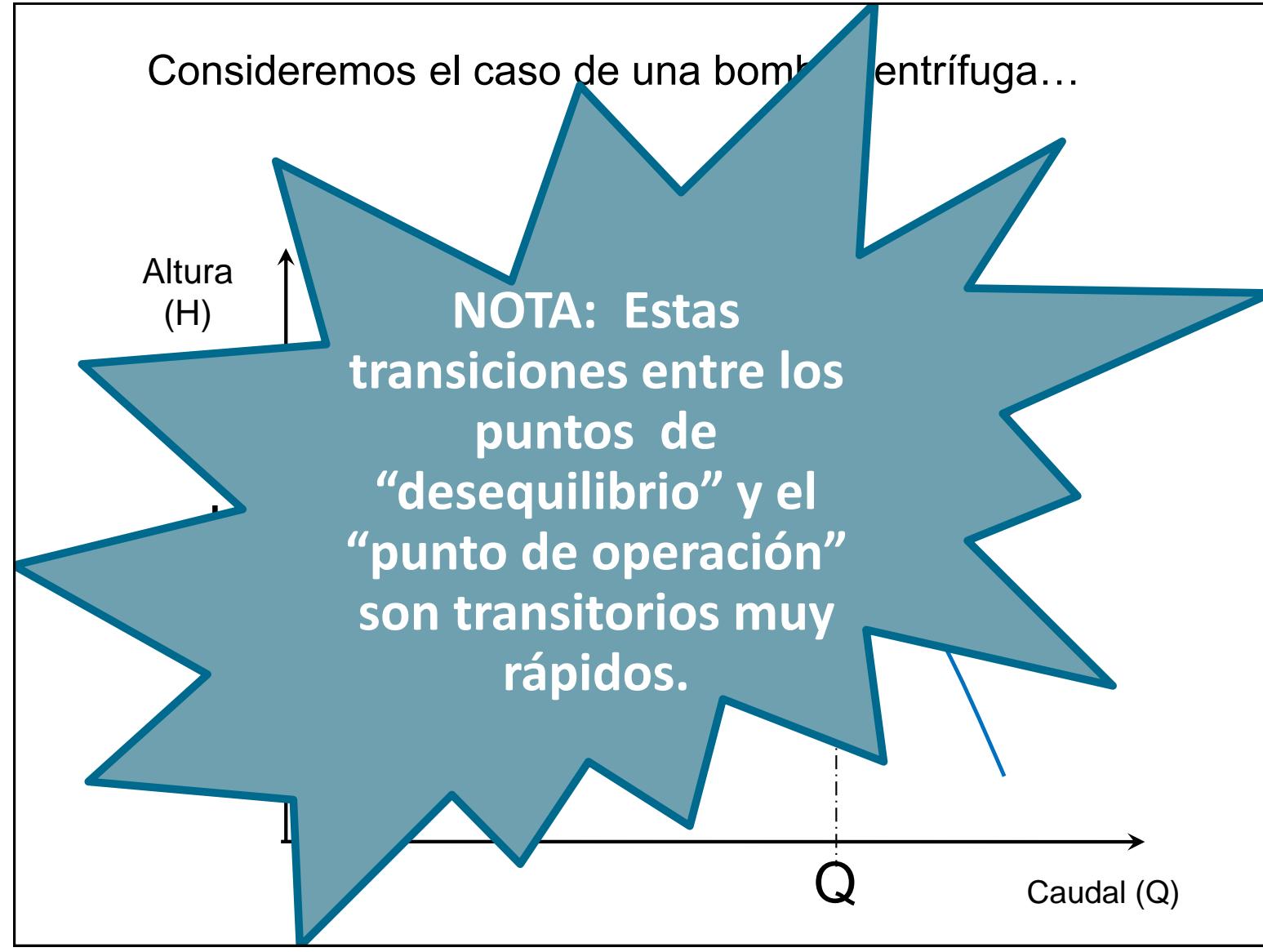
Consideremos el caso de una bomba centrífuga...



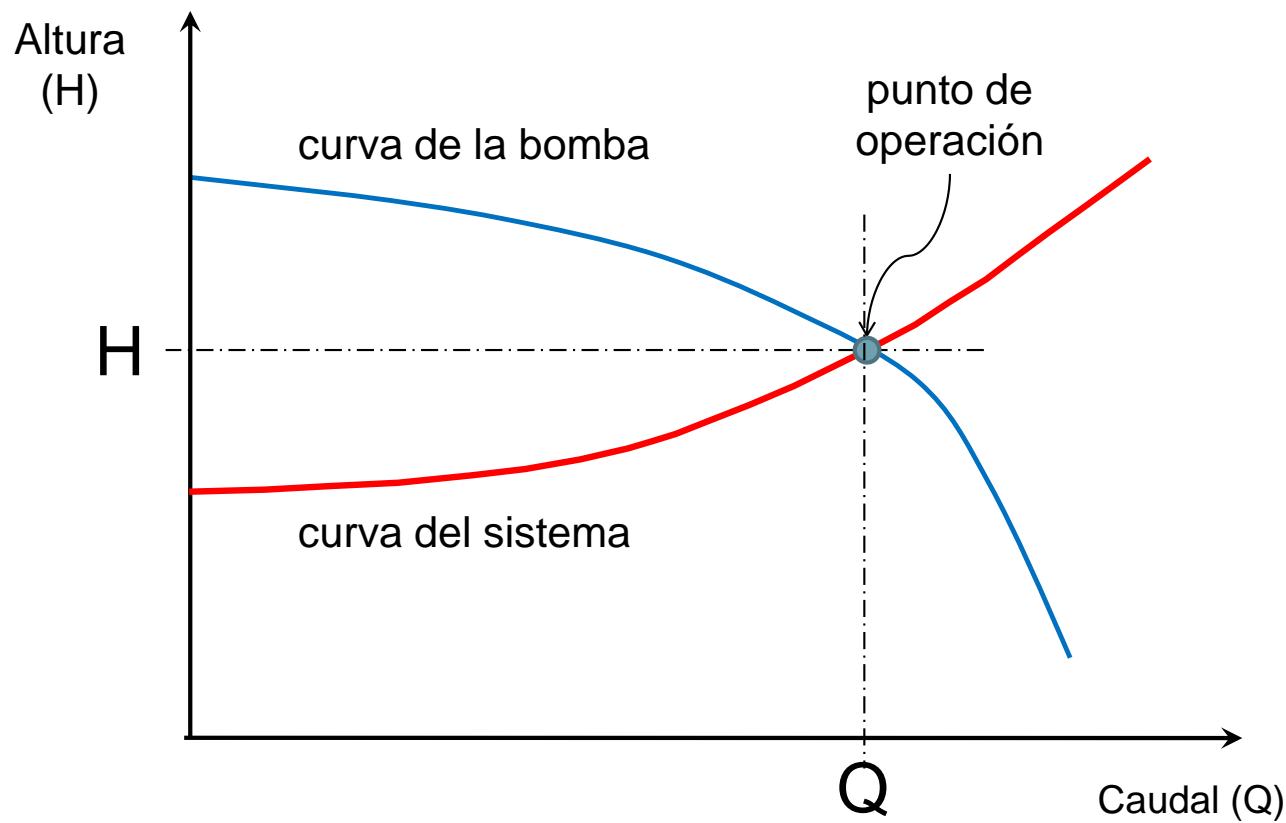
Consideremos el caso de una bomba centrífuga...



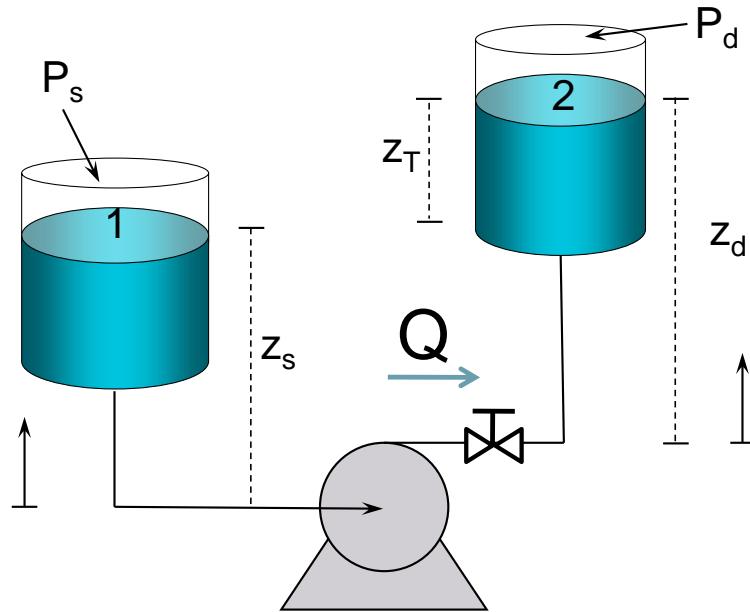
Consideremos el caso de una bomba centrífuga...



Punto de Operación: intersección de la **curva del sistema** con la **curva de funcionamiento de la bomba** (la carga necesaria del sistema debe coincidir con la proporcionada por la bomba).



Ejemplo

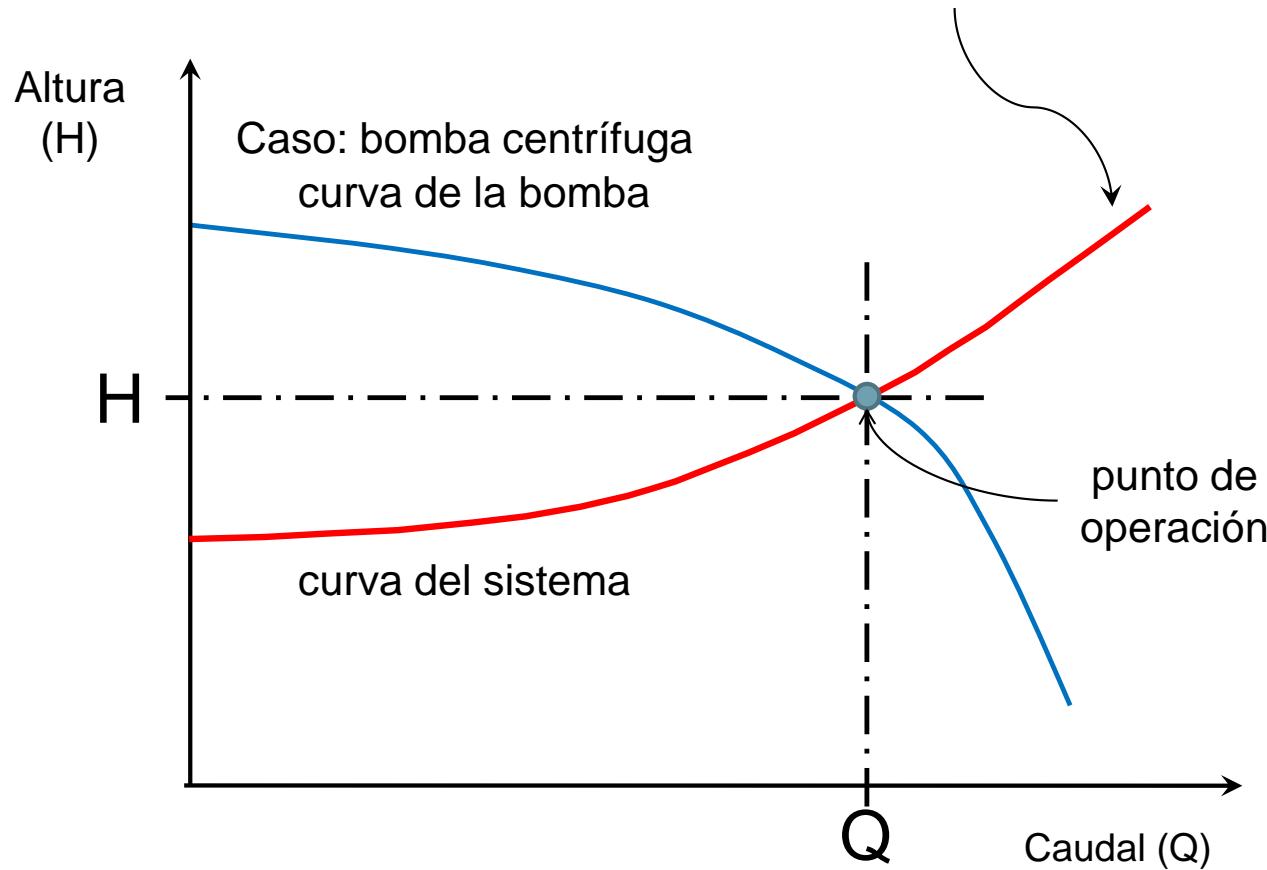


El sistema viene operando en estado estacionario con un caudal Q

¿Qué pasa si cambian las condiciones del sistema?

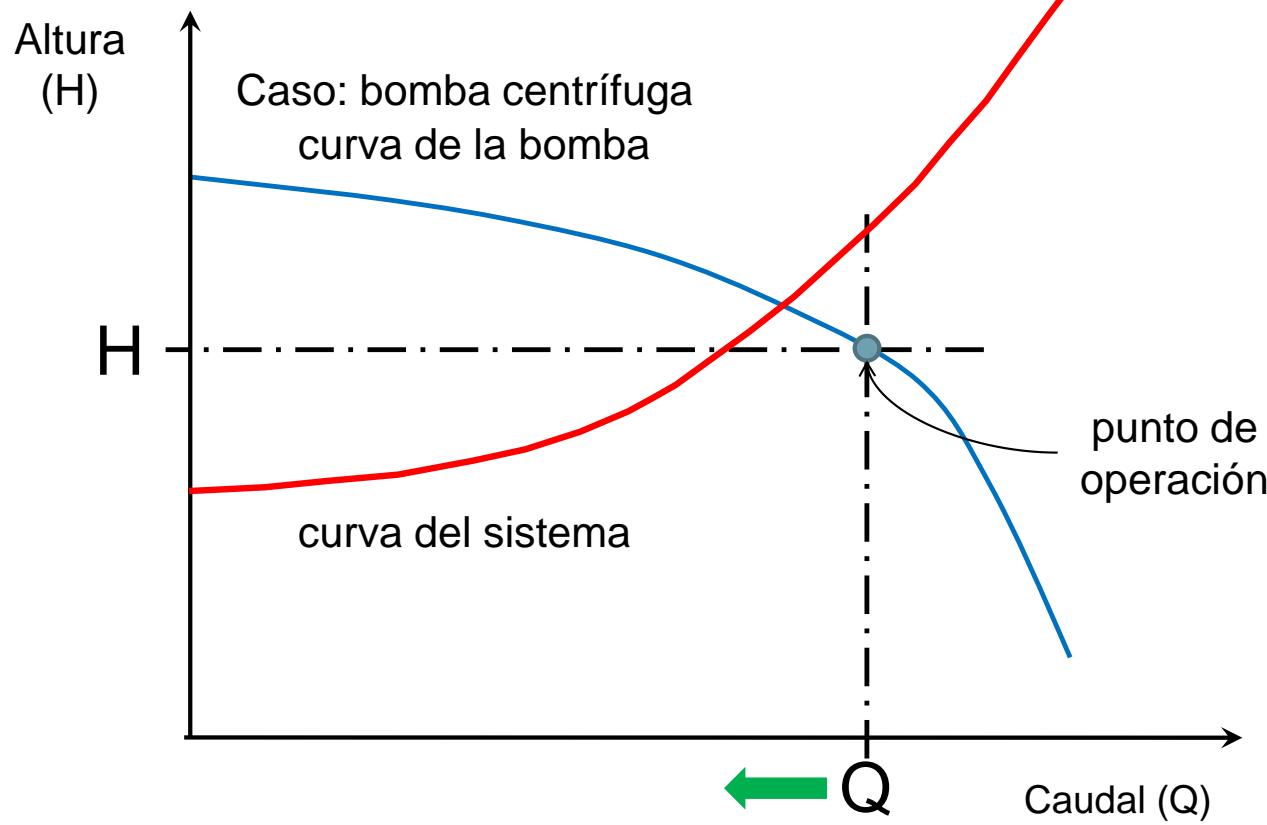
Si por ejemplo, se cierra un poco la válvula?

$$H = z_T + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \frac{8}{g \pi^2 D^4} Q^2$$



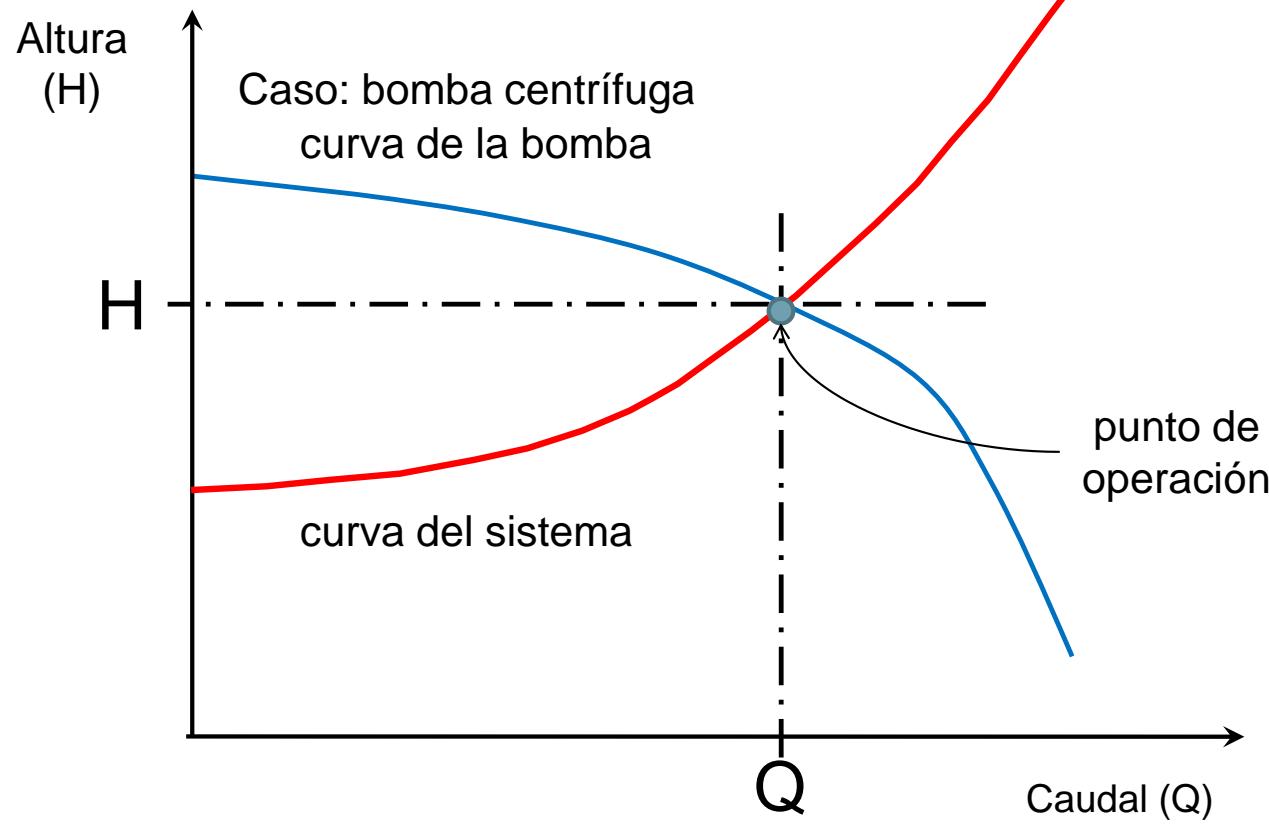
Si por ejemplo, se cierra un poco la válvula?

$$H = z_T + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \frac{8}{g \pi^2 D^4} Q^2$$



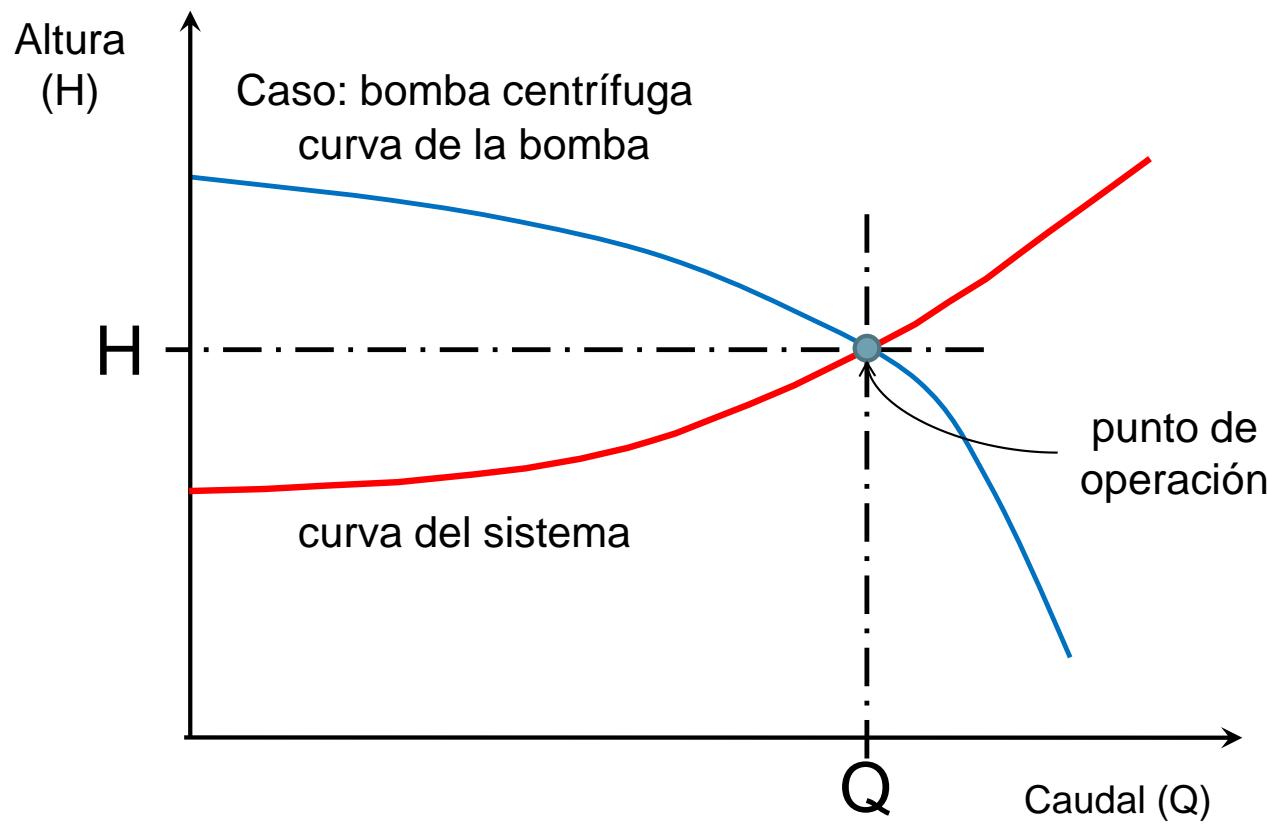
Si por ejemplo, se cierra un poco la válvula?

$$H = z_T + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \frac{8}{g \pi^2 D^4} Q^2$$



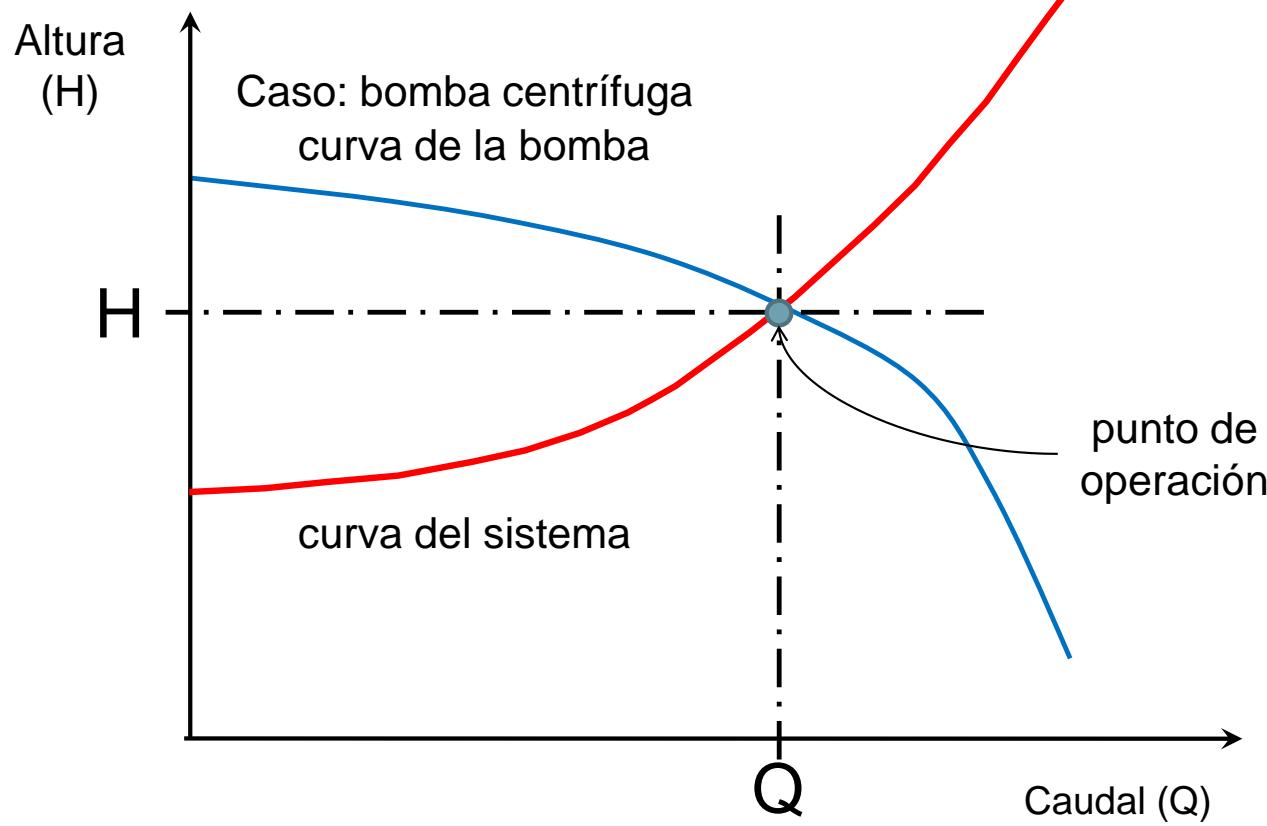
El “cambio” de caudal se irá dando “junto” con el cierre de la válvula

$$H = z_T + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \frac{8}{g \pi^2 D^4} Q^2$$



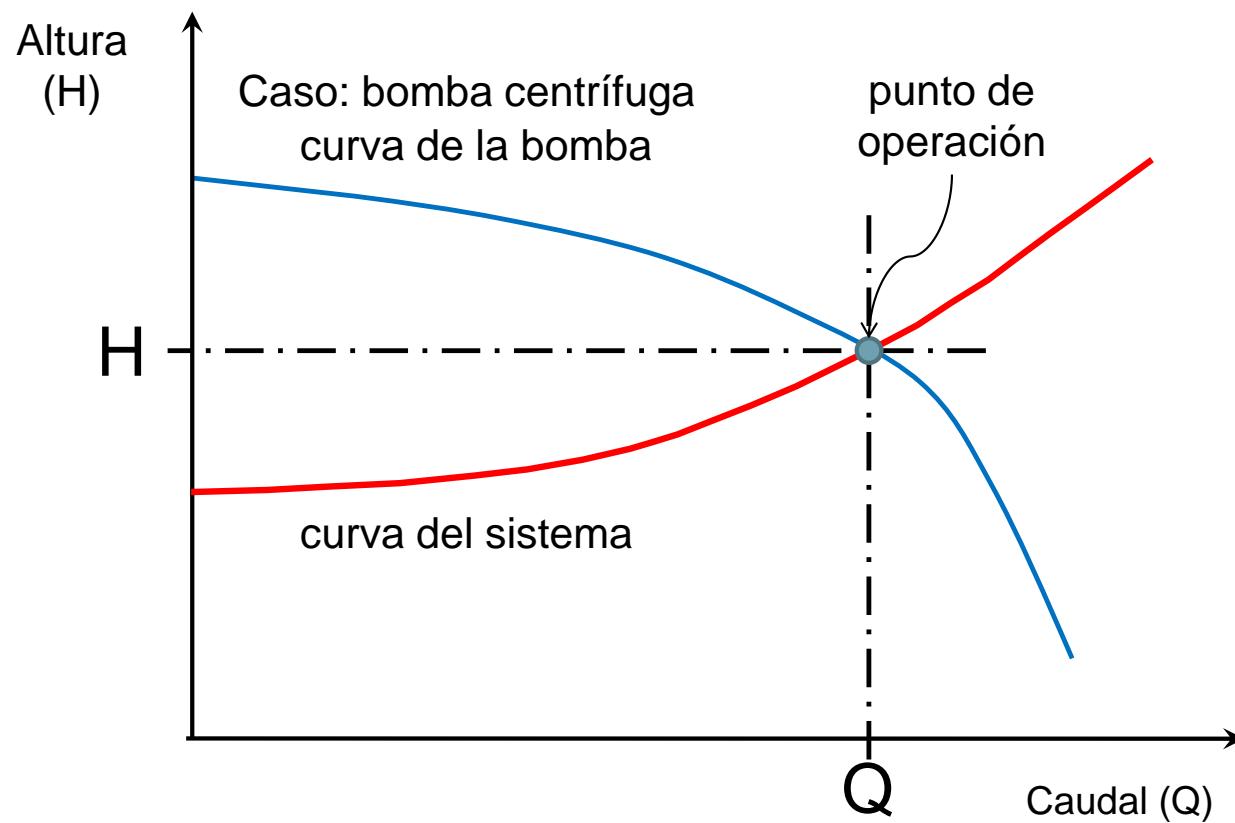
El “cambio” de caudal se irá dando “junto” con el cierre de la válvula

$$H = z_T + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \frac{8}{g \pi^2 D^4} Q^2$$



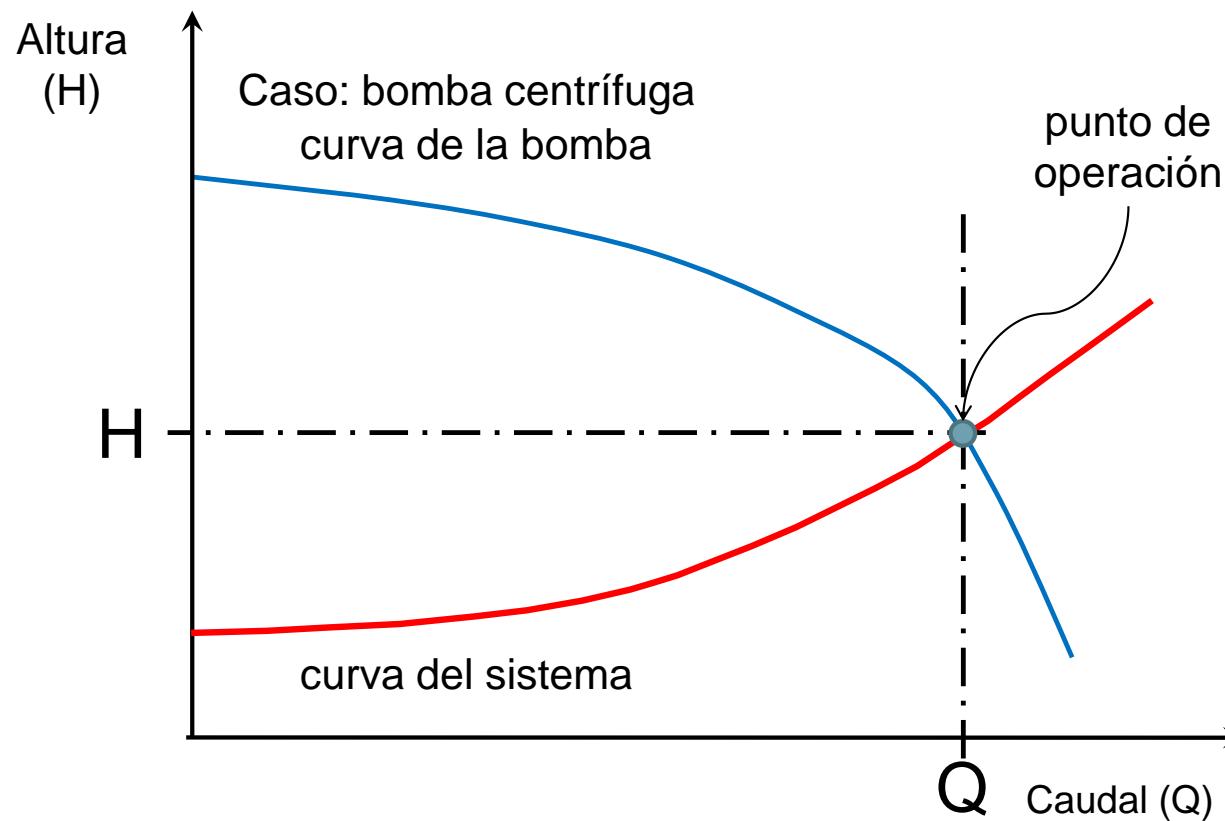
...y si por ejemplo, se reduce el desnivel?

$$H = z_T + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \frac{8}{g \pi^2 D^4} Q^2$$



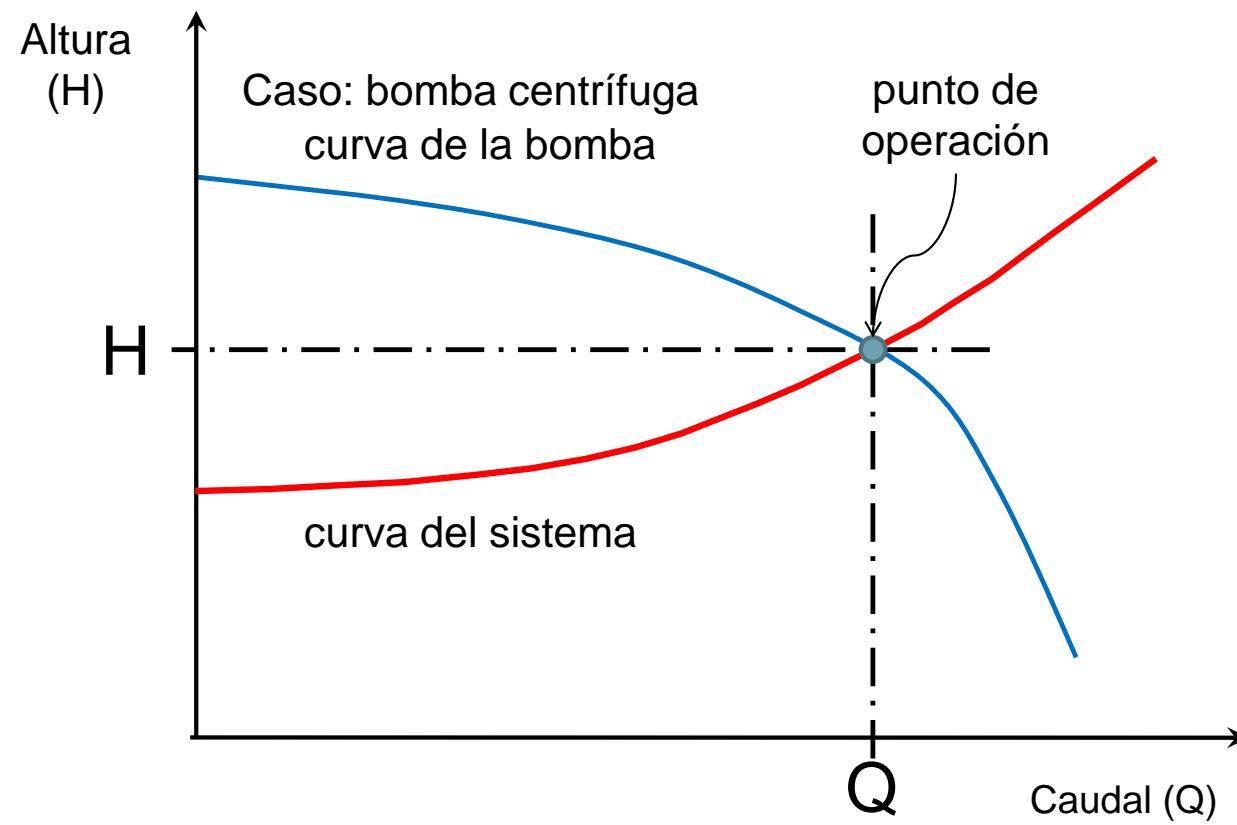
...y si por ejemplo, se reduce el desnivel?

$$H = z_T + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \frac{8}{g \pi^2 D^4} Q^2$$

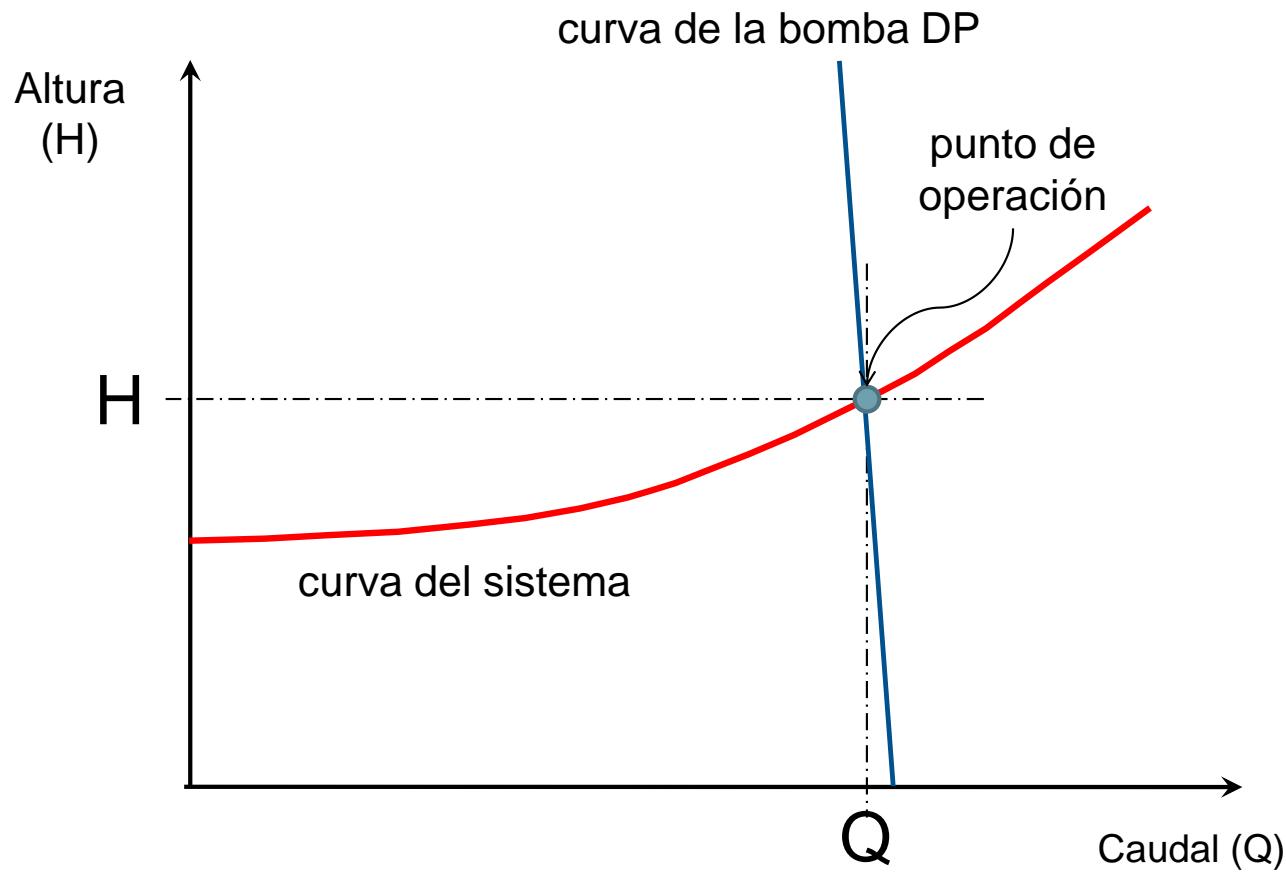


...y qué pasaría si el fluido se enfriá?

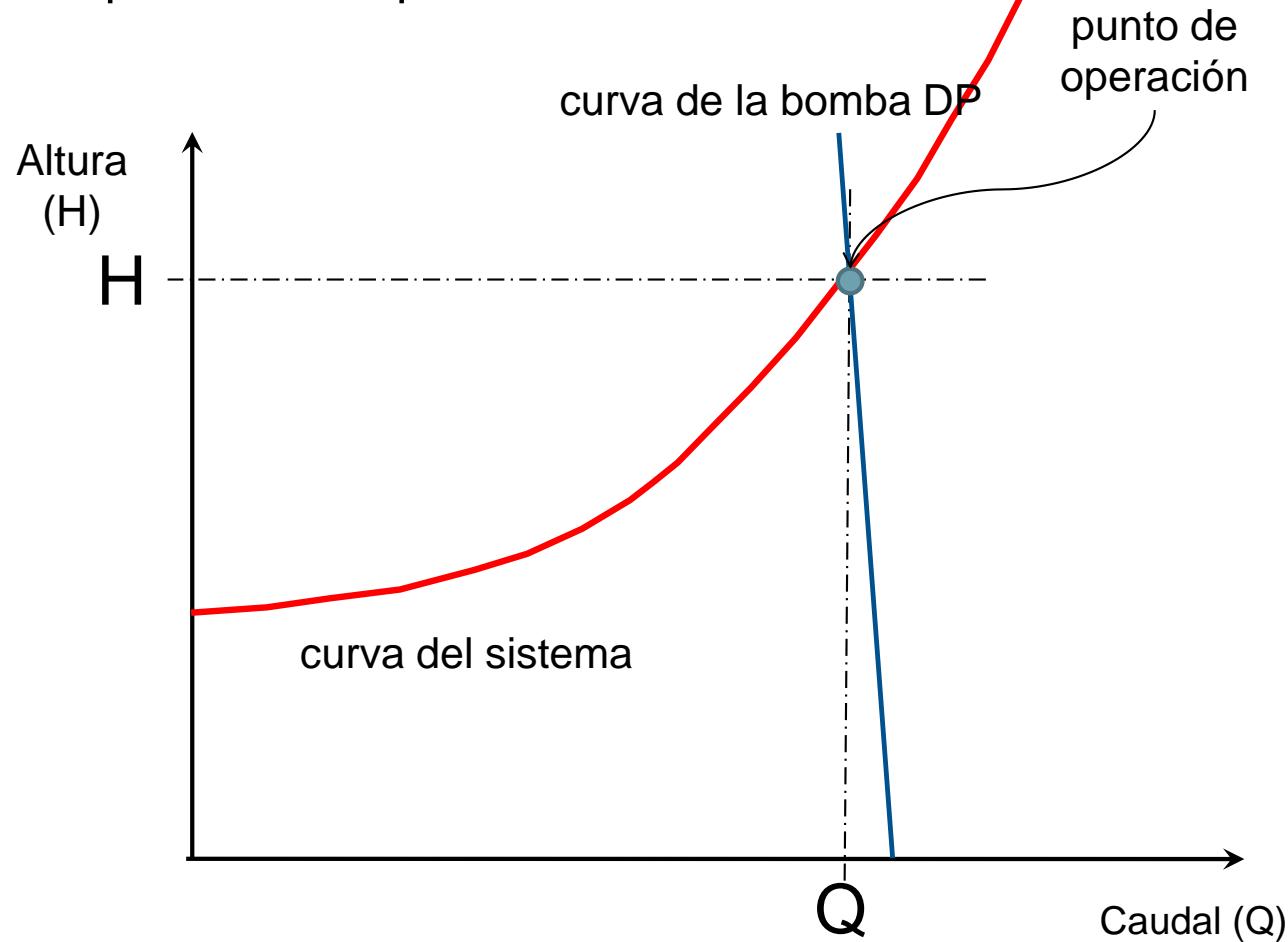
$$H = z_T + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \frac{8}{g \pi^2 D^4} Q^2$$



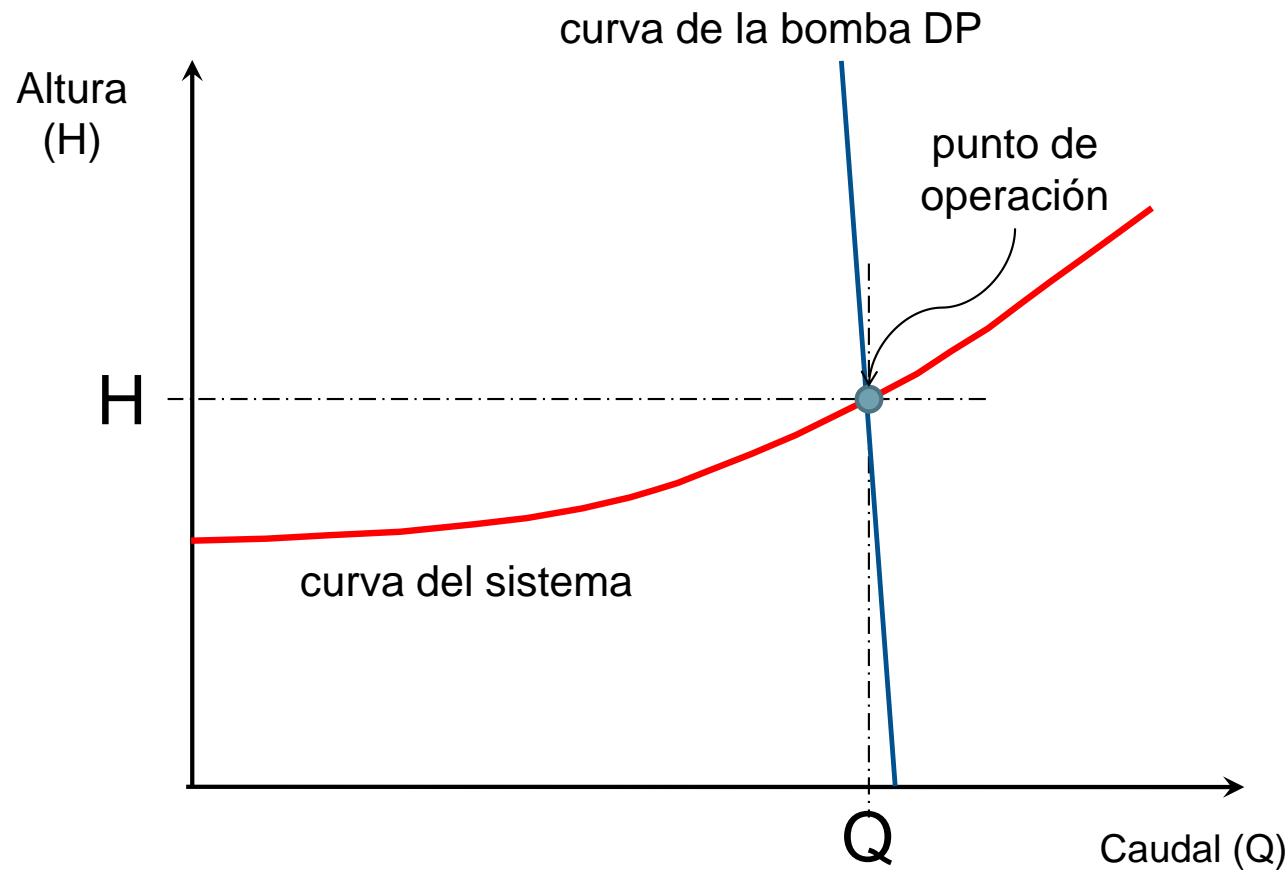
Consideremos el caso de una bomba de desplazamiento positivo...



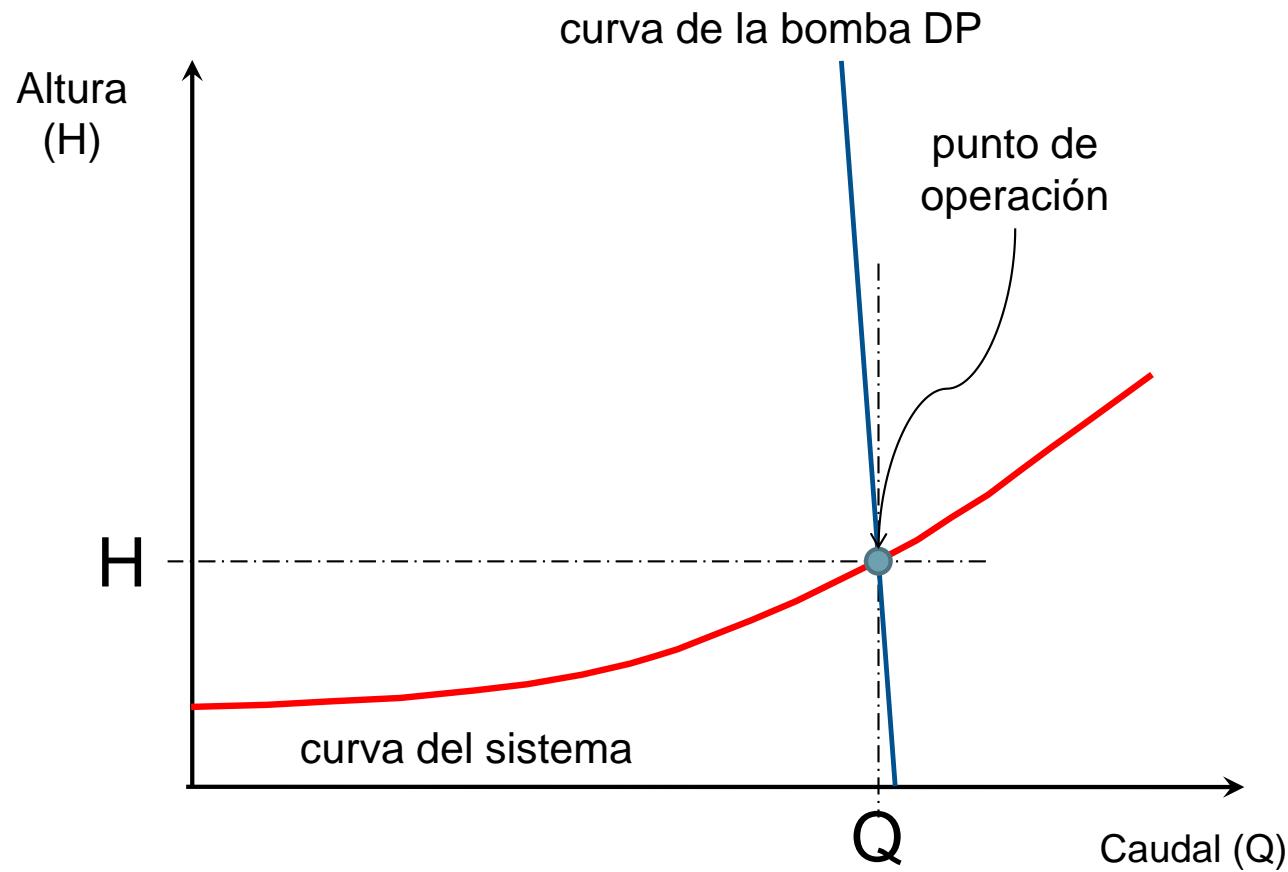
Consideremos el caso de una bomba de desplazamiento positivo...



Consideremos el caso de una bomba de desplazamiento positivo...



Consideremos el caso de una bomba de desplazamiento positivo...



Cuestiones Generales

1. Cantidad de fluido a ser bombeado, Q
2. Presión desarrollada por la bomba, carga/altura total, H
3. Condiciones de succión y NPSH
4. Potencia y eficiencia de la bomba

Condiciones de succión

Las condiciones de succión deben asegurar que no ocurra CAVITACION.

Pero... ¿qué es CAVITACION?

Cavitación

Cavitación: fenómeno que ocurre cuando hay una disminución local de presión que produce vaporización parcial del fluido ($P < P_{vapor}$ fluido a la temp. de bombeo)

Cavitación

Cavitación: fenómeno que ocurre cuando hay una disminución local de presión que produce vaporización parcial del fluido ($P < P_{vapor}$ fluido a la temp. de bombeo)

Puede producir:

- flujo inestable (oscilaciones en el flujo),
- vibraciones y ruido,
- pérdida en eficiencia
- daño mecánico: erosión localizada muy intensa

Ejemplos para el caso del agua

Diagrama de Fases del Agua

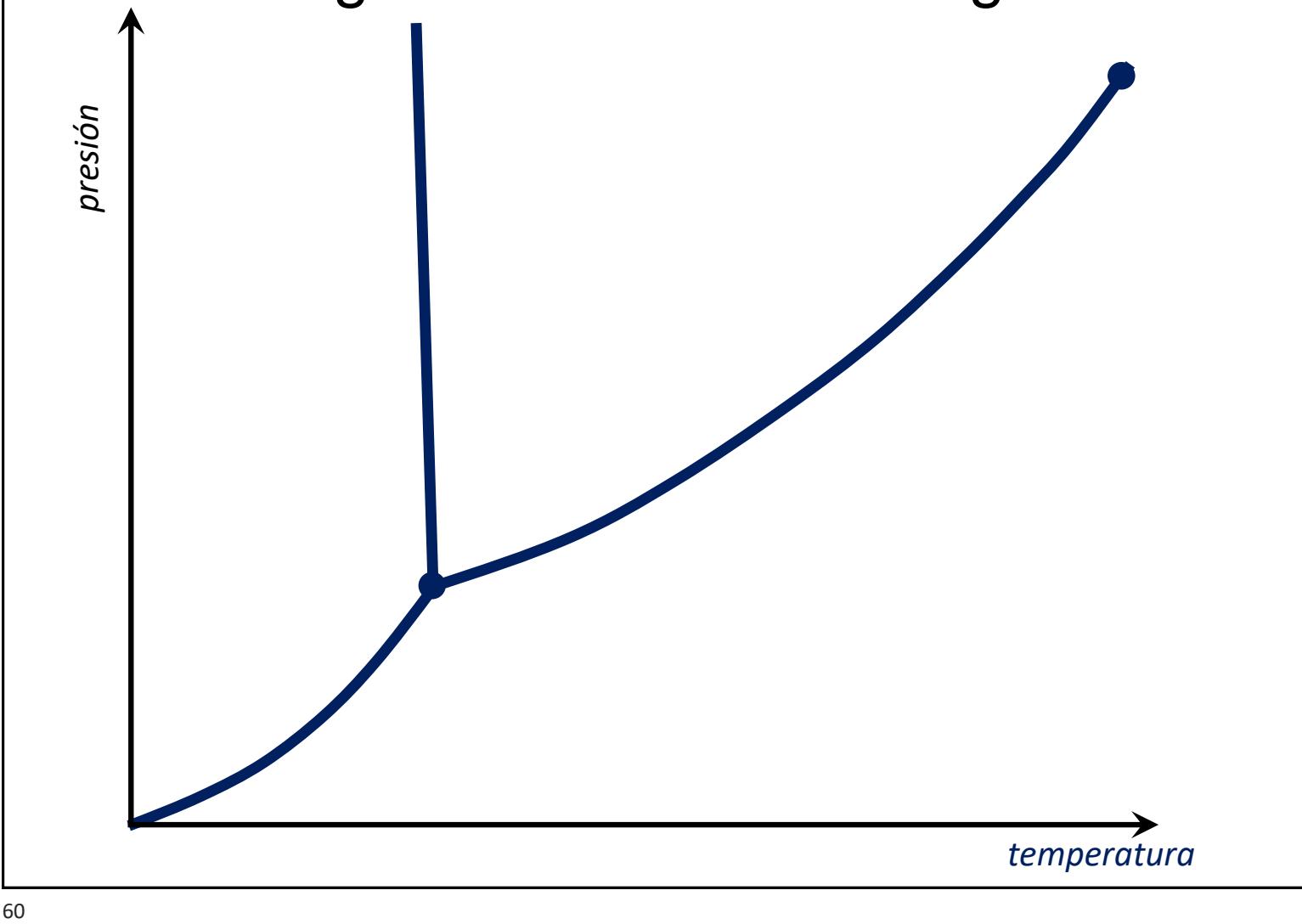


Diagrama de Fases del Agua

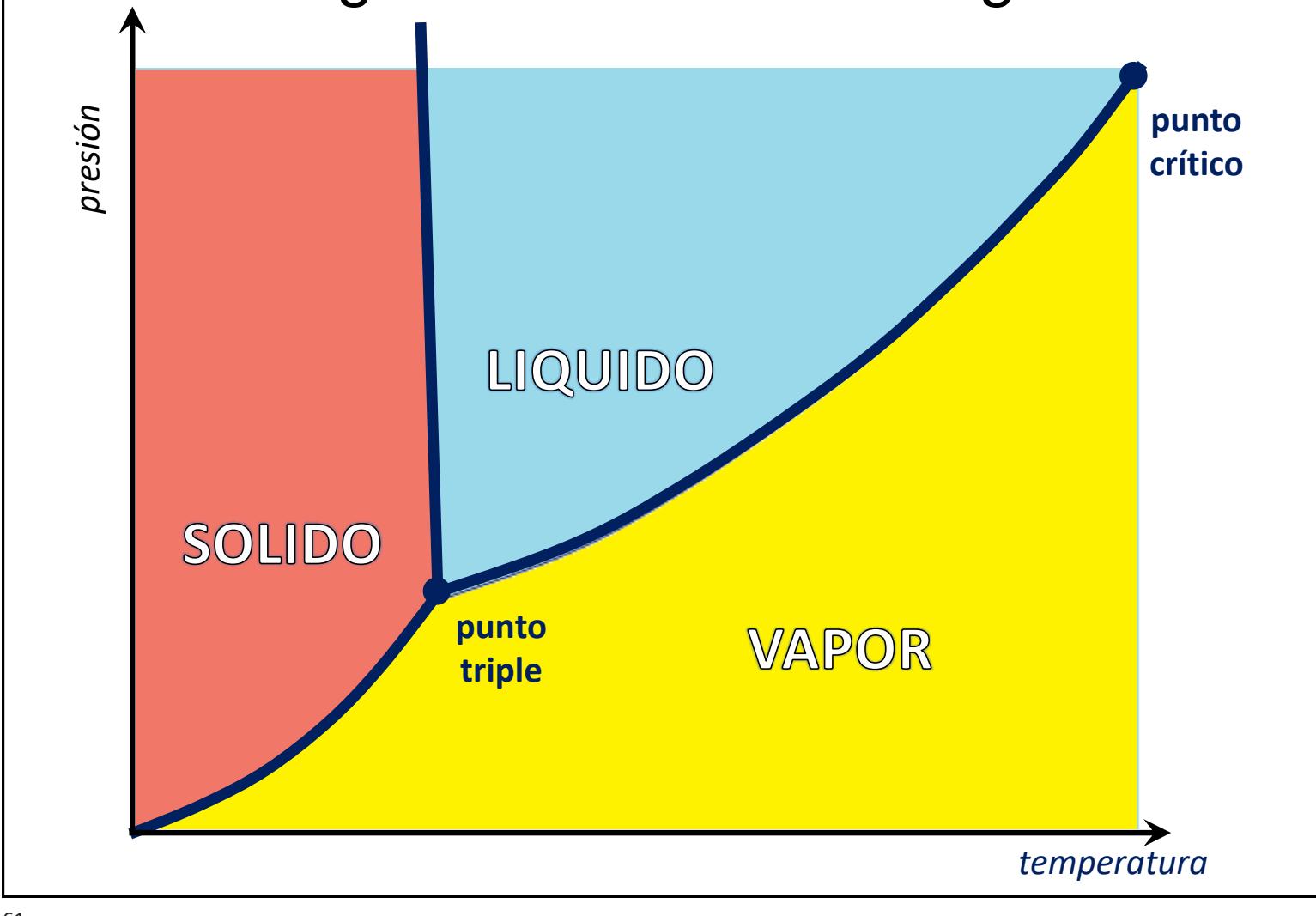


Diagrama de Fases del Agua

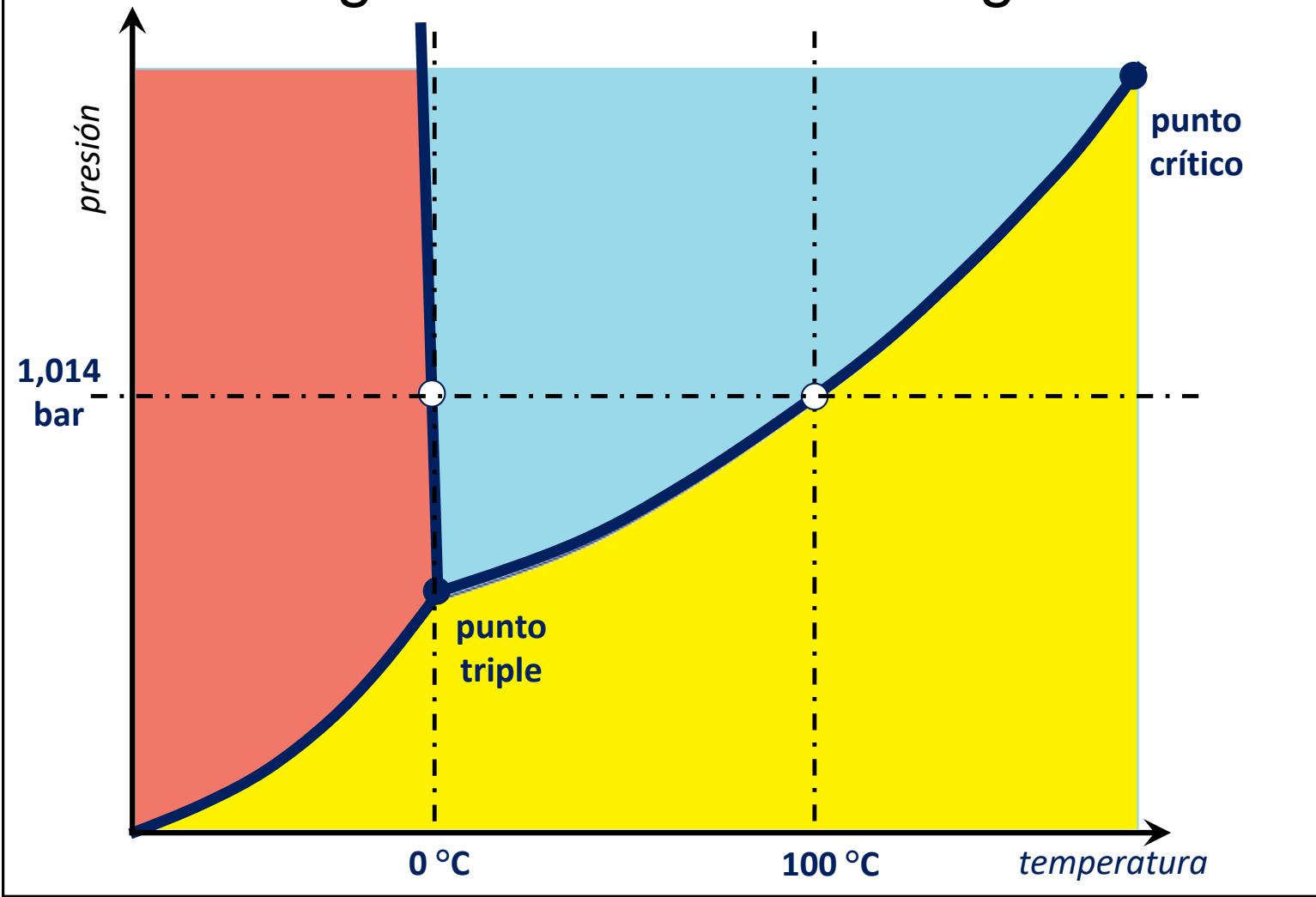


Diagrama de Fases del Agua

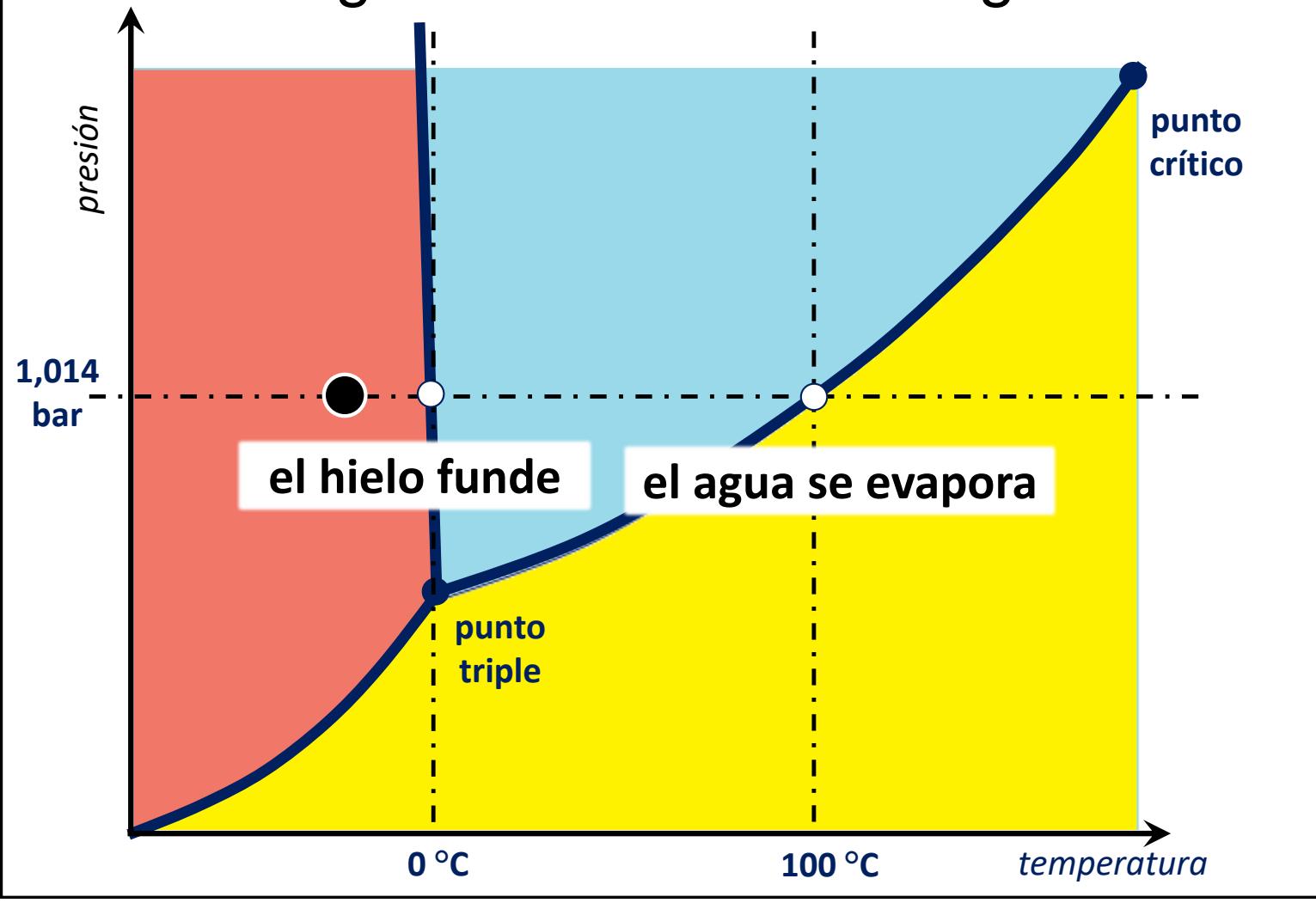
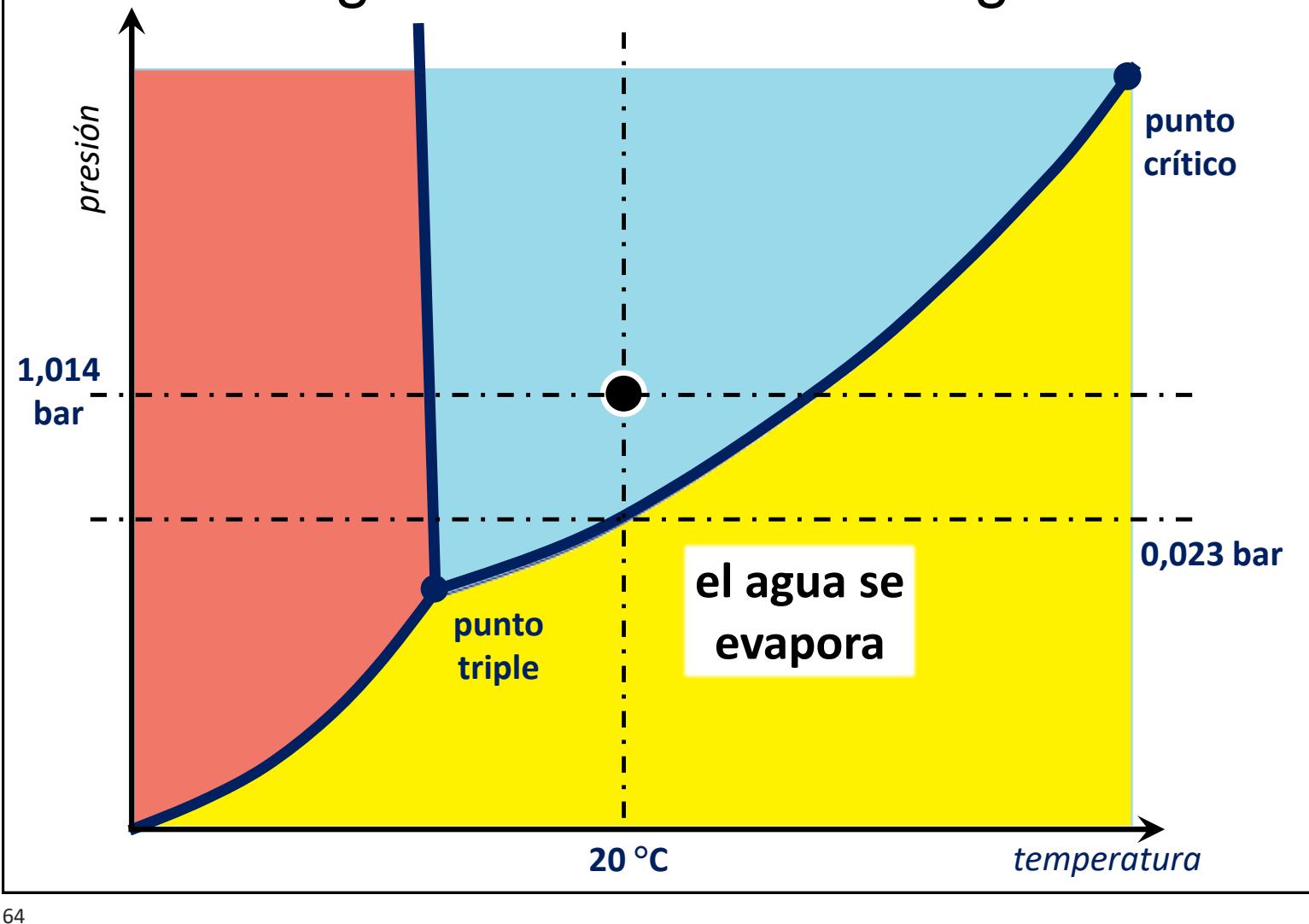


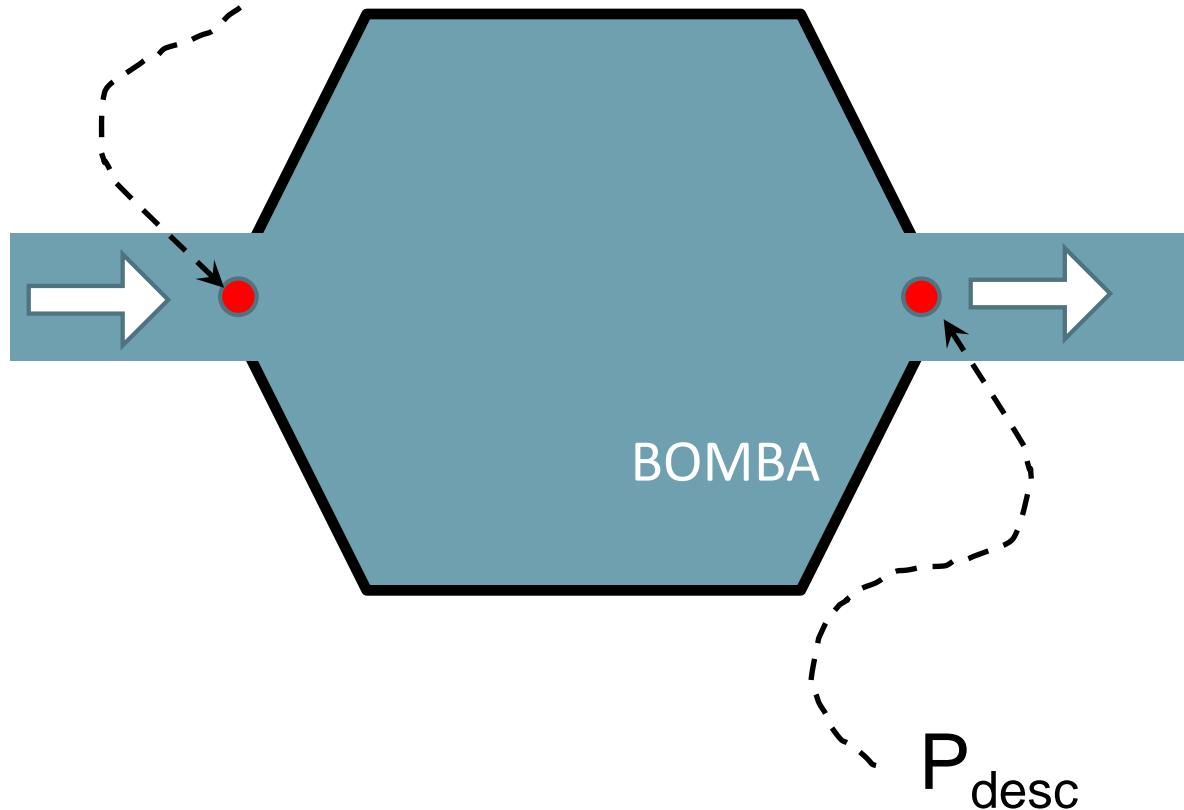
Diagrama de Fases del Agua



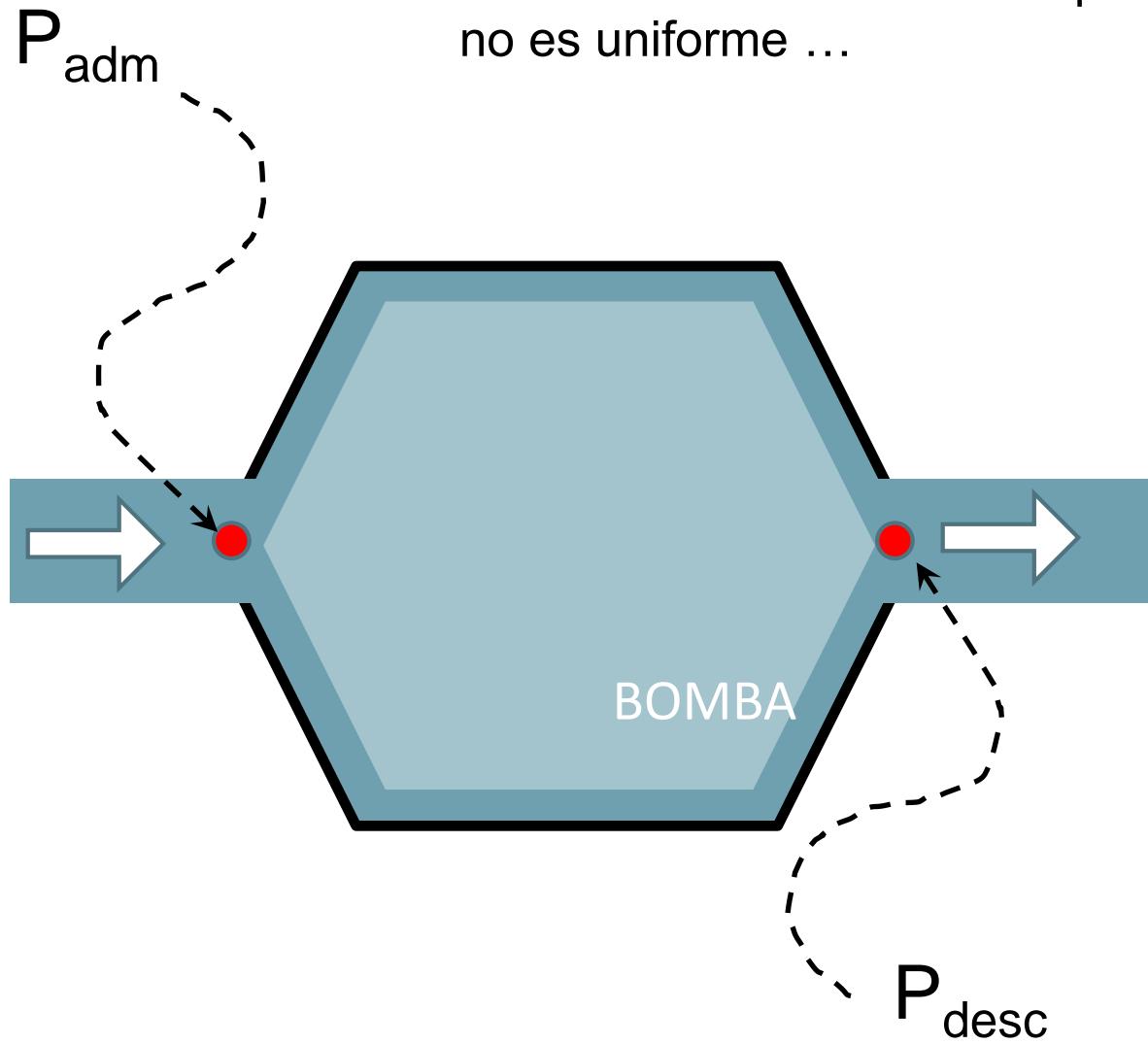
P_{adm}

Lo que bombeamos es un líquido (fluido incompresible) por lo que seguramente P_{adm} está por encima de la P_{vapor}

A su vez por efecto de la bomba, $P_{desc} > P_{adm}$



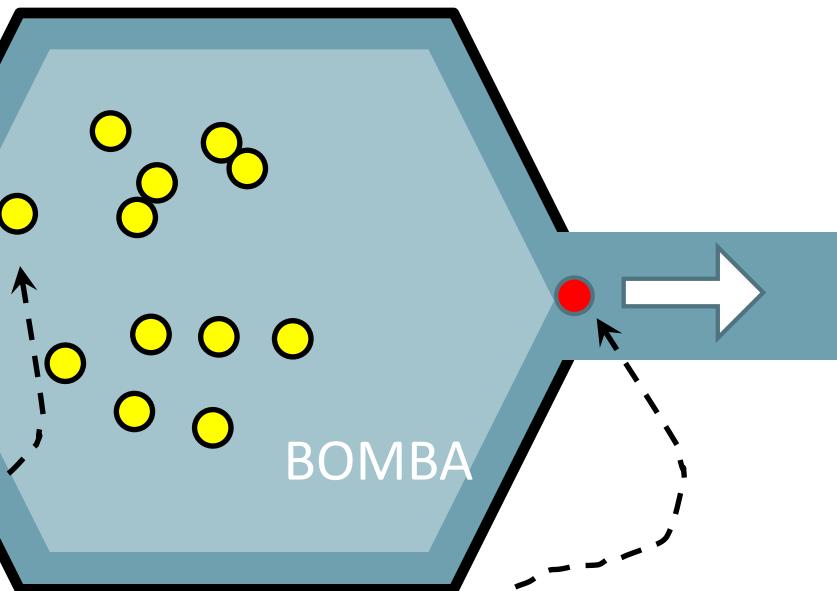
Pero dentro de la bomba la presión
no es uniforme ...



Pero dentro de la bomba la presión no es uniforme ...

y hay lugares donde puede llegar a ser menor que P_{adm}

P_{adm}

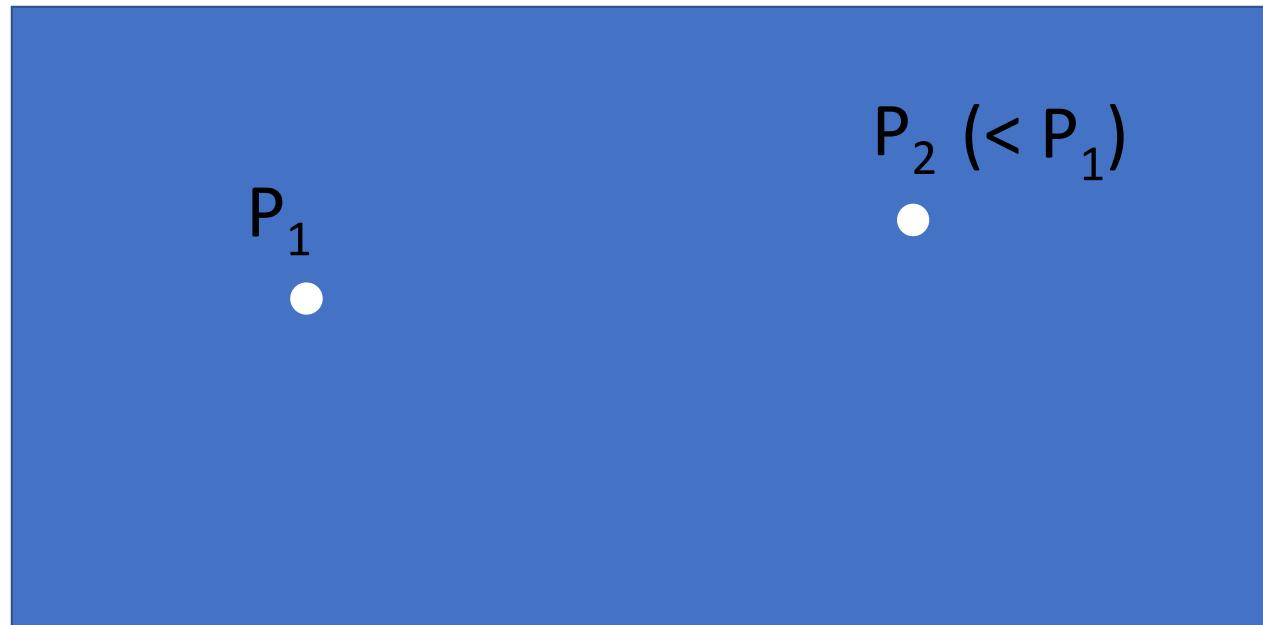


supongamos que en ese punto se llega a la P_{min}

¿y si
 $P_{min} < P_{vapor}$?

P_{desc}

¿Qué condiciones pueden provocar la caída de presión estática en el seno del fluido?



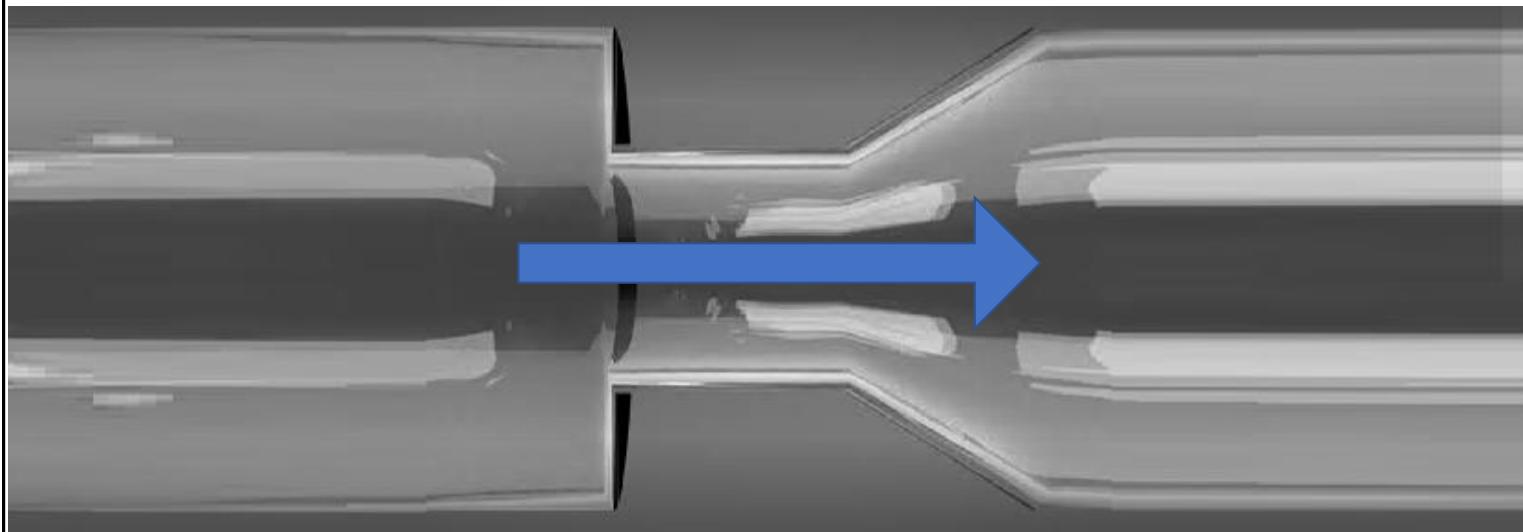
¿Qué condiciones pueden provocar la caída de presión estática en el seno del fluido?

P₁

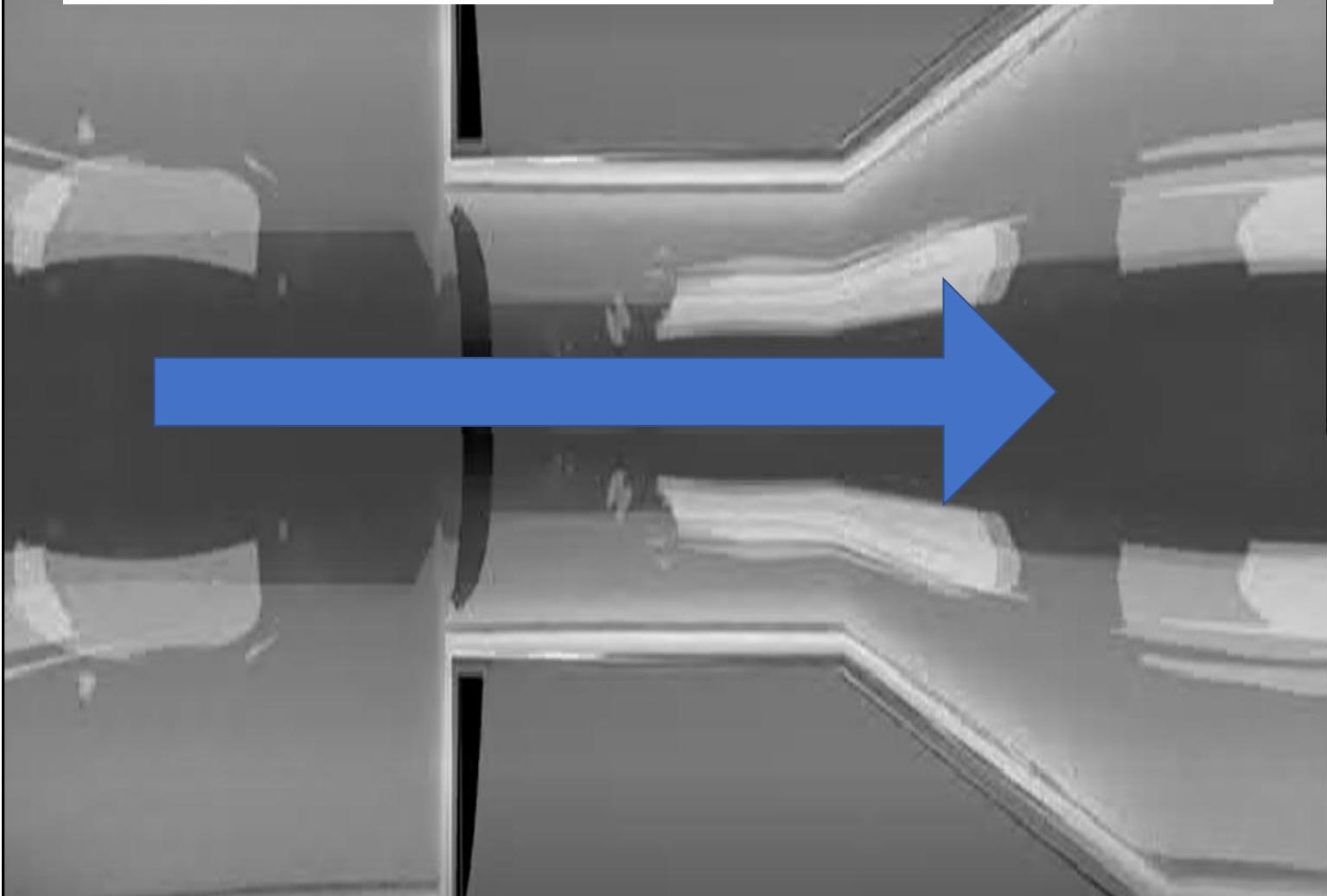
P₂ (< P₁)

$$\frac{\Delta u^2}{2 \alpha g} + \Delta z + \frac{\Delta P}{\rho g} g_c + \Delta h_F = 0$$

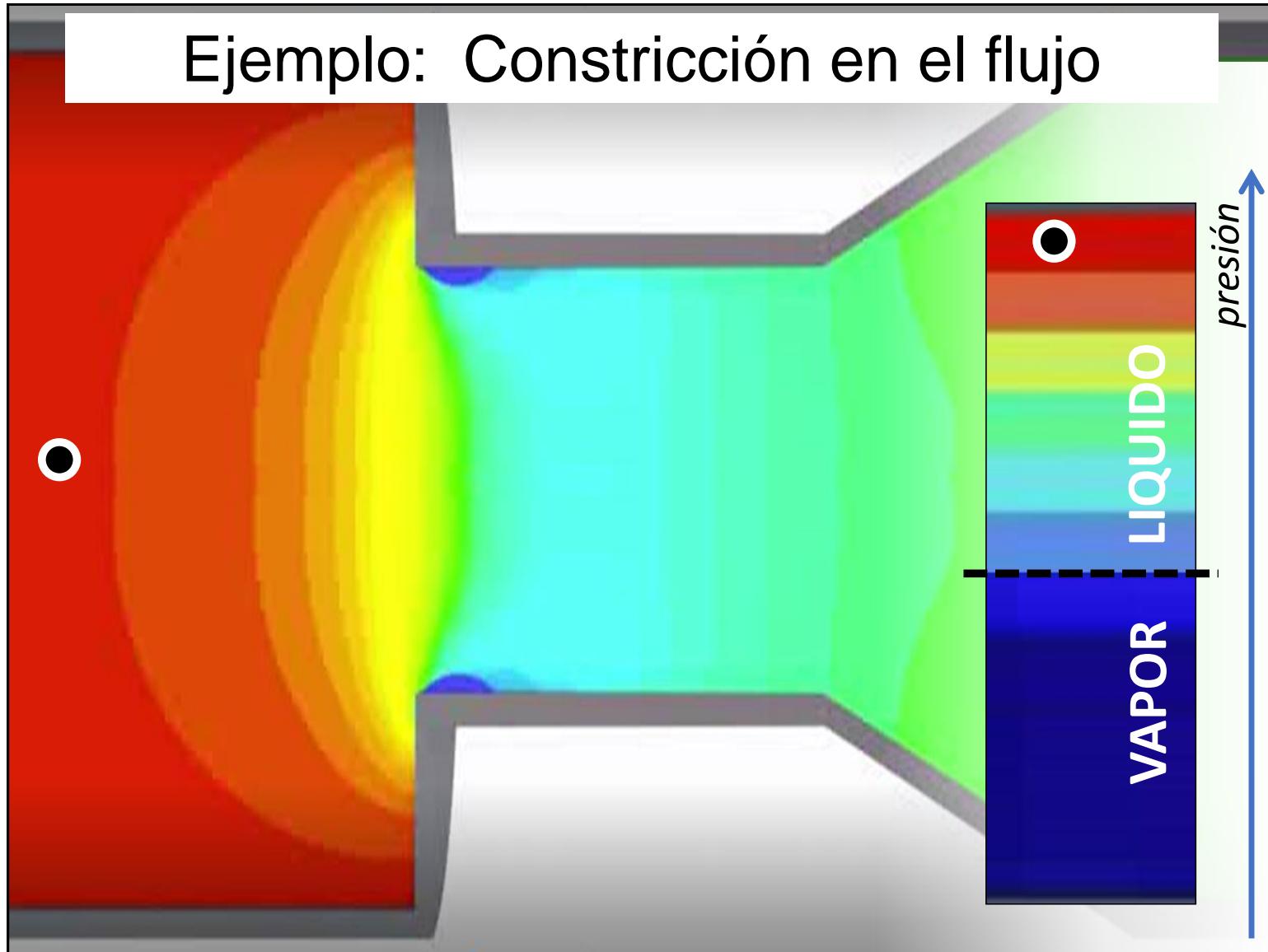
Ejemplo: Constricción en el flujo



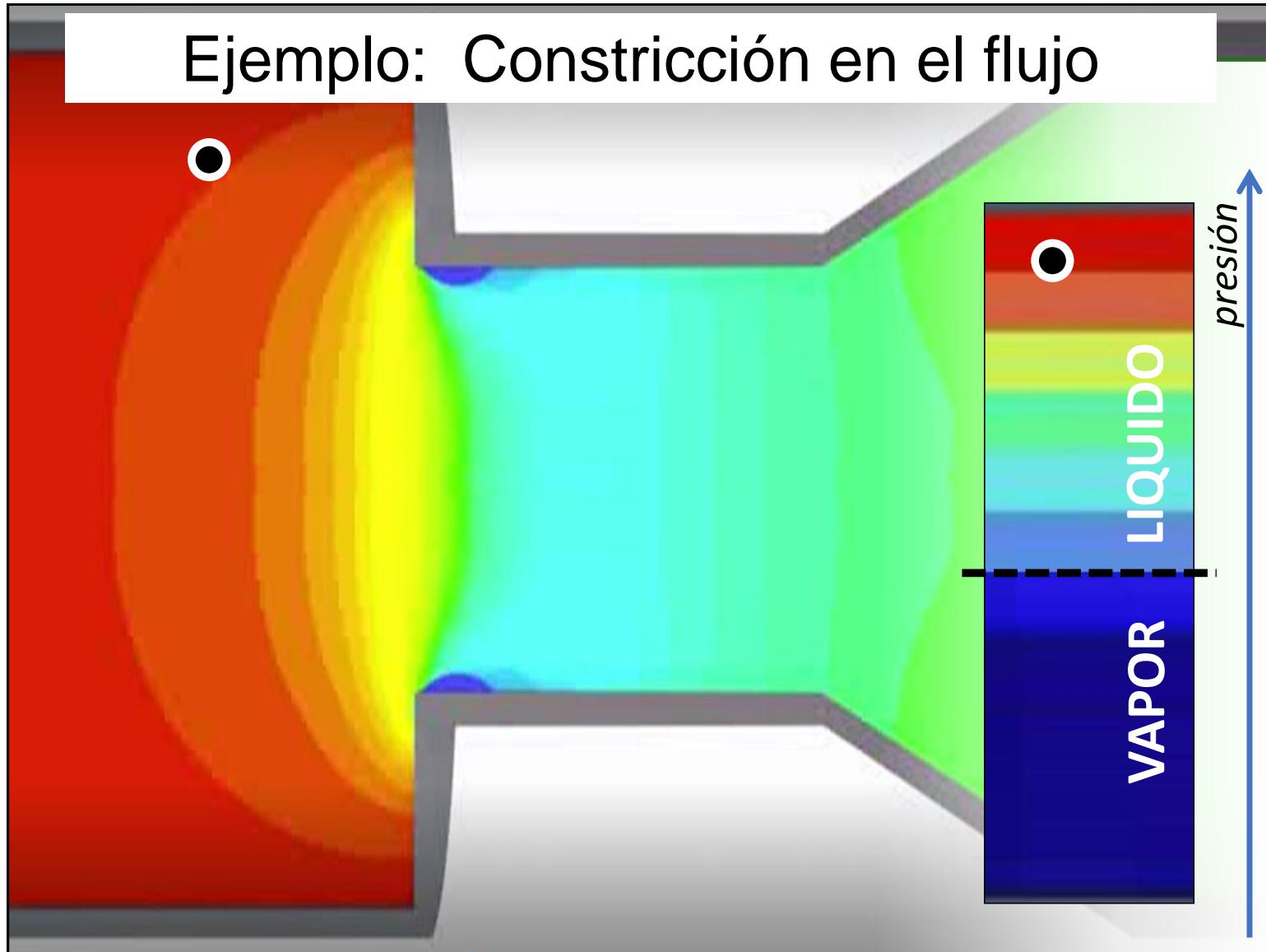
Ejemplo: Constricción en el flujo



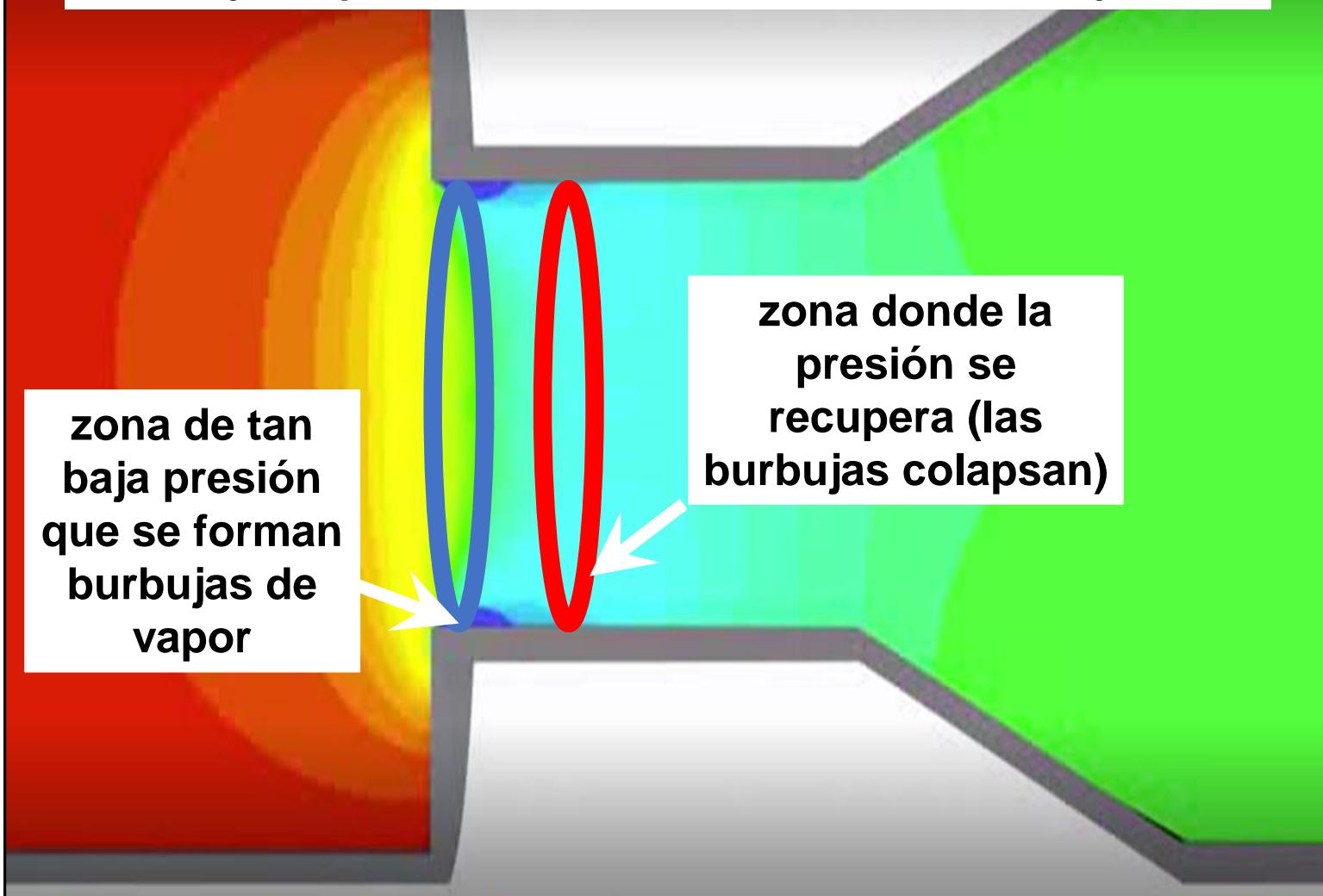
Ejemplo: Constricción en el flujo

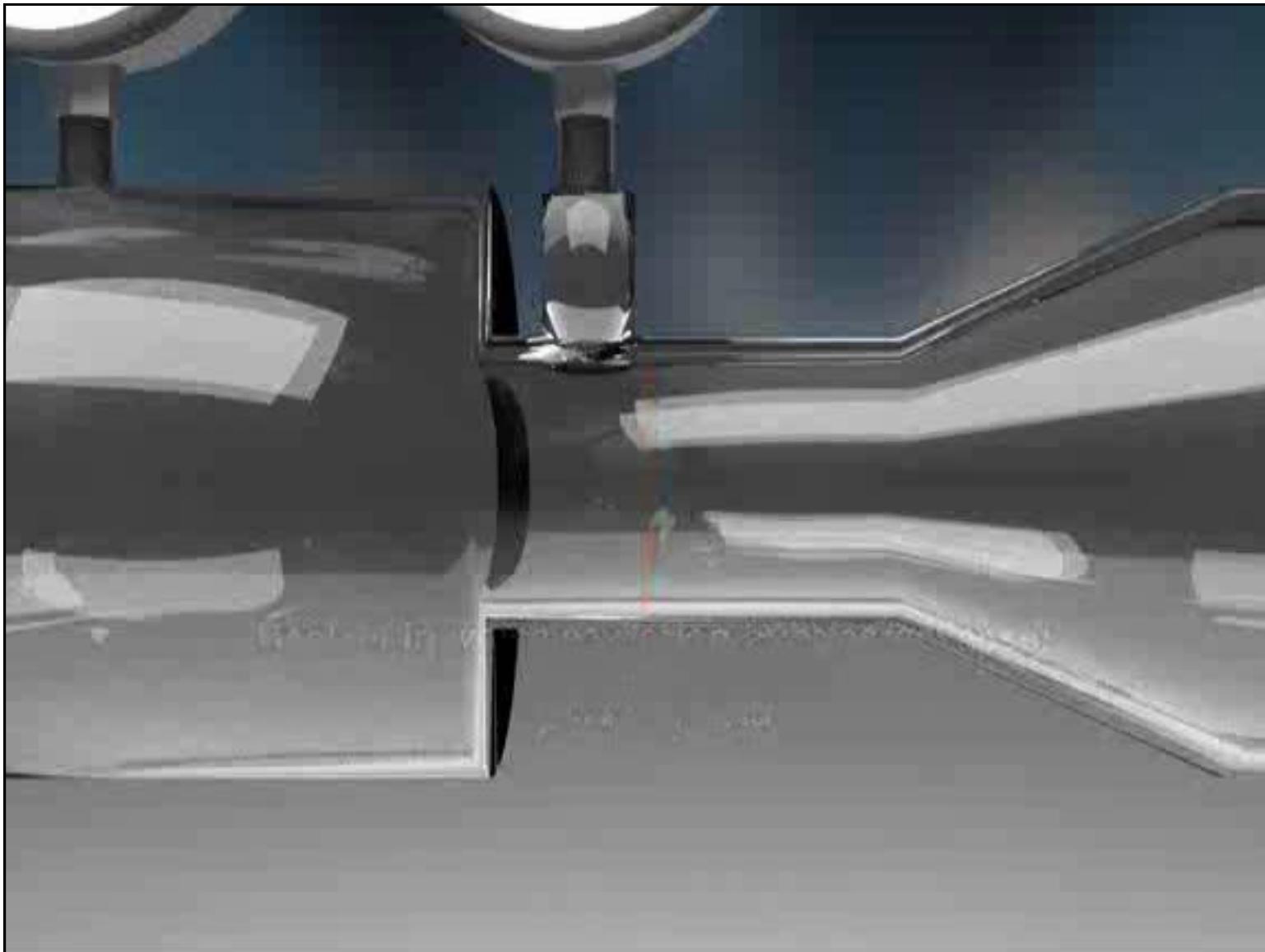


Ejemplo: Constricción en el flujo



Ejemplo: Constricción en el flujo





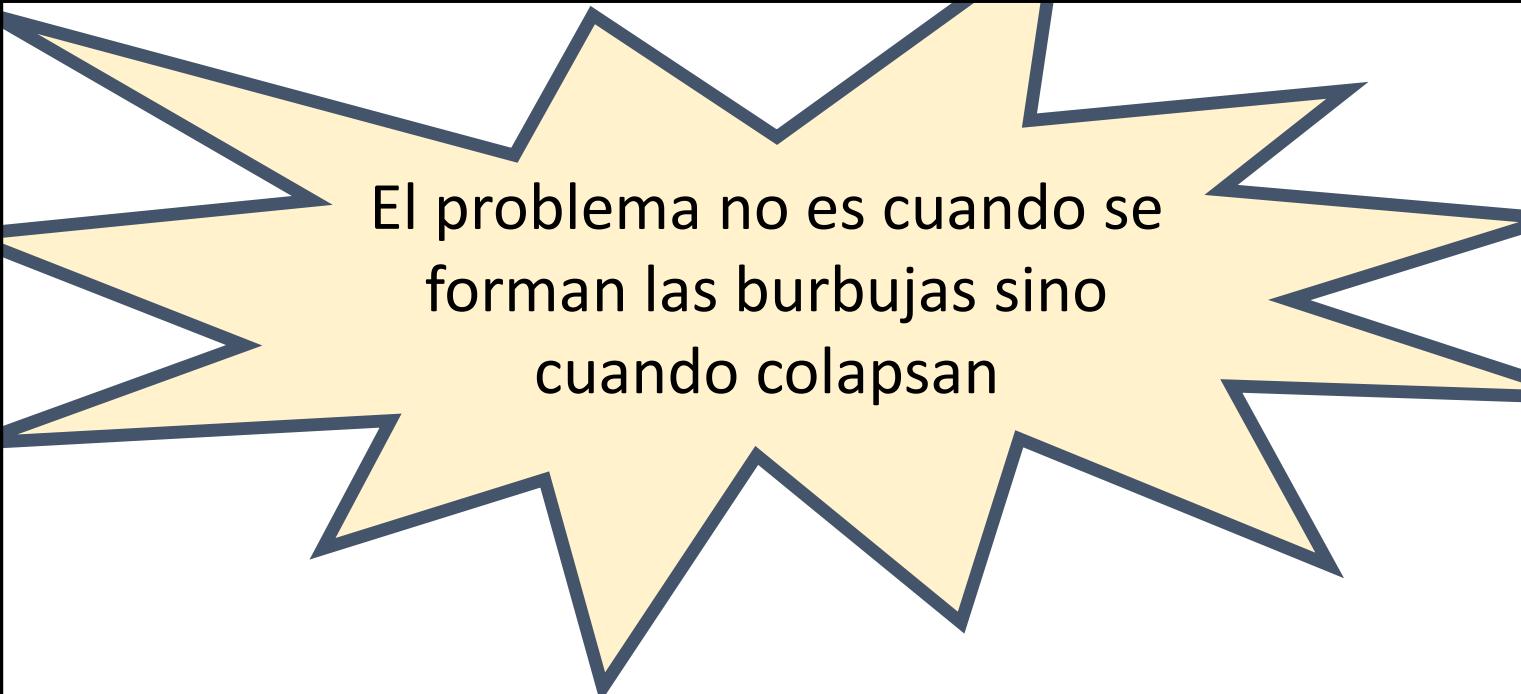
75

¿Qué problemas hay con que se formen burbujas?

Las burbujas formadas en zonas de baja presión colapsan (implotan) bruscamente cuando llegan a zonas donde $P > P_{\text{vapor}}$

Una burbuja formada a $P = 0,023$ bar (ejemplo usado, agua a 20°C) ocupa un volumen 58.000 veces mayor que el del agua líquida que la generó.

Al colapsar, ese volumen ocupado por el vapor se llena bruscamente con líquido (que no estaba en la burbuja) en fracciones de segundo!



El problema no es cuando se forman las burbujas sino cuando colapsan

Al colapsar las burbujas, se producen micro eyeccciones de liquido a grandes velocidades que si alcanzan las superficies de sólidos pueden provocar daños.

Deterioro del impulsor de una bomba que trabaja en condiciones donde ocurre cavitación.





80





82



83



84

Cavitación

Cavitación: fenómeno que ocurre cuando hay una disminución local de presión que produce vaporización parcial del fluido ($P < P_{vapor}$ fluido a la temp. de bombeo)

Puede producir:

- flujo inestable (oscilaciones en el flujo),
- que la máquina vibre,
- ruido,
- daño mecánico: erosión localizada muy intensa
- pérdida en eficiencia.

Cavitación

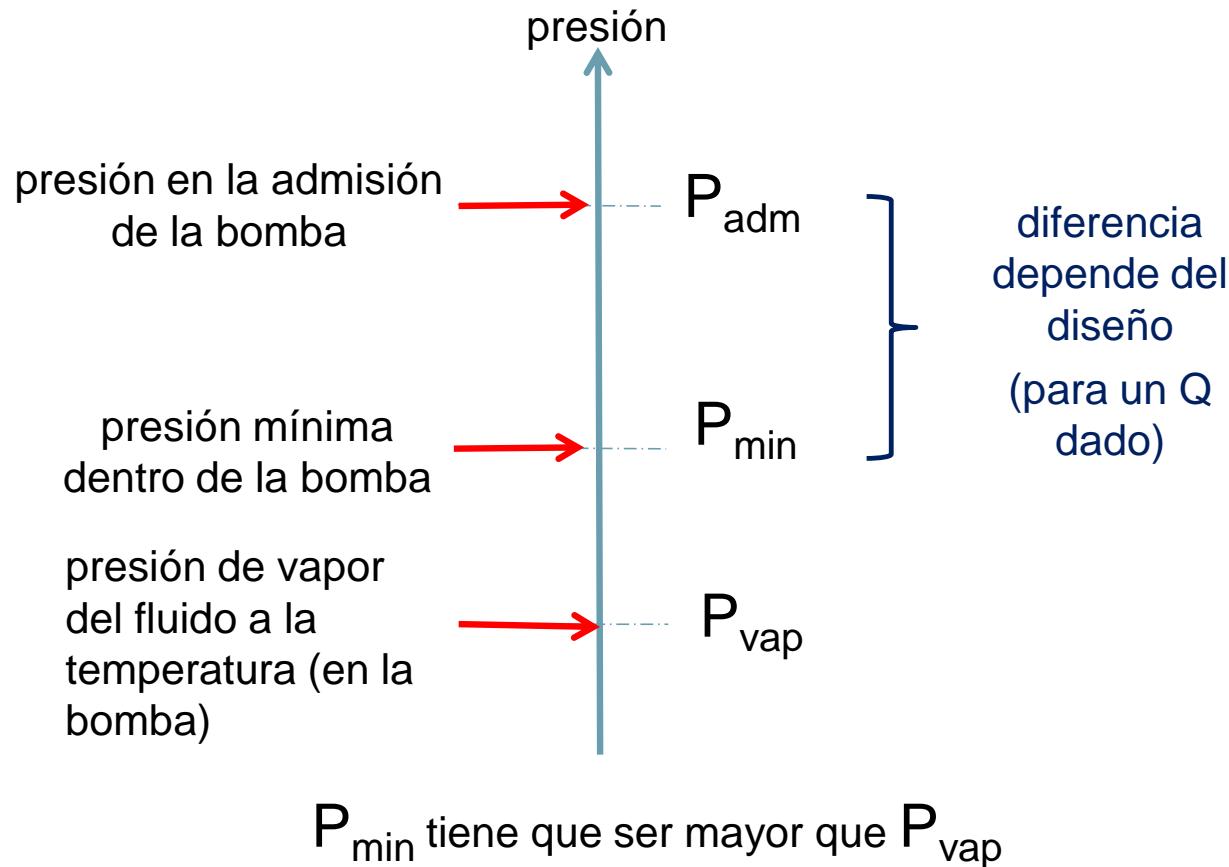
Cavitación es el resultado de la disminución parcial del flujo.

Pueden ocurrir:

**PRETENDEMOS
EVITAR QUE
OCURRA
CAVITACION EN LA
BOMBA**

- per-

Condición para no cavitación



Carga (altura) neta de succión positiva

Se define como la **carga neta de succión** (*presión absoluta*) (h_S) menos la **presión de vapor** del fluido (h_{vap}) a la temperatura de admisión, expresada en altura de fluido.

Siglas utilizadas:

NPSH (Net Positive Suction Head)

ANPA (Altura Neta Positiva en la Admisión)

NPSH disponible ($NPSH_D$)

Es el NPSH del sistema bajo las condiciones de flujo y temperaturas de trabajo.

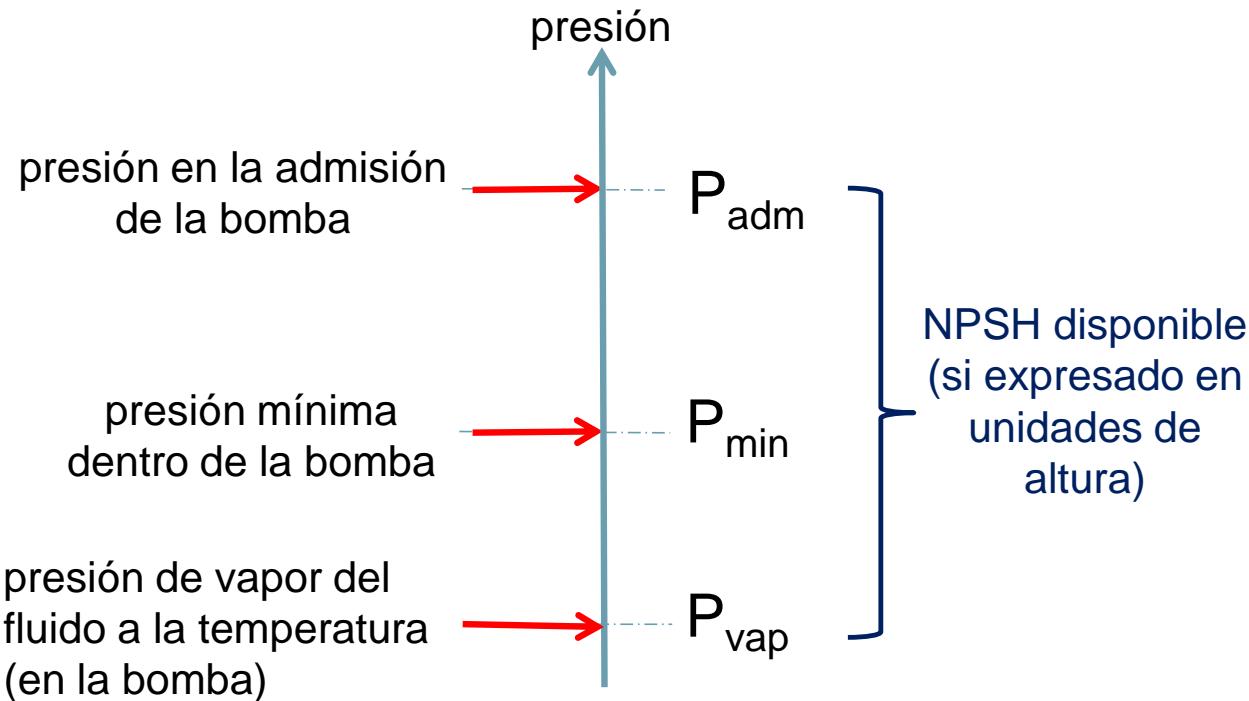
$$NPSH_D = h_s - h_{vap}$$

h_{vap} es la presión de vapor expresada en altura de fluido = $P_{vap} / (\rho g)$

A su vez, la presión de vapor es una propiedad del fluido que depende de la temperatura (y presión)

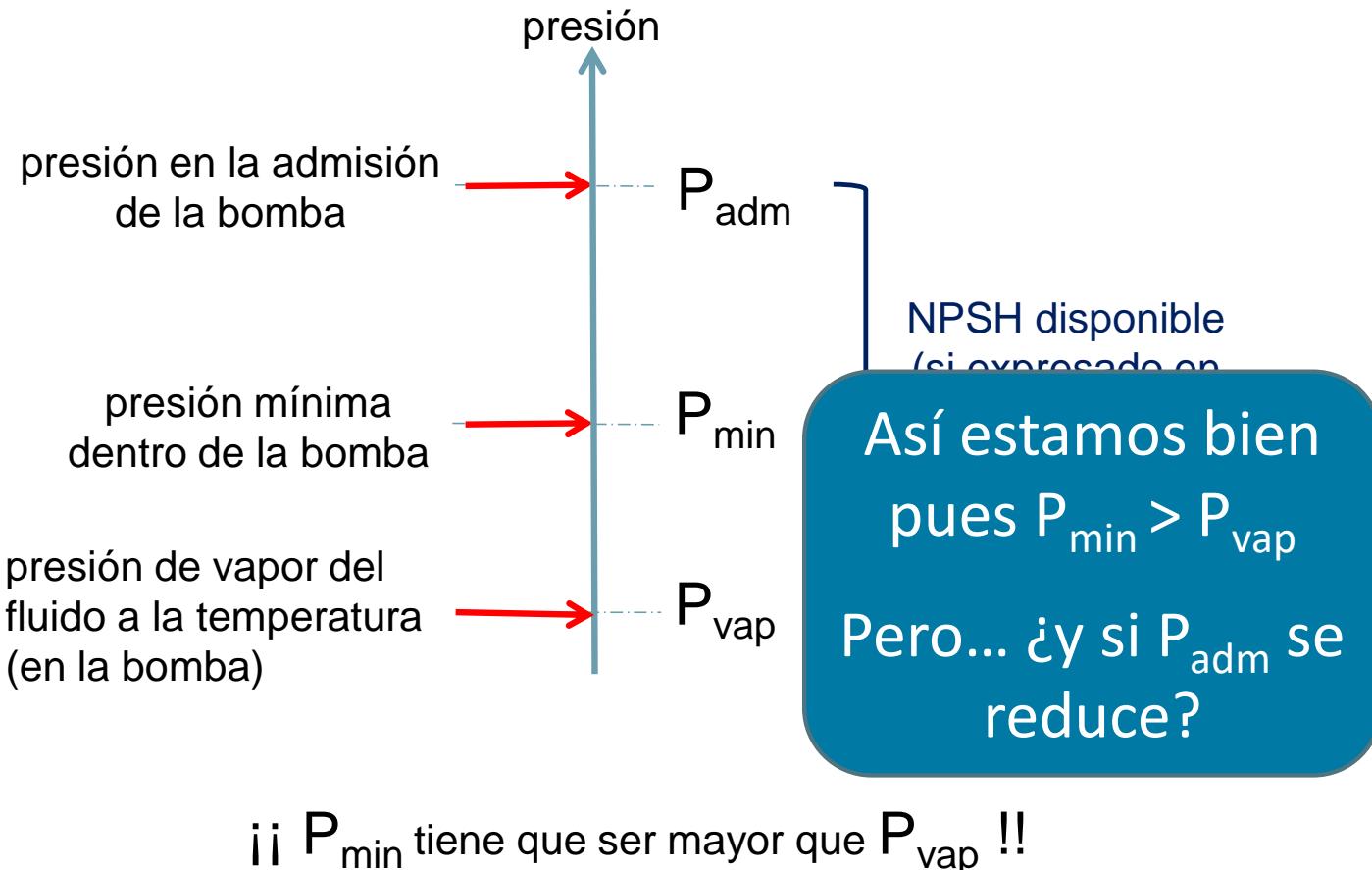
h_s es la carga neta de succión en las condiciones de flujo

Condición para no cavitación



ii P_{min} tiene que ser mayor que P_{vap} !!

Condición para no cavitación



Cond

P_{adm} no debería
bajar más... si
no, cava!

presión en la admis
de la bomba

presión de vapor del
fluido a la temperatura
mínima
dentro de la bomba
(en la bomba)

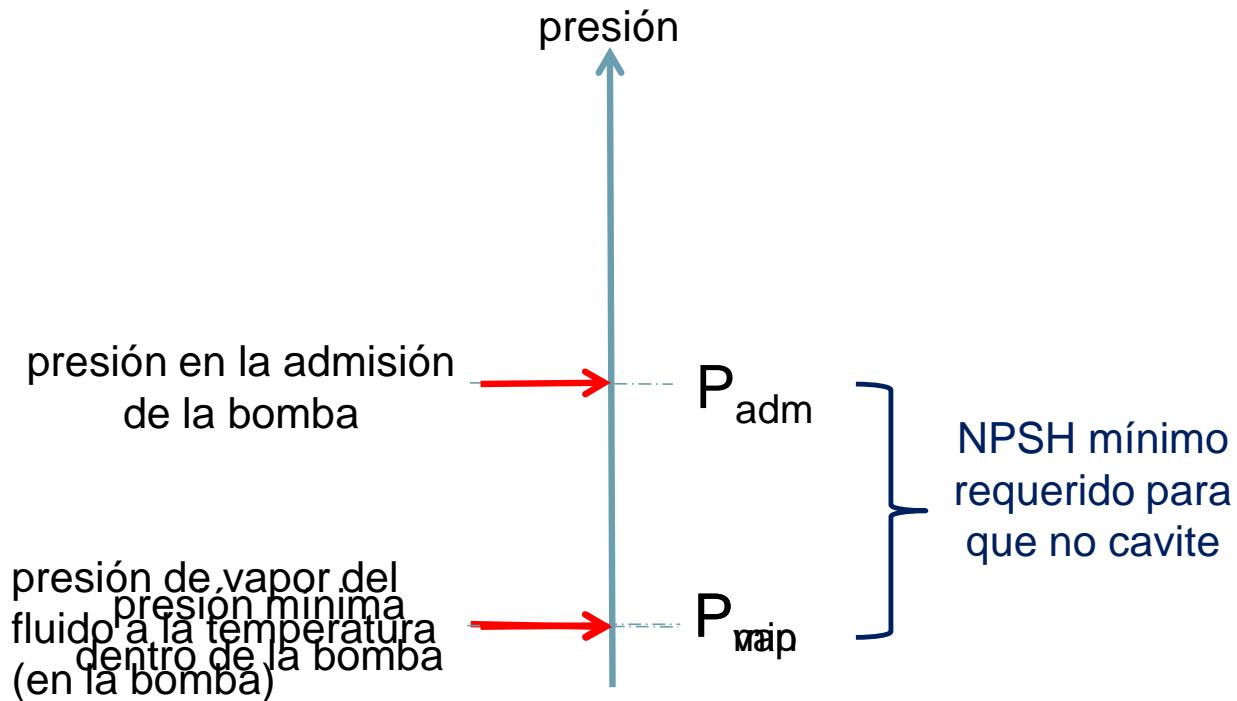
P_{adm}

P_{vap}

NPSH disponible
(si expresado en
unidades de
altura)

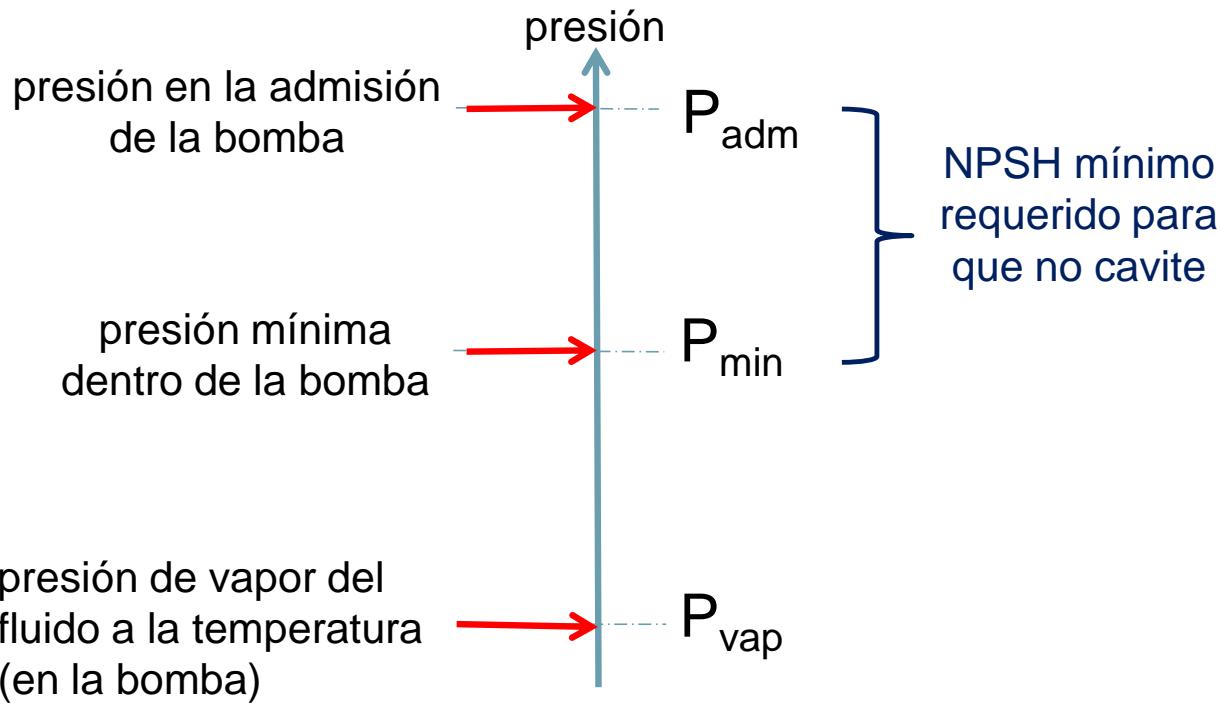
!! P_{min} tiene que ser mayor que P_{vap} !!

Condición para no cavitación



ii P_{min} tiene que ser mayor que P_{vap} !!

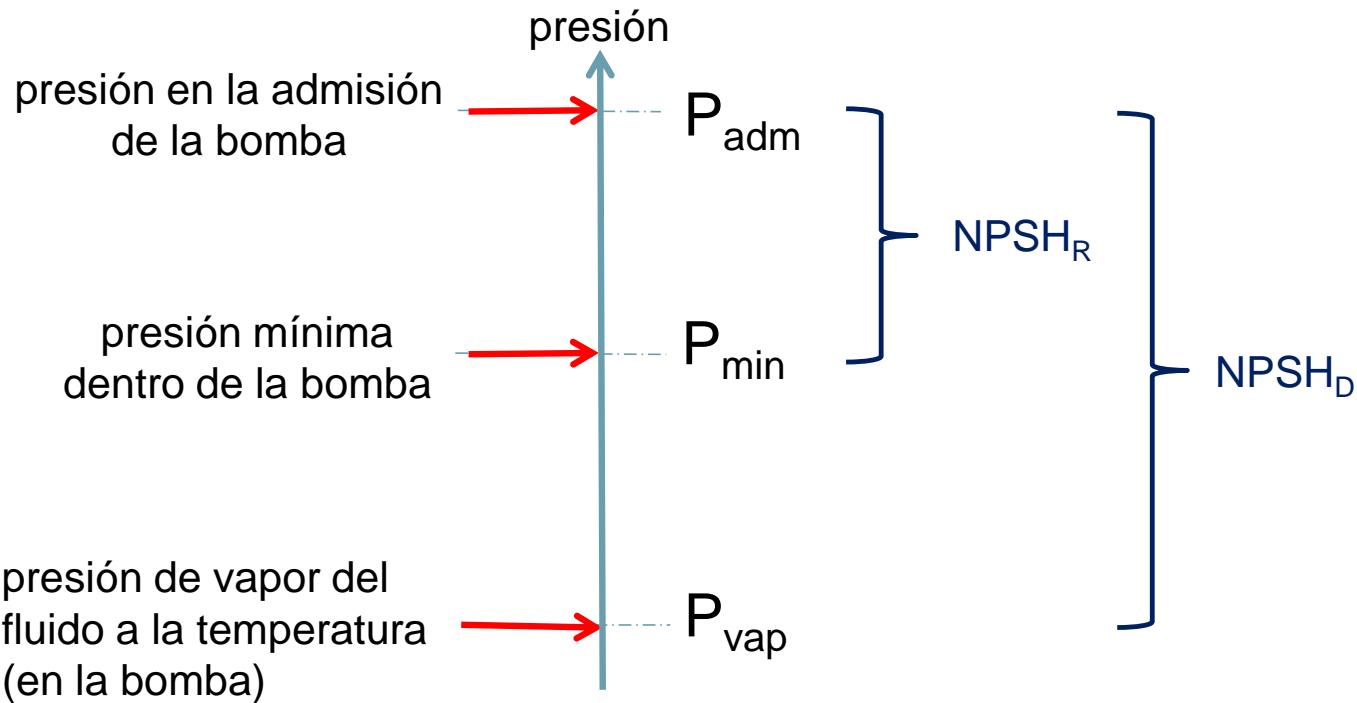
Condición para no cavitación



ii P_{min} tiene que ser mayor que P_{vap} !!

NPSH requerido ($NPSH_R$)

Es el NPSH mínimo requerido para que la bomba trabaje sin cavitación al caudal necesario por el sistema.



¡¡ Para que no cavite: $NPSH_D > NPSH_R !!$

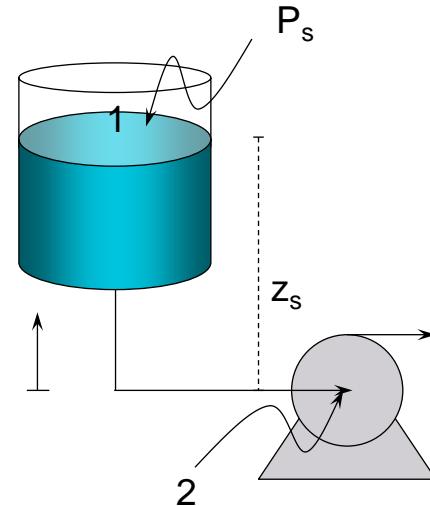
NPSH disponible ($NPSH_D$)

Según vimos...

$$h_s = \frac{P_s}{\rho g} + z_s - \Delta h_{F,succ}$$

siendo $z_s = z_1 - z_2$

y a su vez $h_{vap} = \frac{P_{vap}}{\rho g}$



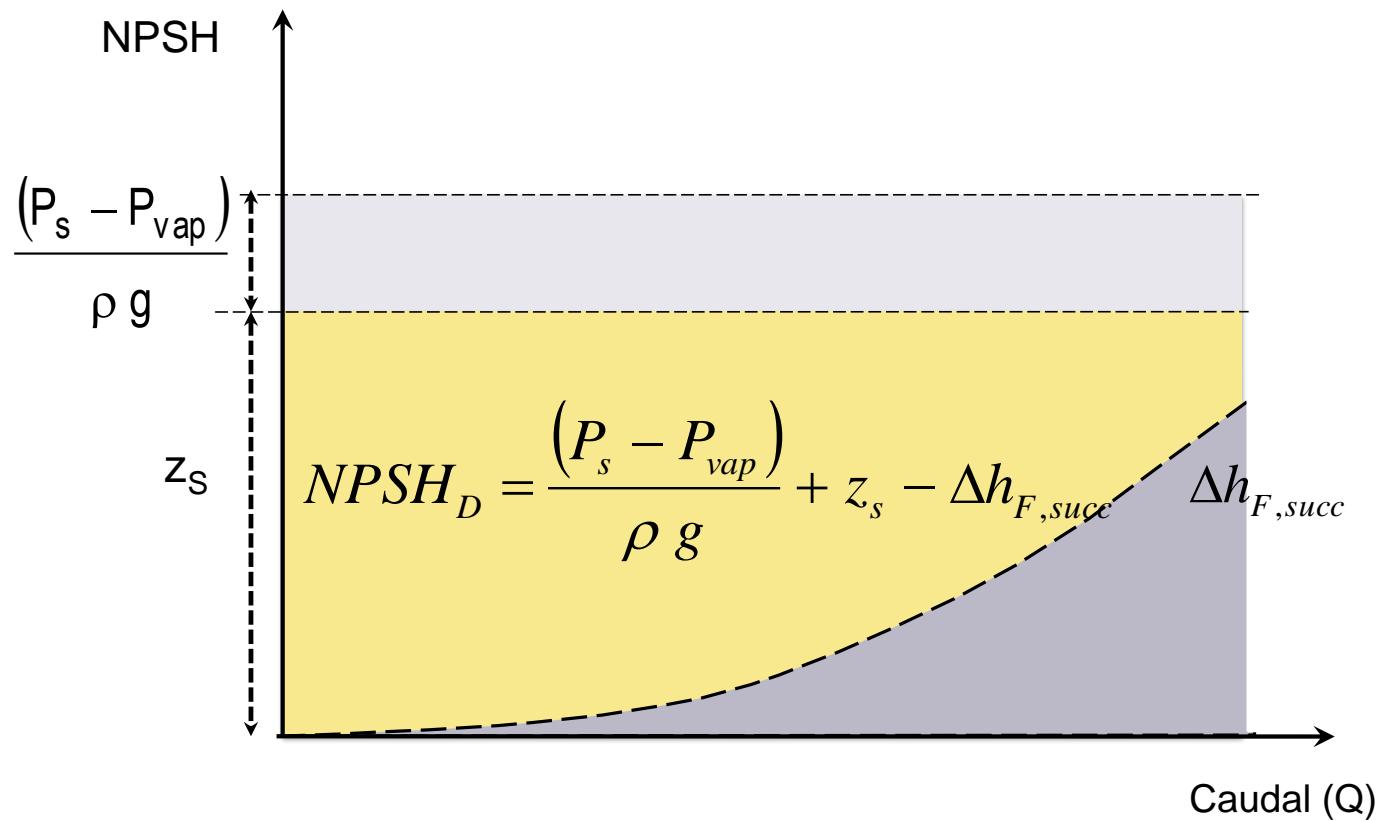
Entonces...

$$NPSH_D = \frac{(P_s - P_{vap})}{\rho g} + z_s - \Delta h_{F,succ}$$

Independiente
de Q

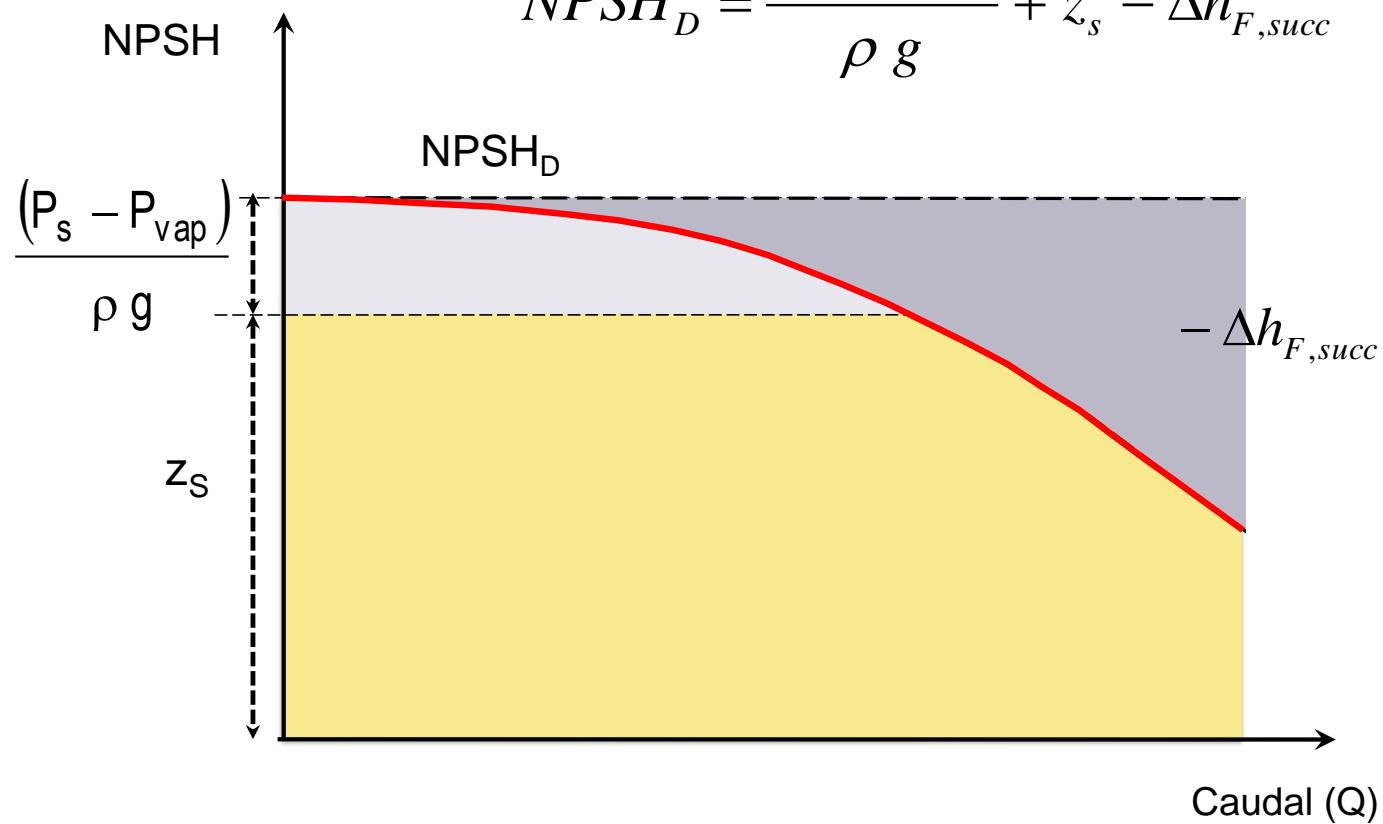
es función
de Q

NPSH disponible ($NPSH_D$)

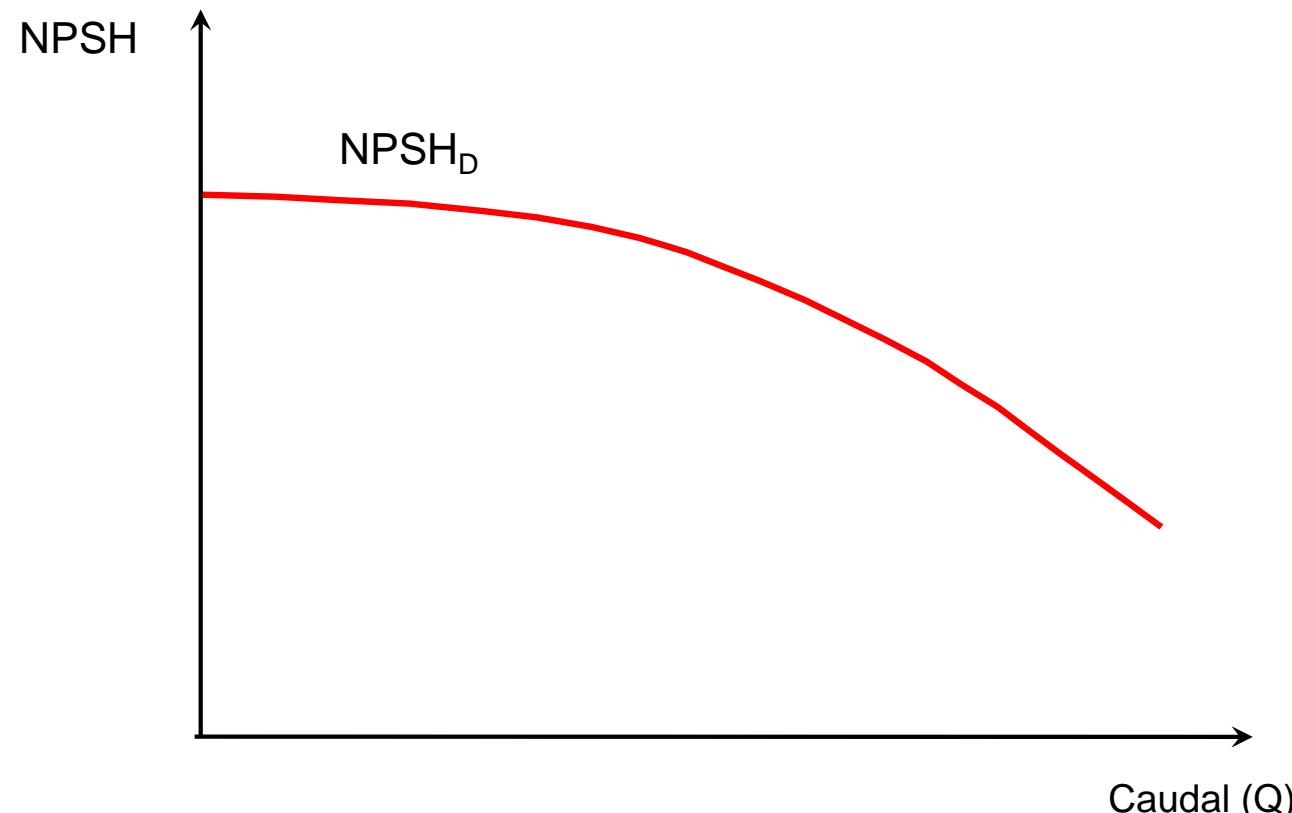


NPSH disponible ($NPSH_D$)

$$NPSH_D = \frac{(P_s - P_{vap})}{\rho g} + z_s - \Delta h_{F,succ}$$



NPSH disponible ($NPSH_D$)

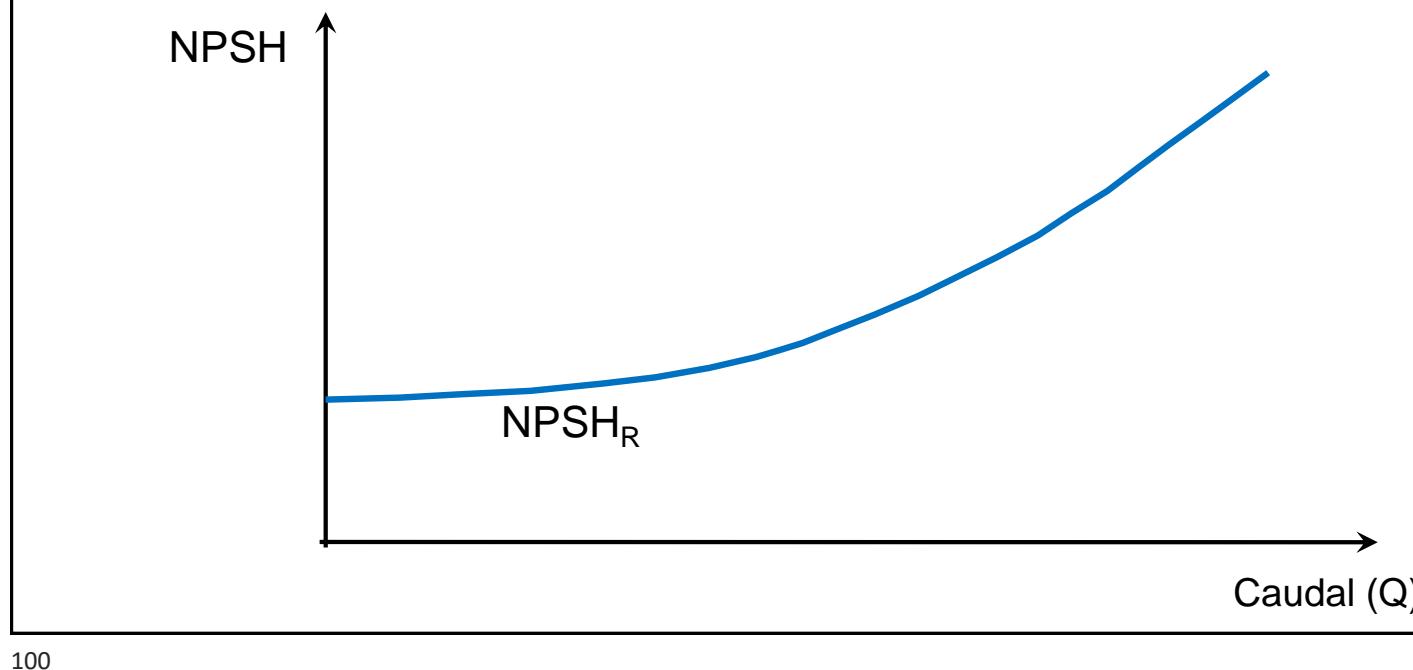


NPSH requerido ($NPSH_R$)

Es una propiedad de la bomba.

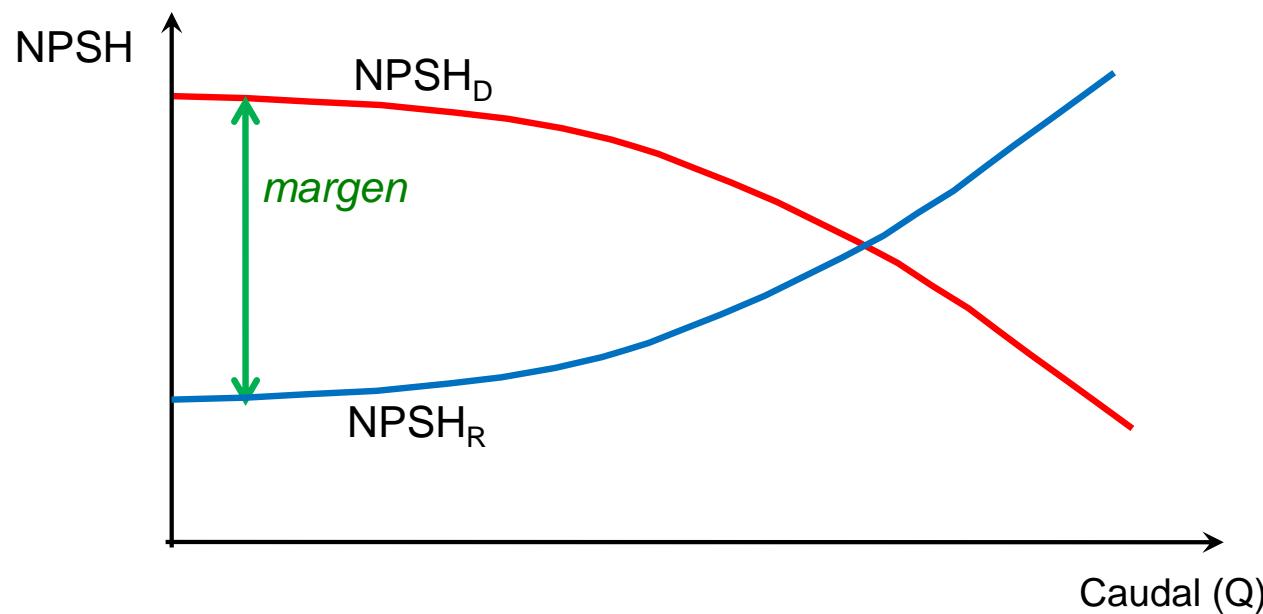
(Guarda relación con la diferencia entre la presión en la admisión y la presión mínima que se desarrolla dentro de la bomba)

$NPSH_R$ también depende del caudal.



Margen de NPSH

$$\text{Margen de NPSH} = \text{NPSH}_D - \text{NPSH}_R$$

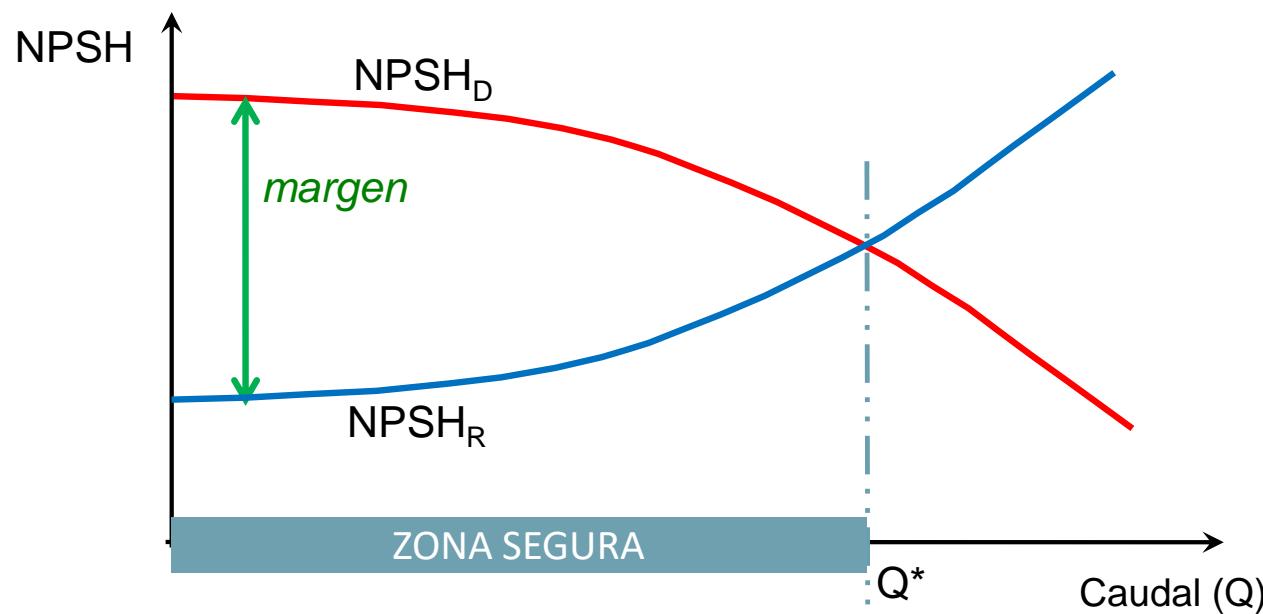


Condición para no cavitación

Teóricamente, para que no haya cavitación:

$$NPSH_D > NPSH_R$$

(o bien, margen de NPSH > 0)



Condición para no cavitación

Teóricamente, para que no haya cavitación:

$$NPSH_D > NPSH_R$$

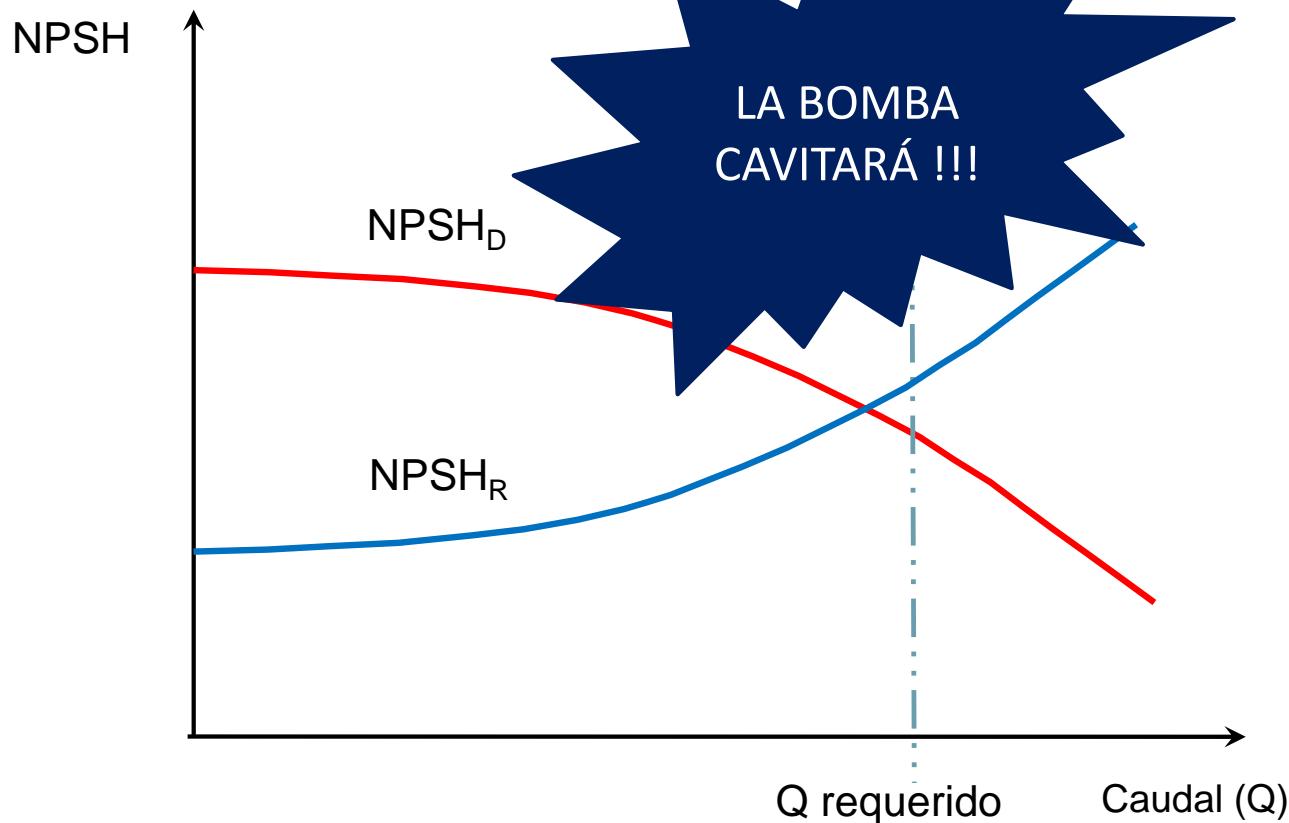
(o bien, margen de NPSH > 0)

En la práctica, para cubrirnos y compensar variaciones en el sistema y suposiciones incorrectas:

$$NPSH_D \gg NPSH_R$$

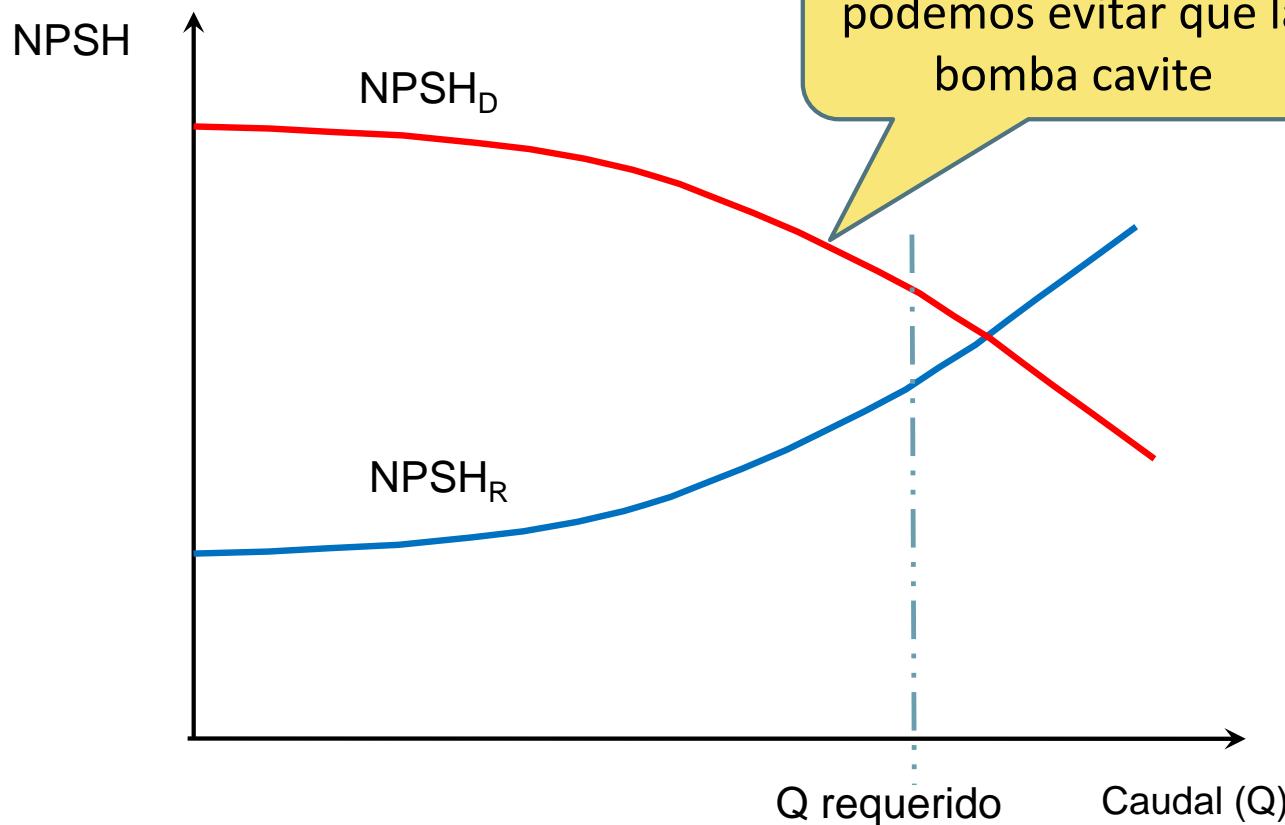
El American National Standards Institute (ANSI) y el Hydraulic Institute (HI) emiten conjuntamente estándares donde se especifica un margen mínimo de 10% sobre el $NPSH_R$. Incluso, para ciertas aplicaciones críticas se espera márgenes más elevados de hasta 100%.

Supongamos que el Q requerido por el servicio es tal que $NPSH_D < NPSH_R$



Supongamos que el Q requerido por el servicio es tal que $NPSH_D < NPSH_R$

Aumentando el $NPSH_D$ podemos evitar que la bomba cavitación



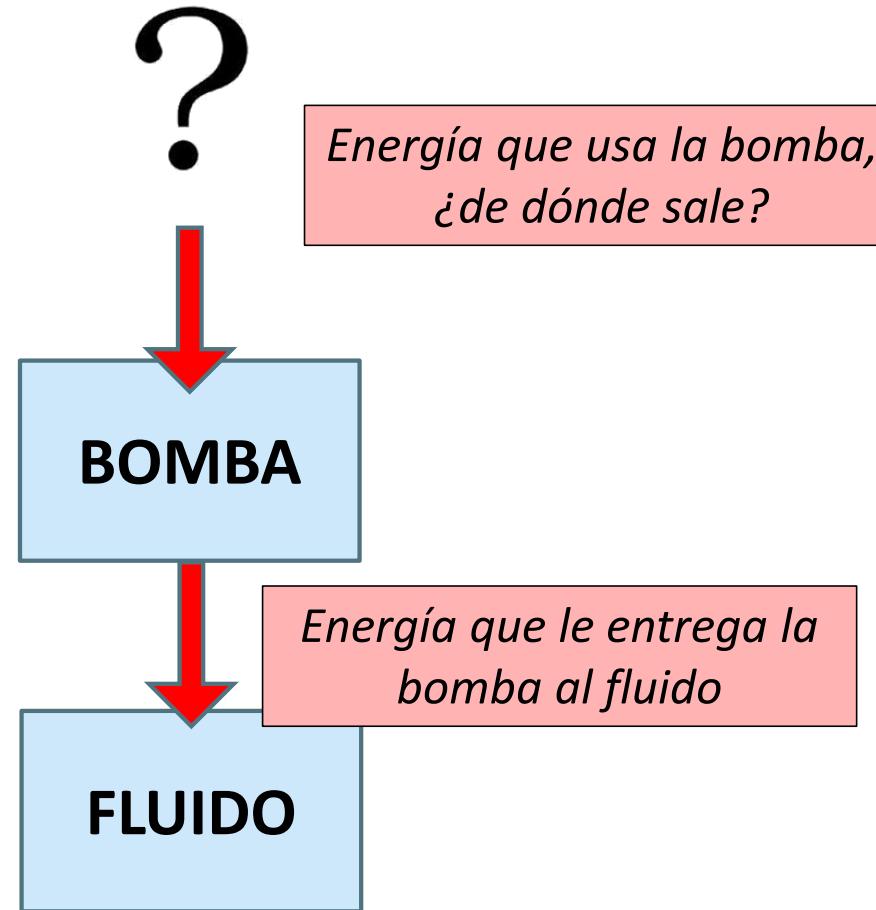
Para aumentar $NPSH_D$:

$$NPSH_D = \frac{(P_s - P_{vap})}{\rho g} + z_s - \Delta h_{F,succ}$$

- Subir el nivel del líquido
- Bajar la bomba
(recordar que z_s es $z_{\text{nivel líquido}} - z_{\text{centro bomba}}$)
- Reducir las pérdidas por fricción en los tubos de succión
- (Normalmente no tenemos posibilidad de modificar la temperatura, pero cuanto más frío esté el líquido, mejor, pues menor será su P_{vapor})

Cuestiones Generales

1. Cantidad de fluido a ser bombeado, Q
2. Presión desarrollada por la bomba, carga/altura total, H
3. Condiciones de succión y NPSH
4. Potencia y eficiencia de la bomba



La mayor parte de las bombas se mueve por motores eléctricos.



Otras por motores de combustión.

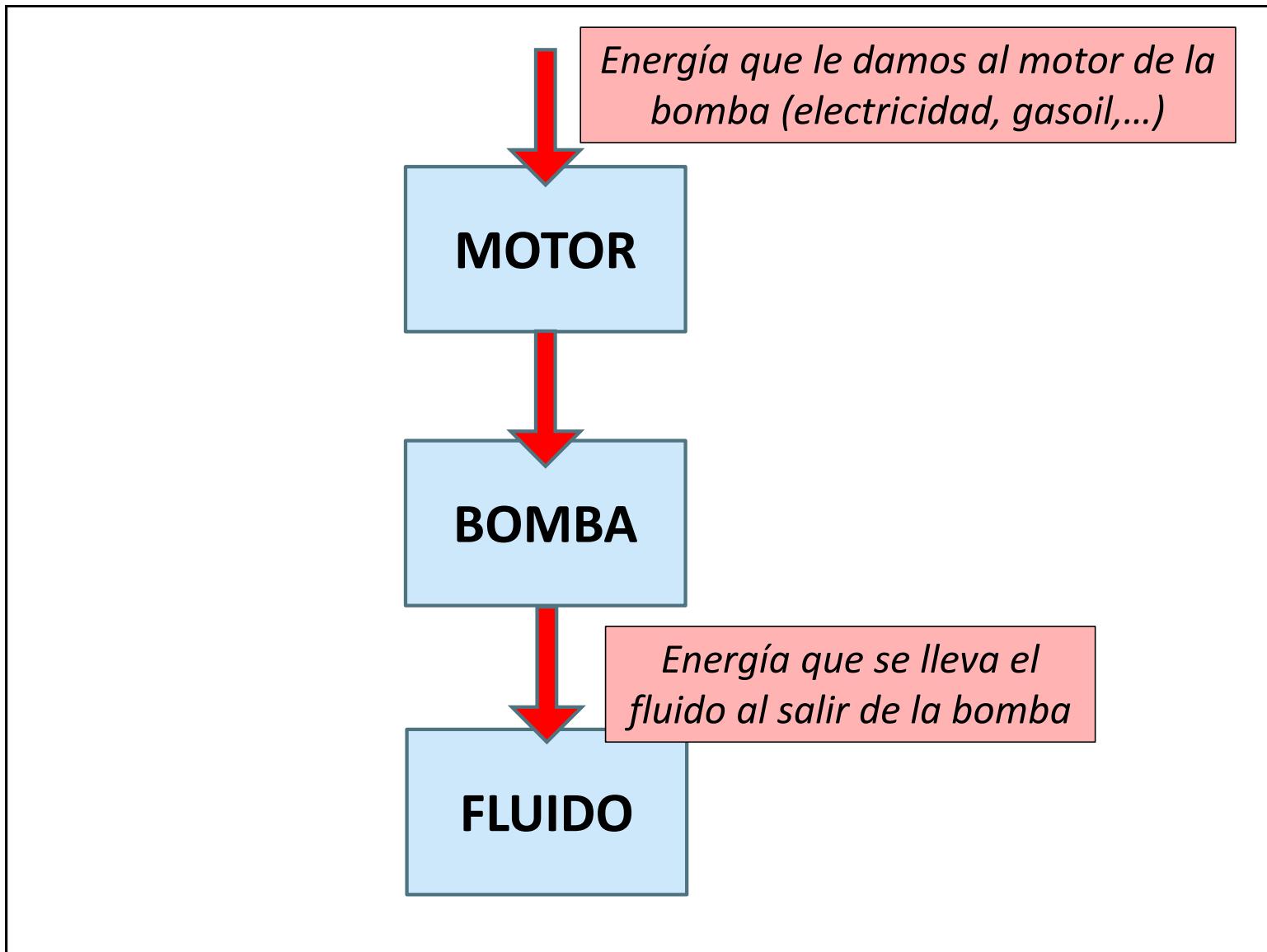


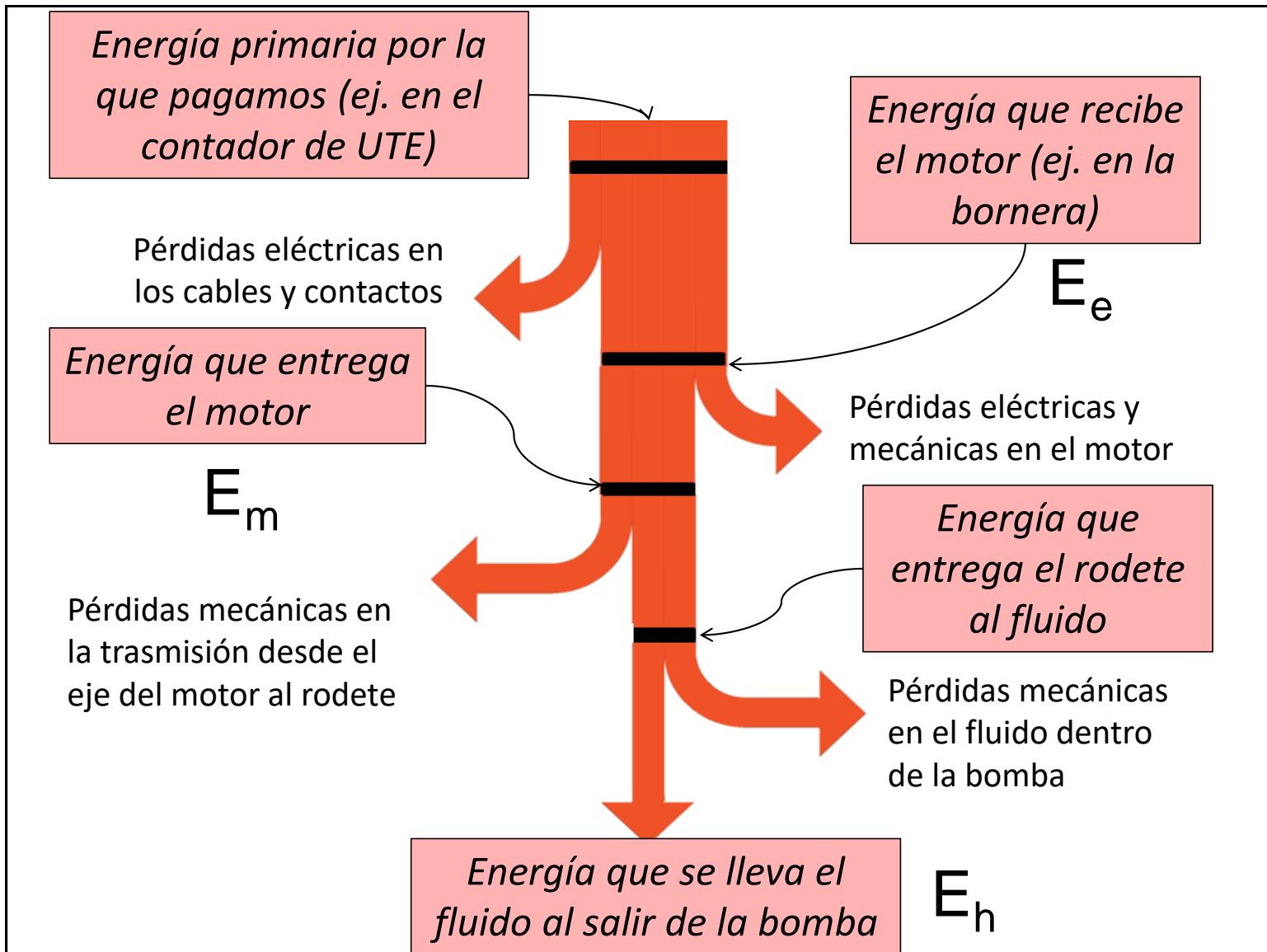
Hay bombas que se mueven por acción “neumática” (presión de aire, o de vapor)

También hay casos de bombas movidas por “tracción a sangre”



(no son éstos los únicos casos)





Energía primaria por la que pagamos (ej. en el contador de UTE)

se recibe en la

En próximas clases, luego de ver cómo son algunos tipos de bomba y su acoplamiento a motores, trataremos de identificar las fuentes más importantes de “perdidas” de energía, cuáles son inevitables y cuáles pueden ser mitigadas durante el uso y mantenimiento.

Energía que lleva el fluido al salir de la bomba

E_h

Potencia y Eficiencia

P_h potencia suministrada por la bomba al fluido
(si es agua se habla de *Potencia Hidráulica*)

$$P_h = H \rho g Q$$

P_m potencia suministrada por el motor a la bomba:
potencia al freno (potencia necesaria para mover la bomba)

P_e potencia suministrada al motor

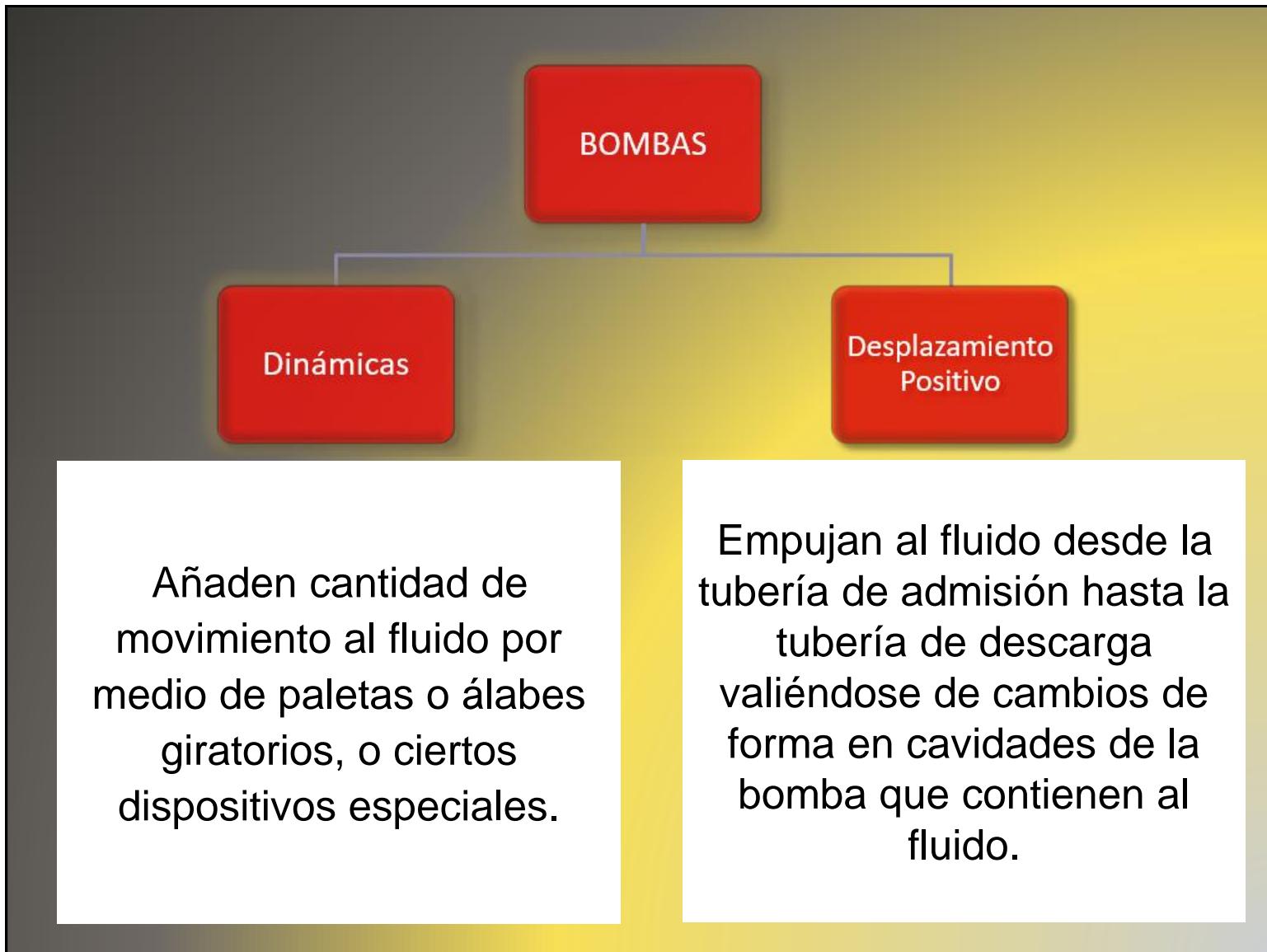
Eficiencia del
motor

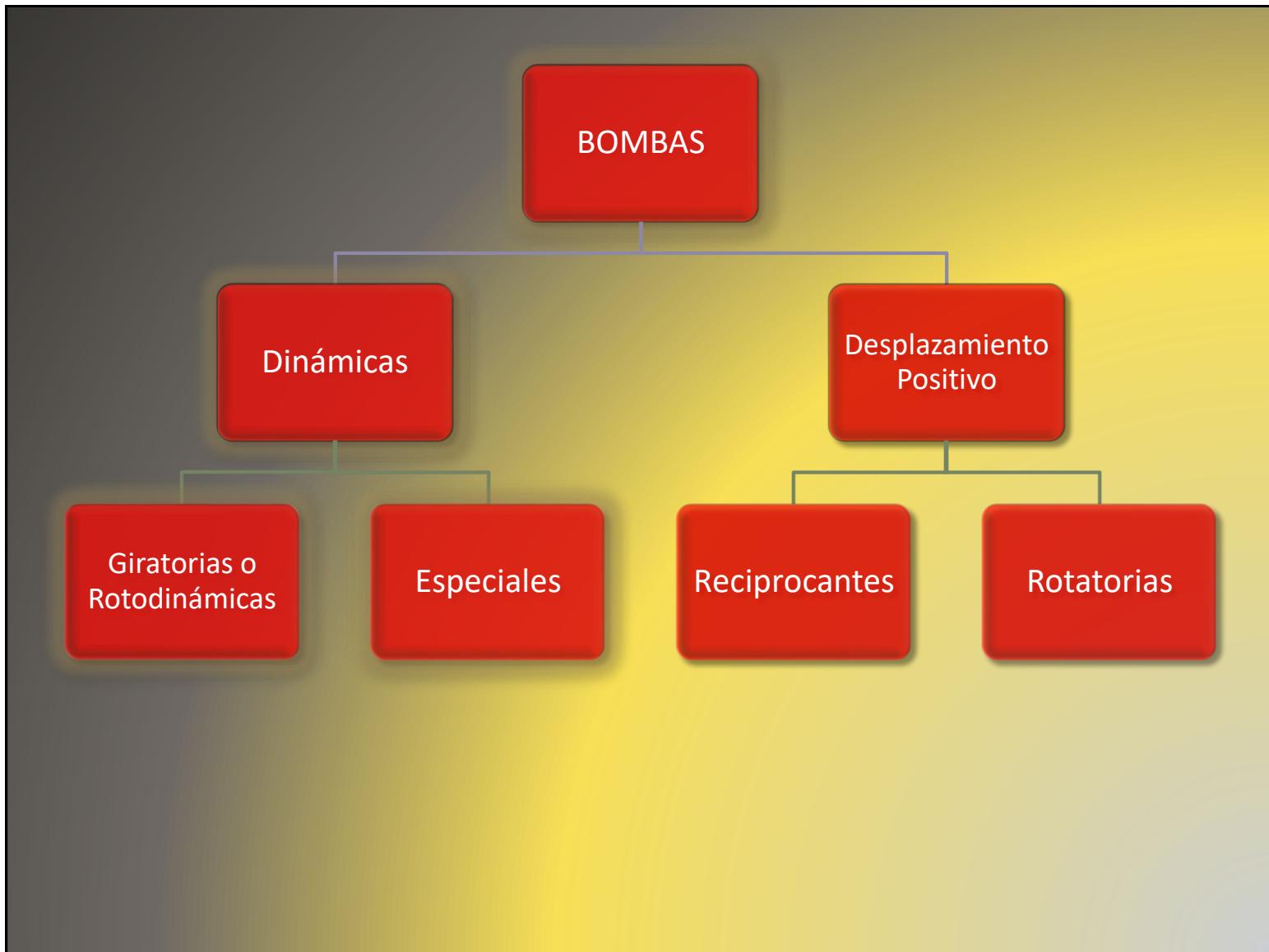
$$\eta' = \frac{P_m}{P_e}$$

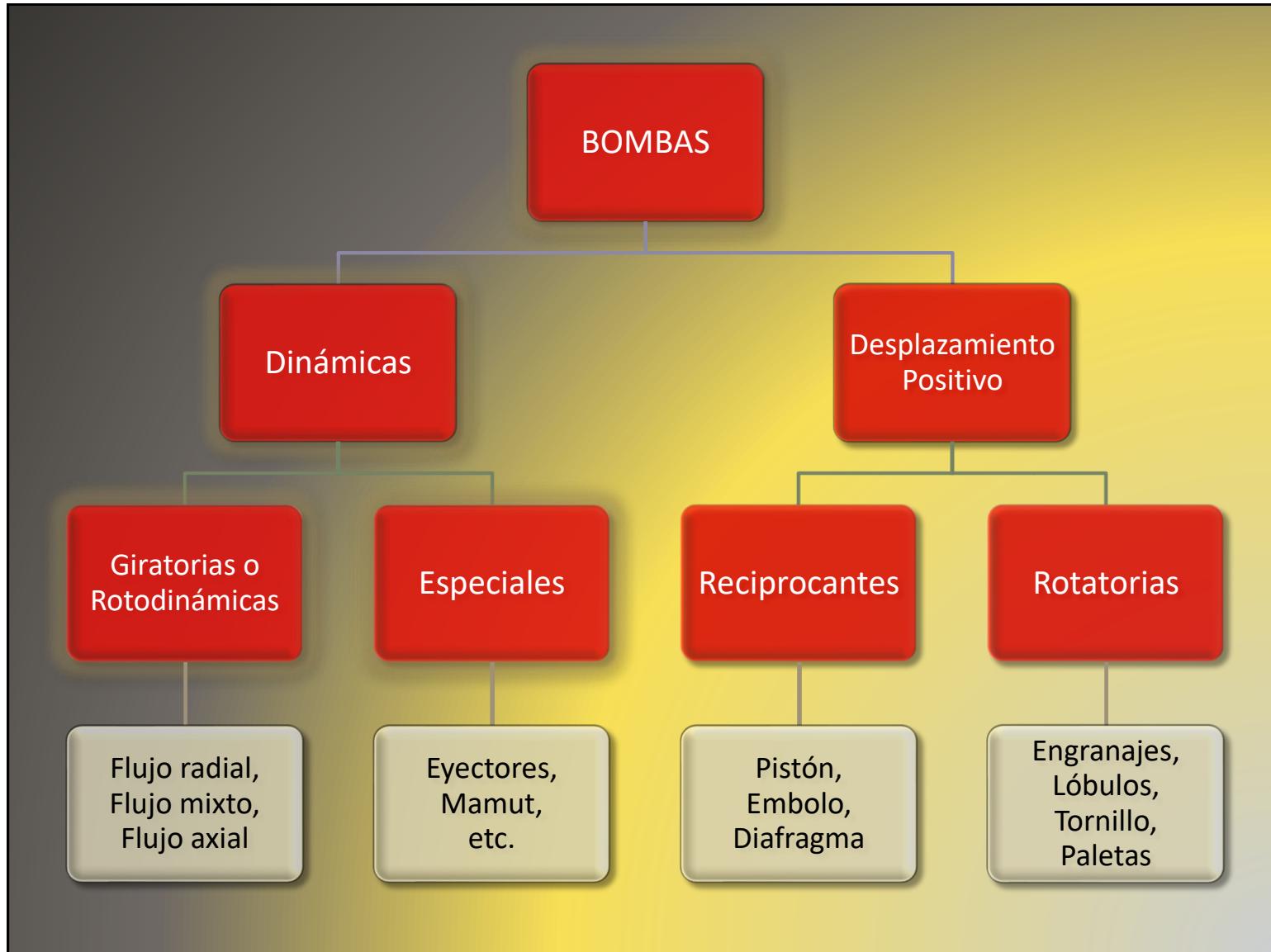
Eficiencia de
la bomba

$$\eta = \frac{P_h}{P_m}$$

Tipos de bombas



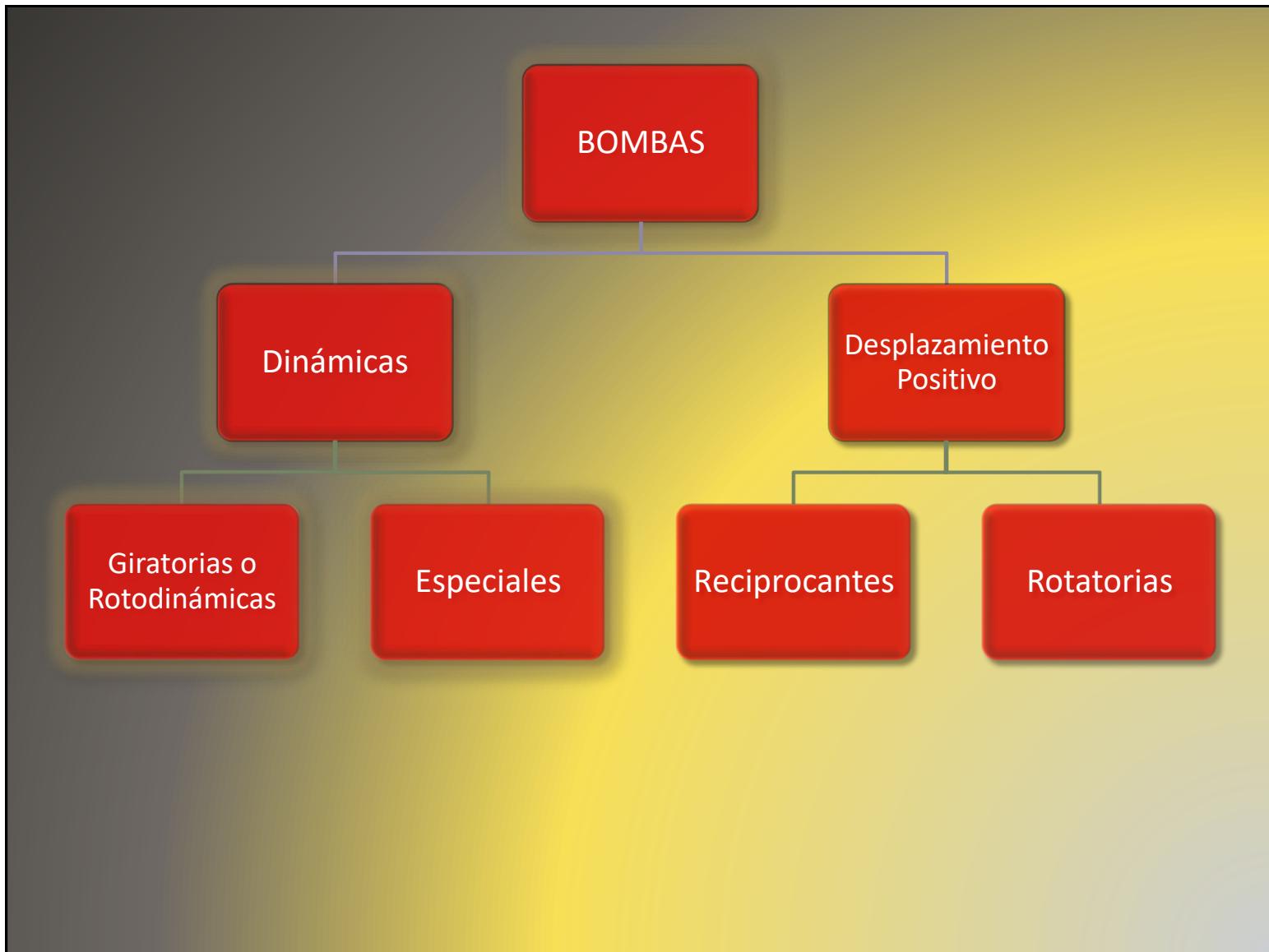


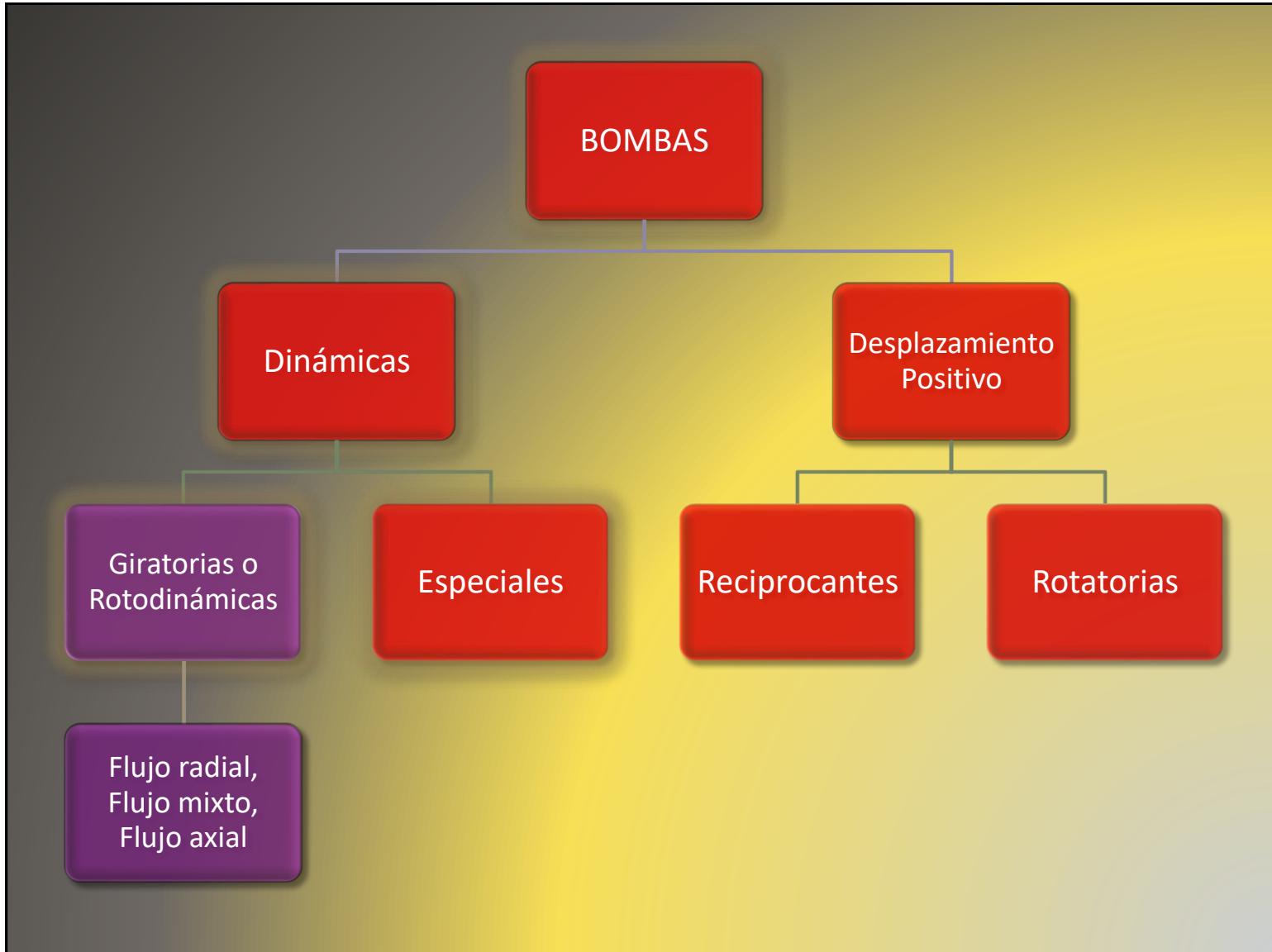


Bombas Dinámicas

Bombas Dinámicas

Añaden cantidad de movimiento al fluido por medio de paletas o álabes giratorios, o ciertos dispositivos especiales.

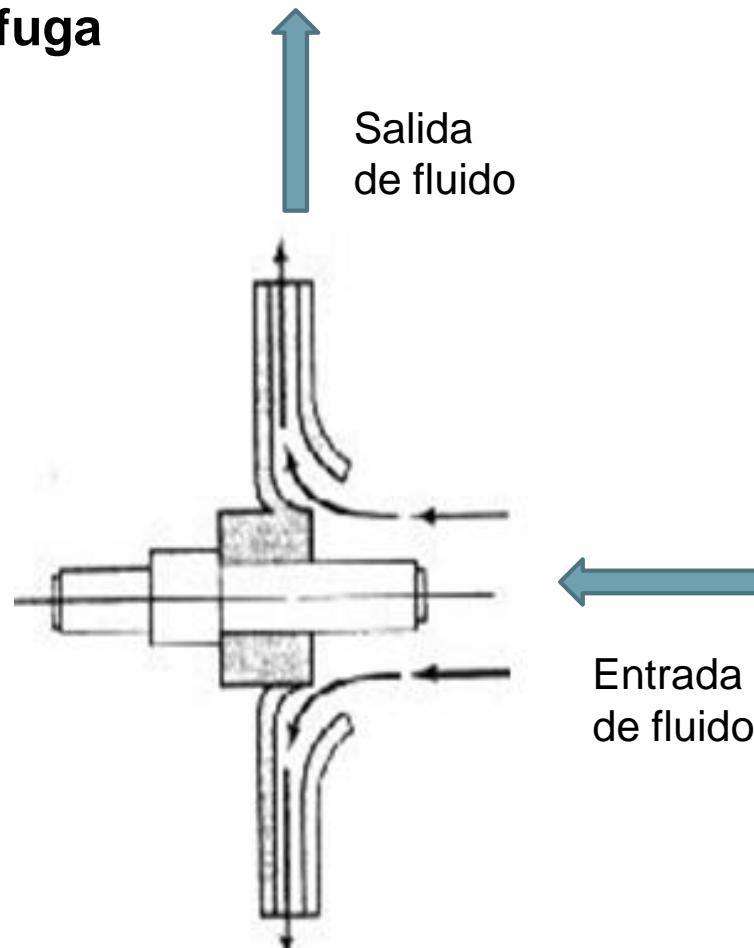




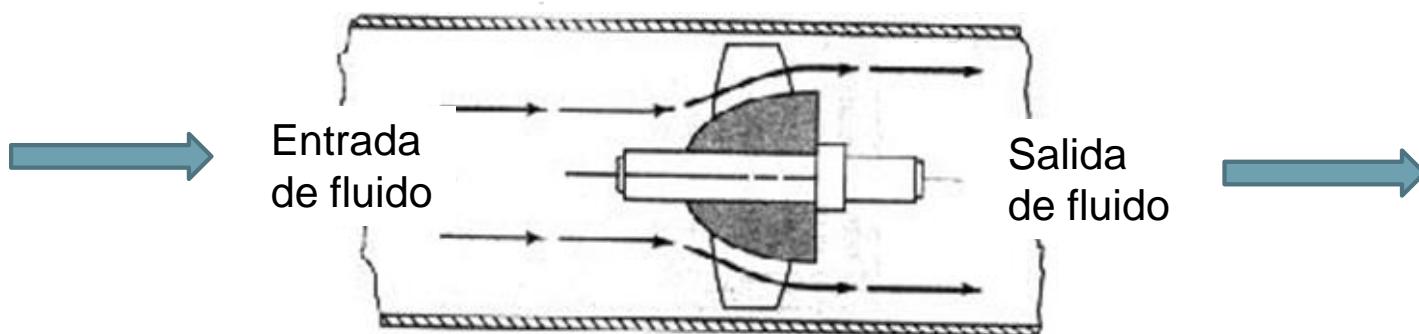
Bombas giratorias o rotodinámicas

- Entregan al fluido energía cinética por la acción de un elemento rotatorio (rotor, rodete, hélice)
- Dependiendo de la dirección de salida del fluido en relación al eje de rotación del elemento rotatorio:
 - De flujo radial (Centrífugas)
 - De flujo axial (Hélices)
 - De flujo mixto (Helicocentrífugas)

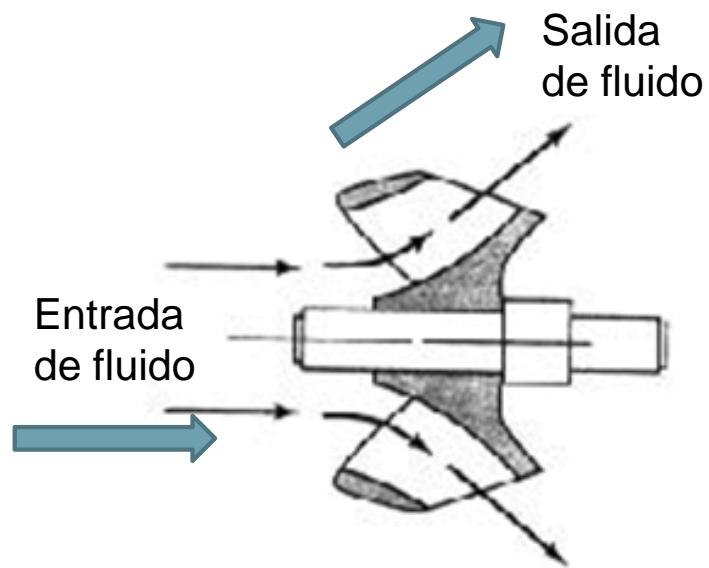
Centrífuga



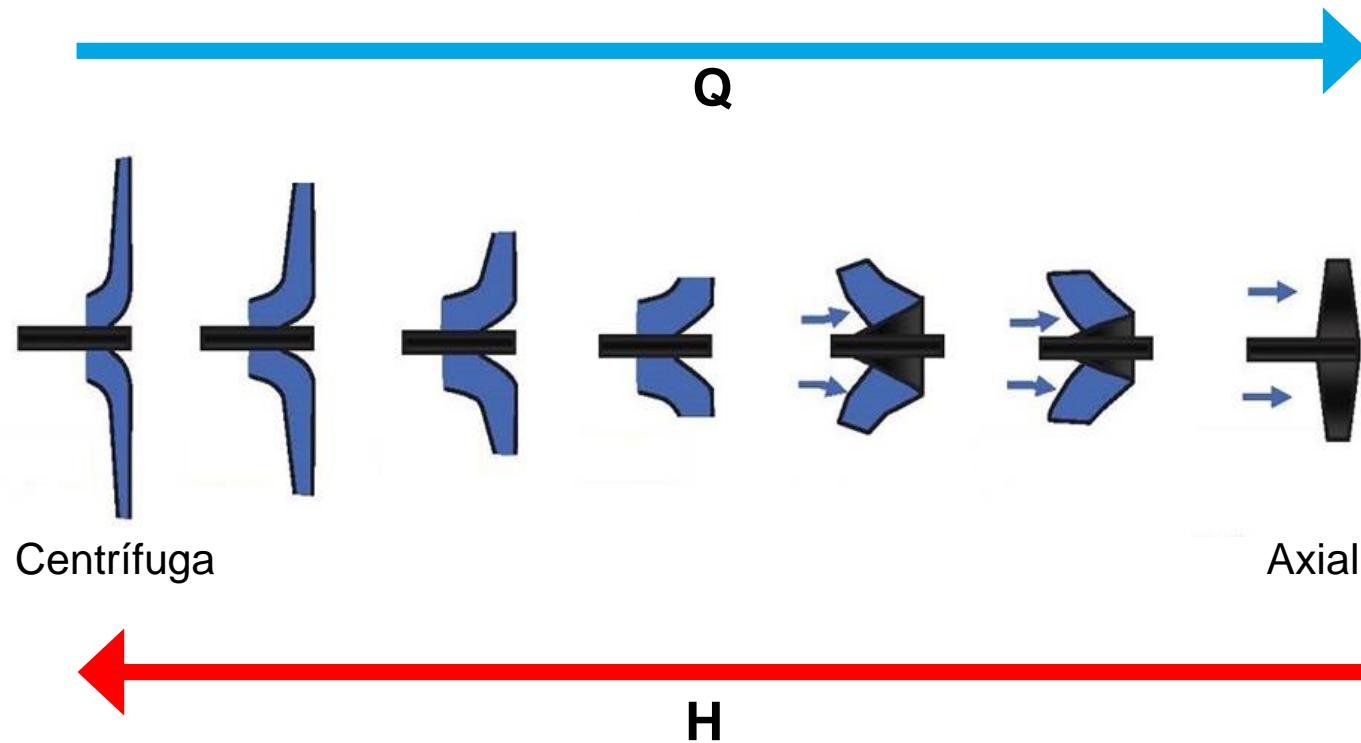
Axial / Hélice



de Flujo Mixto / hélicocentrífuga



PARA LA MISMA POTENCIA



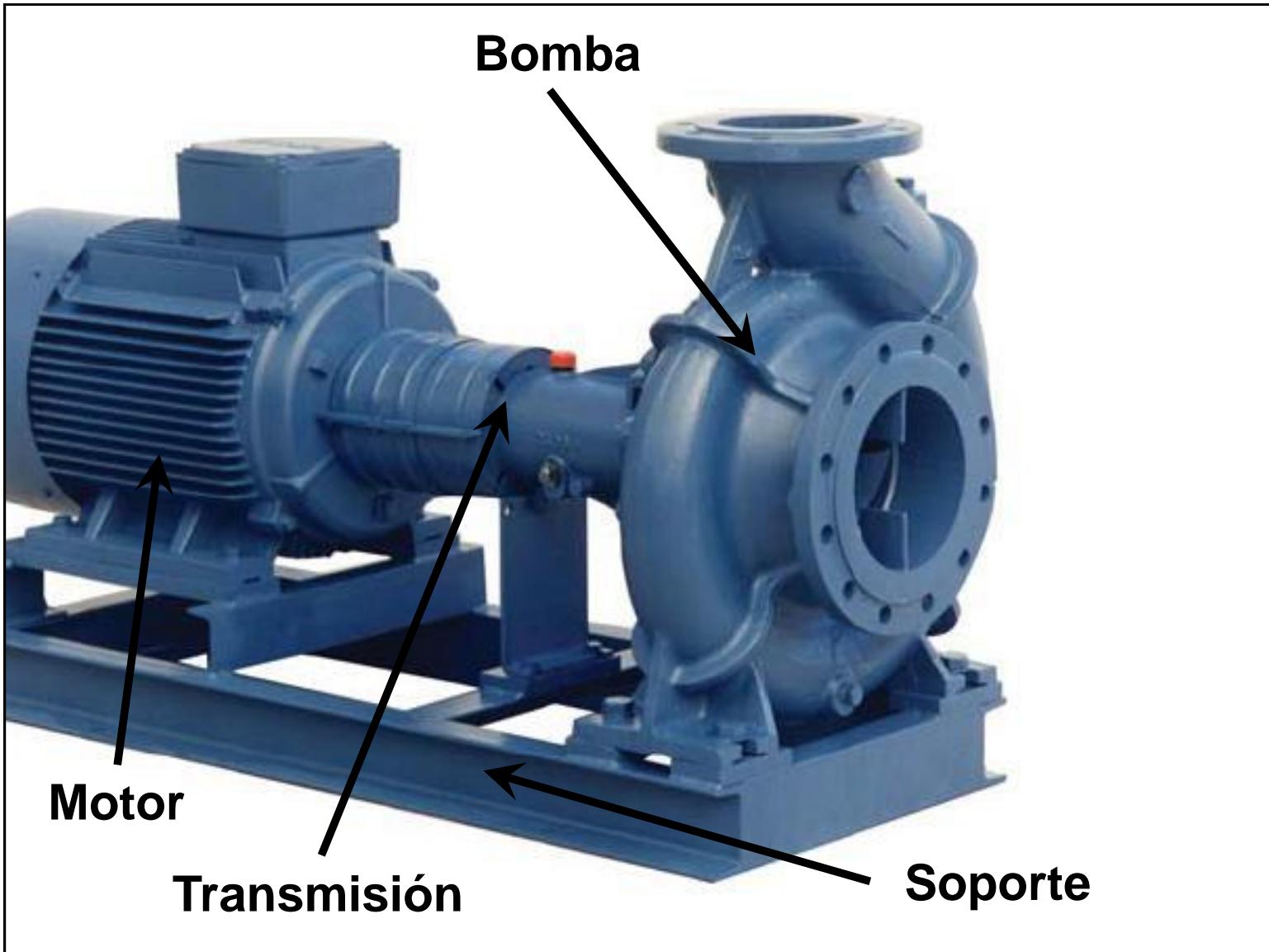
Bombas Centrífugas

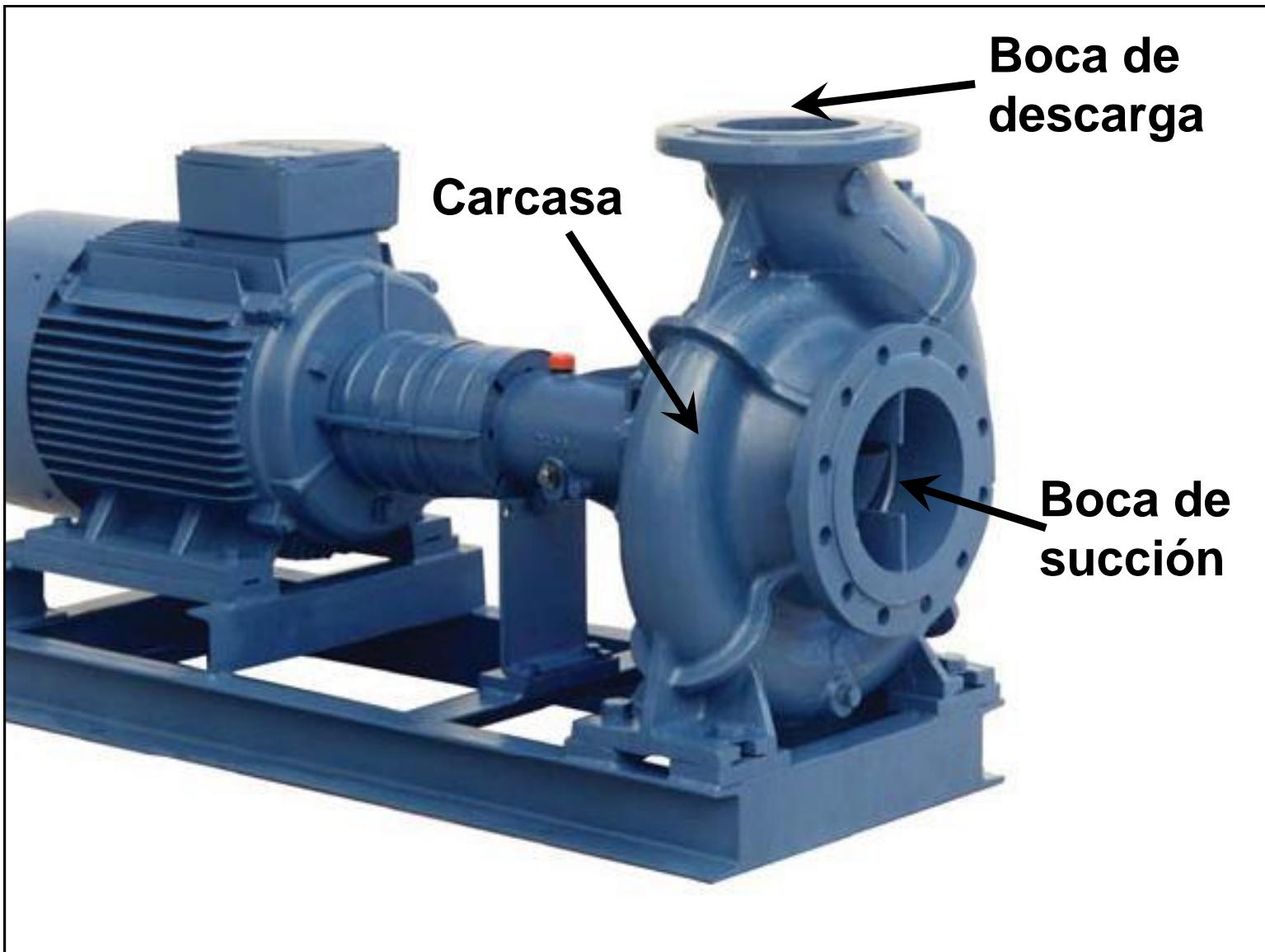
Bombas Centrífugas

- ❖ Generalidades
 - ❖ Principio de funcionamiento
 - ❖ Partes componentes
 - ❖ Curvas características
-
- ❖ Leyes de similitud
 - ❖ Acoplamiento de bombas
 - ❖ Recomendaciones para el diseño de la instalación
 - ❖ Trabajando con bombas centrífugas
 - ❖ Ventajas y desventajas

Generalidades

- Bomba más usada en la industria química
- Bombea líquidos en un amplio rango de propiedades y suspensiones con un alto contenido en sólidos
- Se puede construir en un amplio rango de materiales resistentes a la corrosión
- Puede acoplarse directamente a un motor eléctrico y dar una alta velocidad de flujo para su tamaño
- Se emplean en la mayoría de los casos excepto cuando se requiere vencer una gran carga que es cuando se usan bombas de desplazamiento positivo.





Principio de funcionamiento

El fluido es acelerado en el interior de la bomba por acción de la fuerza centrífuga, transmitiéndole energía cinética, la cual se convierte en energía de presión.

La bomba consiste en un recipiente dentro del cual gira un rotor. El fluido entra al recipiente por un lateral, en una dirección perpendicular al plano de rotación y sale por un orificio de salida en dirección perpendicular a la de entrada.

Partes componentes

1. Rodete o rotor o impulsor
2. Carcasa
3. Sistema de acople y elementos mecánicos auxiliares
4. Motor

<https://youtu.be/BaEHVpKc-1Q>

Ver <https://youtu.be/iygacPUfuRA>

<https://youtu.be/BaEHVpKc-1Q>

Rodete

El rodete (también llamado rotor, impulsor, impeller) es un dispositivo que gira sobre un eje de rotación. El líquido que ingresa es proyectado radialmente a lo largo de los álabes del rodete por la acción de la fuerza centrífuga, aumentando considerablemente su energía cinética.

Rodete

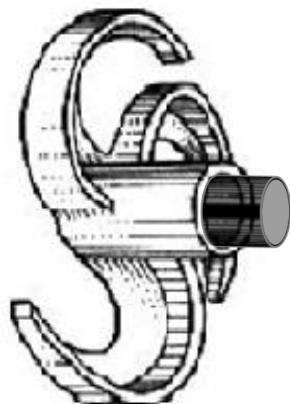


El rodete puede ser:

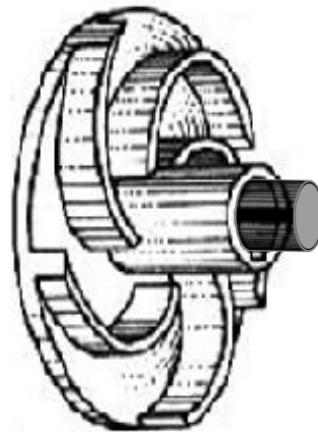
Abierto

Semicerrado

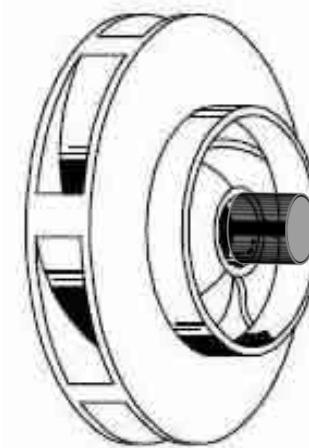
Cerrado



más adecuado para
trabajar con líquidos
con sólidos en
suspensión



más eficiente (menos
rozamiento del
líquido en el interior
de la bomba)

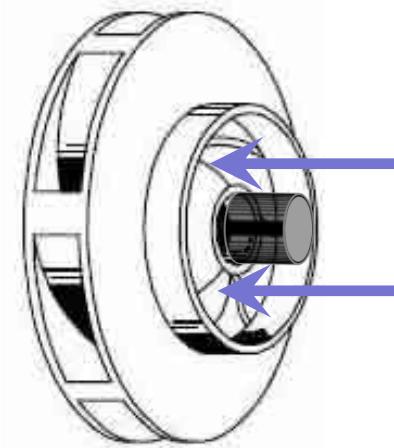
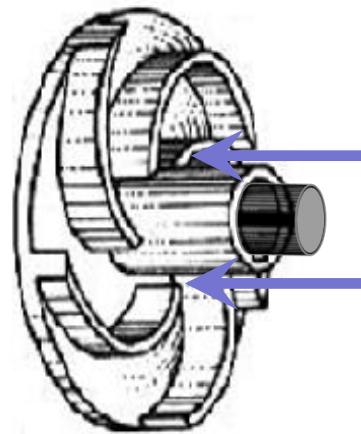
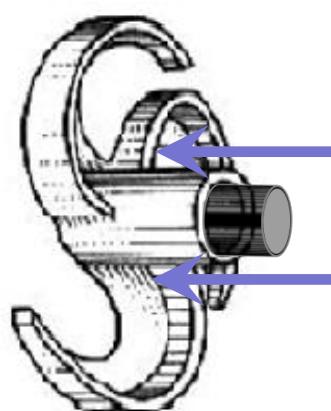


Acceso del líquido al rodete (es paralelo al eje de rotación)

Abierto

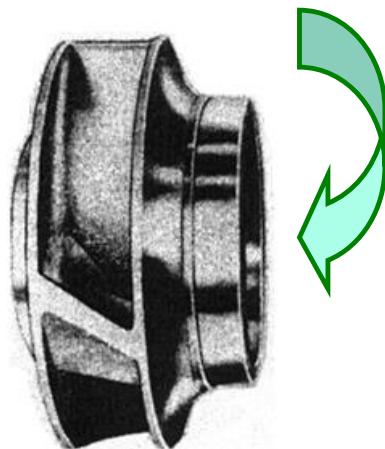
Semicerrado

Cerrado

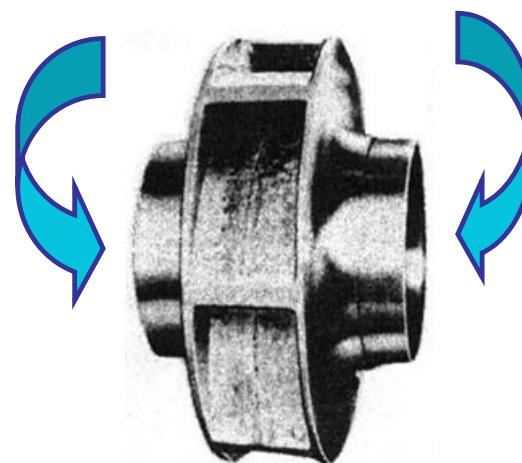


A su vez, hay rodetes cerrados donde el fluido entra por un solo lado (succión simple), y rodetes cerrados por donde el fluido entra por los dos lados (succión doble)

succión simple



succión doble



En general los rotores tienen sus álabes curvados
“hacia atrás”



sentido
de giro

Algunas bombas tienen rotores con álabes radiales.

El uso de bombas con rotores con álabes curvados
hacia adelante no se ha desarrollado ⁽¹⁾

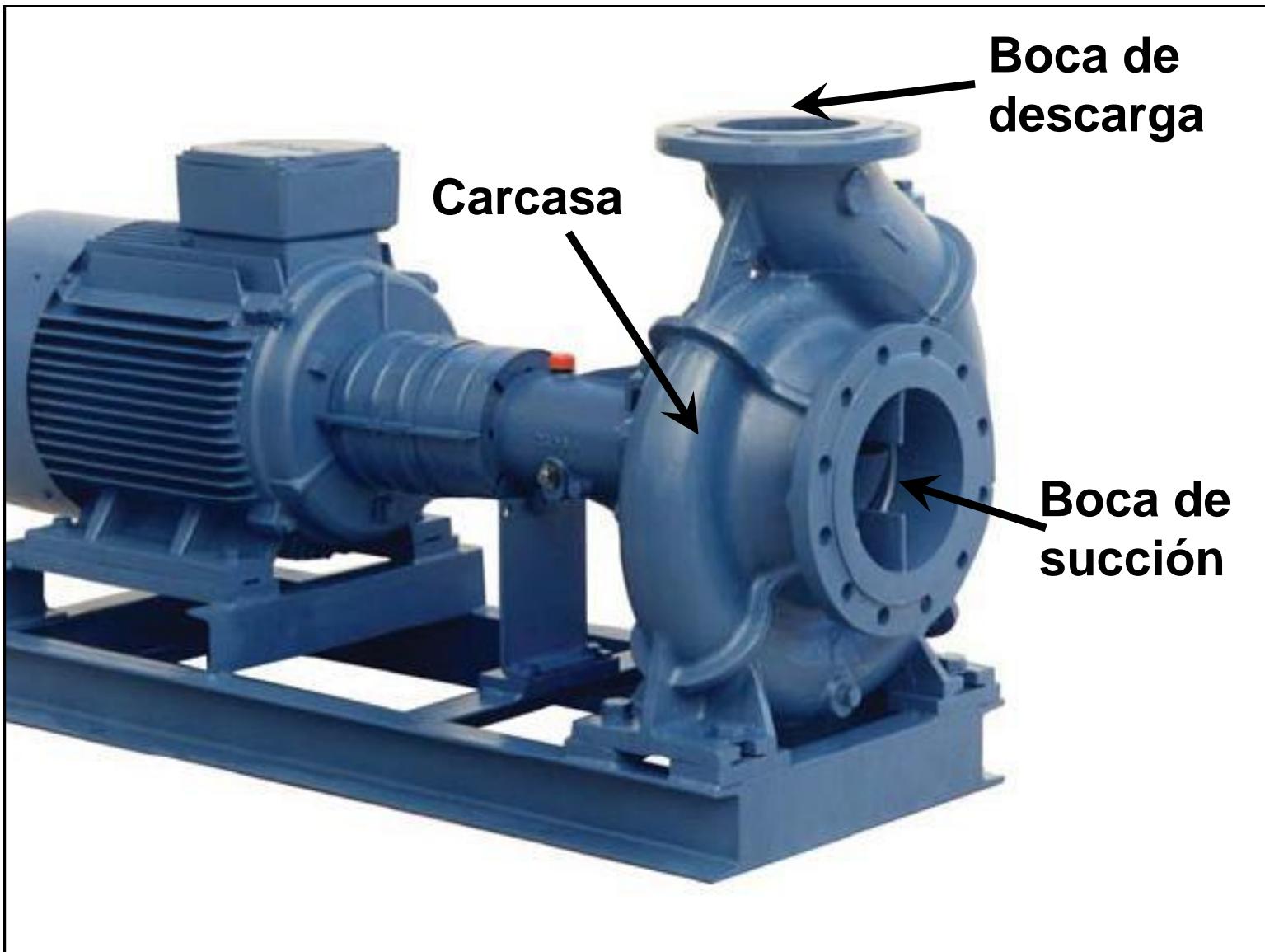
(1) Pump Handbook, Igor Karassik y otros, página 2.332

Carcasa

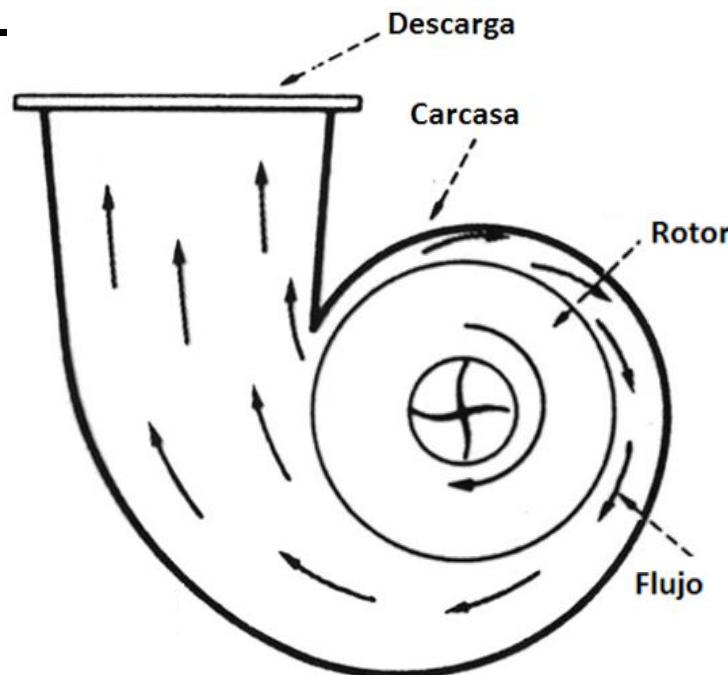
La carcasa forma el “recipiente” dentro del cual el fluido recibe la energía mecánica que entrega el rodete. El rodete está alojado en el interior de la carcasa.

El fluido ingresa al rodete por la “boca de succión” que es una abertura en la carcasa con paredes que guían al fluido directamente hacia el rotor para que ingrese con la menor pérdida de carga posible según se mostró antes.

La tubería que trae el fluido a la bomba se conecta a la boca de succión.



La carcasa recibe el fluido acelerado que sale del rodetes, reduce su velocidad transformando su energía cinética en energía de presión, y lo conduce hasta la abertura de salida llamada “boca de descarga”.



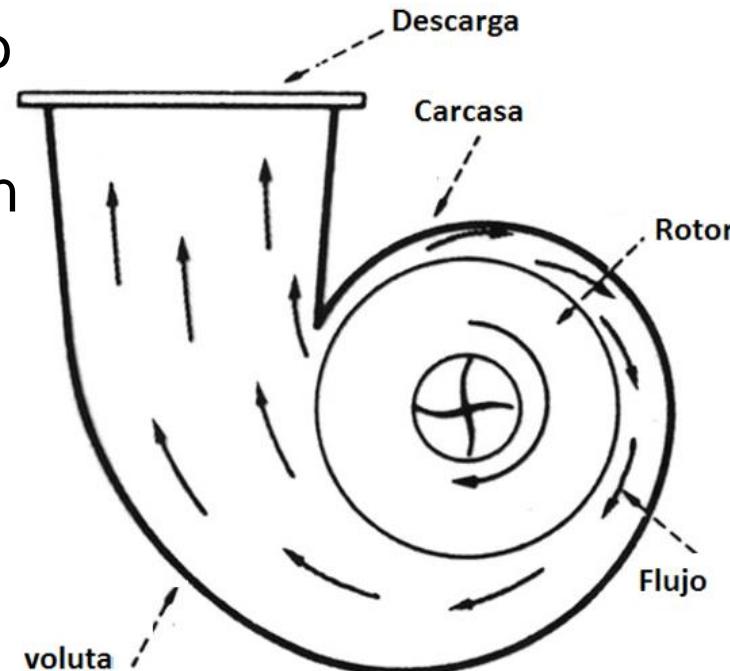
La carcasa recibe el fluido acelerado que sale del rolete, reduce su velocidad transformando su energía cinética en energía de presión, y lo conduce hasta la abertura de salida llamada “boca de descarga. La boca de descarga está conectada con la tubería por donde el fluido escurre “aguas abajo”.

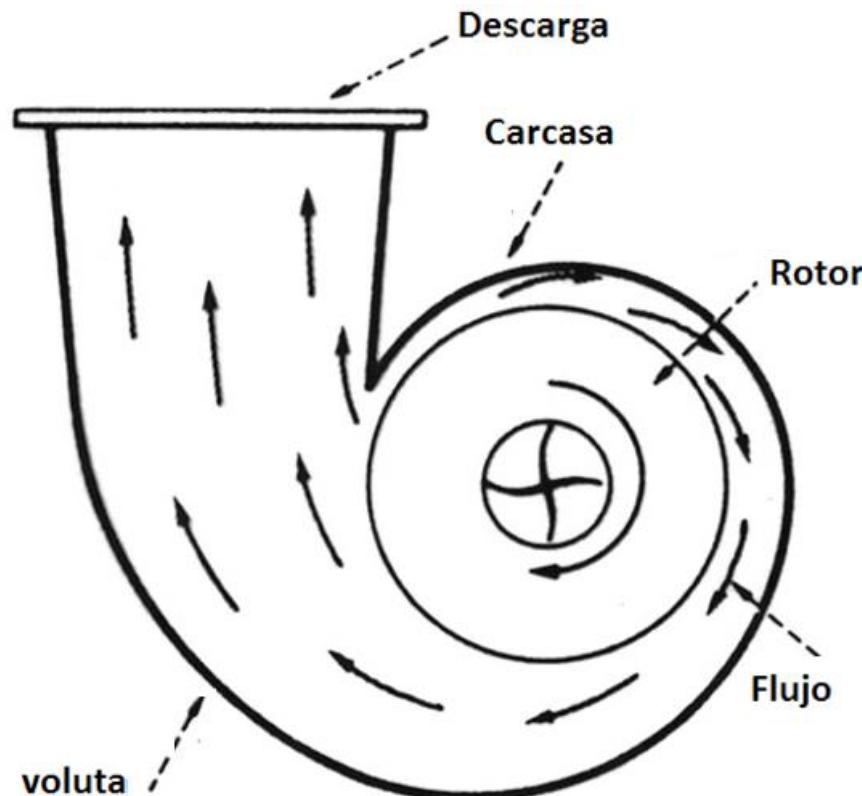
Se trata de evitar que en el proceso de conducción del fluido dentro de la carcasa exista mucha pérdida irreversible de energía por turbulencia. Para conseguir esto se siguen dos estrategias de diseño de carcasas: a) darle forma de voluta b) incorporación de difusores fijos a la carcasa

a) Forma de Voluta

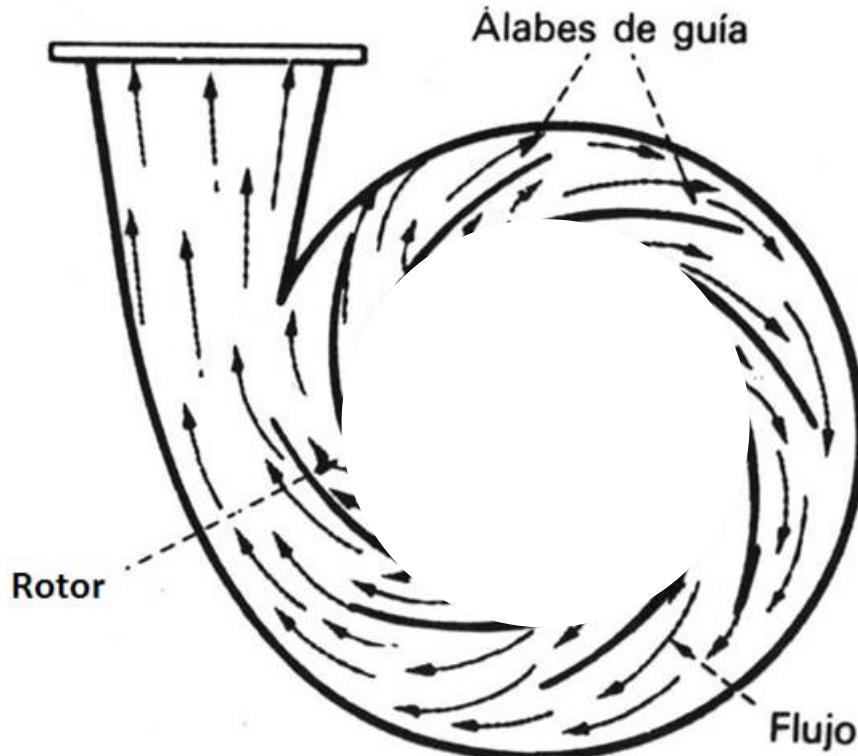
La carcasa se diseña con una forma que deja una cámara cuya sección transversal aumenta gradualmente con la salida tangencial.

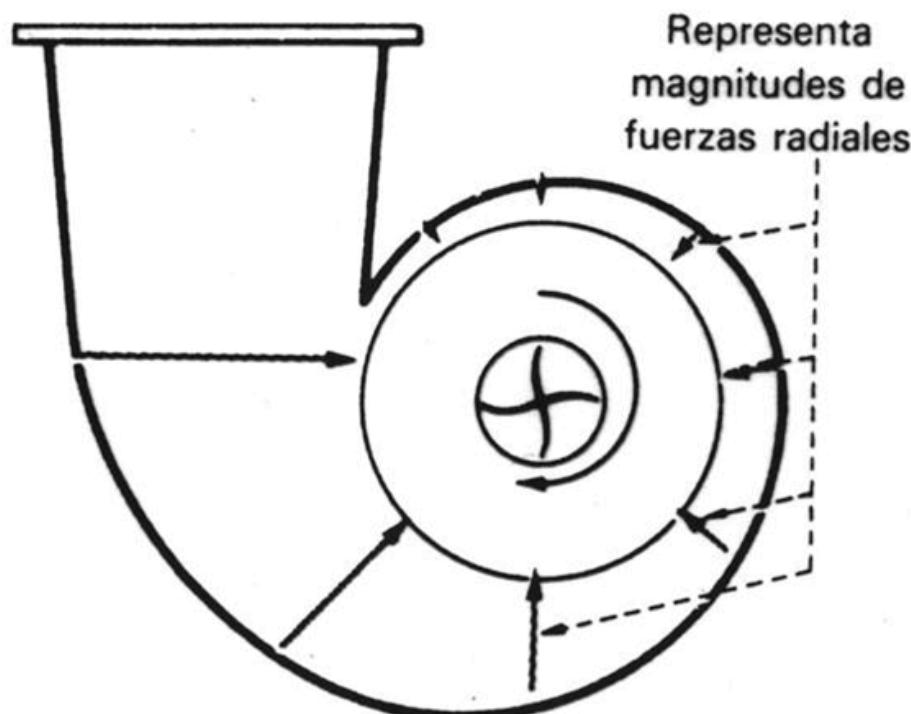
El aumento progresivo (gradual) de sección provoca una reducción progresiva de la velocidad que reduce las pérdidas por turbulencia y fricción. Puede ser simple o doble.



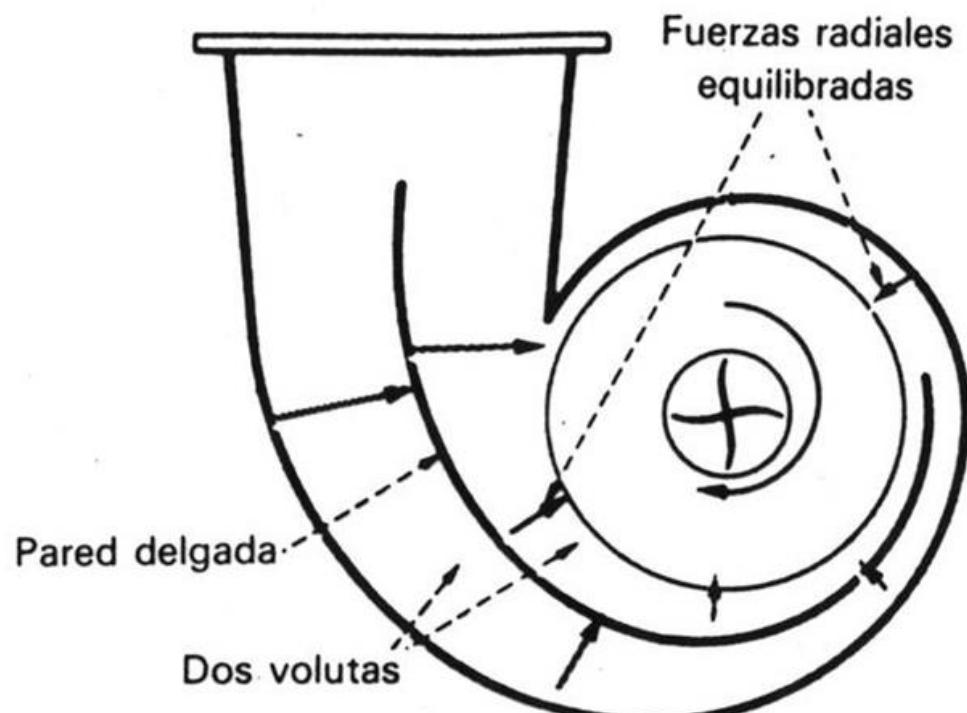


La voluta simple genera fuerzas radiales desequilibradas





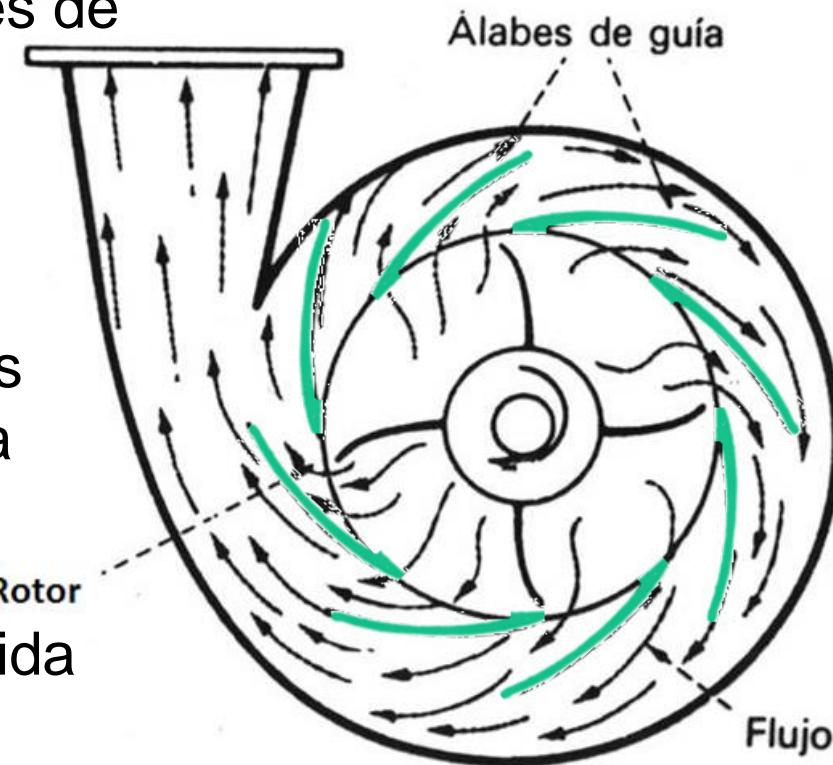
Variaciones en fuerzas radiales alrededor del rodete con una voluta simple



Doble voluta. Equilibra las fuerzas radiales

b) Uso de paletas o álabes difusores fijos a la carcasa (formando un anillo difusor)

Los álabes difusores de guía provocan un cambio más gradual en la dirección del flujo y una conversión más eficiente de energía cinética en energía de presión con respecto a la obtenida con el tipo voluta)



Sistema de acople

Para hacer que el rotor gire dentro de la carcasa se debe acoplar a un eje externo movido por un motor. El acoplamiento entre el rotor (interior) y el eje exterior se puede conseguir de dos maneras:

Acoplamiento mecánico. El rotor se fija a un eje que atraviesa la carcasa, y este eje se hace rotar por medio de un motor (fuera de la bomba)

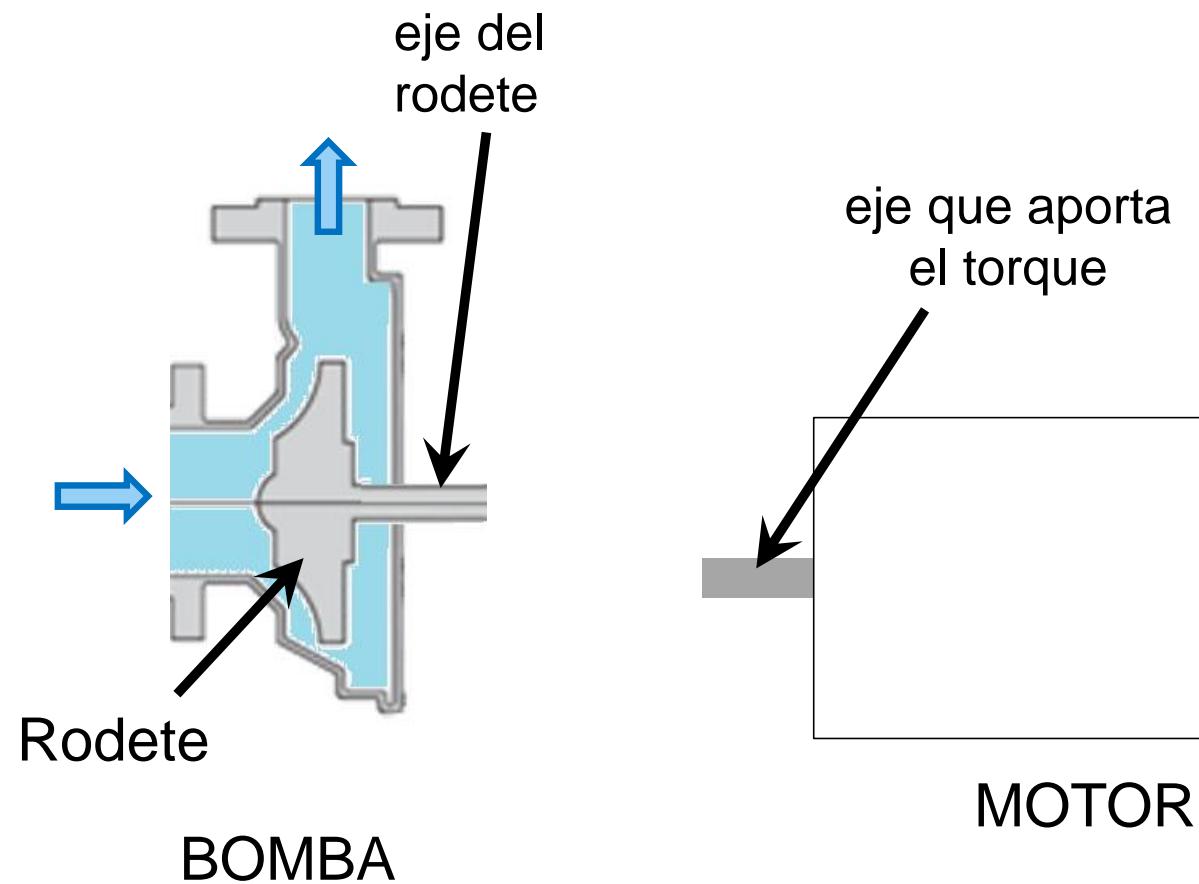
Acoplamiento magnético. Un rotor imantado se hace girar por la atracción de otro imán giratorio exterior a la bomba, que a su vez es accionado por un motor.

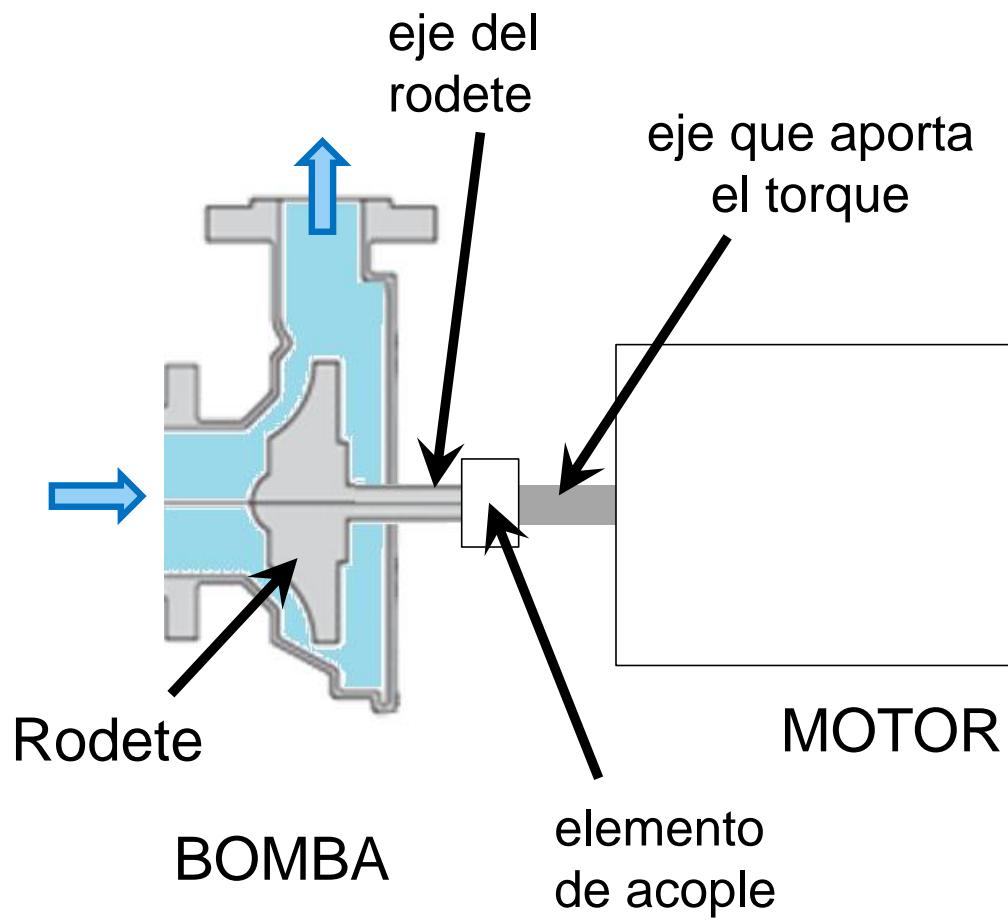
CASO: ACOPLE MECÁNICO

El rodete se fija a un eje que atraviesa (“sale de”) la carcasa. Ese eje se acopla a otro accionado por el motor.

En general las velocidades a las que debe girar el rotor de una bomba centrífuga son altas y el acople se hace directo con el motor (esto es ambos ejes acoplados giran a la misma velocidad que gira el motor).

Este es el tipo de acoplamiento más común.





La energía mecánica se transfiere del motor al rorete de la bomba a través de los ejes acoplados.

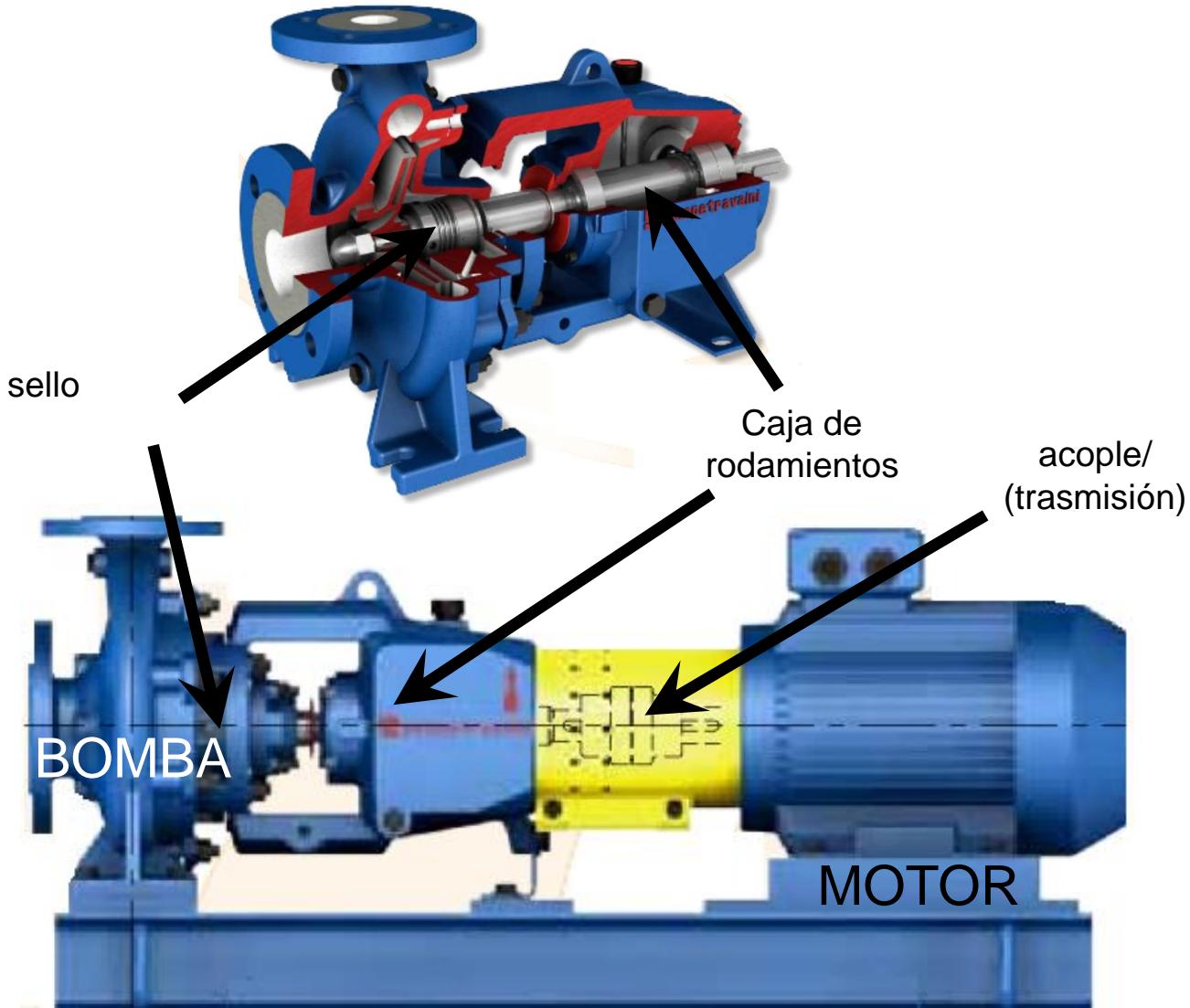
Algunas bombas son ofrecidas por el fabricante con su motor (como una unidad). (Las de motor eléctrico suelen ser referidas como “electrobombas”, las de motor de combustión interna, como “motobombas”).

En otros casos, el fabricante sólo provee la bomba y es necesario acoplar un motor.

En el montaje motor / bomba es fundamental conseguir un acoplamiento que trasmita correctamente el torque, y resista las fuerzas que ello supone.

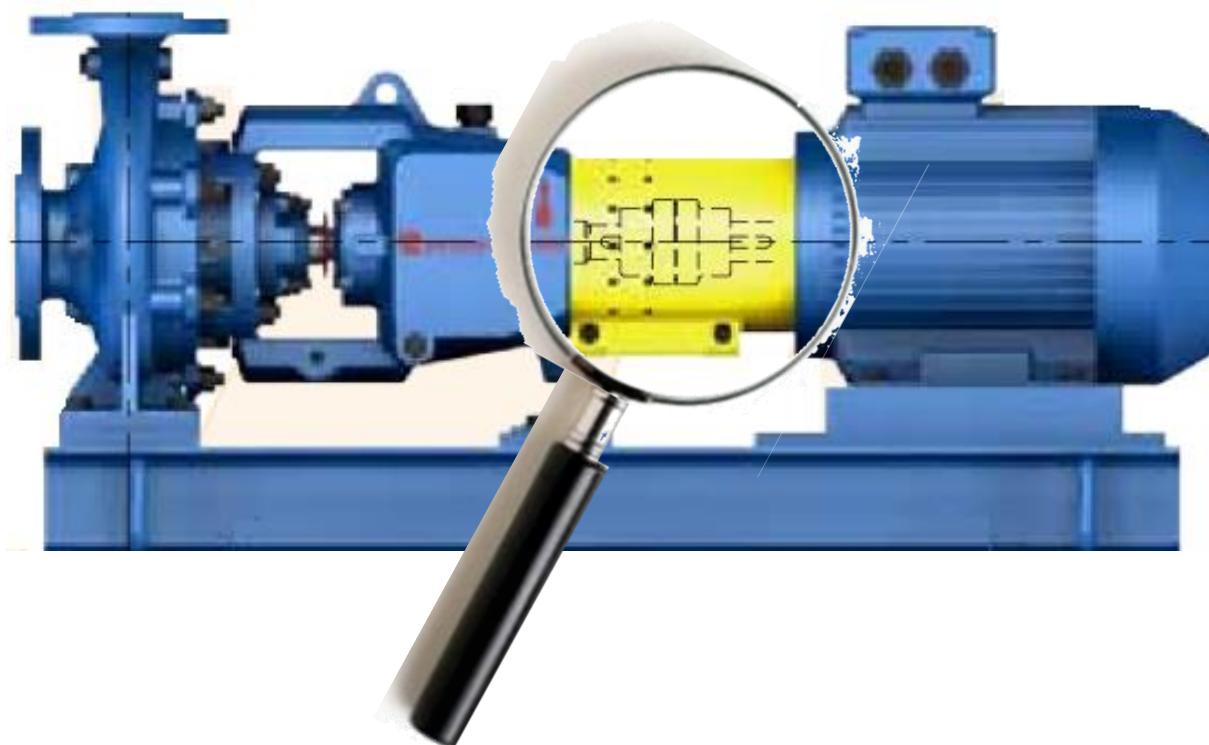
También la alineación del eje motriz (motor) y el eje del rodete es fundamental para evitar daños precoces e ineficiencia energética

Para efectuar un acoplamiento con un motor externo se requiere de otros dispositivos mecánicos: manchones de acoplamiento, sellos (entre otros)

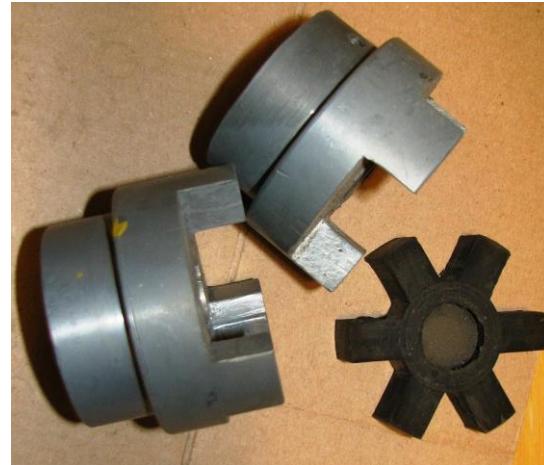


Acople mecánico eje rodete - motor

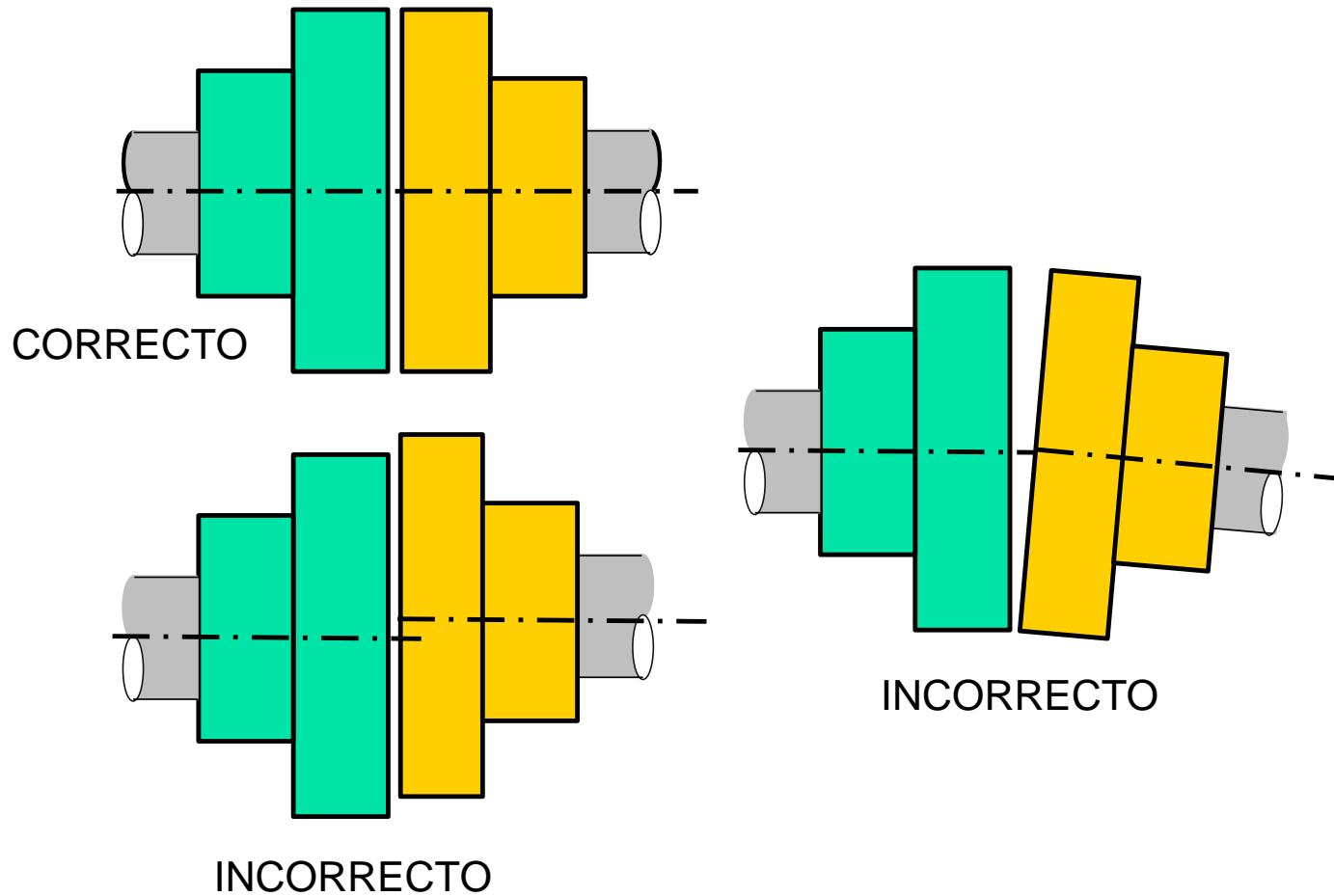
Existen diferentes tipos de acople.



Ejemplo de acople entre ejes (bomba – motor)



Es fundamental un acoplamiento perfecto de los ejes para evitar daños prematuros y pérdidas de eficiencia energética.

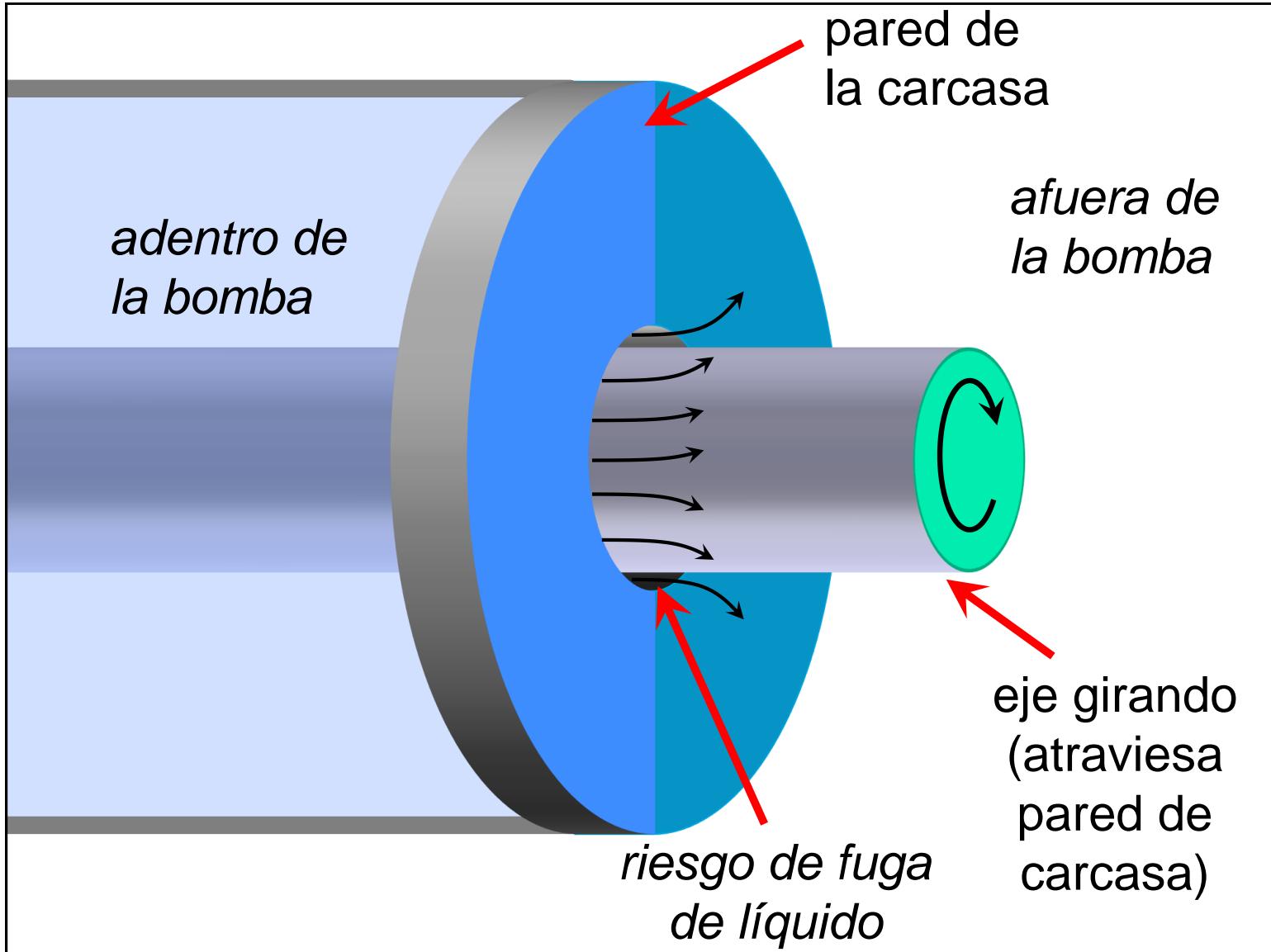


Sellos

Para el caso de acoples mecánicos, el eje del rotor tiene que “atravesar” la carcasa para ser acoplado al eje del motor.

Siempre que un eje atraviesa la pared de un recipiente hay riesgos de fugas de fluido (escape hacia fuera -en caso de que la presión dentro del recipiente sea superior a la atmosférica-, o filtración hacia dentro – en caso de que la presión dentro del recipiente sea inferior a la atmosférica)

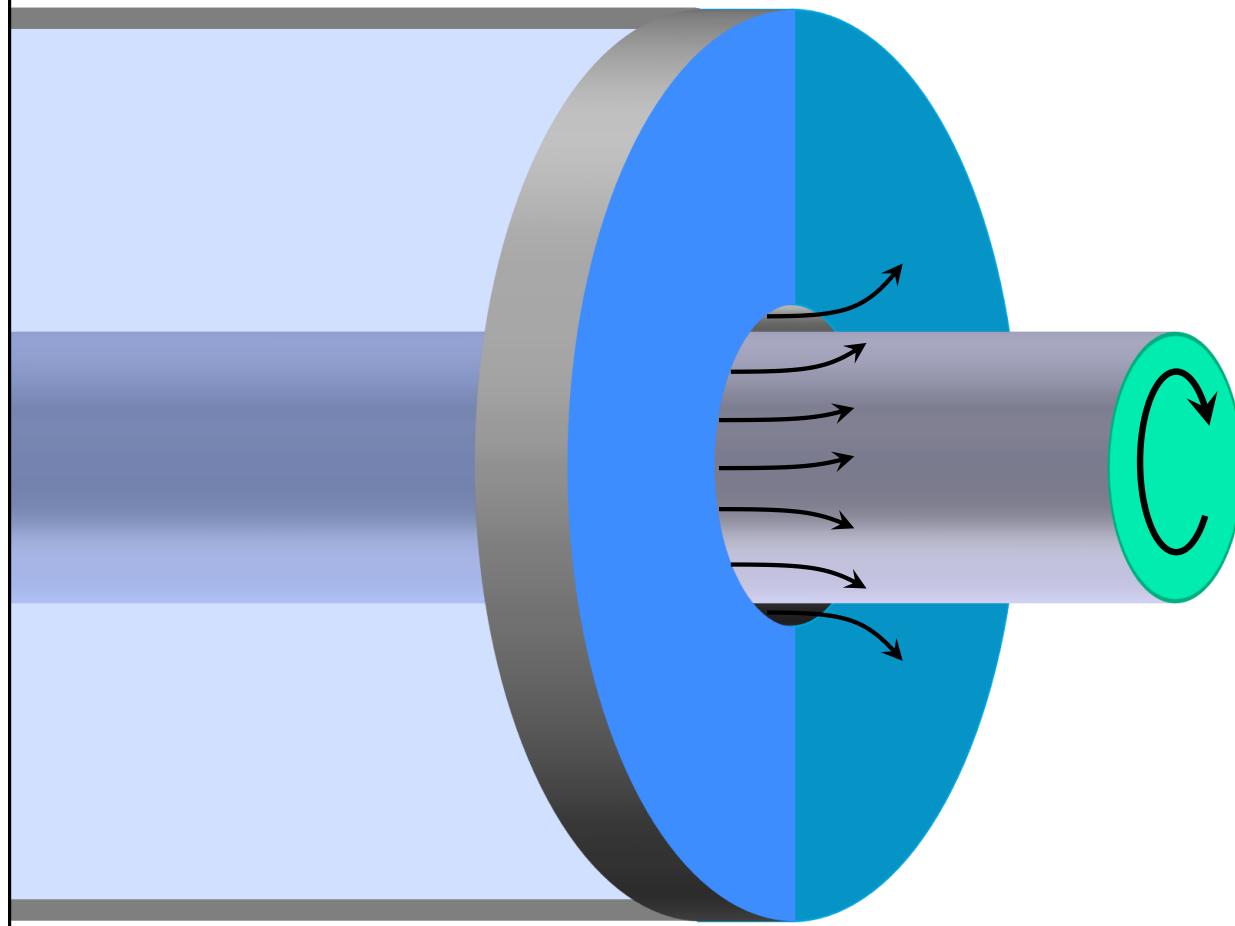
Para minimizar los riesgos de “fugas” se utilizan “sellos”.



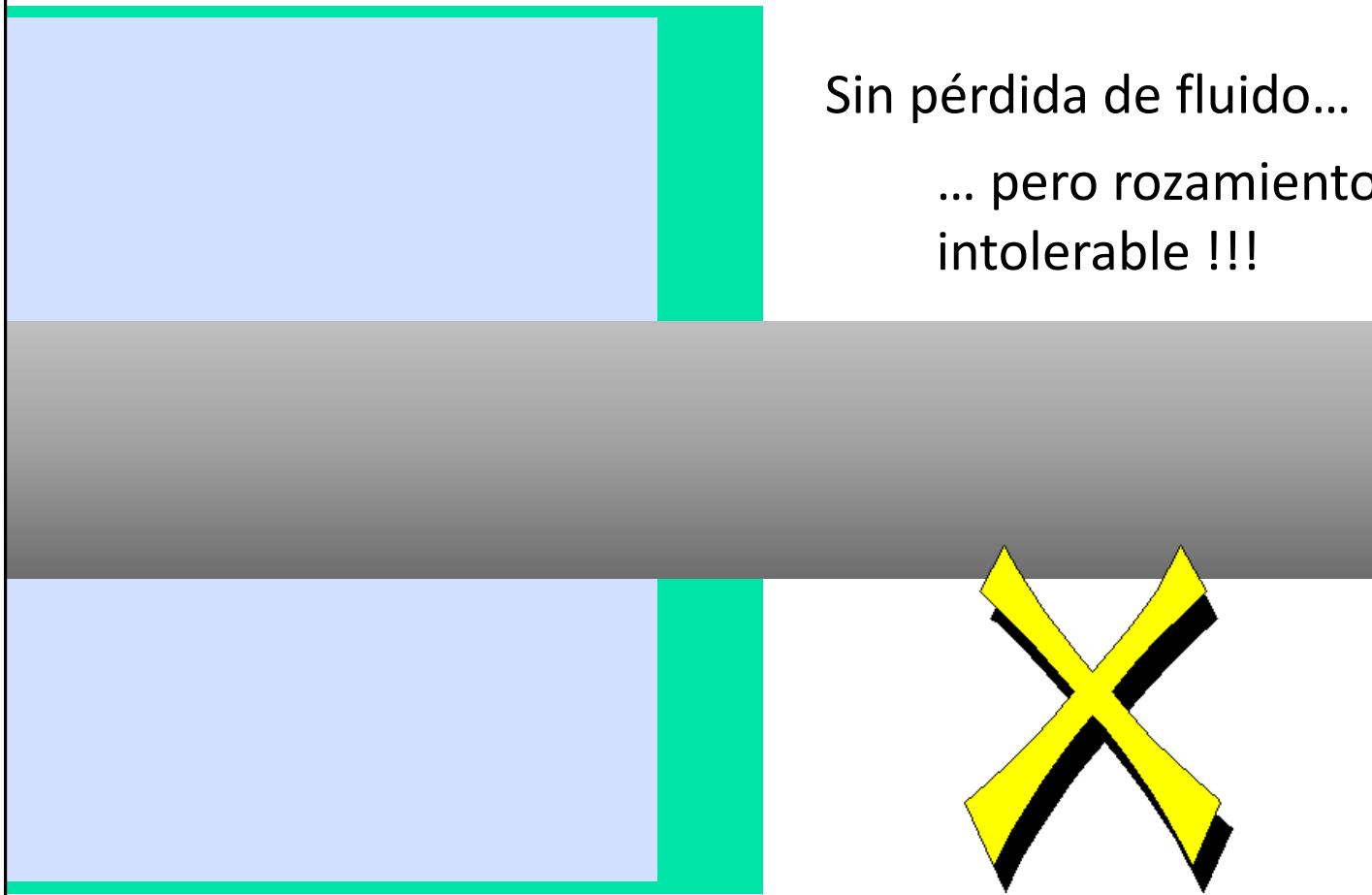
Los sellos son dispositivos para evitar fugas de fluido. Veremos dos tipos:

- empaquetadura
- sellos mecánicos

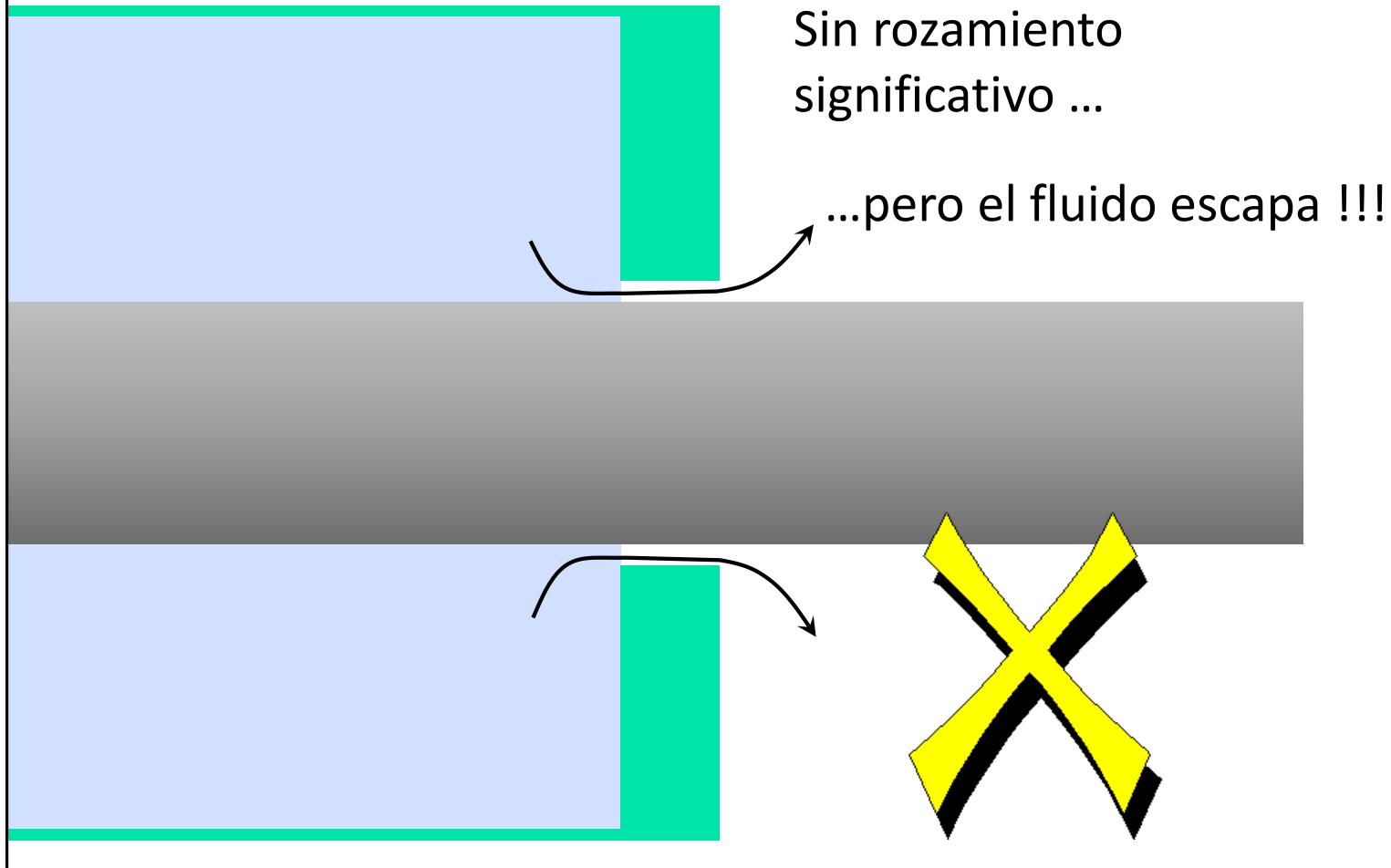
El fabricante deberá “optimizar” la luz entre el eje y el orificio en la carcasa por donde pasa el eje...



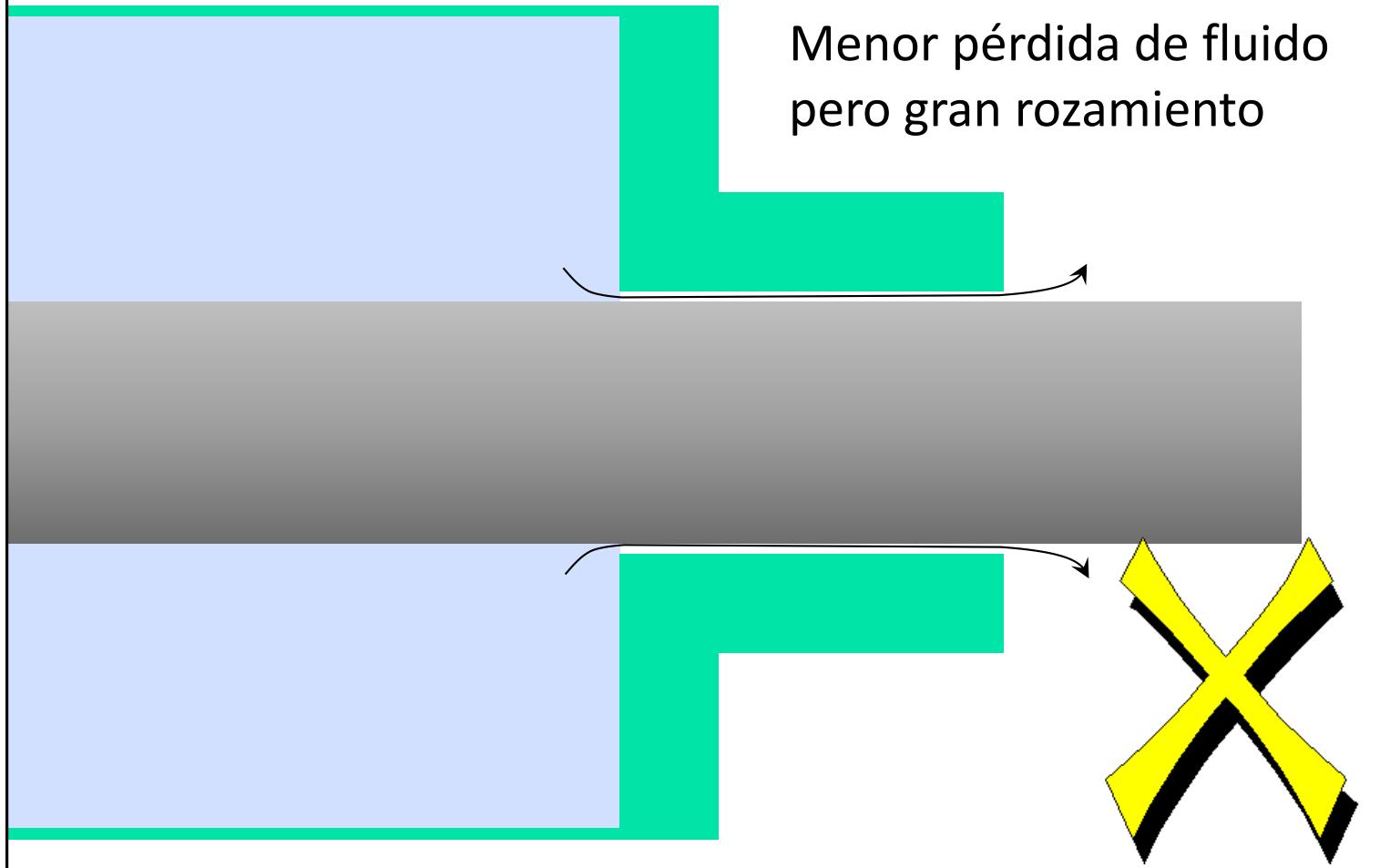
Si disminuimos la “luz” para evitar fugas...



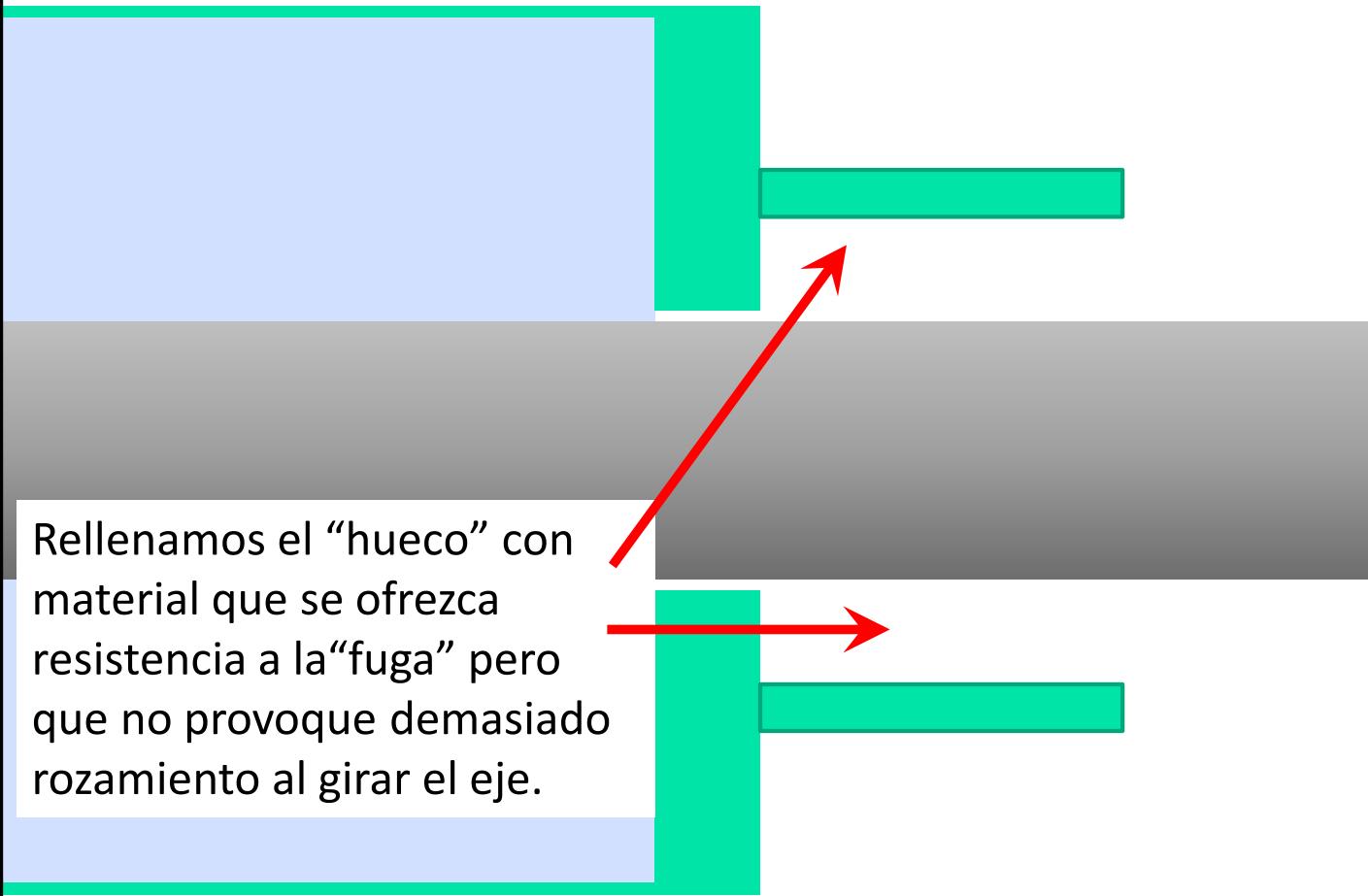
Si aumentamos la “luz” para eliminar la posibilidad de rozamiento...



Si aumentamos el largo del cuello...



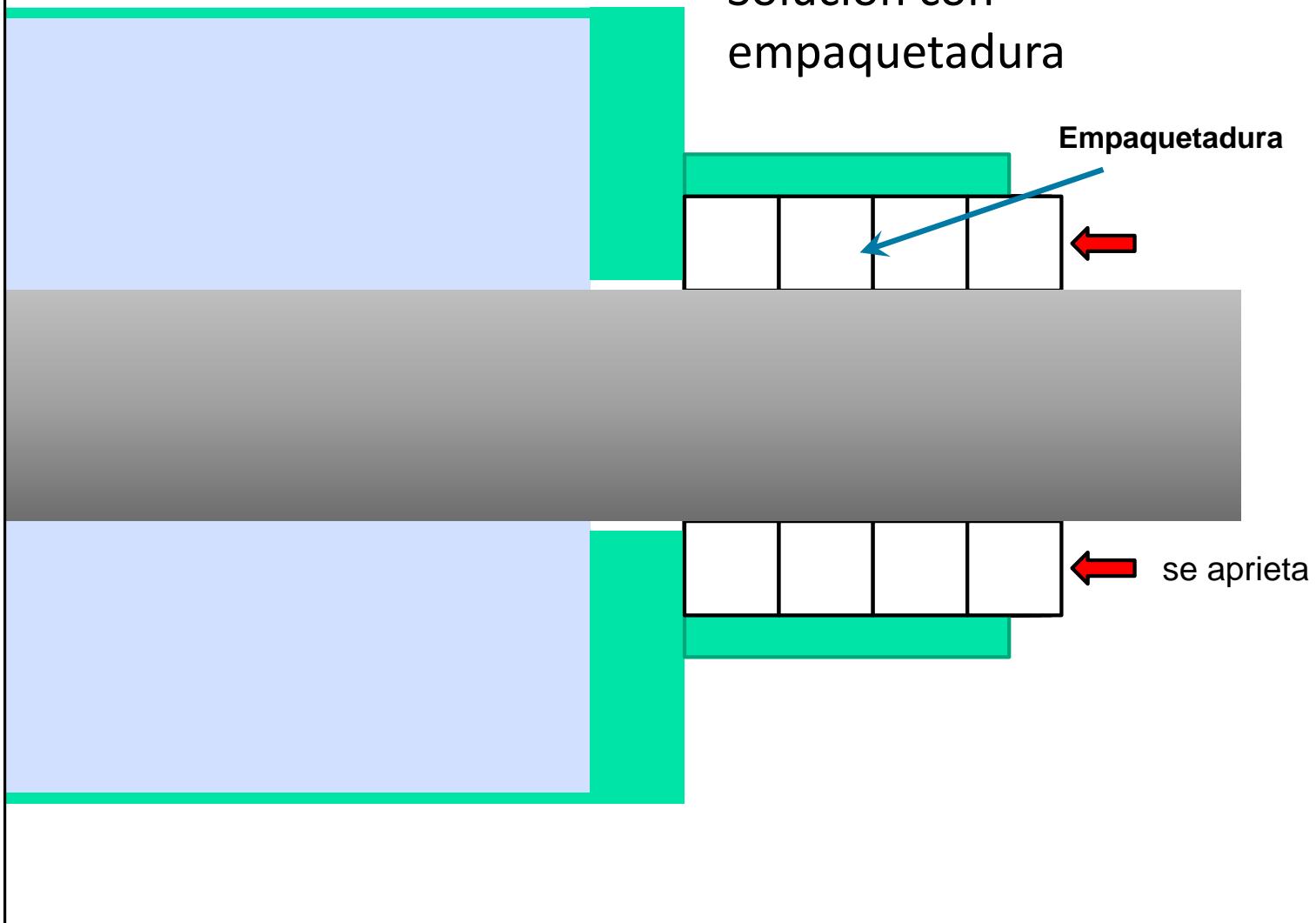
Solución con empaquetadura ...



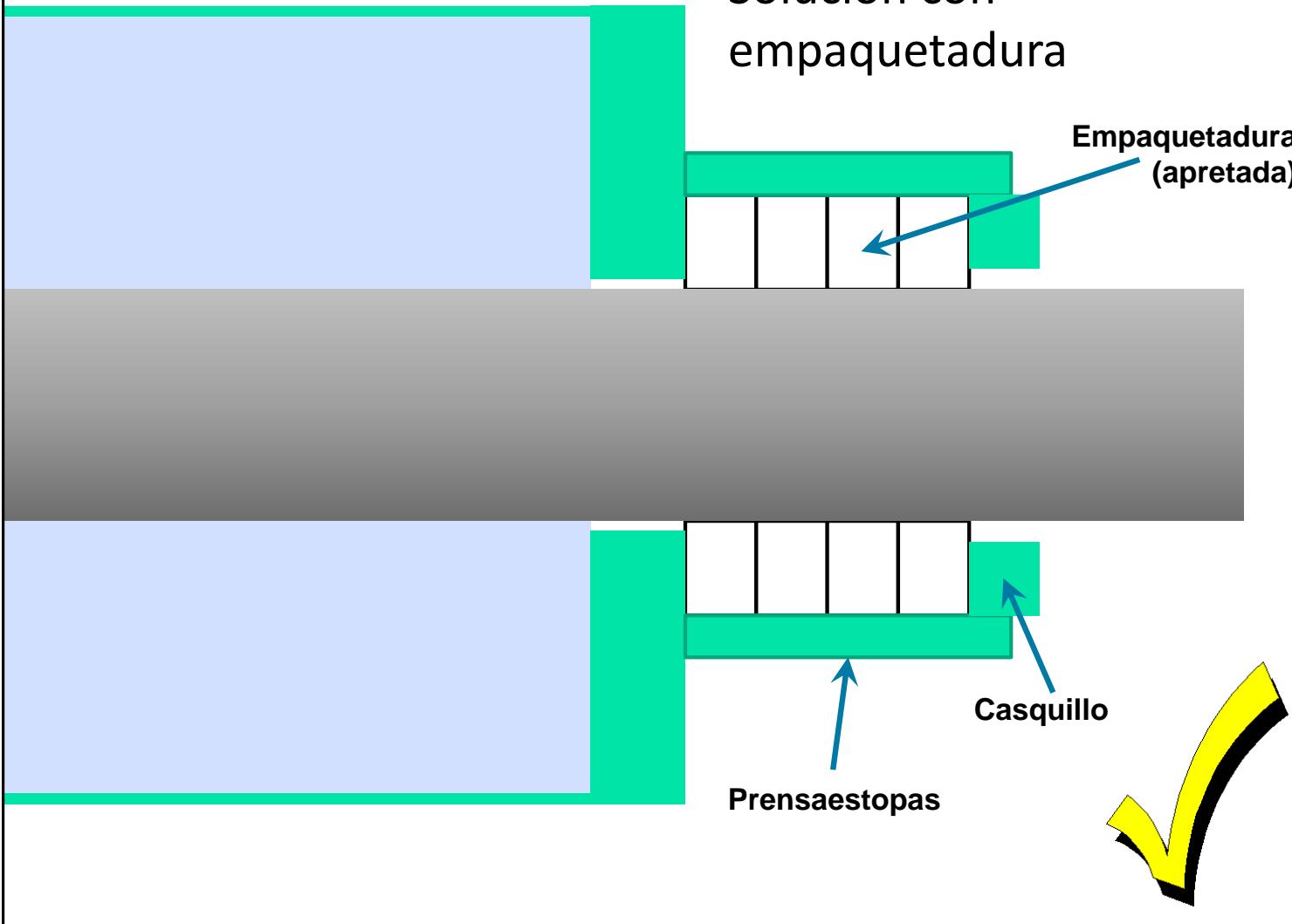
El material que se usa es un cordón de sección rectangular de un material blando que tiene bajo coeficiente de rozamiento en la superficie de contacto con el eje. Se enrosca alrededor del eje y se presiona para “apretarlo” (pero queda estática, no gira con el eje)



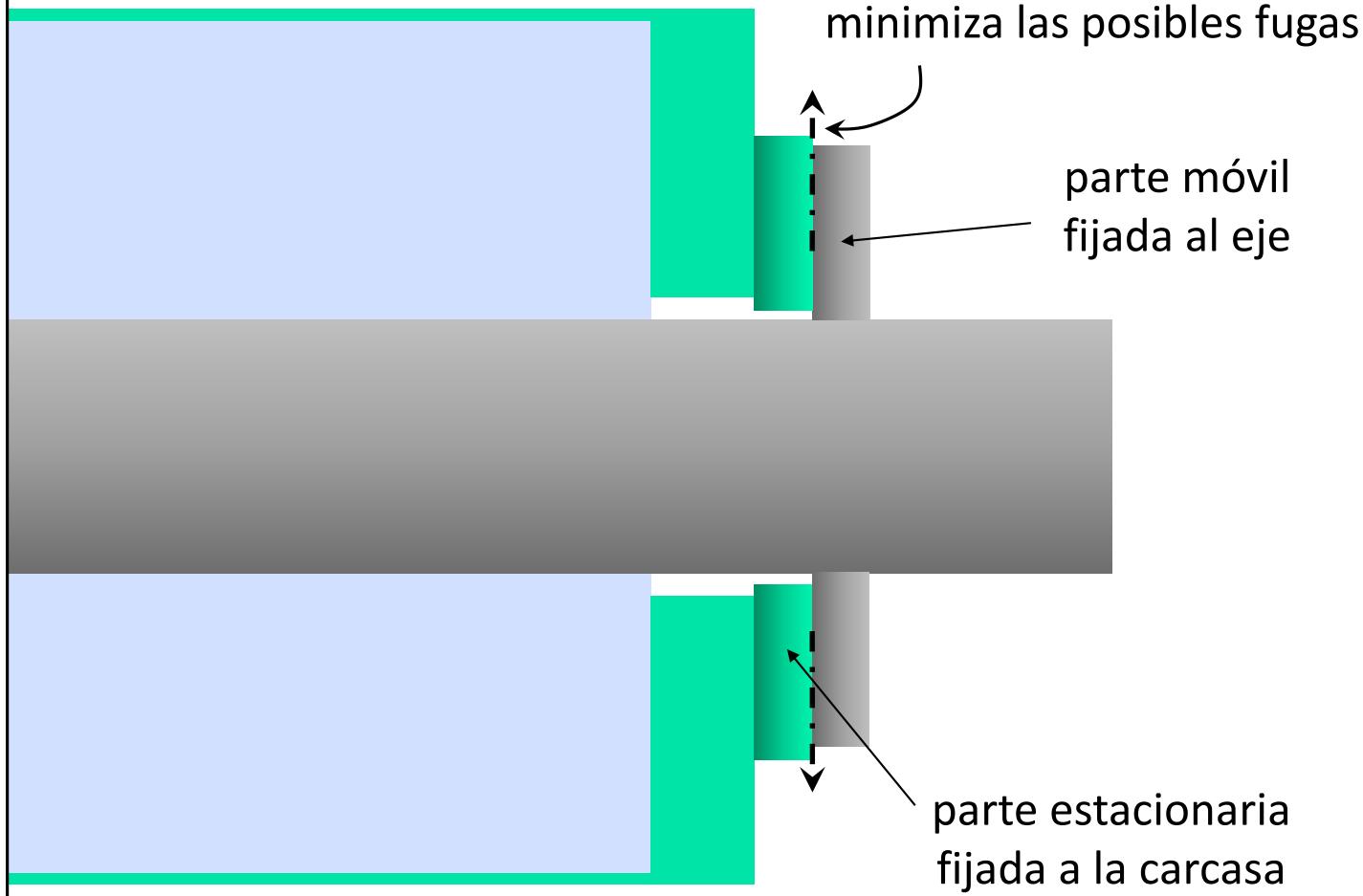
Solución con empaquetadura



Solución con empaquetadura



Solución con sello mecánico ...



Solución con sello mecánico ...

El sello mecánico es un dispositivo que forma un sello deslizante entre una parte estacionaria y otra en rotación.

Las caras de rozamiento presionan una contra la otra en dirección axial.

Las fugas pueden ser reducidas a niveles muy bajos con bajos costos de mantenimiento.



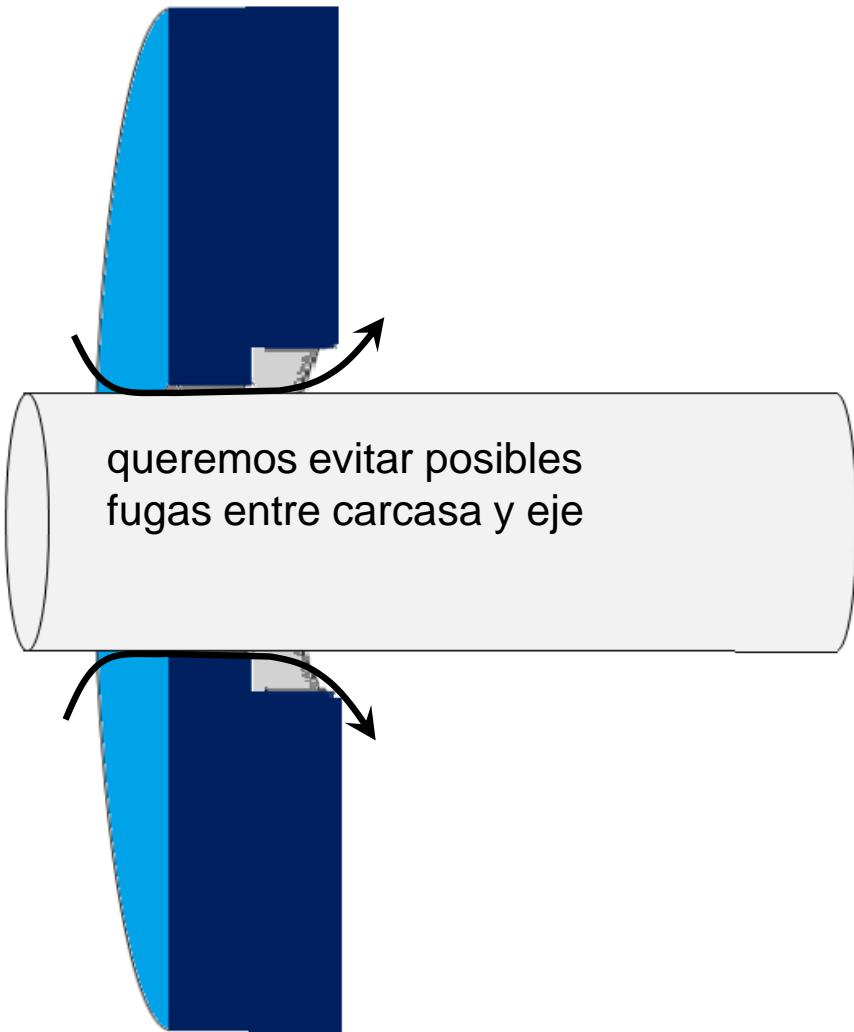
Las ventajas respecto a la empaquetadura tradicional son:

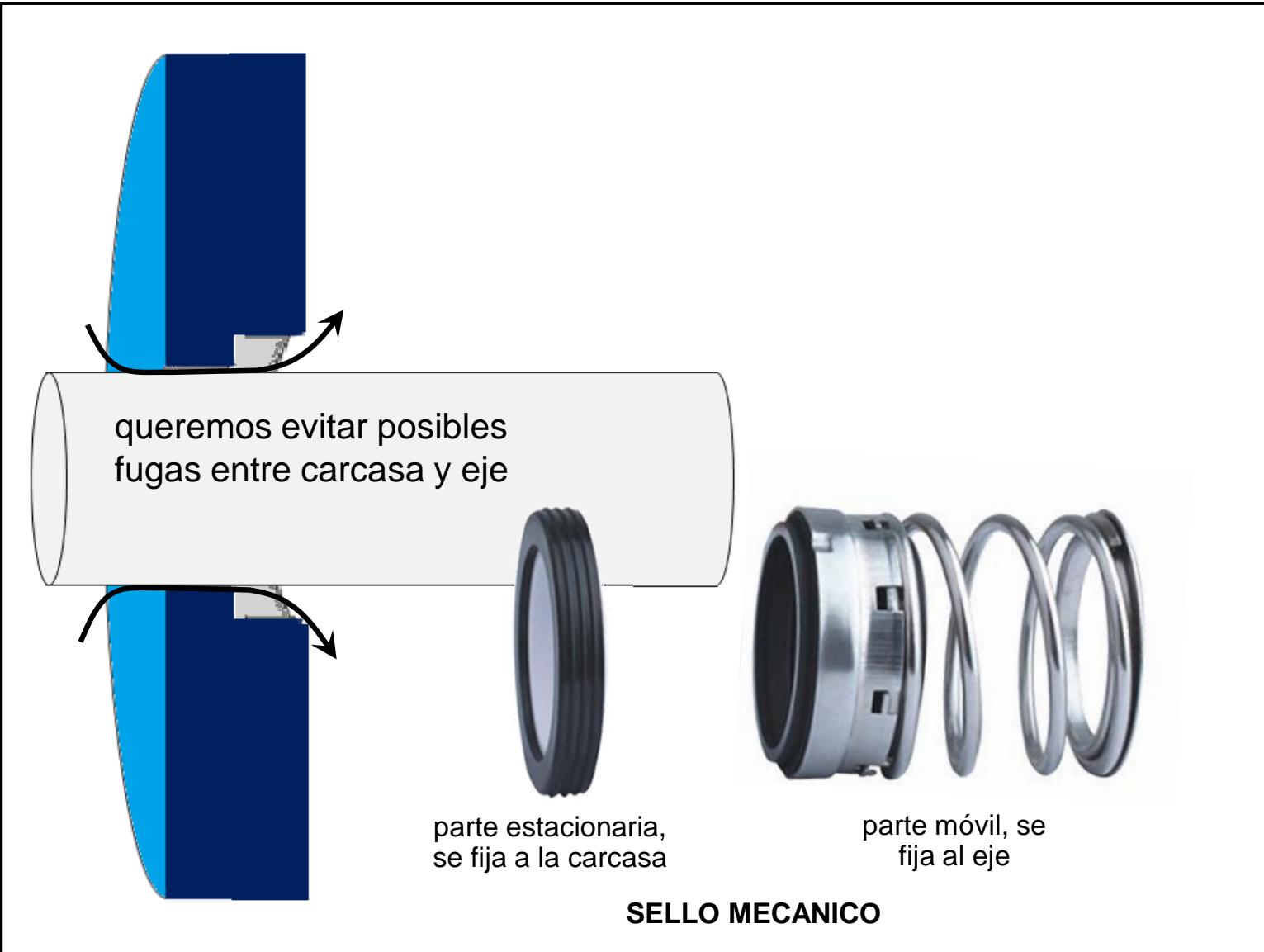
- Fugas mínimas o nulas
- Menor fricción y consecuentemente mayor eficiencia energética
- Eliminación de desgaste del eje
- Reducción de costos de mantenimiento
- Posibilidad de sellar altas presiones y fluidos más corrosivos
- Existe una gran variedad de diseños que se ajustan a las particularidades de prácticamente todos los tipos de bombas y sus aplicaciones.

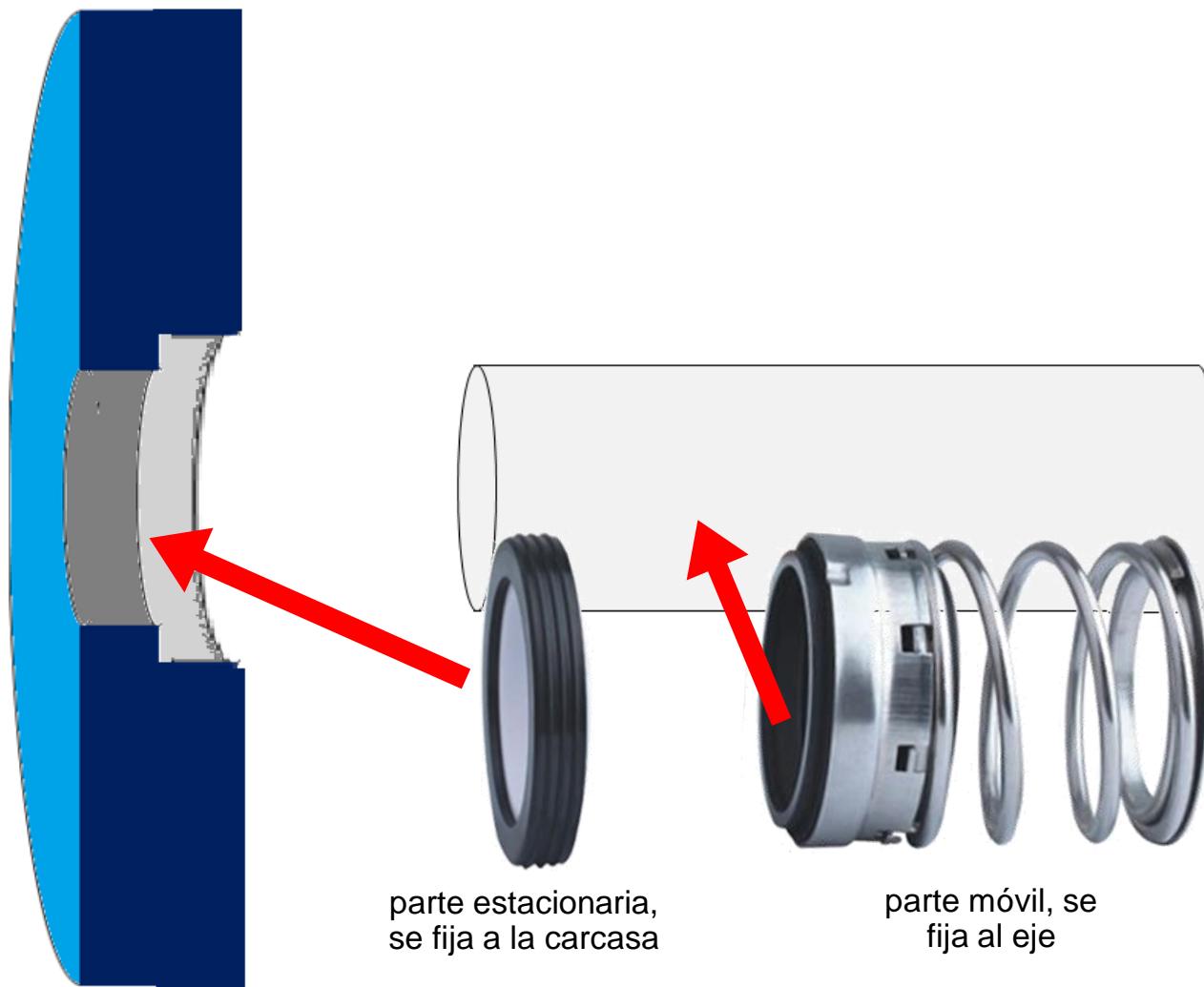
Un sello mecánico tiene tres conjuntos de partes básicos:

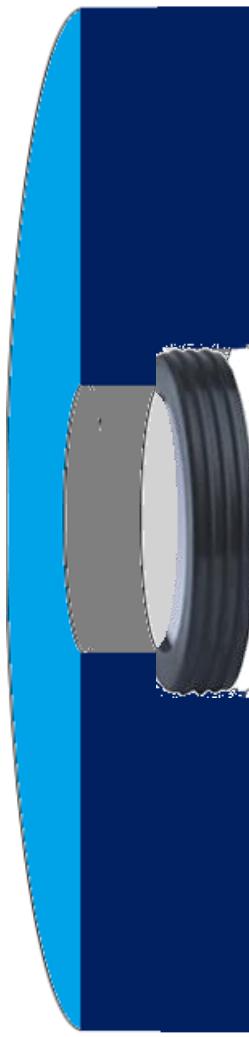
- Sello primario: una cara rotativa y otra estacionaria (perfectamente planas) que forman el sello primario
- Un conjunto de sellos secundarios tales como o-rings, v-rings, etc...
- Diversos componentes mecánicos (anillos, collarines, anillos de compresión, resortes, fuelles)











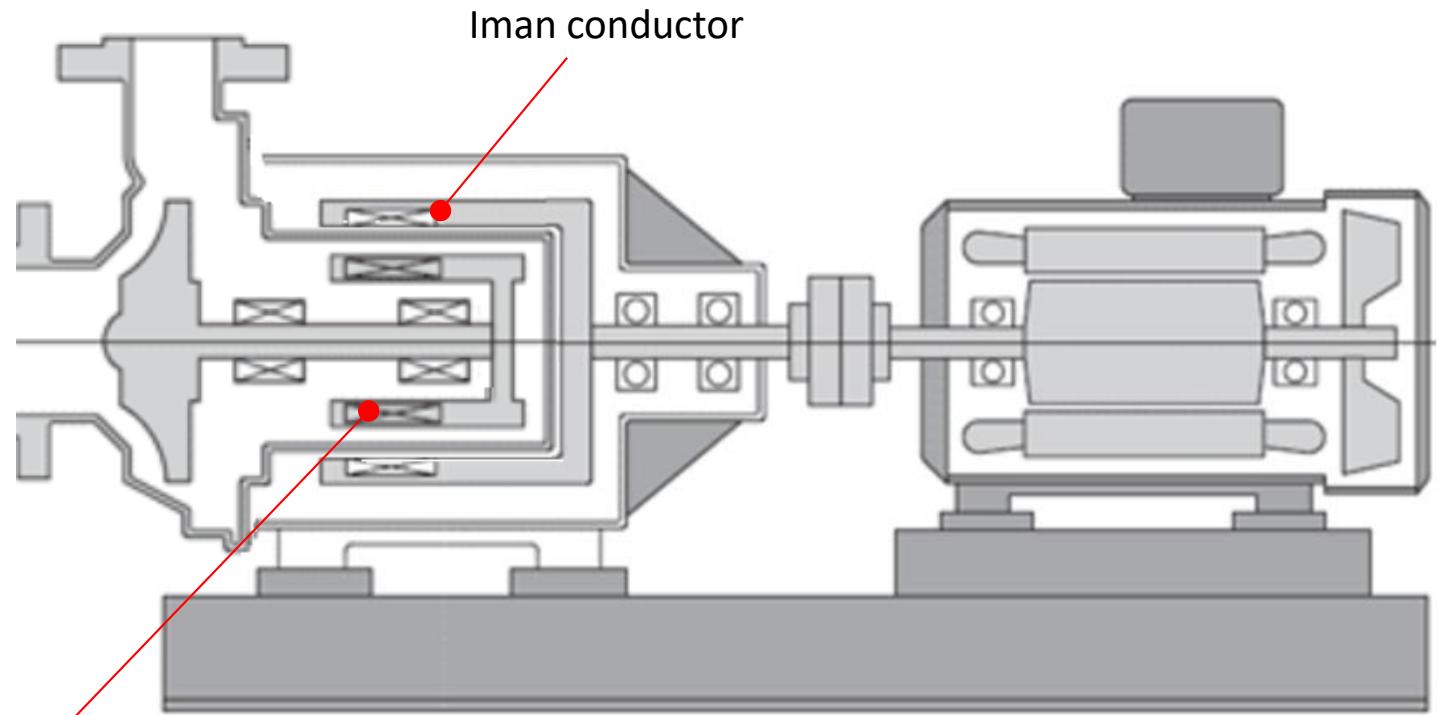
ambas partes del sello se fijan en carcasa
y eje respectivamente

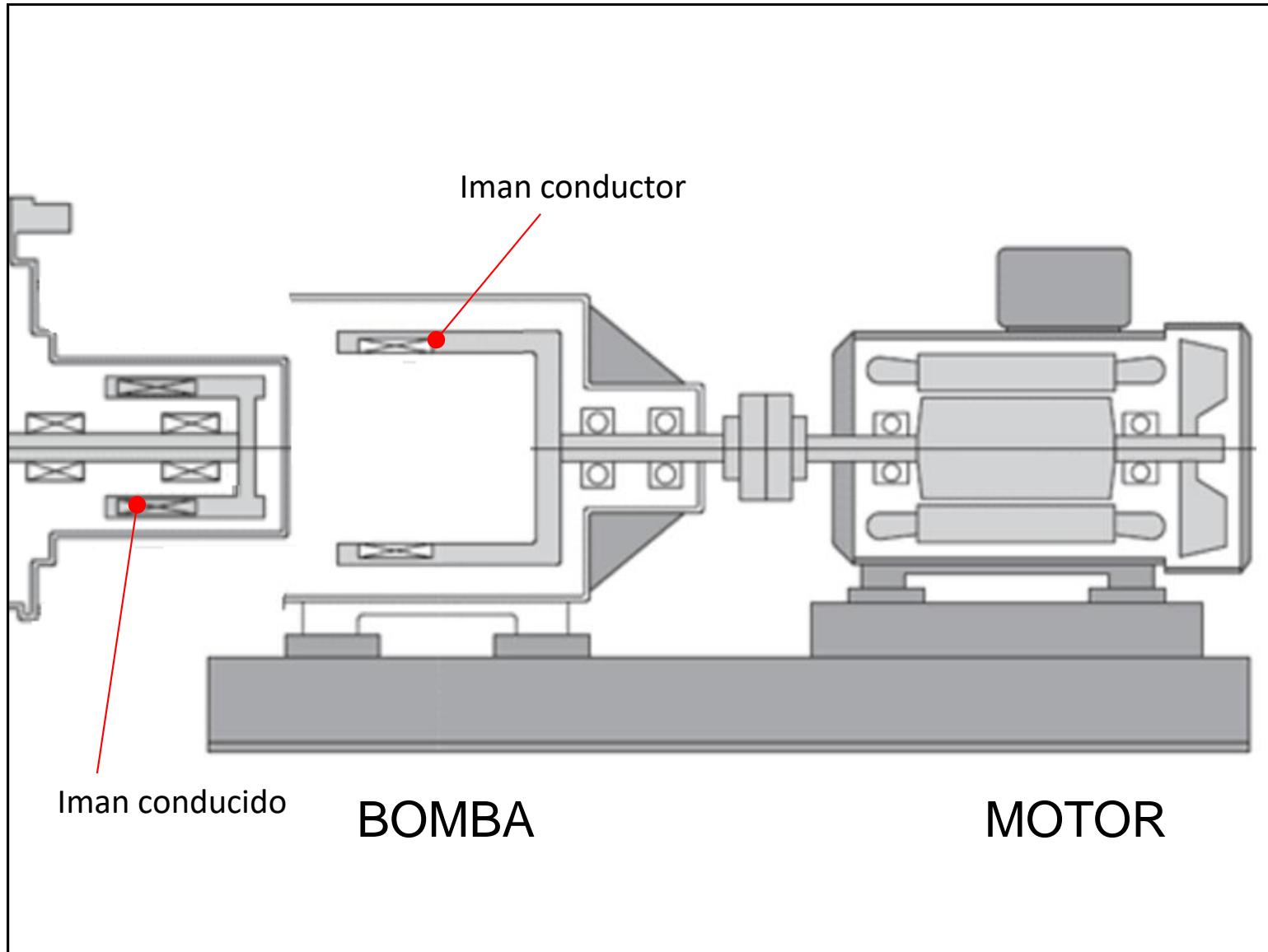


eje en su lugar

CASO: ACOUPLE MAGNETICO

La energía mecánica se transfiere del motor al rodete de la bomba a través de fuerzas magnéticas que se logran por medio de imanes permanentes.





CASO: ACOUPLE MAGNETICO

La energía mecánica se transfiere del motor al rodete de la bomba a través de fuerzas magnéticas que se logran por medio de imanes permanentes.

Dentro de la bomba, el rodete está unido a un imán (el imán conducido). Fuera de la bomba, el eje del motor está unido a otro imán (el imán conductor).

La fuerza magnética entre ambos es suficientemente fuerte como para transmitir la potencia del motor al rodete de la bomba (y sin deslizamiento, esto es, con idénticas velocidades de rotación de rodete y eje del motor)

Particularidades del acople magnético:

- La carcasa de la bomba no necesita orificios para el pasaje del eje y por lo tanto, no se necesitan sellos para controlar las pérdidas de fluido.
- Diseño simple, con pocas piezas. Fácil montaje, no necesita tareas de alineación.
- Son herméticas, sin pérdidas, no se producen emisiones. Por lo tanto son adecuadas para: fluidos corrosivos, tóxicos, inflamables, contaminantes.
- No se aconsejan para fluidos con sólidos, o altas temperaturas.
- No se debe trabajar en seco (evitar altas temperaturas). Debe haber un flujo de circulación de caudal interno para lubricar y disipar el calor generado por la fricción entre bujes y ejes.
- Tienen menor eficiencia que las de acople mecánico
- Tienen limitaciones en la magnitud del torque y potencia

Algunas bombas son ofrecidas por el fabricante con su motor (como una unidad). Las de motor eléctrico suelen ser referidas como “electrobombas”, las de motor de combustión interna, como “motobombas”).

En otros casos, el fabricante sólo provee la bomba y es necesario acoplar un motor. En ese caso, la selección del motor será parte del problema de selección del equipo de bombeo.

Por otro lado, el funcionamiento de la bomba está vinculado al del motor por lo que al evaluar o diagnosticar un sistema de bombeo en funcionamiento deberemos incluir al Motor.

Motor

Para hacer que el rotor gire dentro de la carcasa se le trasmite un torque que lo proporciona un motor.

Ya vimos las diferentes posibilidades de acoplamiento

El tipo de motor más usado es por lejos el motor eléctrico de inducción.

Para ciertas lugares en donde no se puede disponer de electricidad, pueden montarse bombas accionadas por motores de combustión interna.

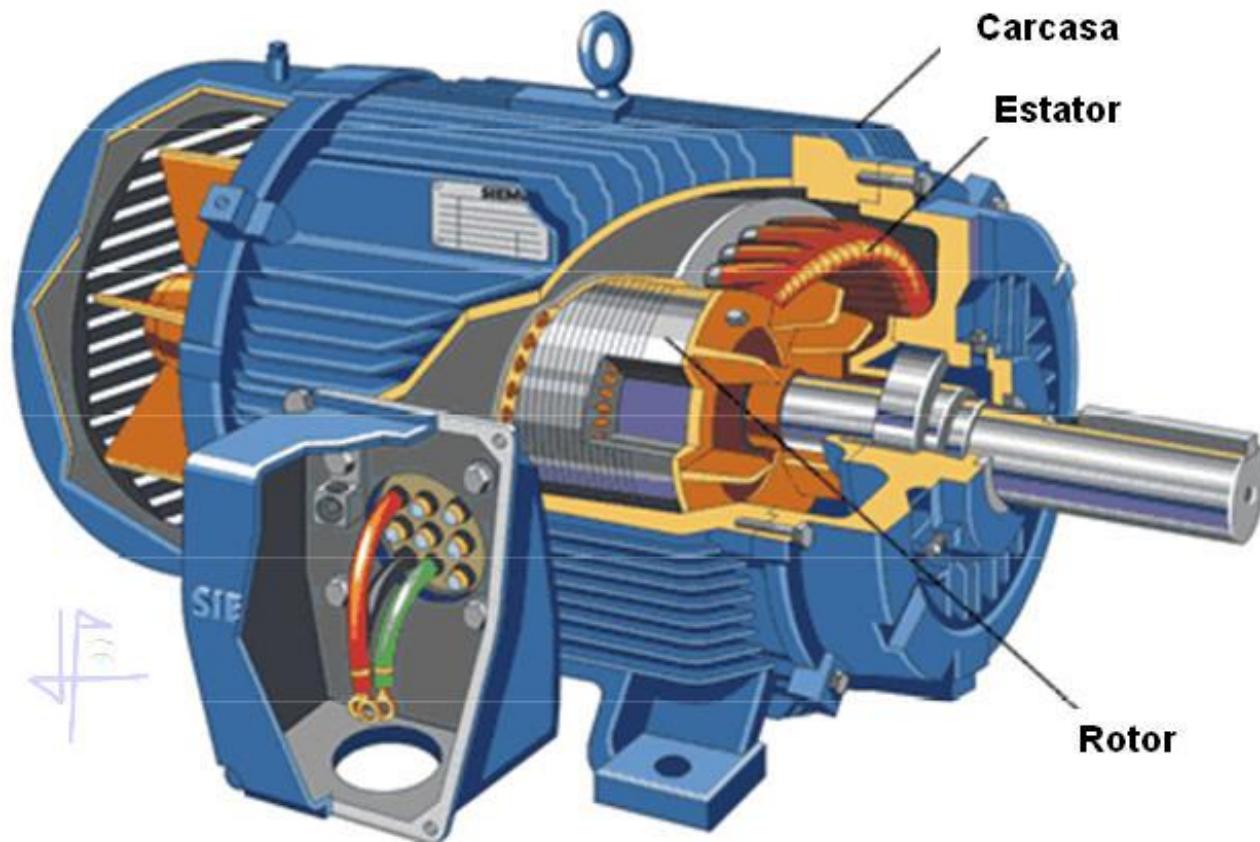
Motor eléctrico de inducción

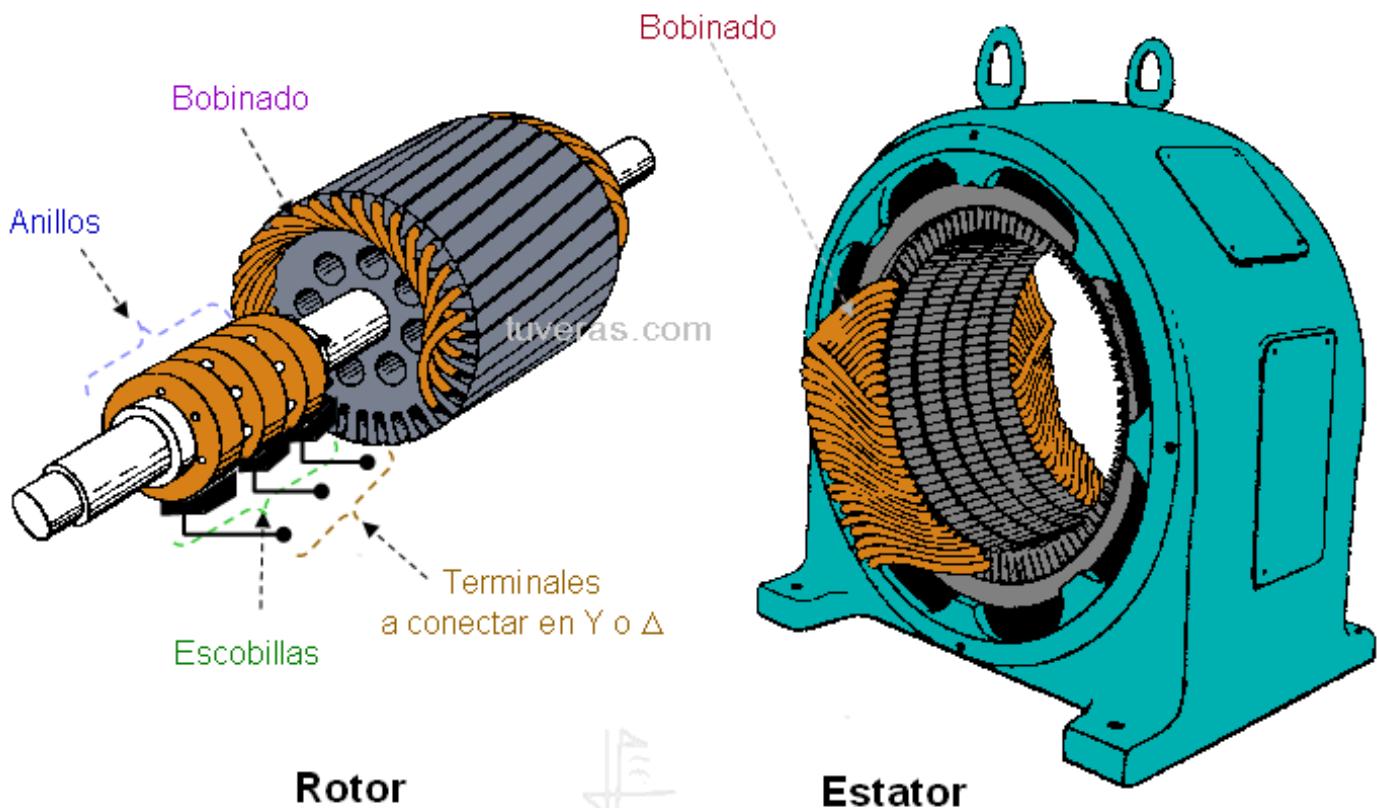
El motor eléctrico de inducción es el que más se emplea en las plantas de procesos.

Sus partes básicas son un rotor cilíndrico y un estator que rodea al rotor.

El estator está bobinado con un conductor de tal manera que al pasar la corriente eléctrica alterna se genera un campo magnético giratorio.

El rotor también tiene conductores en los que se inducen voltajes y campos magnéticos por la acción del campo magnético giratorio del estator.





La velocidad angular del campo giratorio en el estator (*velocidad sincrónica*) es igual a:

$$\text{rpm} = \frac{60 f}{n}$$

donde:

f es la frecuencia de la corriente alterna expresada en Hz (en nuestro país, f = 50)

n es el número de pares de polos (que depende del tipo de bobinado del estator) (n = 1,2,etc...)

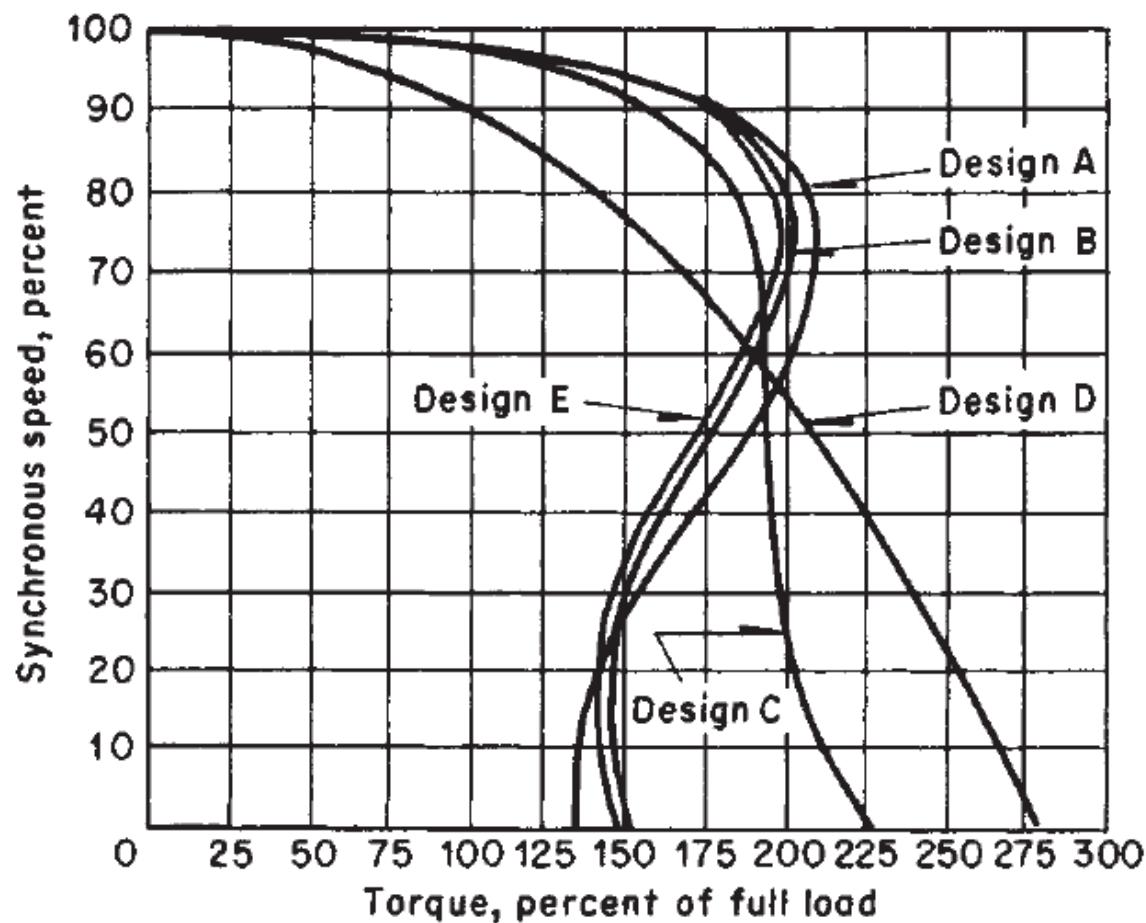
Como consecuencia de la interacción de los campos magnéticos del rotor y del estator, el rotor gira.

La velocidad a la que gira el rotor es algo inferior a la velocidad sincrónica. La diferencia entre ambas velocidades se llama deslizamiento.

El torque que desarrolla el motor guarda relación con el deslizamiento.

El siguiente gráfico muestra la relación entre % de velocidad sincrónica ($=1$ -deslizamiento) y % del torque nominal para distintos tipos de motor.

Para accionar bombas se utilizan motores de diseños A,B,E

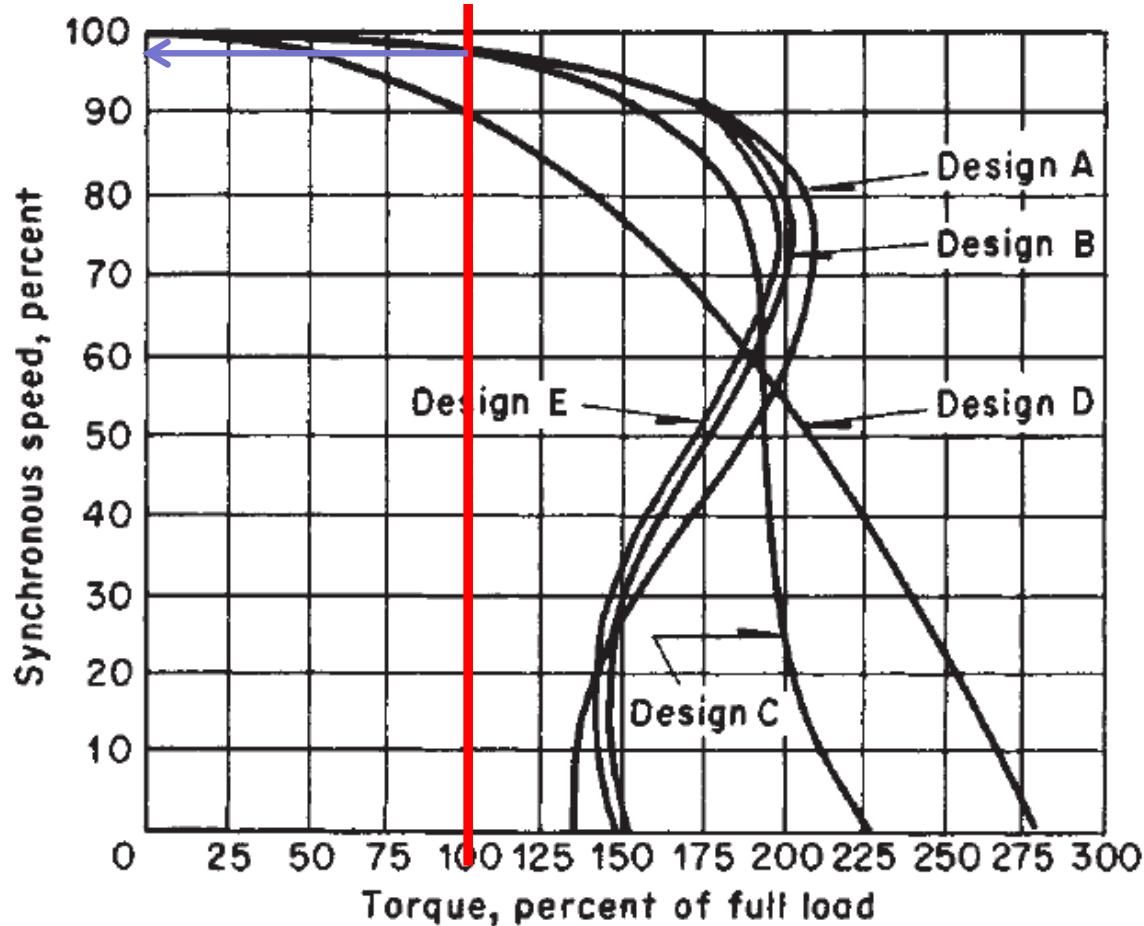


Curvas típicas Velocidad vs Torque, para distintos tipos de motores
(tomada de Perry 7a, pág 29-5)

Cuando el motor gira en vacío (sin hacer fuerza), el torque es prácticamente 0 y el deslizamiento también

Cuando el motor entrega su potencia nominal (% torque = 100), el deslizamiento alcanza algunos puntos porcentuales.

En el gráfico ejemplo, para motores tipo A, B, y E, cuando % torque = 100, % velocidad sincrónica es aprox. 97% (o sea, que el deslizamiento es aprox. 3 %)



Curvas típicas Velocidad vs Torque, para distintos tipos de motores
(tomada de Perry 7a, pág 29-5)

La potencia entregada por el motor es:

$$P = A V I f e$$

donde

A = 1,713 para motores trifásicos,

A = 1 para motores monofásicos

V = voltaje aplicado

I = intensidad de corriente consumida

f = factor de potencia ($\cos \phi$)

e = eficiencia del motor

Curvas características de Bombas Centrífugas (teórica y real)

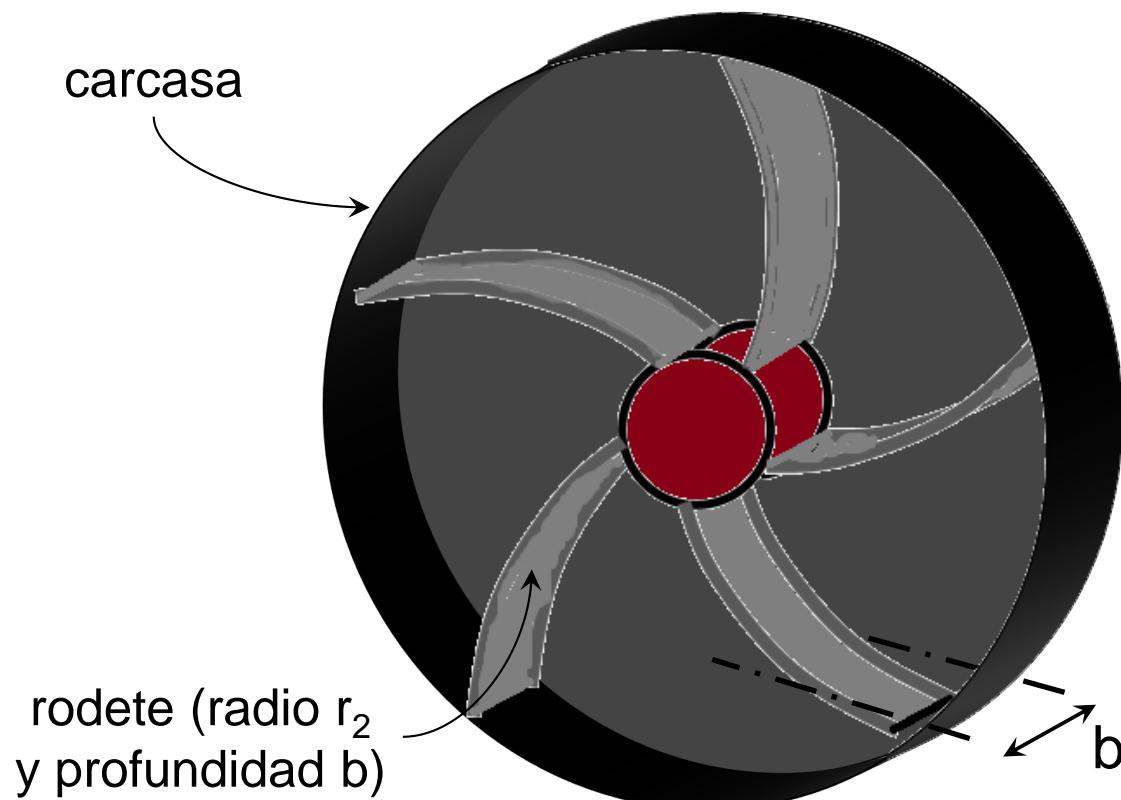
Deducción de la dependencia del H teórico respecto al caudal y otras propiedades

Para construir una teoría elemental se considera:

- flujo unidimensional
- un campo de velocidades idealizado a través del rotor
- que todos los flujos son uniformes en cada sección y que entran y salen del rotor tangentes a los álabes
- estado estacionario

El siguiente dibujo esquematiza la bomba:

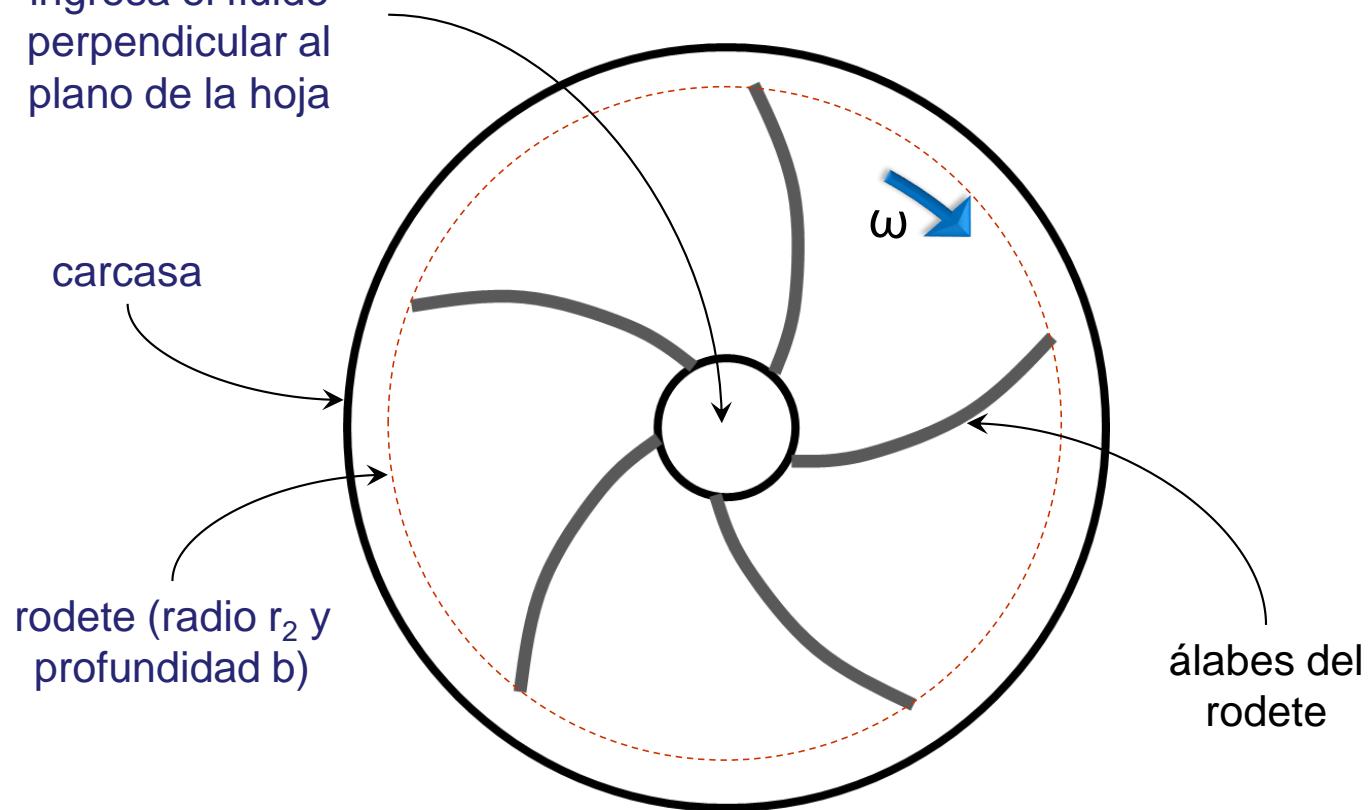
(Se asume carcasa de sección circular y no se indican las bocas de entrada y salida)

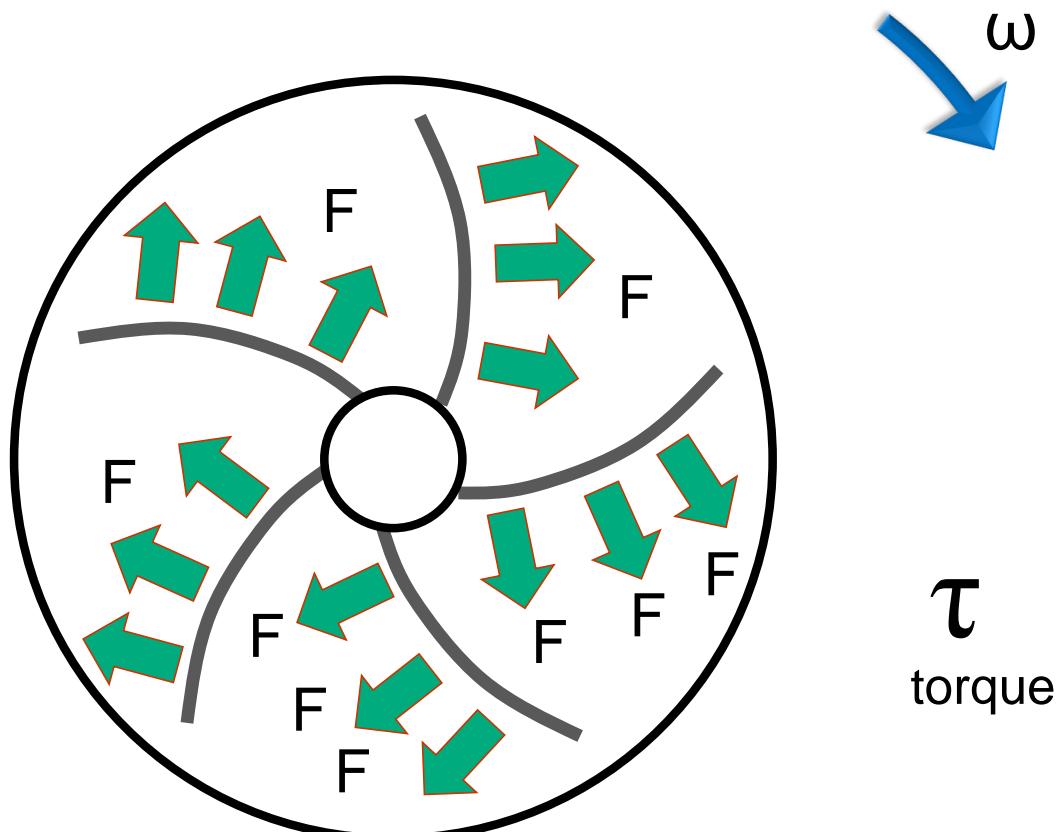


ω es la velocidad angular a la que gira el rodete

“ojo” por donde ingresa el fluido perpendicular al plano de la hoja

NOTA: Si ω es la velocidad angular (en rad/seg) , entonces las rpm (N) = $2\pi\omega/60$





τ
torque

$$\text{Potencia que entrega el rodamiento} = \omega \tau$$

El **torque** (τ) que actúa sobre un cuerpo es igual a la velocidad con la que varía su momento angular.

A su vez, el momento angular de un sistema en rotación es:

$$\text{momento angular} = \int_{M(\text{sistema})} (\vec{r} \times \vec{u}) \ dm$$

donde

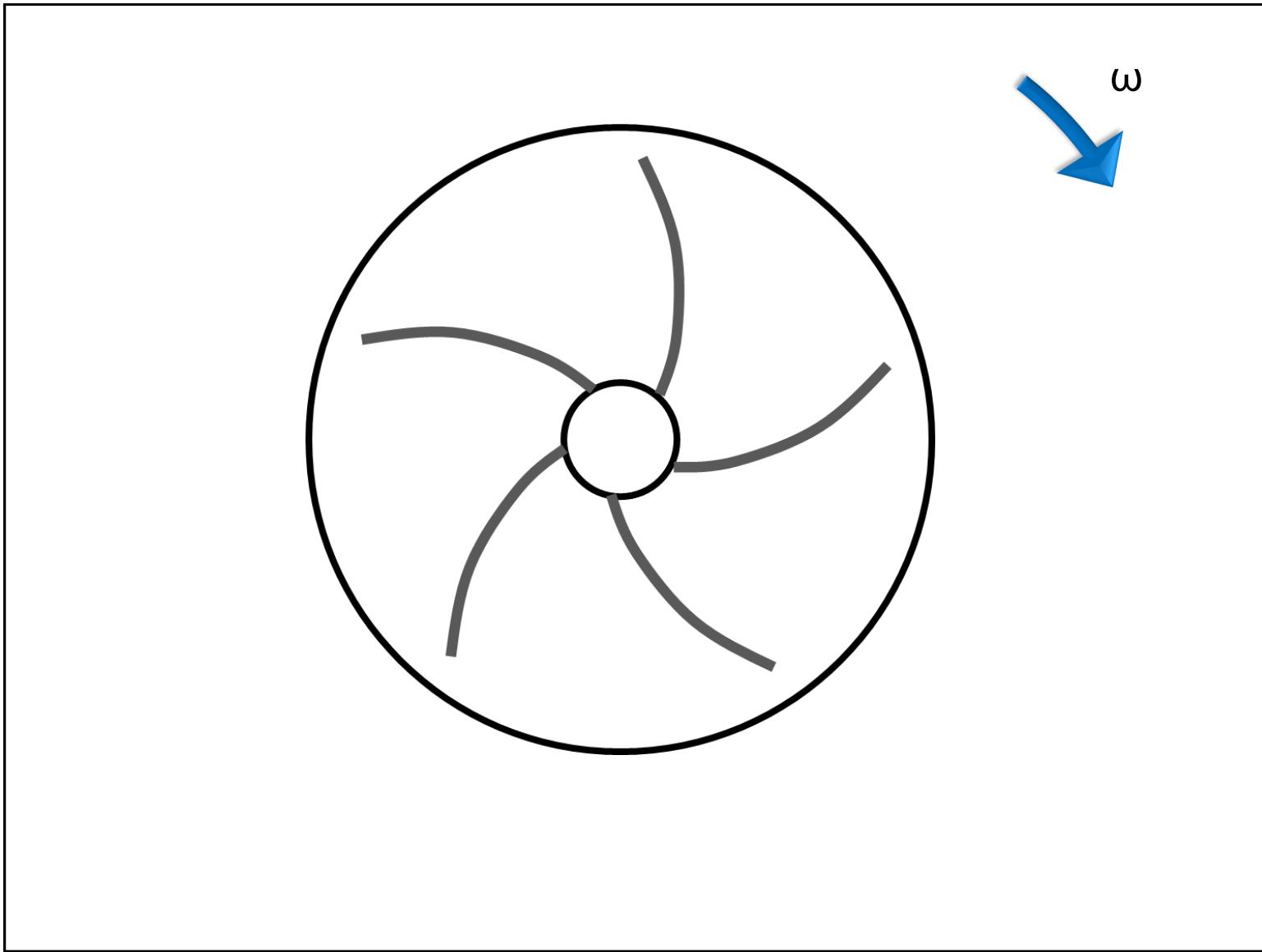
\vec{r} vector posición de la masa dm respecto al eje

\vec{u} vector velocidad de esa masa

$$\vec{r} \times \vec{u} = r u \sin \alpha$$

La **potencia** (P) que entrega el rodete es el torque por la velocidad angular

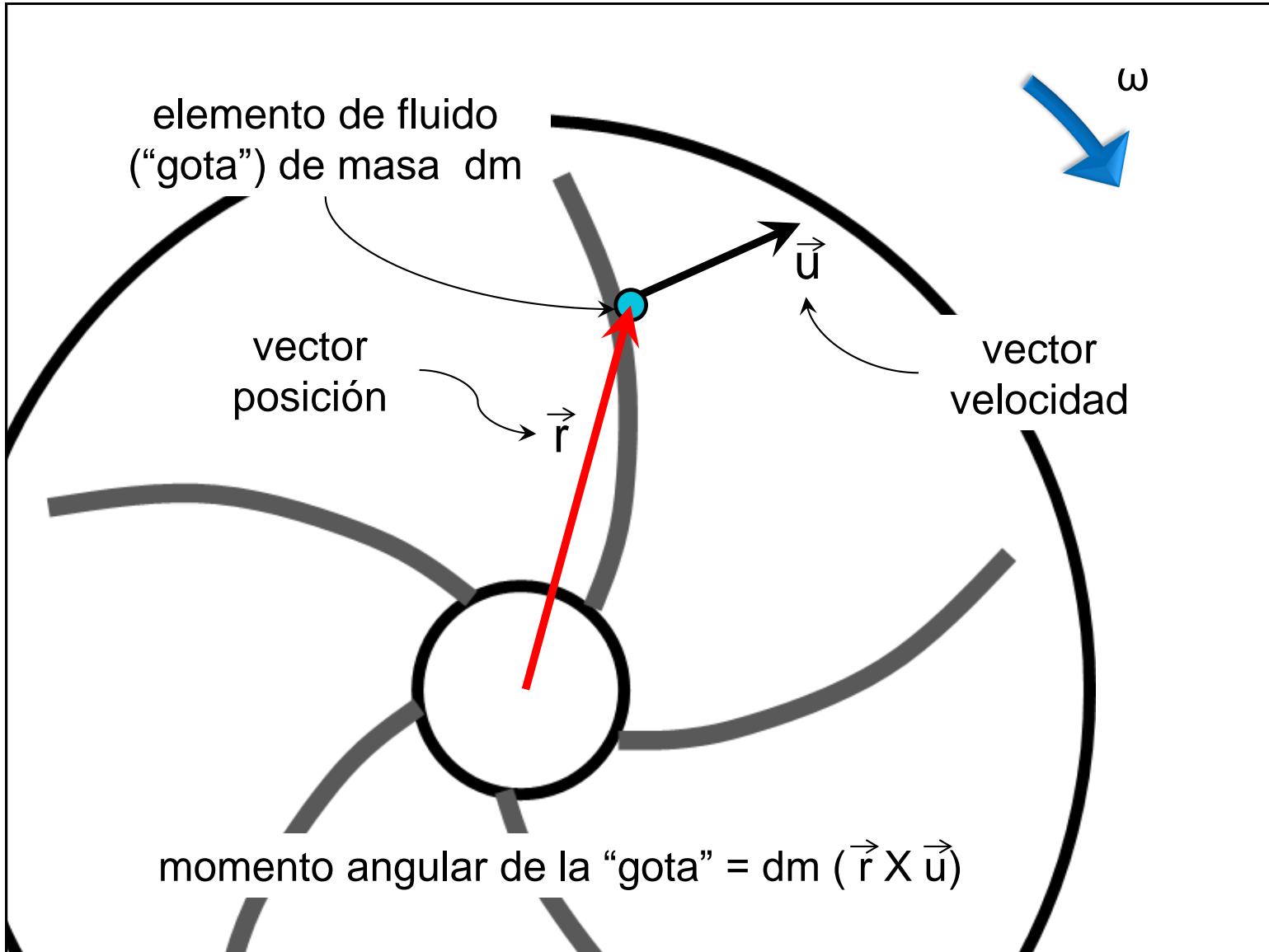
$$\text{Potencia} = \omega \tau$$

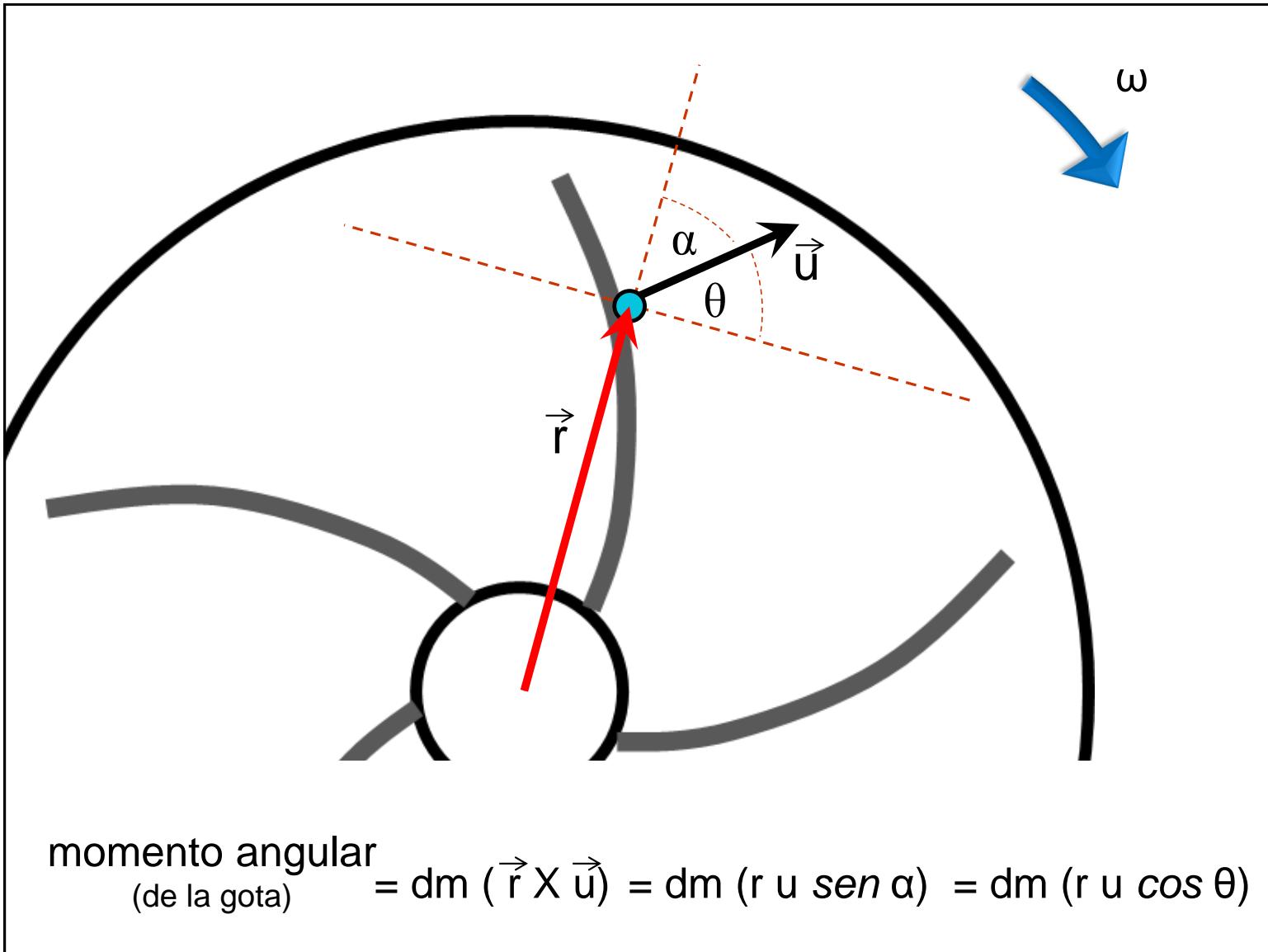


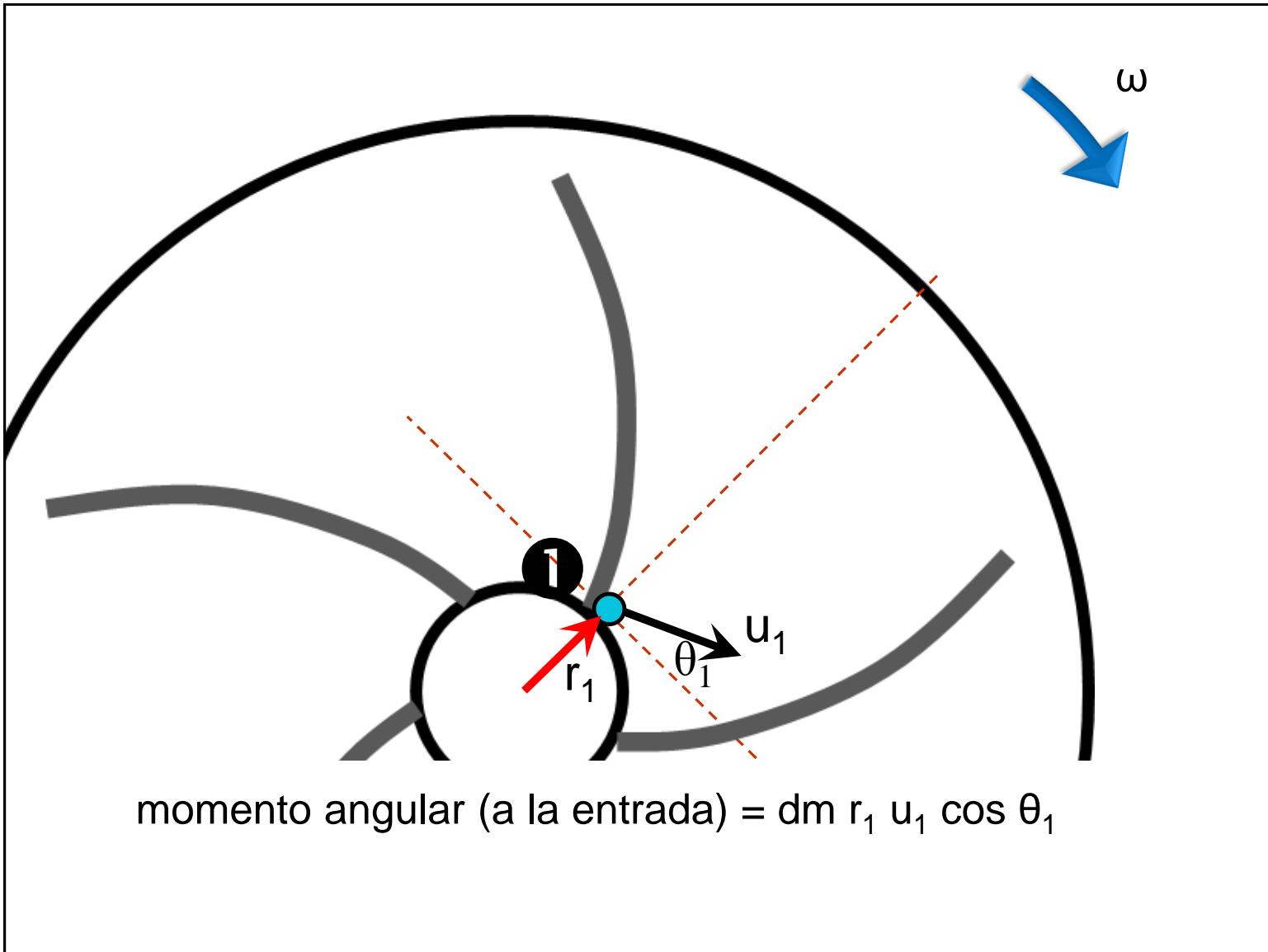
201

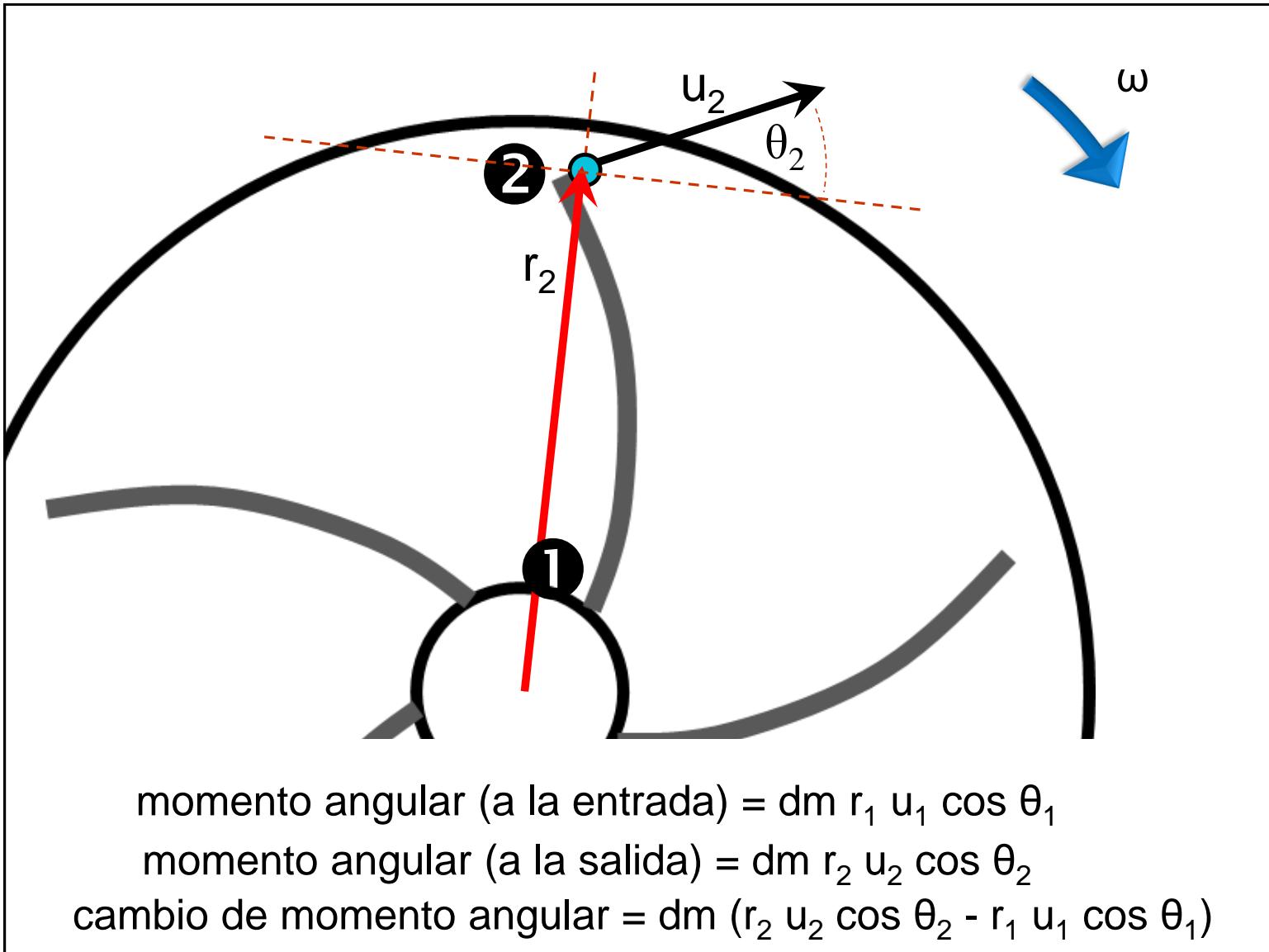
ω

200



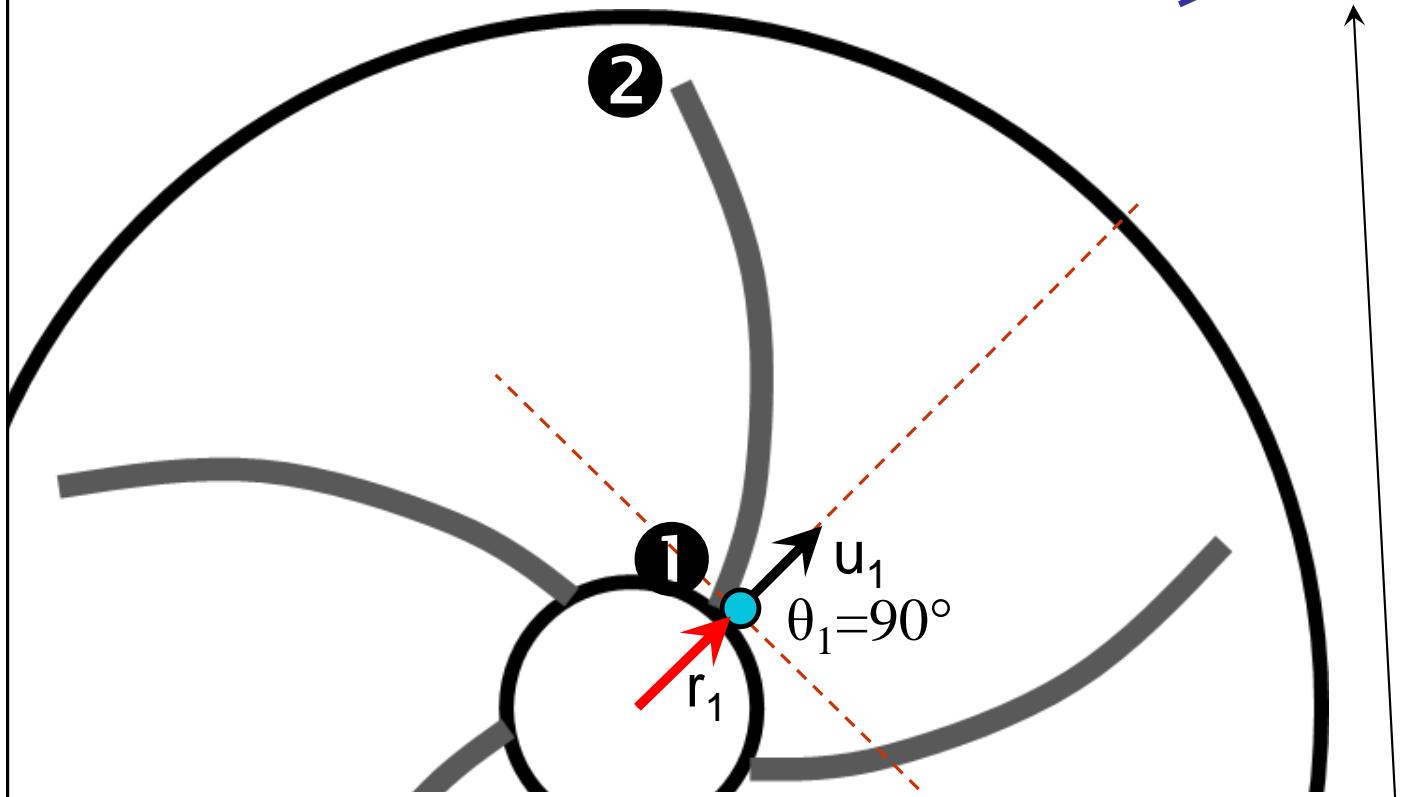






cambio de momento angular = $dm (r_2 u_2 \cos \theta_2 - r_1 u_1 \cos \theta_1)$

~~$r_1 u_1 \cos \theta_1$~~



Si el fluido entra al impulsor con una velocidad absoluta puramente radial...

...no tiene momento angular a la entrada ($\cos \theta_1 = 0$)

cambio de momento angular = $dm (r_2 u_2 \cos \theta_2 - r_1 u_1 \cos \theta_1)$

cambio de momento angular
del elemento de fluido = $dm (r_2 u_2 \cos \theta_2)$
(gota) de masa dm

El tiempo que demora ese elemento de fluido en sufrir ese cambio de momento angular es el tiempo en que demora el fluido en pasar desde la entrada a la salida de la bomba
= (volumen del interior de la bomba) / (caudal) = V / Q

El torque actuando sobre ese elemento de fluido es la velocidad de cambio del momento angular =

$$d\tau = dm (r_2 u_2 \cos \theta_2) / (V/Q)$$

es igual $\forall dm$

Como hay simetría radial, todos los elementos de fluido sufren los mismos cambios entre entrada y salida...

El torque actuando sobre todo el fluido =

$$\tau = M (r_2 u_2 \cos \theta_2) / (V/Q) = Q \rho r_2 u_2 \cos \theta_2$$

$$\tau = Q \rho r_2 u_2 \cos \theta_2$$

La potencia que entrega el rodete es = $\omega \tau$

$$= \omega Q \rho r_2 u_2 \cos \theta_2$$

Debido a las pérdidas de energía por rozamiento dentro de la bomba:

$$\begin{aligned} & [\text{potencia que se lleva el fluido}] = \\ & = [\text{potencia que entrega el rodete}] - [\text{pérdidas}] \end{aligned}$$

Pero... la potencia que se lleva el fluido = $\rho Q g H$
(donde H y Q son altura y caudal desarrollados por la bomba)

De donde...

$$\rho Q g H = \omega Q \rho r_2 u_2 \cos \theta_2 - [\text{pérdidas}]$$

$$\rho Q g H = \omega Q \rho r_2 u_2 \cos \theta_2 - [\text{pérdidas}]$$

Despejando H...

$$H = \frac{\omega r_2 u_2 \cos \theta_2}{g} - \frac{[\text{pérdidas}]}{\rho Q g}$$

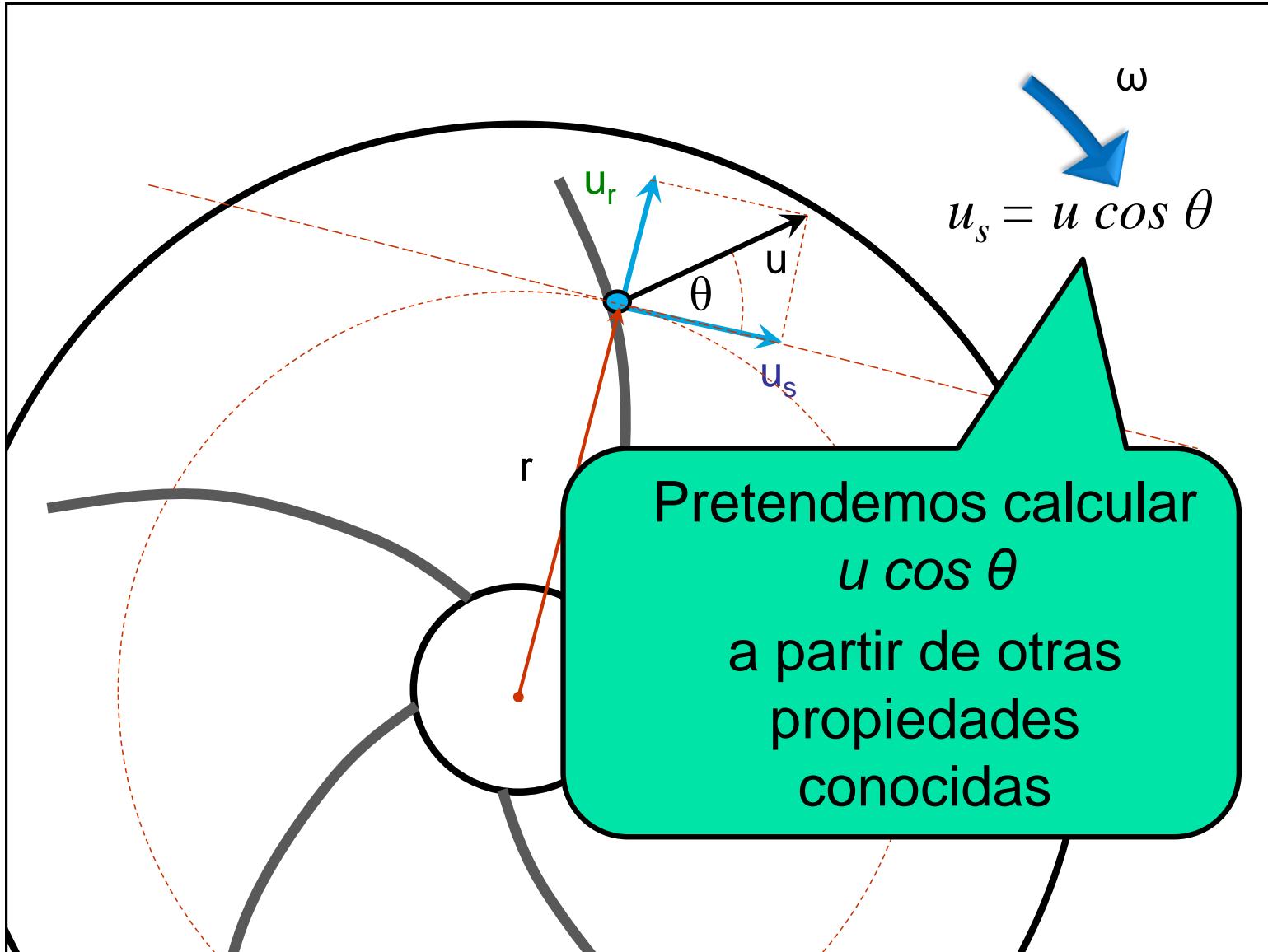
Si no hay pérdidas:

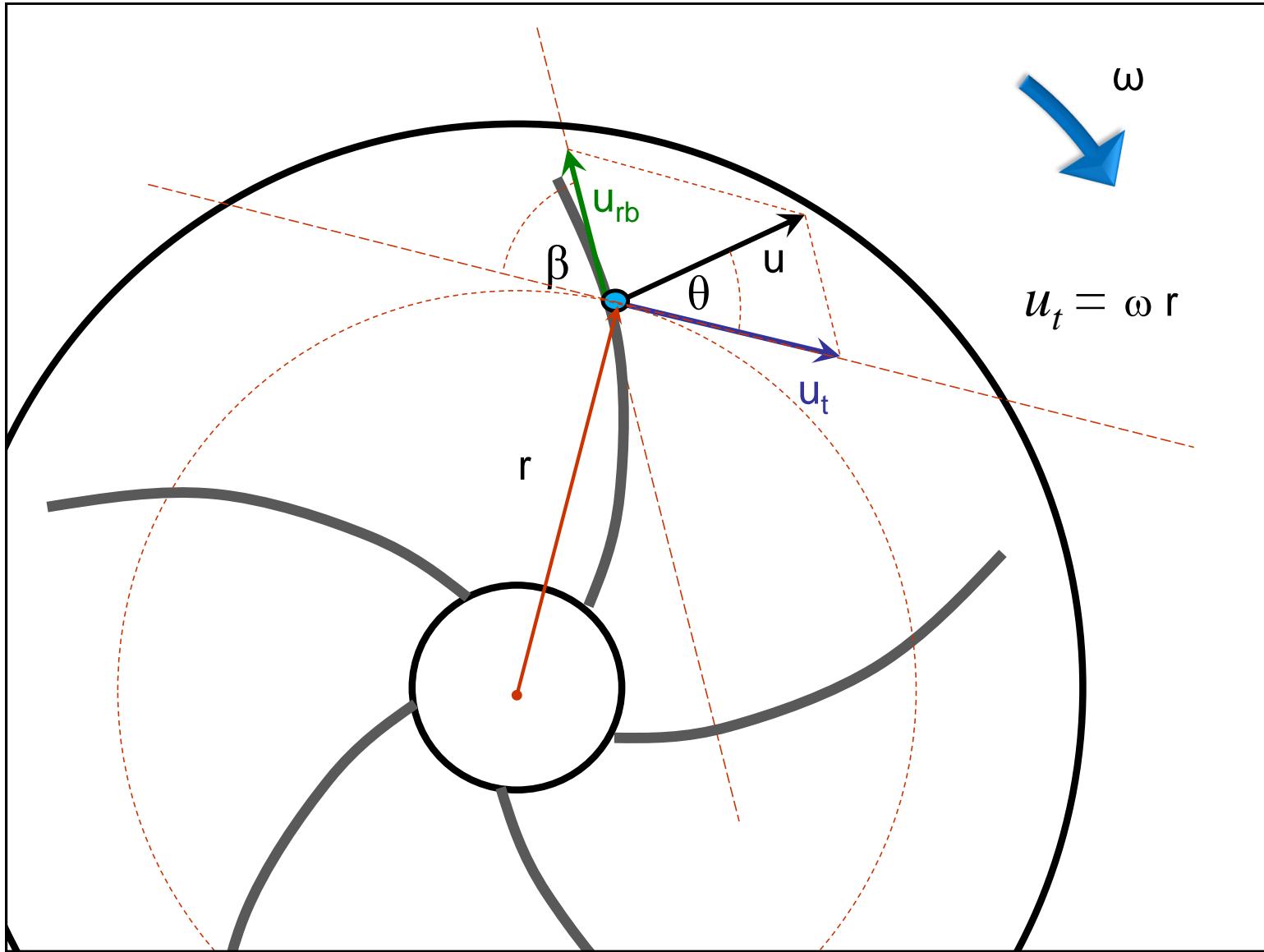
$$H = \frac{\omega r_2 u_2 \cos \theta_2}{g}$$

donde: ω , r_2 , g son conocidos,

Pero.... $u_2 \cos \theta_2$?

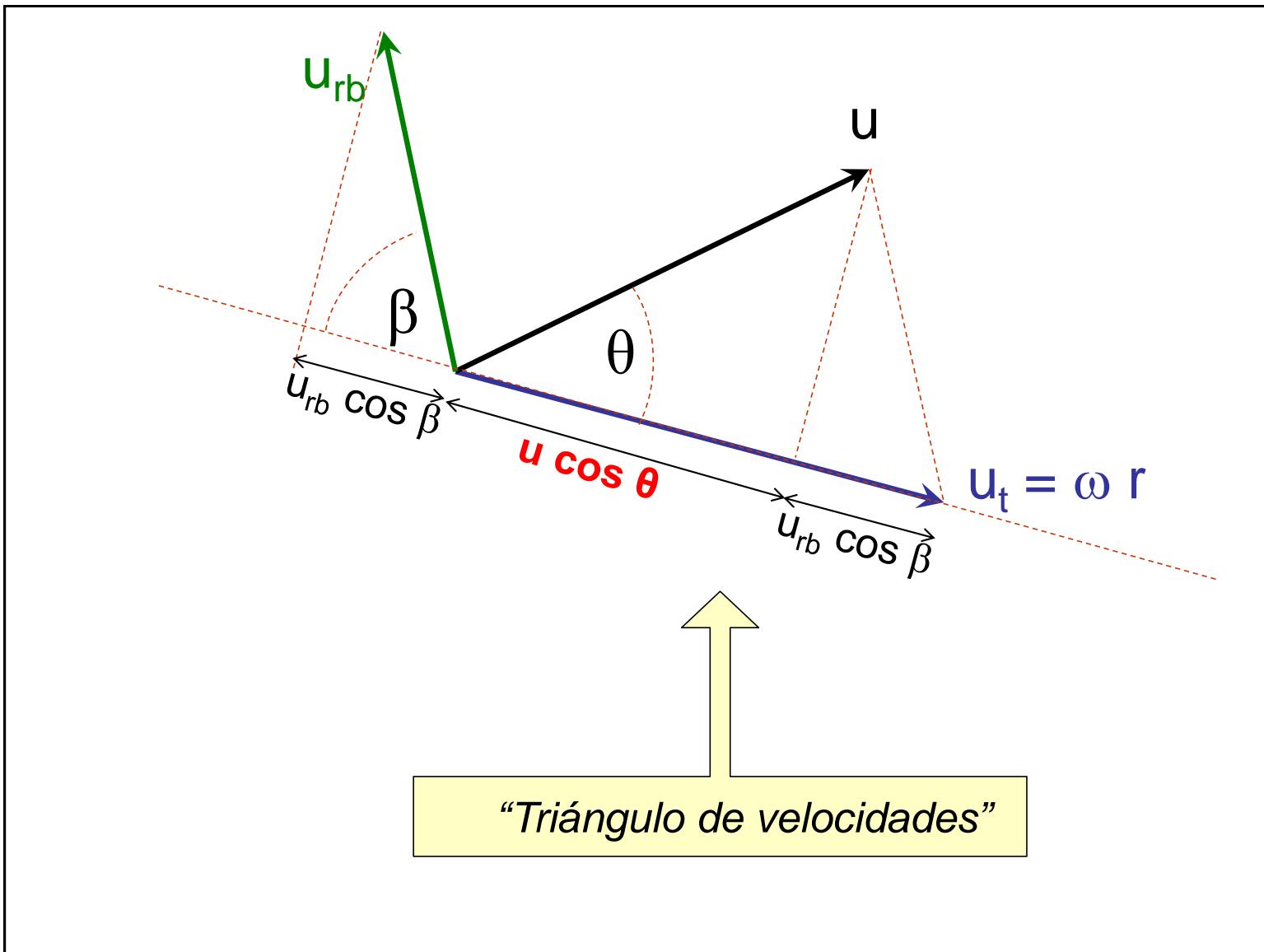
A continuación, buscaremos la relación entre
 $u_2 \cos \theta_2$ y otras propiedades conocidas

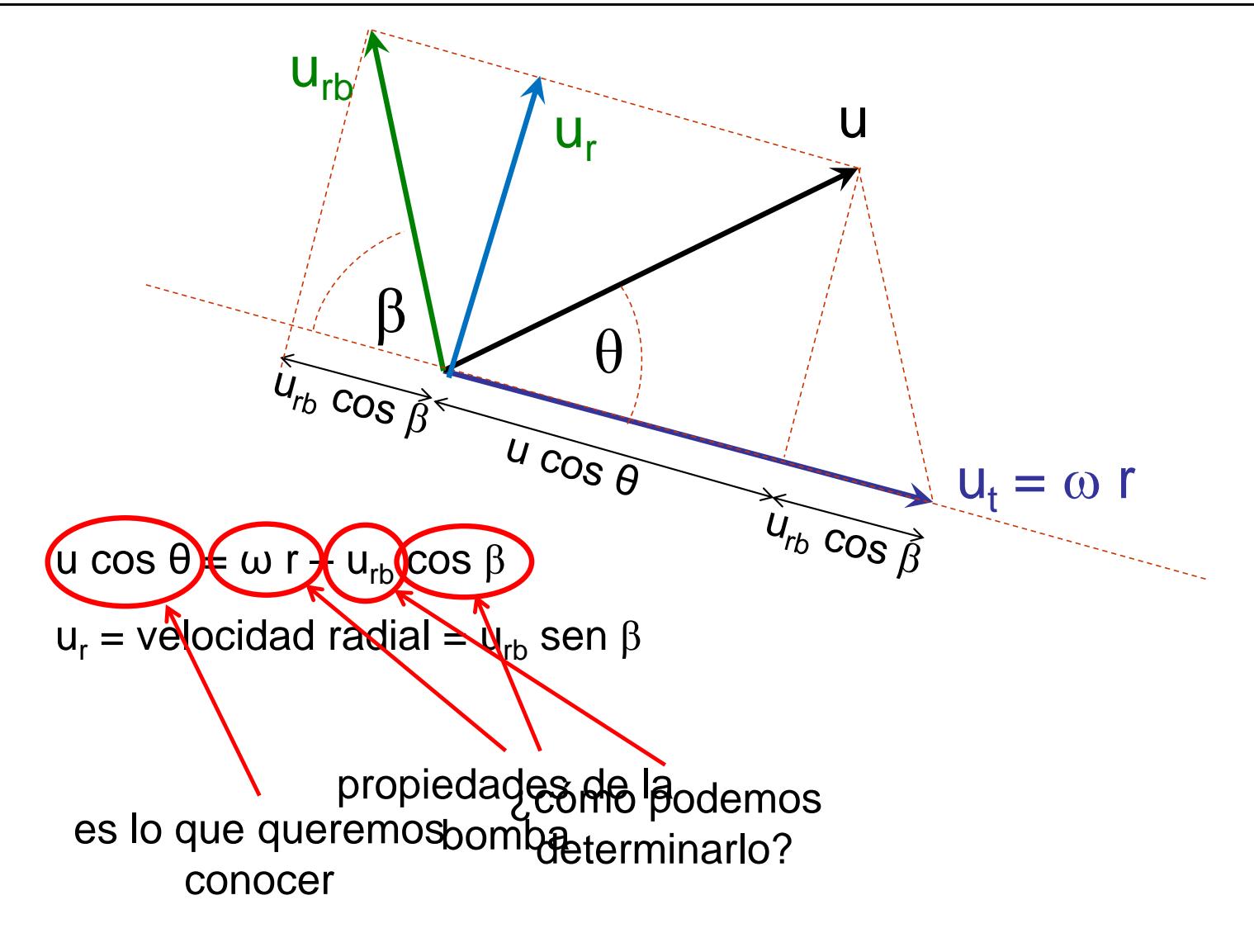


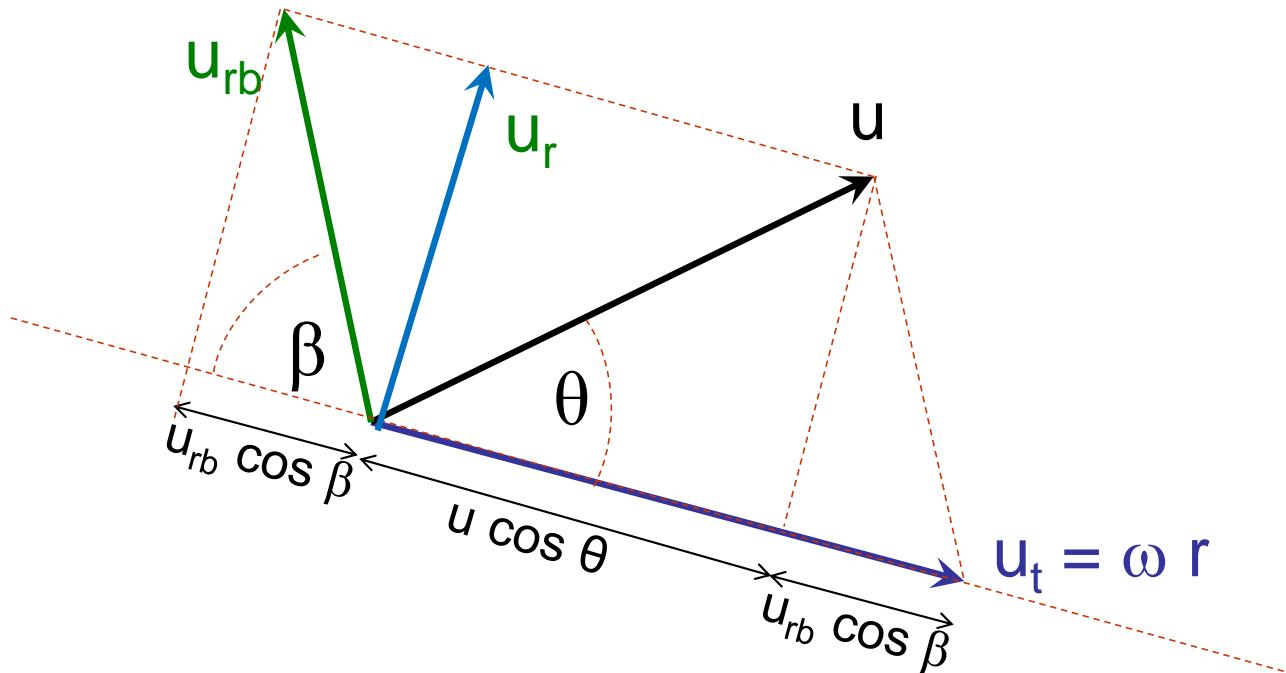


211

210

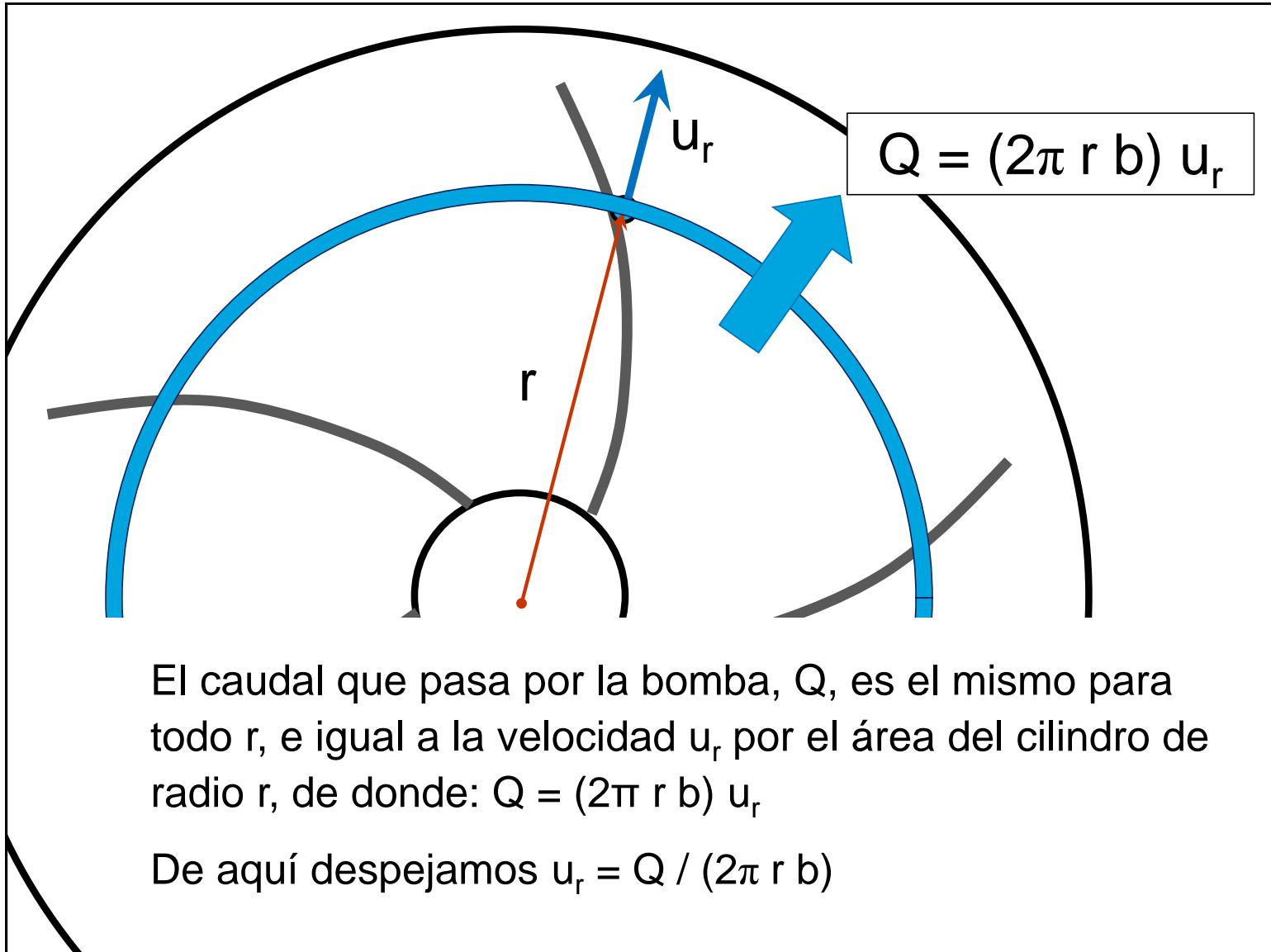






$$u \cos \theta = \omega r - u_{rb} \cos \beta$$

$$u_r = \text{velocidad radial} = u_{rb} \sin \beta$$



$$u \cos \theta = \omega r - u_{rb} \cos \beta$$

$$u_r = \text{velocidad radial} = u_{rb} \sin \beta$$

$$\text{Acabamos de deducir que... } u_r = Q / (2\pi r b)$$

$$\Rightarrow u_{rb} \sin \beta = u_r = Q / (2\pi r b) \Rightarrow u_{rb} = Q / (2\pi r b \sin \beta)$$

$$u \cos \theta = \omega r - \frac{Q}{2\pi r b \tan \beta}$$

$$\text{Según vimos, SI NO HAY PÉRDIDAS: } H = \frac{\omega u_2 r_2 \cos \theta_2}{g}$$

Reemplazando...

$$H = \frac{r_2^2 \omega^2}{g} - \frac{Q \omega}{2\pi b g \tan \beta_2}$$

Relación entre H y densidad del fluido

Según vimos

$$H = \frac{r_2^2 \omega^2}{g} - \frac{Q \omega}{2\pi b g \tan \beta_2}$$

H no depende de ρ !!!

... y como $\Delta P = \rho g H$

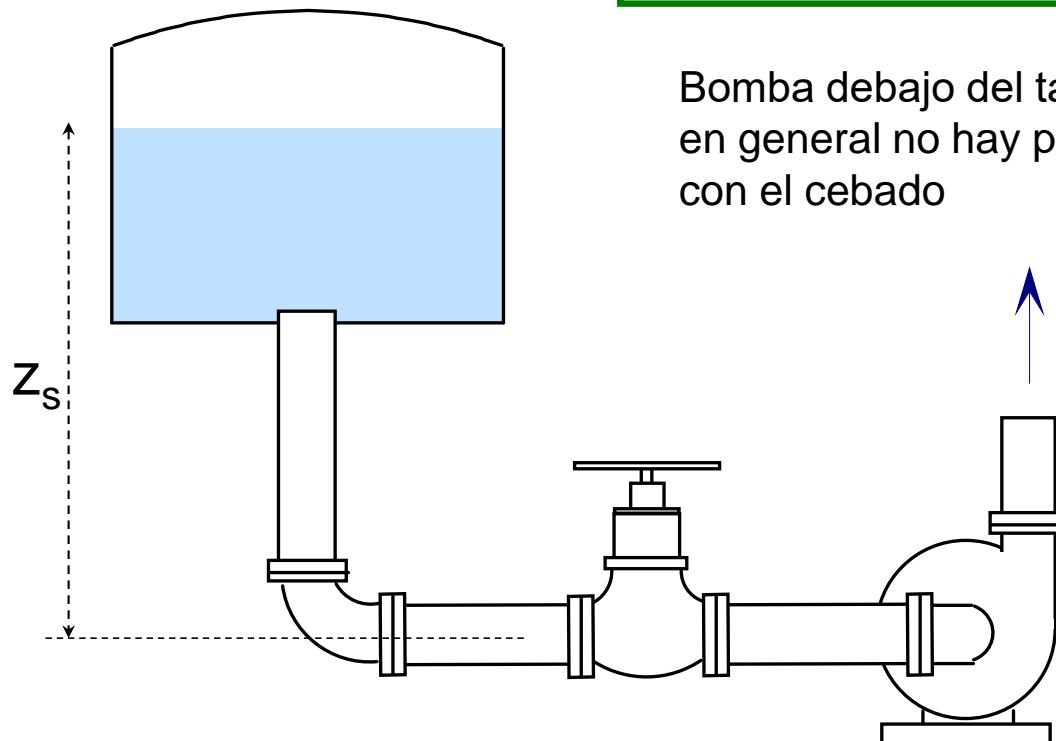
El ΔP que da la bomba, es directamente proporcional a ρ

Dado que el ΔP es directamente proporcional a la densidad del fluido, si la bomba centrífuga está llena de aire el ΔP que genera es muy pequeño.

a) bomba está por debajo del nivel

Cañerías de admisión

Bomba debajo del tanque...
en general no hay problema
con el cebado



b) bomba está por encima del nivel

Cañón

Más adelante veremos condiciones que deben cumplir las líneas de admisión/ succión y de descarga

vula de pie
colector

Bomba encima del tanque...
riesgos de que se descebe,
dificultad para cebar...

Relación entre H y caudal

Según vimos, SI NO HAY PÉRDIDAS

$$H = \frac{r_2^2 \omega^2}{g} - \frac{Q \omega}{2\pi b g \tan \beta_2}$$

Las siguientes son propiedades geométricas de la bomba y por lo tanto siempre constantes: r_2 , b , β_2

2 , π y g son constantes

Si el rodamiento gira a velocidad constante, $\omega = \text{constante}$
entonces $H = A - B Q$

donde A y B son constantes

$$A = \frac{r_2^2 \omega}{g}$$

$$B = \frac{\omega}{2\pi b g \tan \beta_2}$$

$$B = \frac{\omega}{2\pi b g \tan \beta_2}$$

Efecto de la curvatura del álabe

β_2 es el ángulo que forma el álabe con el radio

Si el álabe está curvado hacia atrás,

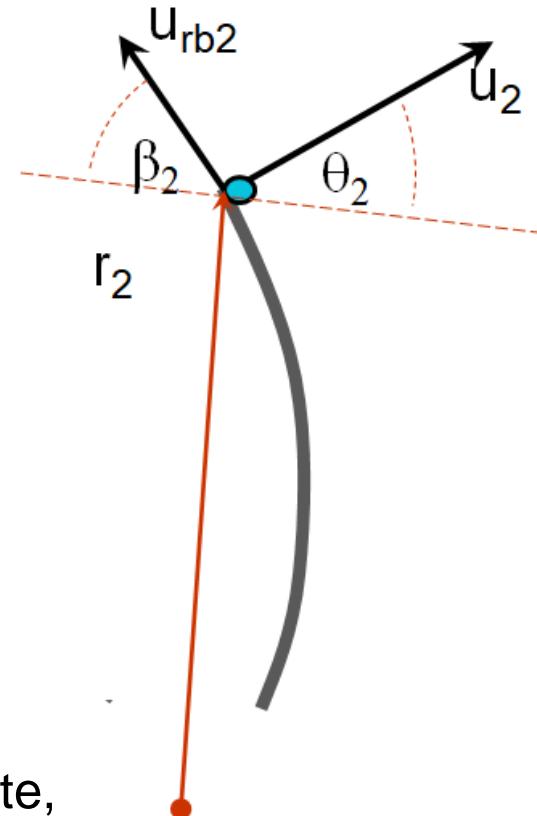
$$0 < \beta_2 < \pi/2$$

(y entonces $\tan \beta_2 > 0$)

Si el álabe está curvado hacia adelante,

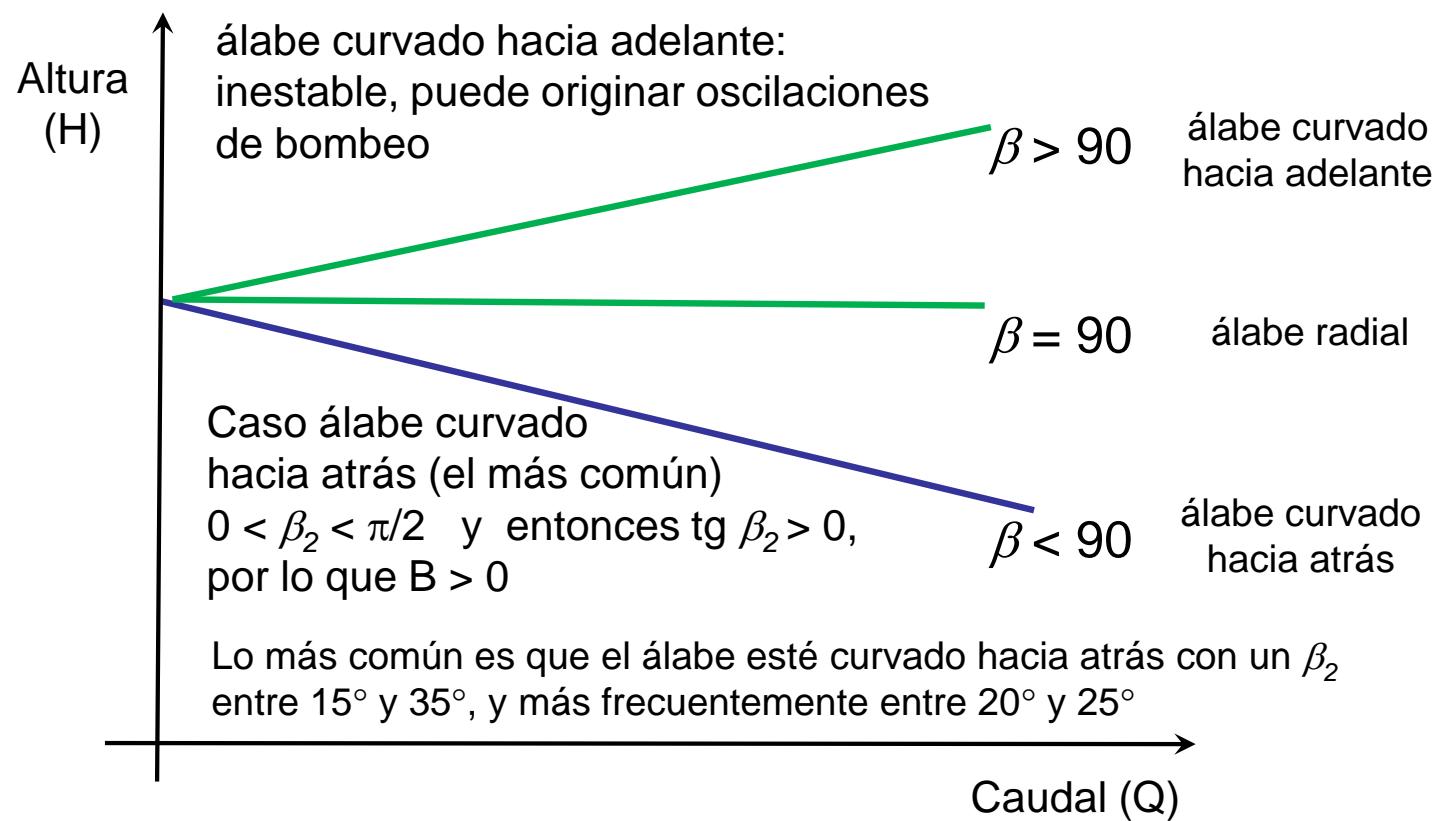
$$\pi/2 < \beta_2 < \pi$$

(y entonces $\tan \beta_2 < 0$)



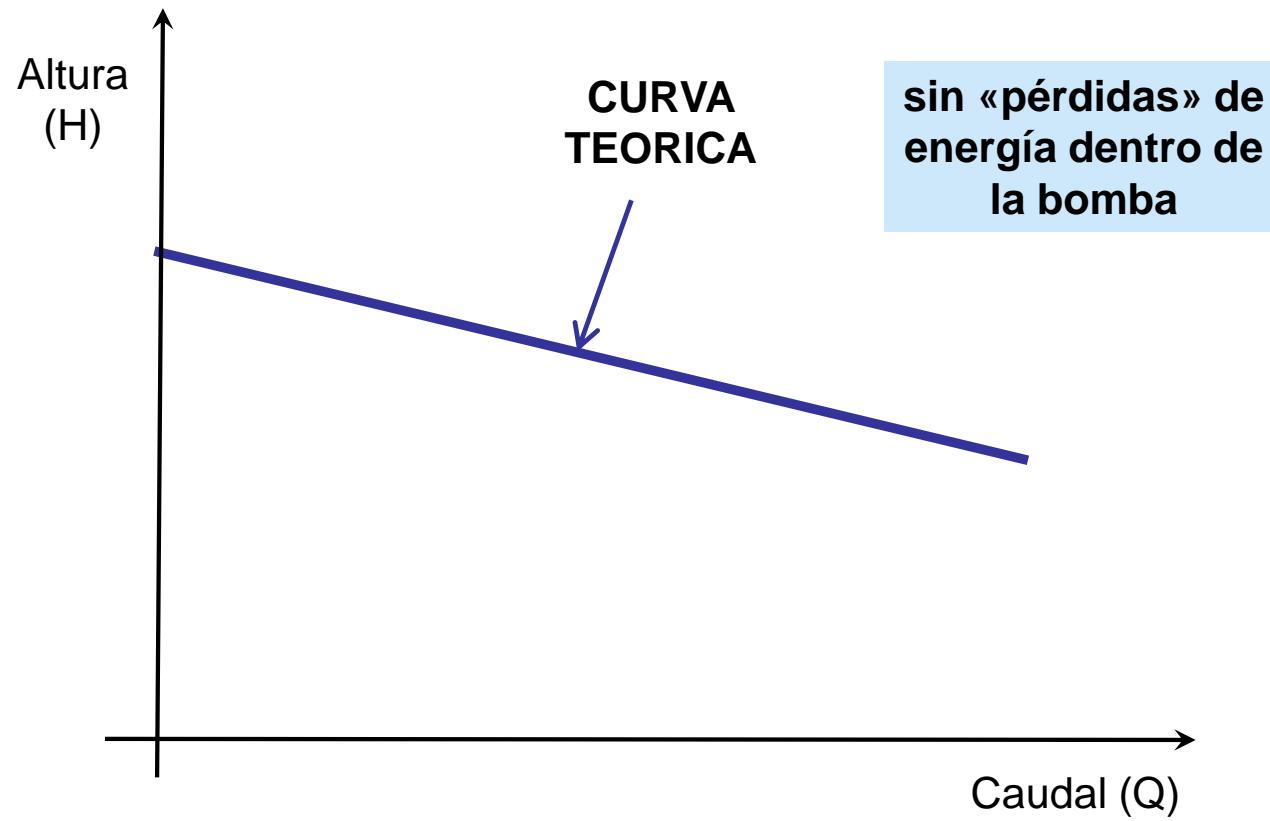
Curva característica (teórica)

Curva teórica (sin pérdidas) para $\omega = \text{constante}$,
 $H = A - B Q$



Curva característica (teórica)

Bomba con álabes curvados hacia atrás y ω cte.



Curva característica (real)

Más arriba vimos que...

$$\rho Q g H = \omega Q \rho r_2 u_2 \cos \theta_2 - [\text{pérdidas}]$$

Despejando H...

$$H = \frac{\omega u_2 r_2 \cos \theta_2}{g} - \frac{[\text{pérdidas}]}{\rho Q g}$$

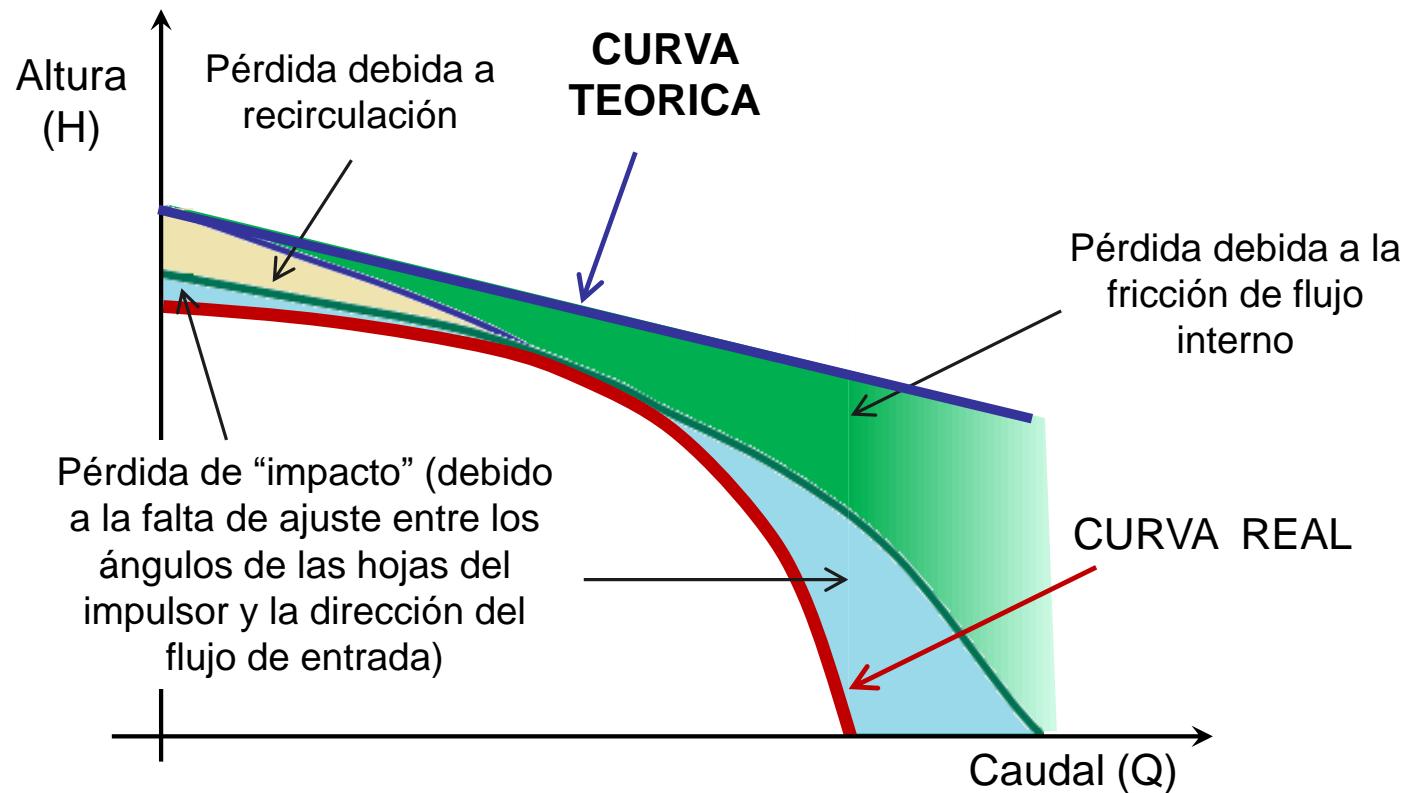
Considerando ω constante, expresamos H como función de Q (aparecen otra vez las constantes A y B)

$$H = A - B Q - f(Q)$$

Curva característica (real)

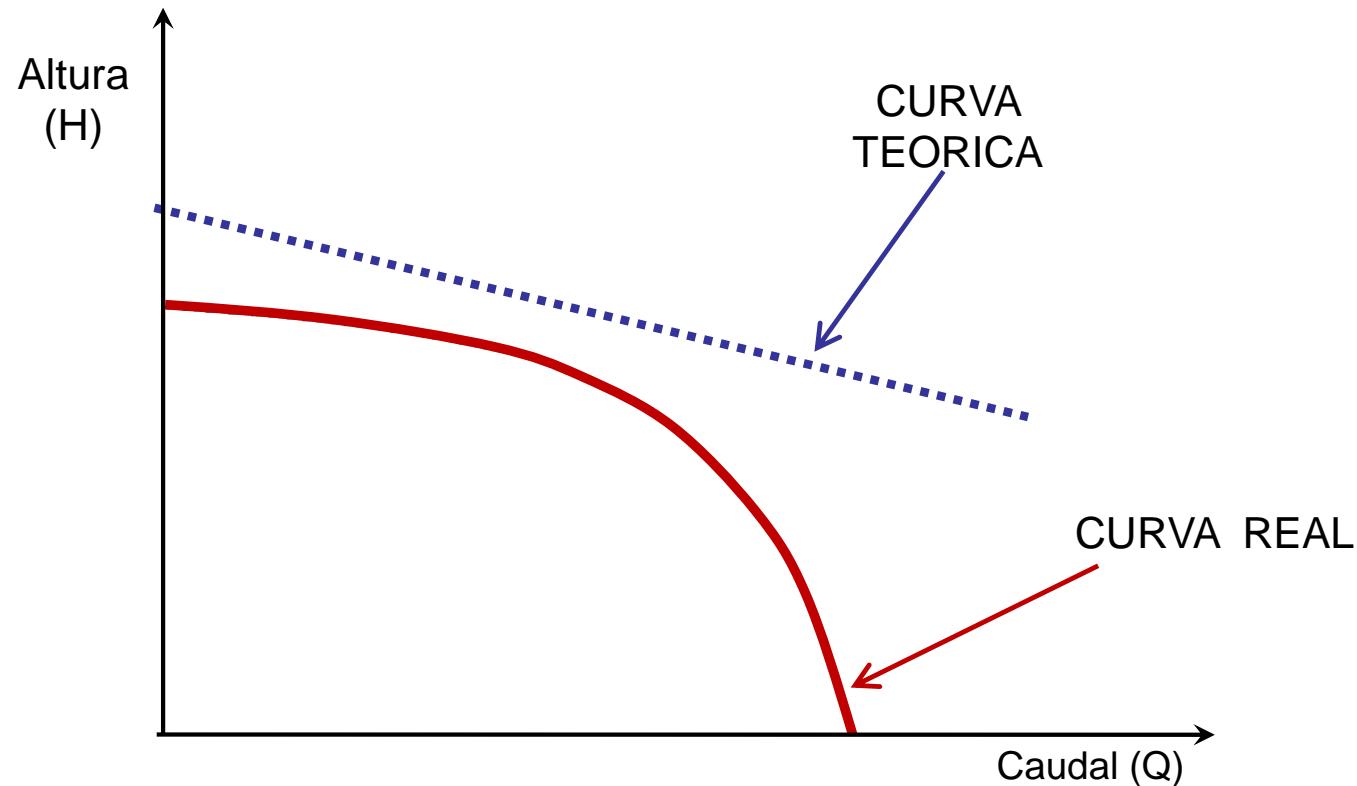
Bomba con álabes curvados hacia atrás y ω cte.

Al H teórico restamos términos asociados a las pérdidas...



Bomba con álabes curvados hacia atrás y ω cte.

H como función de Q para un ω dado



Acabamos de ver el cálculo teórico de la curva H vs Q de una bomba centrífuga.

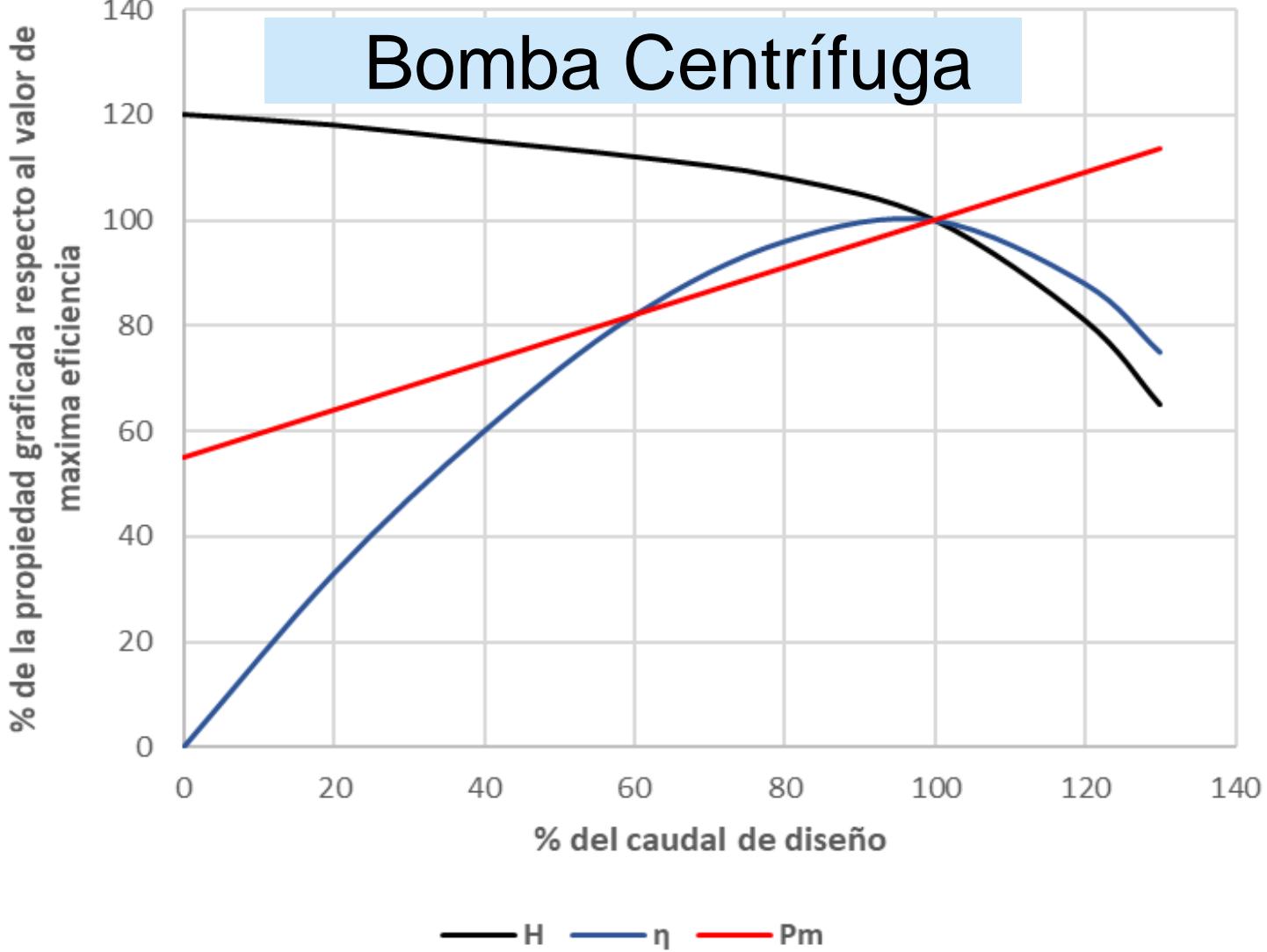
Nos quedamos con el caso de álabe curvado hacia atrás (que es lo habitual)

Vimos los apartamientos que existen respecto a las condiciones ideales que nos guiaron en el cálculo teórico y presentamos la curva H (real) vs Q .

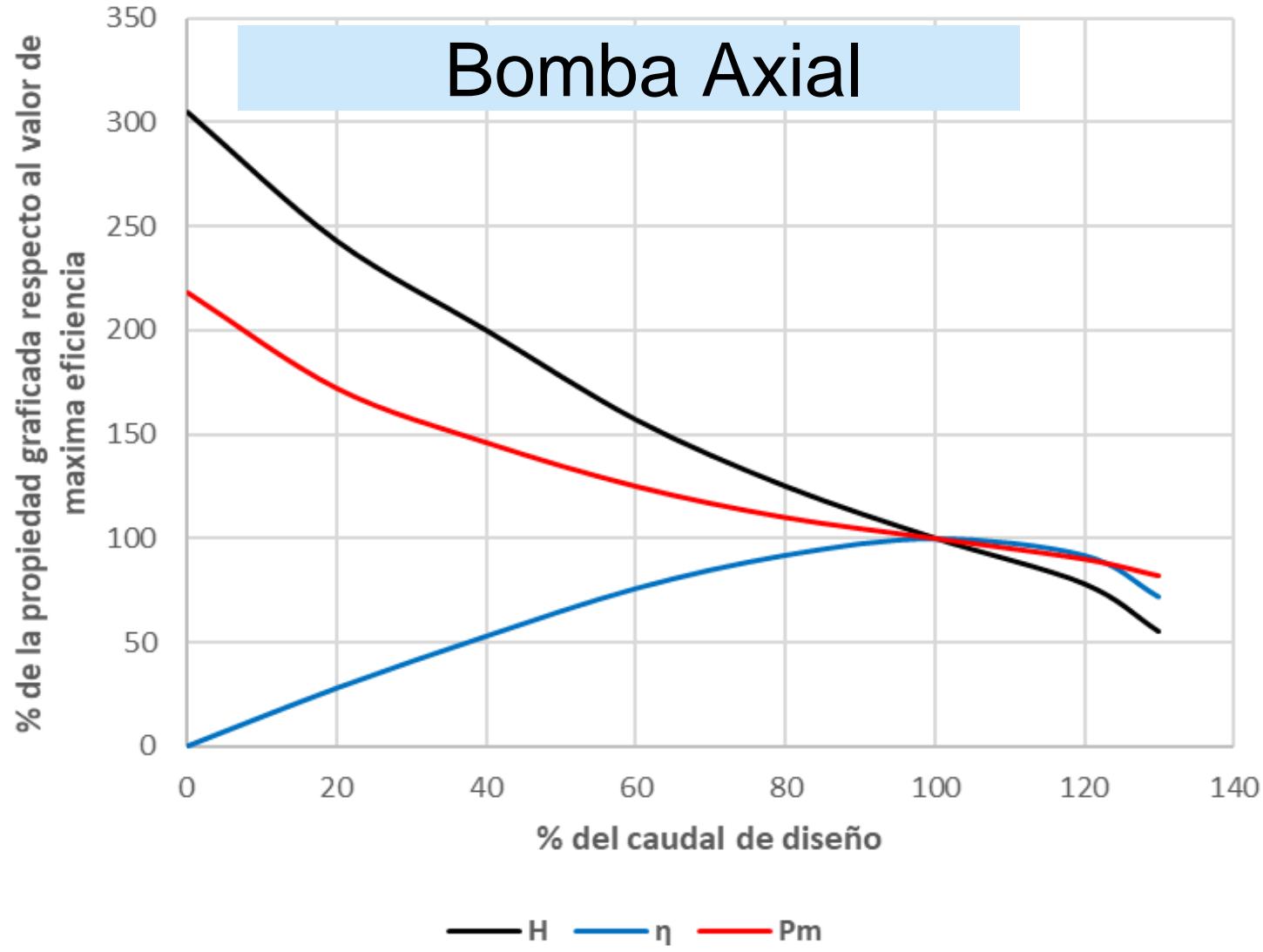
A continuación se presentan gráficos H , P_m (potencia) y η (eficiencia) vs Q típicos para una bomba centrífuga típica con rotor girando a velocidad constante (expresados como % respecto a los valores de diseño que es el caudal donde se tiene la mayor eficiencia).

También se presentan los mismos gráficos para una bomba axial.

Bomba Centrífuga



Bomba Axial



Algunas peculiaridades

Preguntas:

1. ¿El caudal que pasa por la bomba es continuo o arrachado?
2. ¿Qué pasa con el caudal si se cierra alguna válvula en la tubería de salida de la bomba? ¿y qué pasa con la presión en la línea de salida?
3. ¿Qué diferencias hay entre las bombas centrífugas y las axiales respecto a la respuesta a #2?
4. ¿Cómo sería la curva real de una bomba centrífuga con álabes curvados hacia adelante?

Manejo de las curvas características

- Determinación experimental
- Proporcionadas por fabricantes
- Selección de bomba para un servicio dado
- Ajuste de curvas por viscosidad

EJEMPLO 1

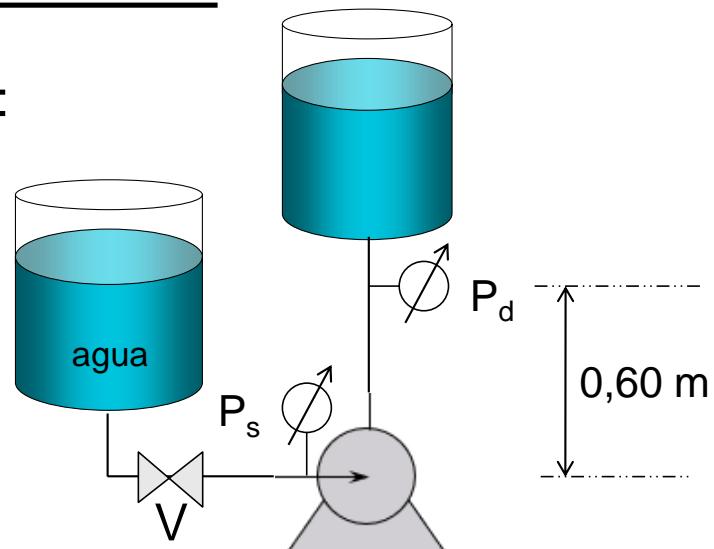
Determinación de la curva característica de una bomba

Se utiliza el siguiente sistema:

Supongamos que:

El agua está a 25 °C

Las tuberías de succión y descarga son de 6".



$$H = z + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \frac{u^2}{2 g}$$

Tabla de datos determinados experimentalmente

Q (l/min)	P_s (barg)	P_d (barg)	I (A)
0	-0,3	3,60	7,0
420	-0,3	3,30	11,8
780	-0,4	2,90	14,7
960	-0,4	2,60	16,2
1120	-0,4	2,20	17,5
1250	-0,5	1,60	18,5
1380	-0,5	1,10	19,4
1510	-0,5	0,40	19,8

Altura

$$H = z + \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \frac{u^2}{2 g}$$

Reemplazando...

$$H \text{ (m)} = 0,63 + 33,81 \times (P_d - P_s) \quad (\text{presiones en bar})$$

Potencia entregada al fluido (potencia hidráulica)

$$P_h = \rho g H Q$$

Potencia entregada por el motor

$$P_m \text{ (W)} = 1,73 \times 380 \times 0,875 \times A \times 0,9$$

(A en Amperios)

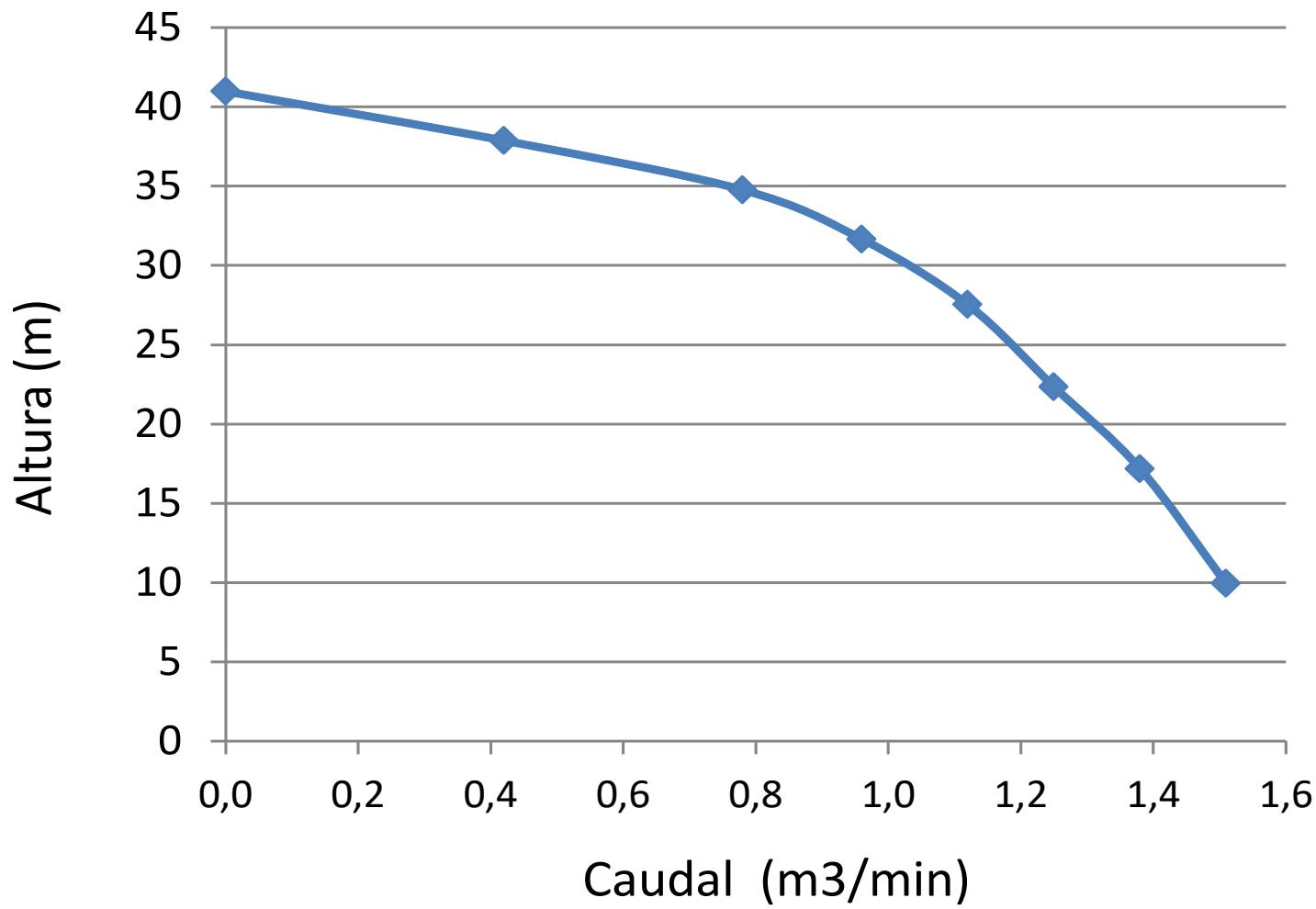
Eficiencia de la bomba (η)

$$\eta = P_h / P_m$$

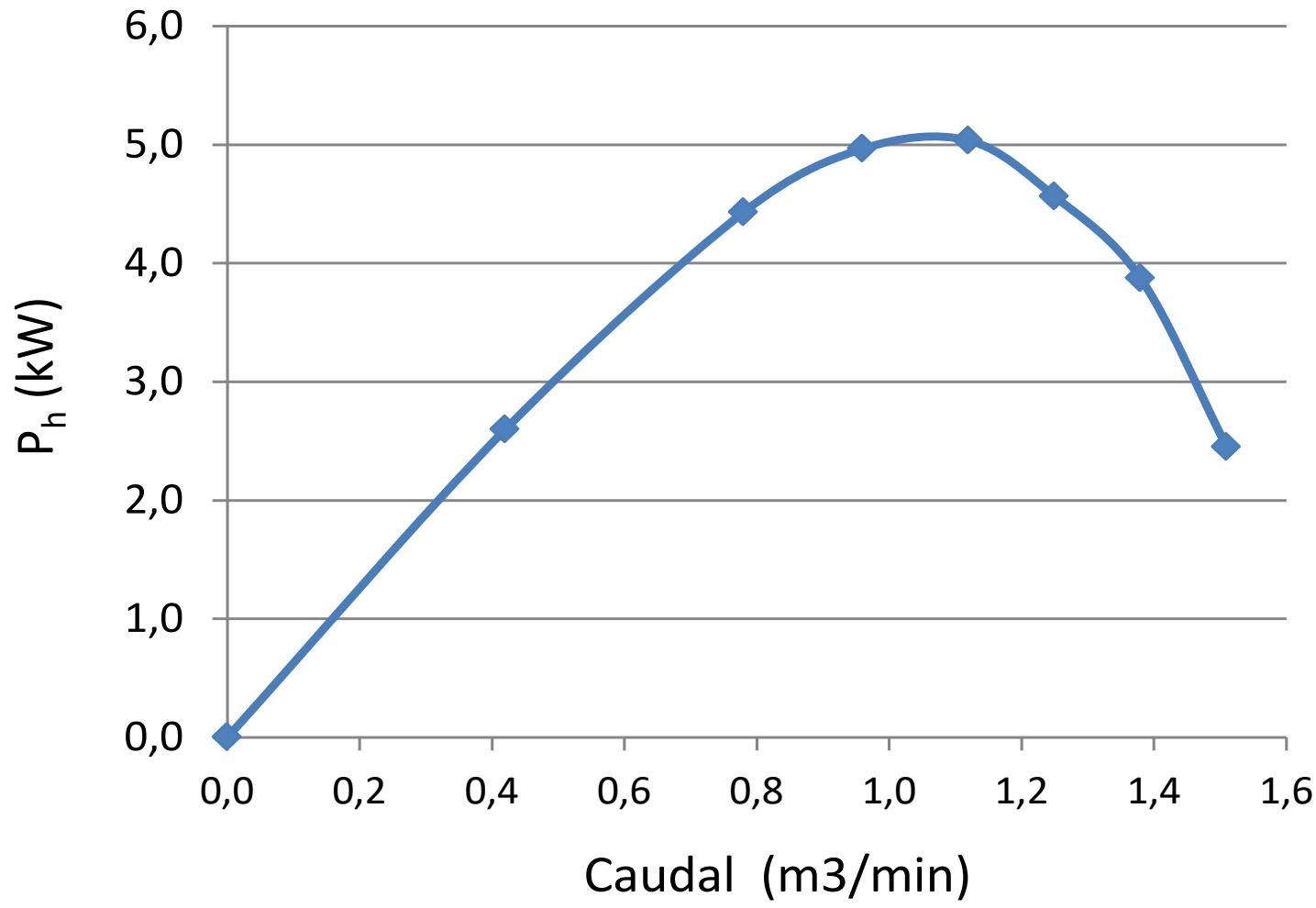
Datos calculados

Q (m ³ /min)	H (m)	P_m (kW)	P_h (kW)	Eficiencia de la bomba
0,00	41	3,6	0,0	0%
0,42	38	6,1	2,6	43%
0,78	35	7,6	4,4	58%
0,96	32	8,4	5,0	59%
1,12	28	9,1	5,0	56%
1,25	22	9,6	4,6	48%
1,38	17	10,1	3,9	38%
1,51	10	10,2	2,5	24%

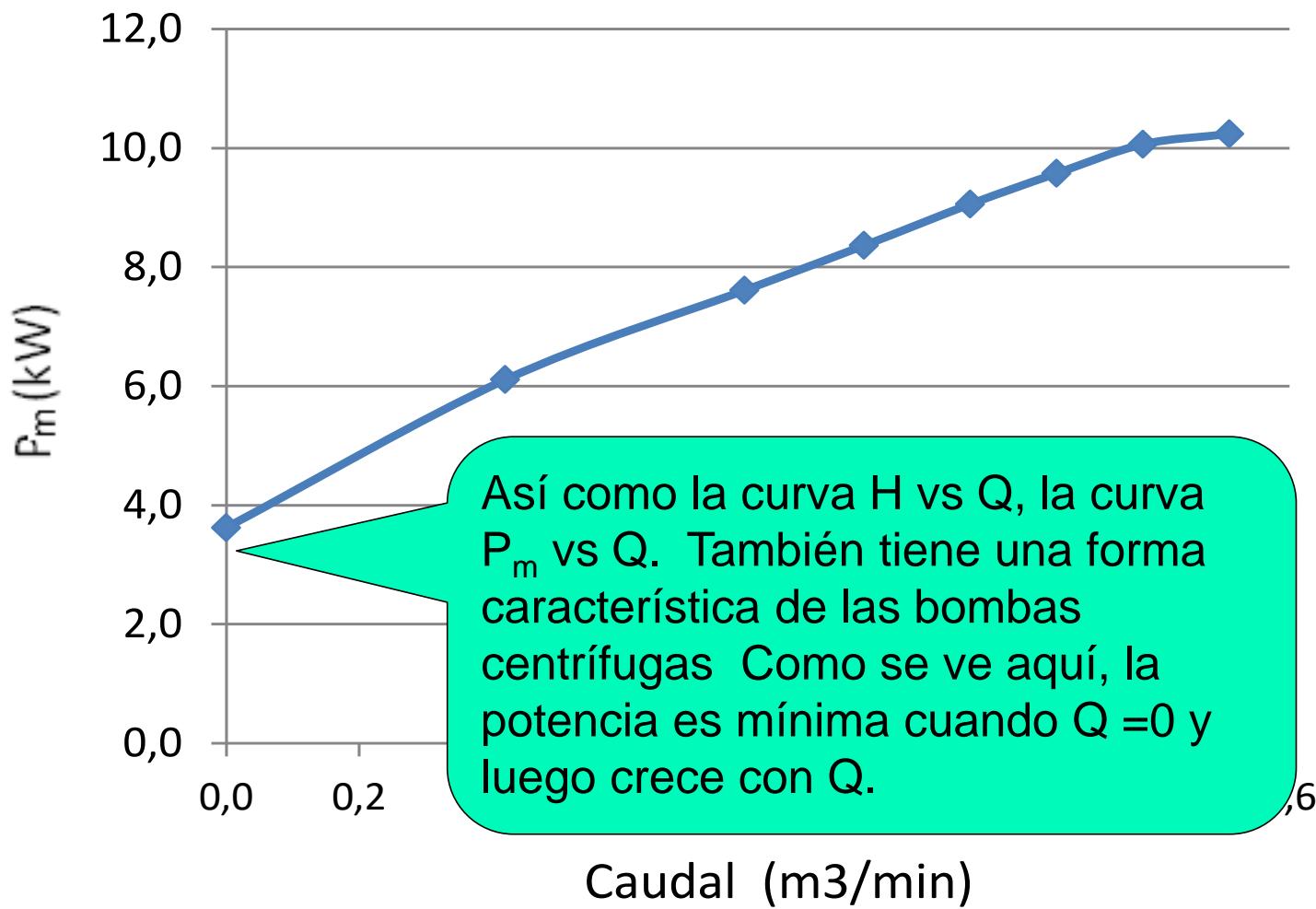
Curva Característica



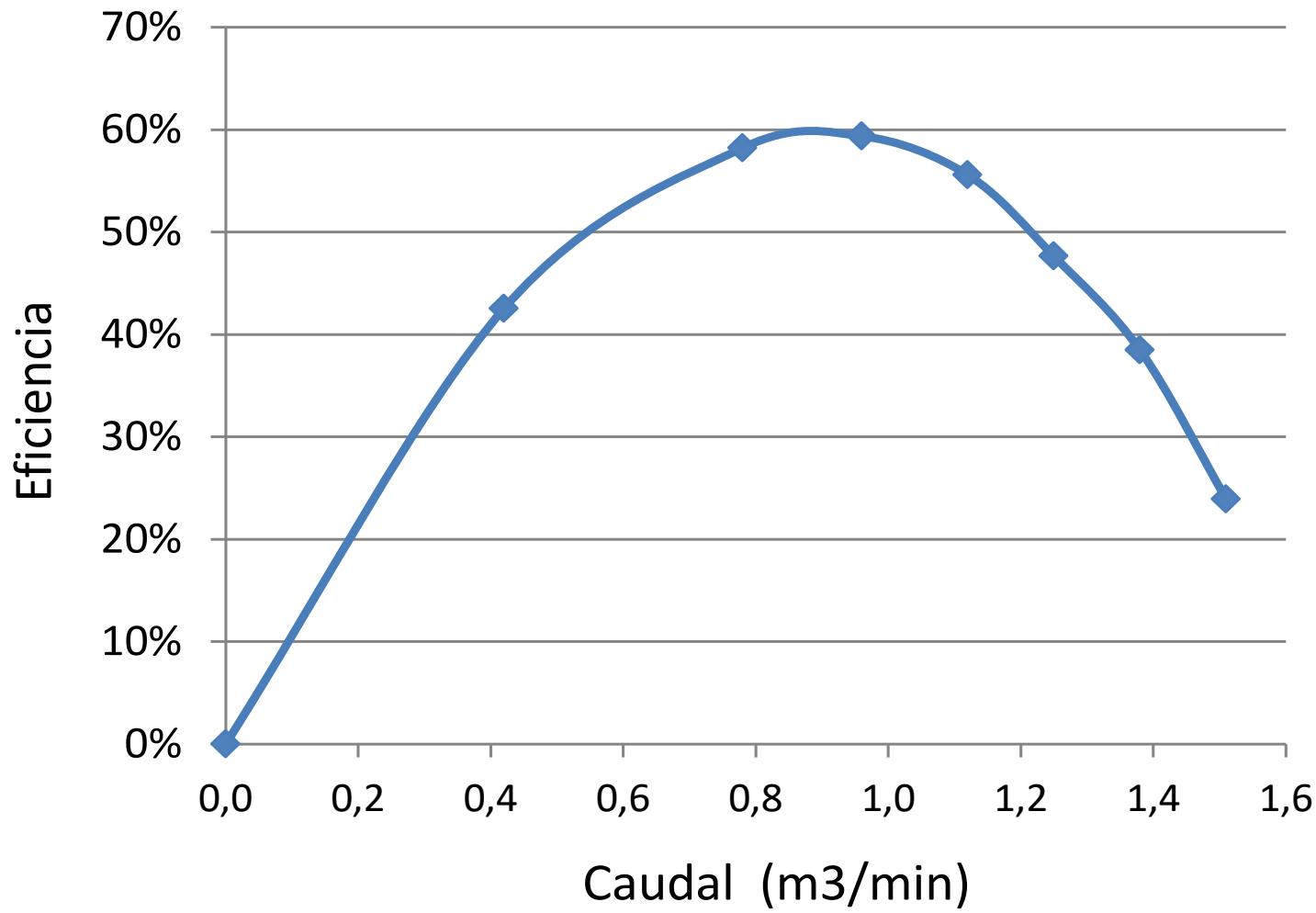
Potencia entregada al fluido



Potencia consumida por la bomba



Eficiencia de la bomba



EJEMPLOS 2

Información aportada por el fabricante

Ejemplo 2A

Fabricante: ITT Goulds Pumps



Su página web: **www.gouldspump.com**

Allí se presenta mucha Información técnica sobre las bombas ofrecidas

Entre la Información se puede encontrar una “Guía para Selección de Bombas”:

<http://www.gouldspumps.com/es-CL/Tools-and-Resources/Literature/Brochures/Pump-Selection-Guide/>

Guía para Selección de Bombas – Goulds Pumps

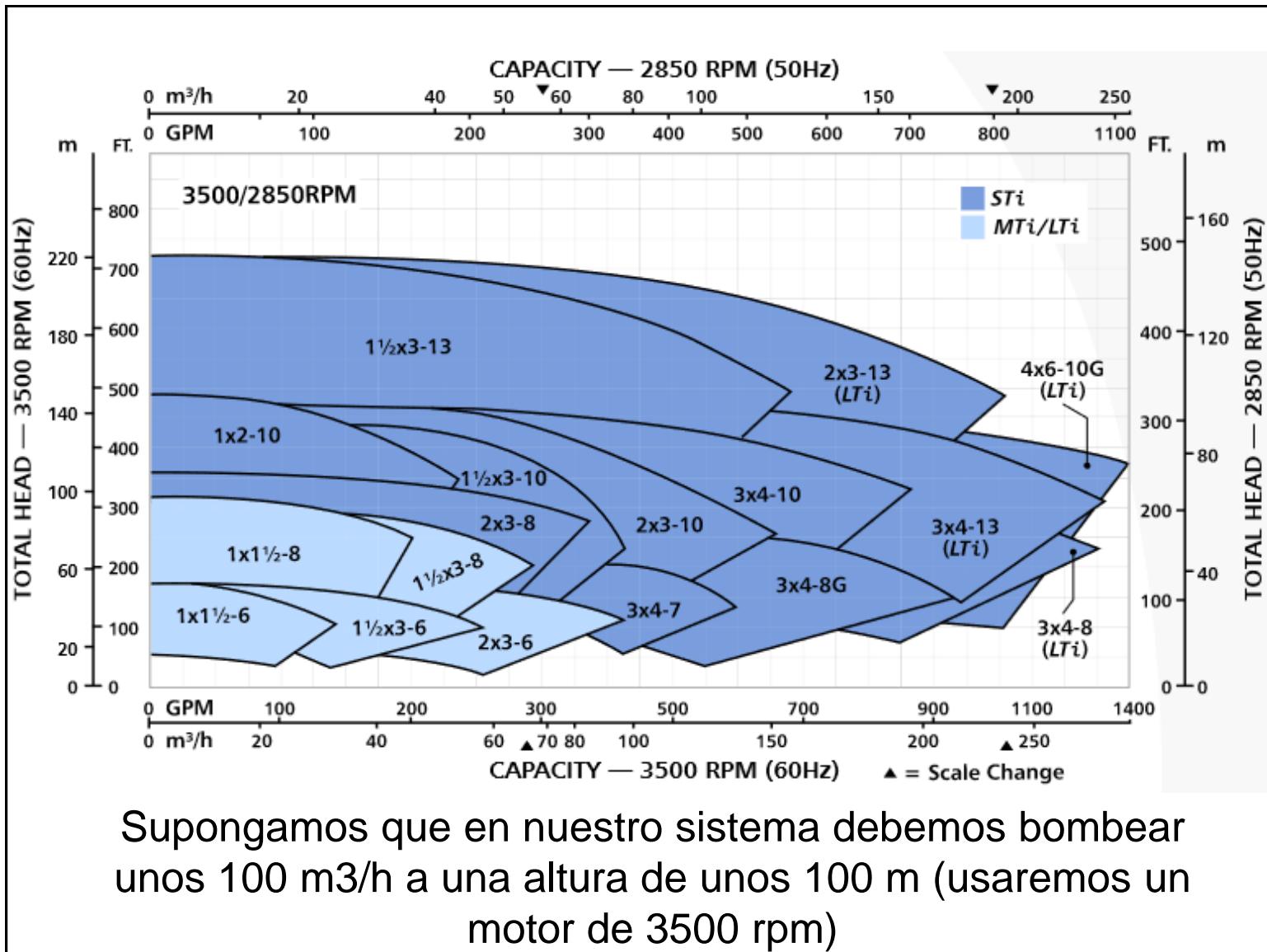
Producto Categoría	Modelo Modelo	Tipo de bomba	Bombas	Naturaleza del bombeo								Con-sule en: Página				
				Celulosa y Papel	Minerales y minerales	Energía y energía	Petróleo y gas	Tuberías	primaria primarios	Aqua y Aguas residuales	Alimentos y bebidas	Corrosivo	Alta temperatura 260°C(500°F)	Abrasivo	No Abrasivo	Fibrosos/filamentosos
Servicios PRO	Servicios PRO	Servicios de equipos rotativos	Bombas													19
Pasta de papel/ Proceso	3175* **	Proceso/Pasta de papel		■	■	■	■									4
	3180/3185* **	Proceso/Pasta de papel			■	■	■									4
	3181/3186	Alta temperatura														4
Bombas Proceso	3171	Sumidero y proceso vertical		■												5
	CV3171	Proceso de sumidero vertical sin atascamiento		■	■	■	■									5
	LF3171	Proceso de sumidero vertical de bajo caudal y carga alta			■	■	■									5
	NM3171	Proceso/sumidero vertical FRP														5
	3196* **	Proceso químico ANSI		■	■	■	■									6
	LF3196* **	Proceso ANSI de bajo caudal		■	■	■	■									6
	HT3196*	Proceso de alta temperatura ANSI			■	■	■									6
	CV3196*	Proceso sin atascamiento				■	■									6
	3796*	Proceso de autocebado														7
	3996	Proceso en línea ANSI														7
	3296 EZMAG	Proceso sin sellado metálico ANSI		■	■	■	■									7
	NM3196*	Proceso FRP ANSI		■	■	■	■									8
	3298	Sin sellado revestido en ETFE ANSI														8
	SP3298	Sin sellado revestido en ETFE ANSI														8
	3198*	Proceso revestido en ETFE PFA ANSI														8
	V3298	Sin sellado revestido en ETFE														8
	3299	Sin sellado revestido en PTFE PFA ANSI														7
	IC*	Proceso químico ISO														9
	ICB	Proceso ISO de acoplamiento cerrado														9
	ICP*	Motor magnético ISO de alta temperatura														10
	ICM	Motor magnético metálico ISO														9
	ICMB	Sin sellado ISO de acoplamiento cerrado														0

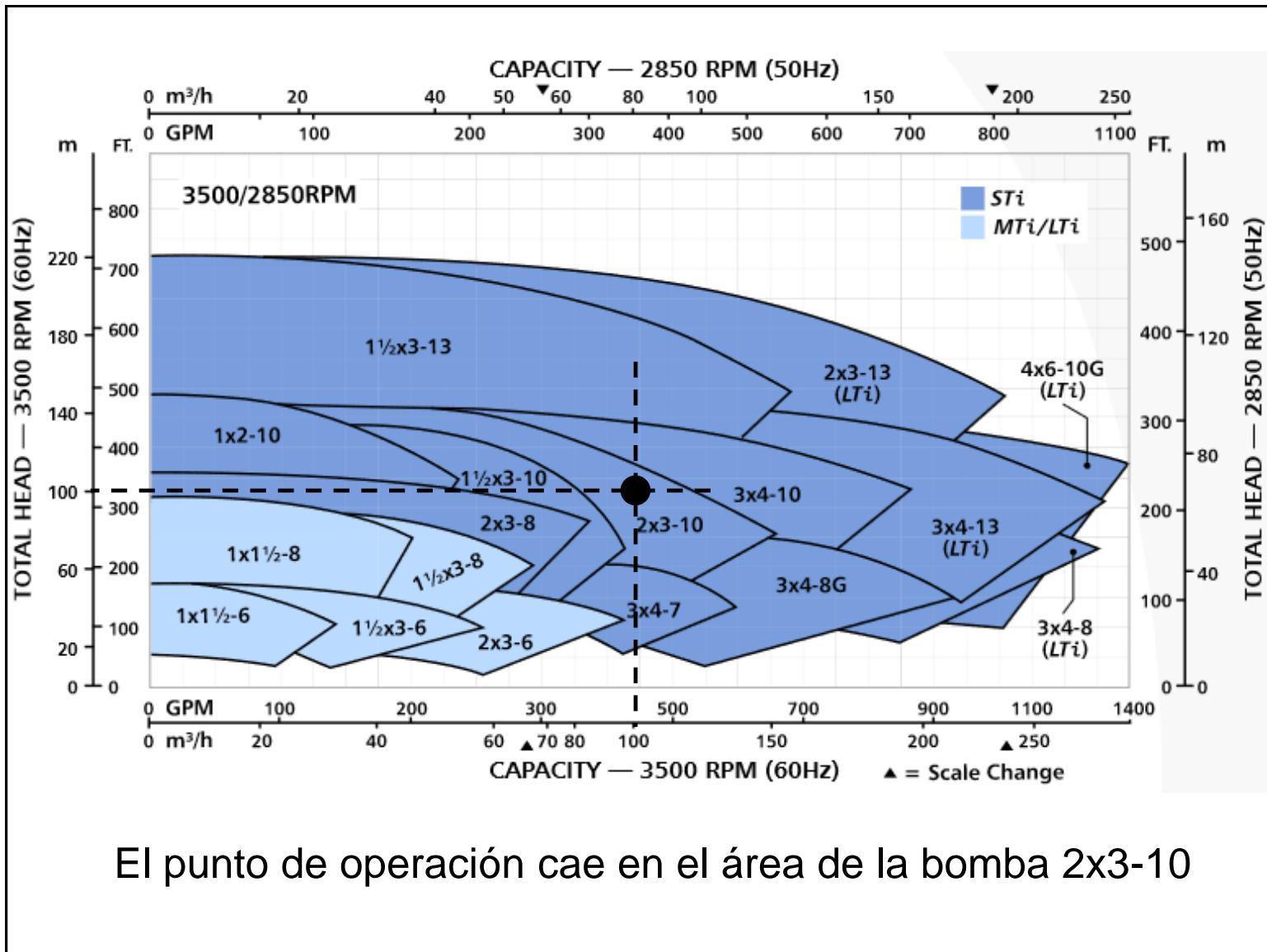
Supongamos que habiendo evaluado el servicio que necesitamos cubrir, elegimos el modelo 3196 porque es el que satisface mejor los requerimientos.

Producto Categoría	Modelo Número	Tipo de bomba	Bombas	Celulosa y papel	Minería y minerales	Energía y energía	Petróleo y gas	Tuberías	Otros usos
Servicios PRO	Servicios PRO	Servicios de equipos rotativos							
Pasta de papel/ Proceso	3175* **	Proceso/Pasta de papel							
	3180/3185* **	Proceso/Pasta de papel							
	3181/3186	Alta temperatura							
	3171	Sumidero y proceso vertical							
	CV3171	Proceso de sumidero vertical sin atascamiento							
	LF3171	Proceso de sumidero vertical de bajo caudal y carga alta							
	NM3171	Proceso/sumidero vertical FRP							
	3196* **	Proceso químico ANSI							
	LF3196* **	Proceso ANSI de bajo caudal							
	HT3196*	Proceso de alta temperatura ANSI							

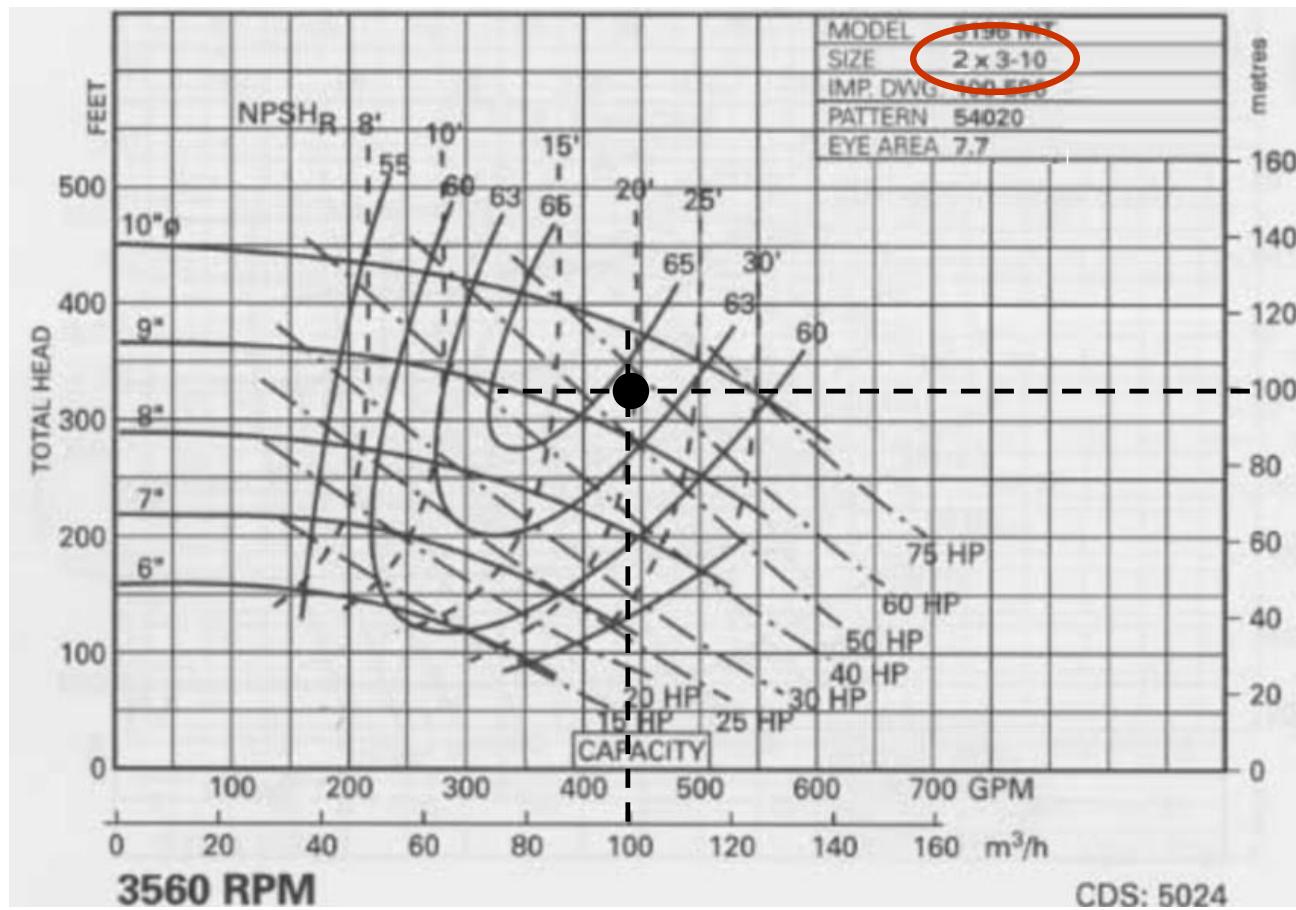
En otro lugar del sitio, el fabricante nos da información específica sobre este modelo y un folleto técnico con un gráfico de capacidades de los diferentes tamaños

<http://www.gouldspumps.com/es-CL/Products/3196-i-FRAME/>





Habiendo elegido el modelo y el tamaño de la bomba,
el proveedor nos puede dar las curvas de la bomba
en cuestión.



Ejemplo 2B



pompetravaini

Fabricante: Travaini

- Ver <http://www.pompetravaini.it/pages/elenco.aspx?id=2>

Tipo: TCH (existen algunas variantes y varios “tamaños”)

- Ver catálogo (<https://www.pompetravaini.com/media/editor/catalogo-tch-tct-tca-tcd-italiano-inglese.pdf>)
- Ver Manual Operativo de las bombas centrifugas Travaini (<https://www.pompetravaini.com/media/editor/MNO-Manuale-Centrifughe-Italiano.pdf>)

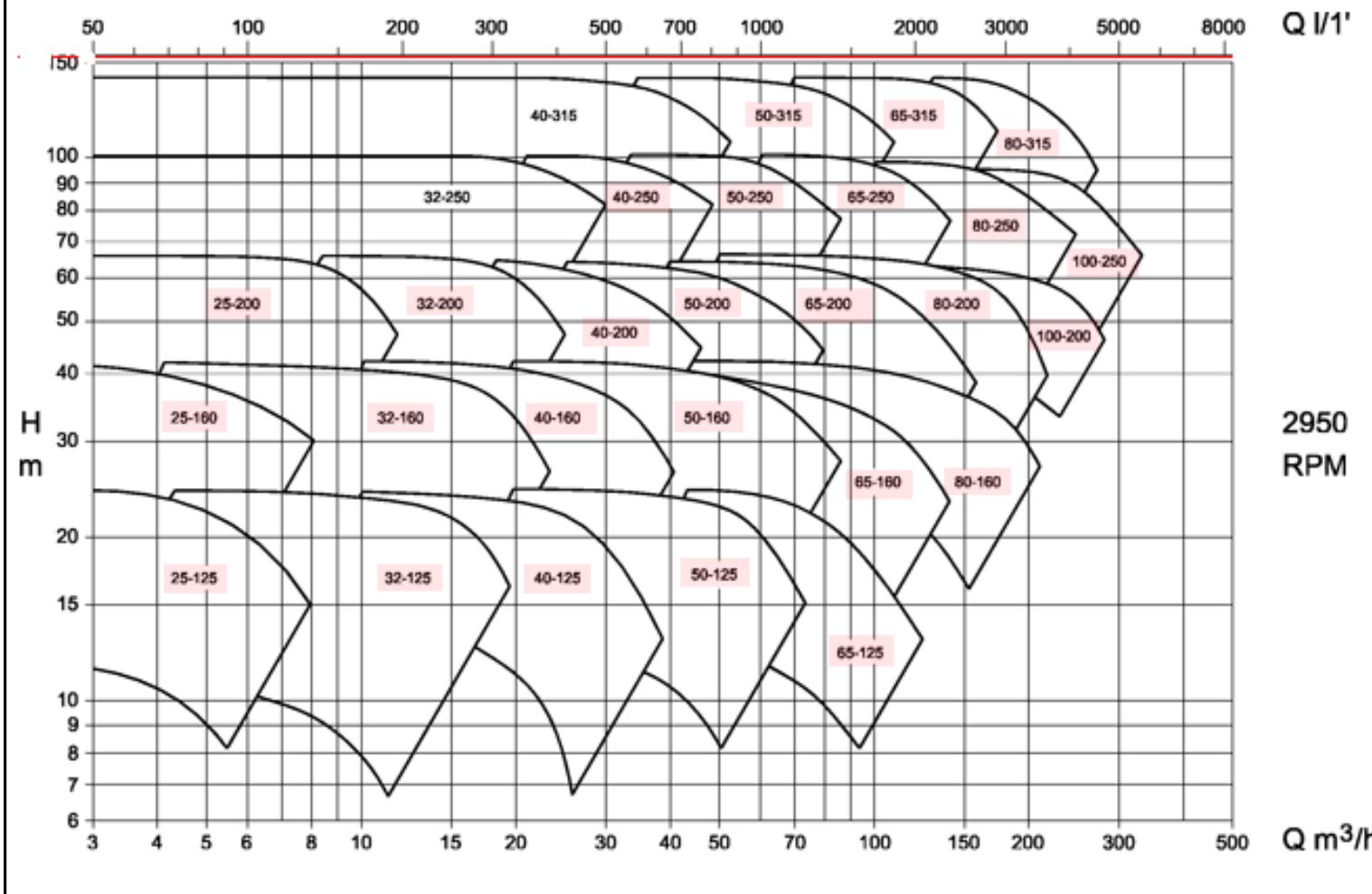
TCH**CAMPOS DE SELECCIÓN**http://www.travaini.nl/techn_data_TCA-TCH_nl.htm

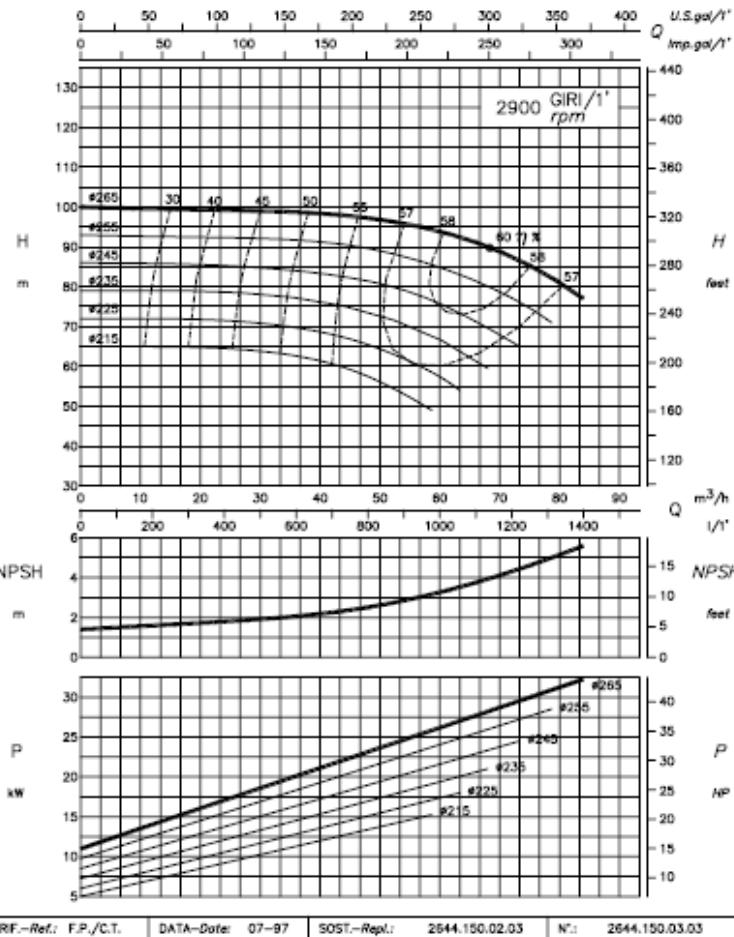
DIAGRAMMA DI FUNZIONAMENTO
Performance curves
POMPA CENTRIFUGA MONOSTADIO
Monostage centrifugal pump
TPO
Type TCH 50-250



pompetravaini S.p.A.
CASTANO PRIMO (MILANO)

I DATI RIPORTATI SONO RIFERITI A :

Dato refers to :
TEMPERATURA MAX. 30 °C - (86 °F) Max. Temperature
PESO SPECIFICO 1 Kg/cm³ Specific gravity
VISCOSITÀ 1 °E Viscosity



RIF.-Ref.: F.P./C.T. DATA-Date: 07-97 SOST.-Repl.: 2644.150.02.03 N°: 2644.150.03.03

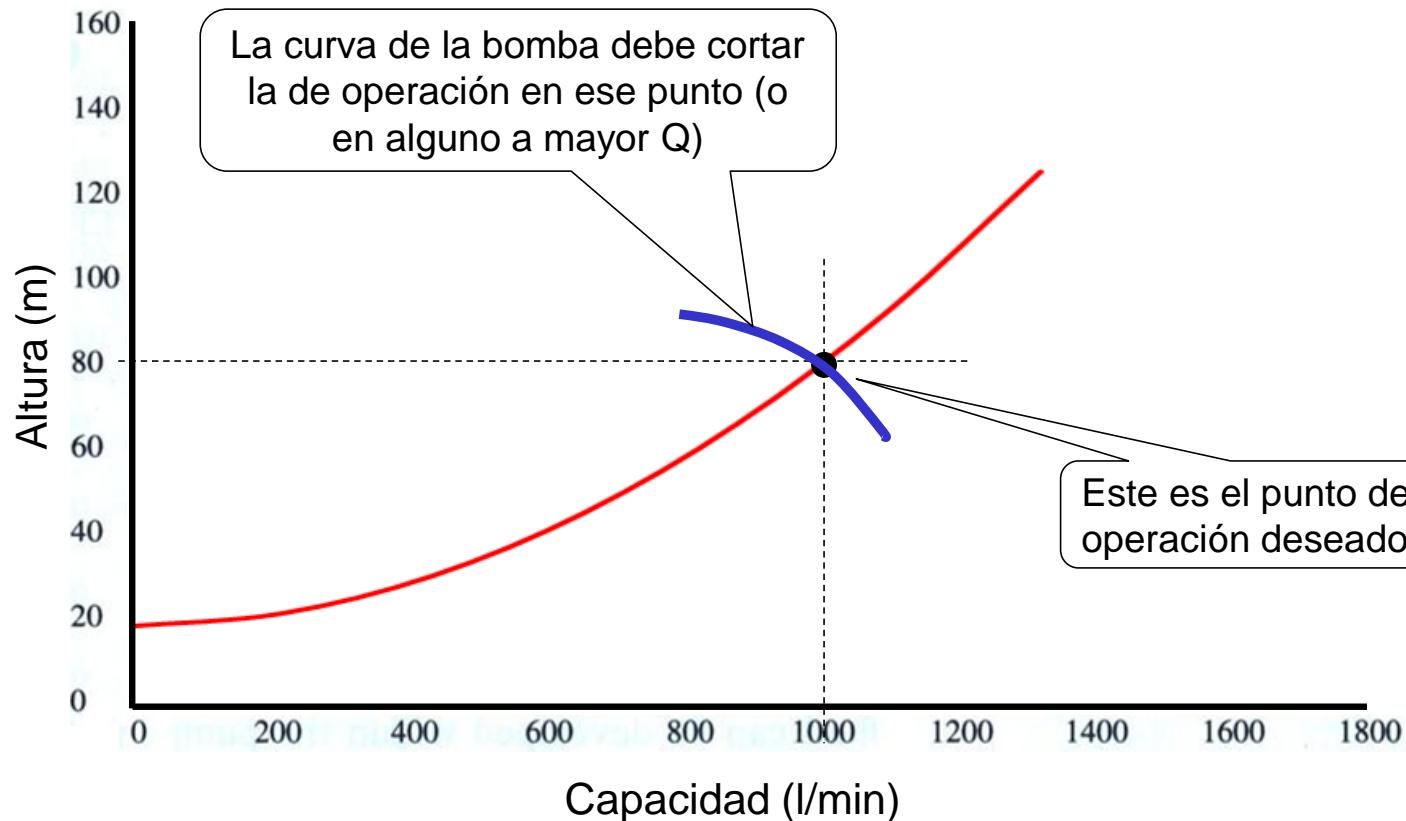
EJEMPLO 3

Selección de una bomba para un servicio dado

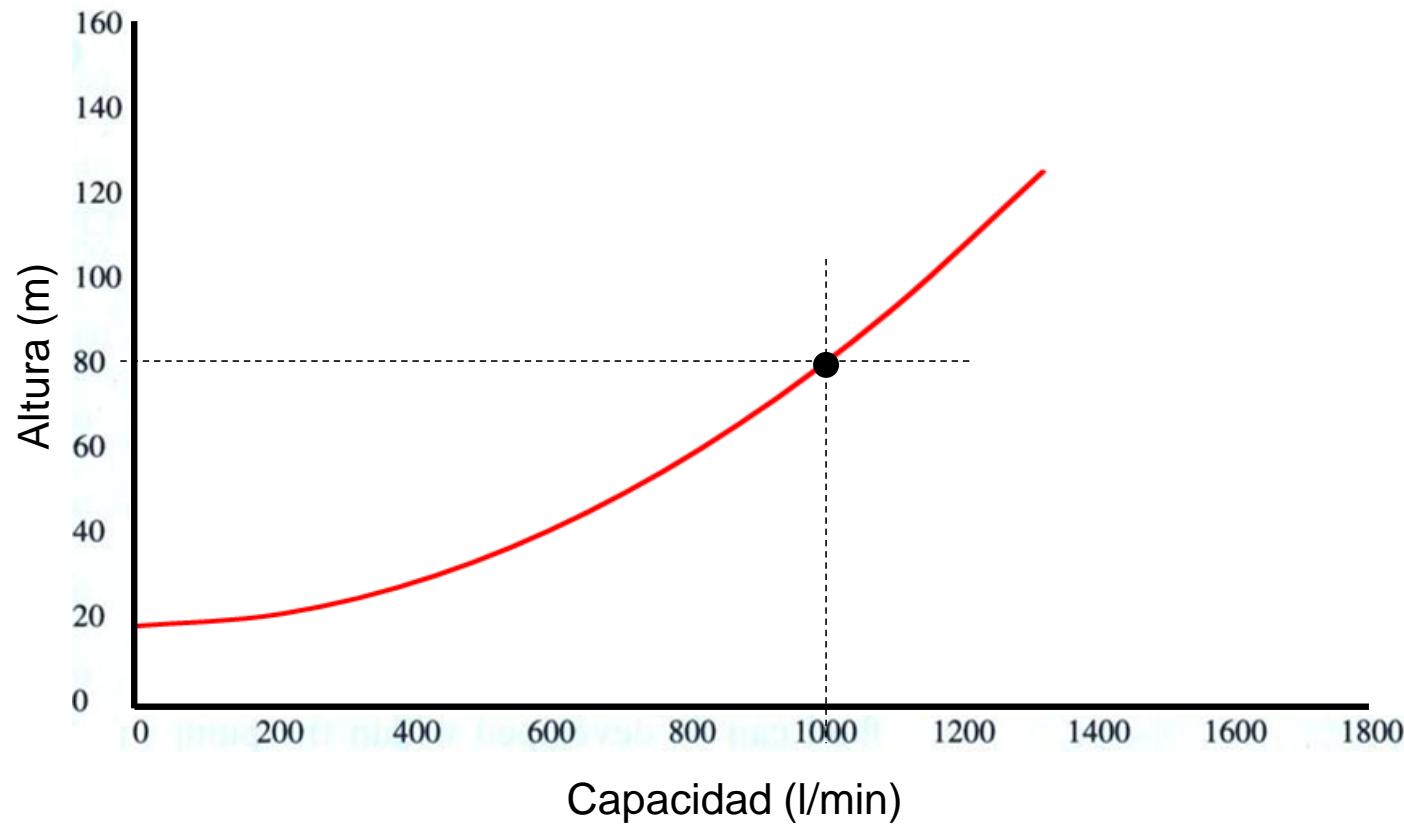
Una bomba centrífuga debe descargar al menos 1 m³/min de agua a una altura total de 80 m. La curva del sistema puede representarse por $H(m) = 20 + 60*Q^2$ (con Q en m³/min)

Especificar un modelo de bomba adecuada a partir de las curvas proporcionadas por el fabricante.

Para la bomba elegida determinar eficiencia, potencia y NPSH_R en las condiciones de operación.

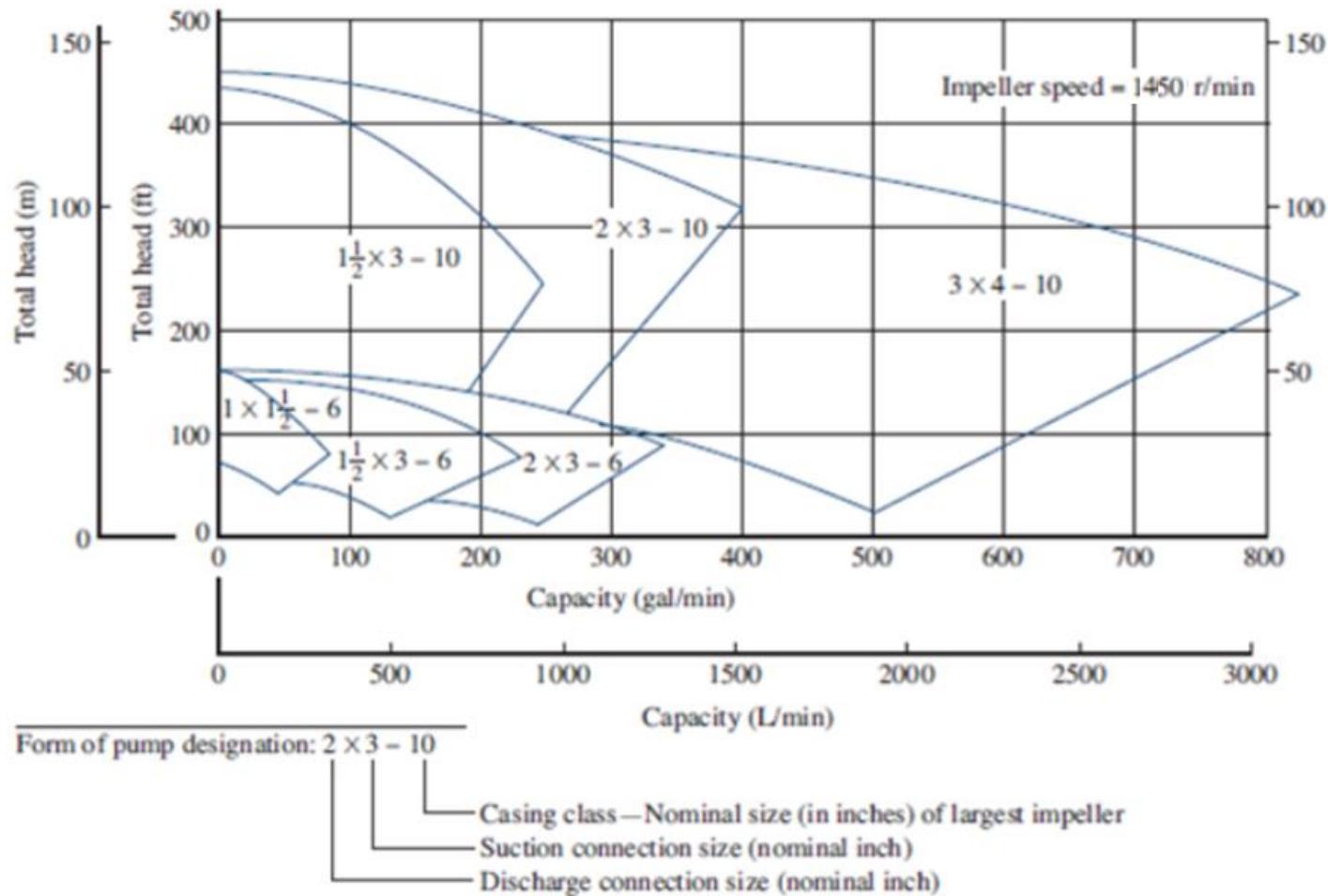


Una bomba centrífuga debe descargar al menos $1 \text{ m}^3/\text{min}$ de agua a una altura total de 80 m. La curva del sistema puede representarse por $H(m) = 20 + 60*Q^2$ (con Q en m^3/min)

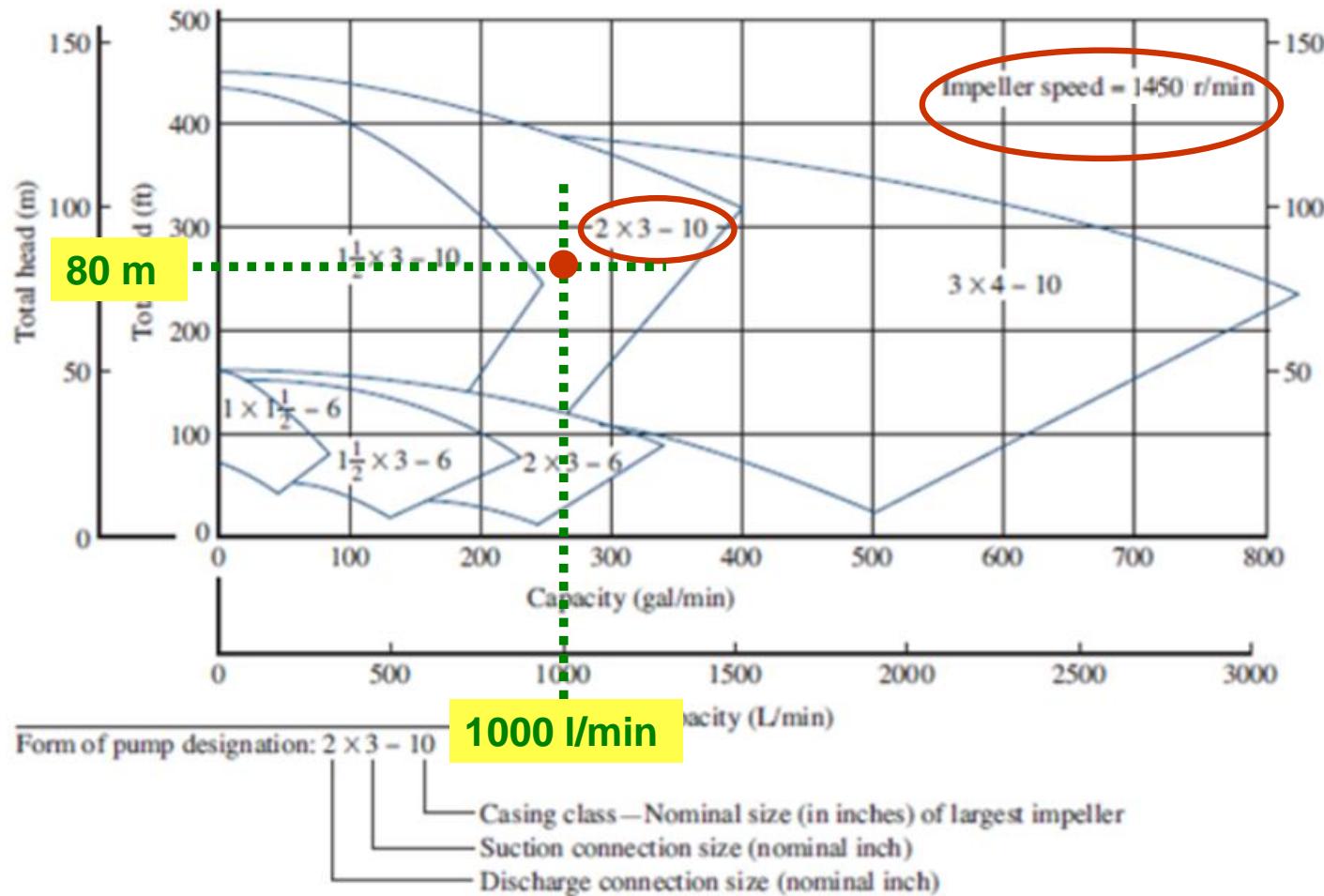


Hemos consultado a un proveedor de plaza de confianza que para el uso que le vamos a dar nos ha recomendado bombas de una marca determinada y nos ha hecho llegar la folletería del fabricante.

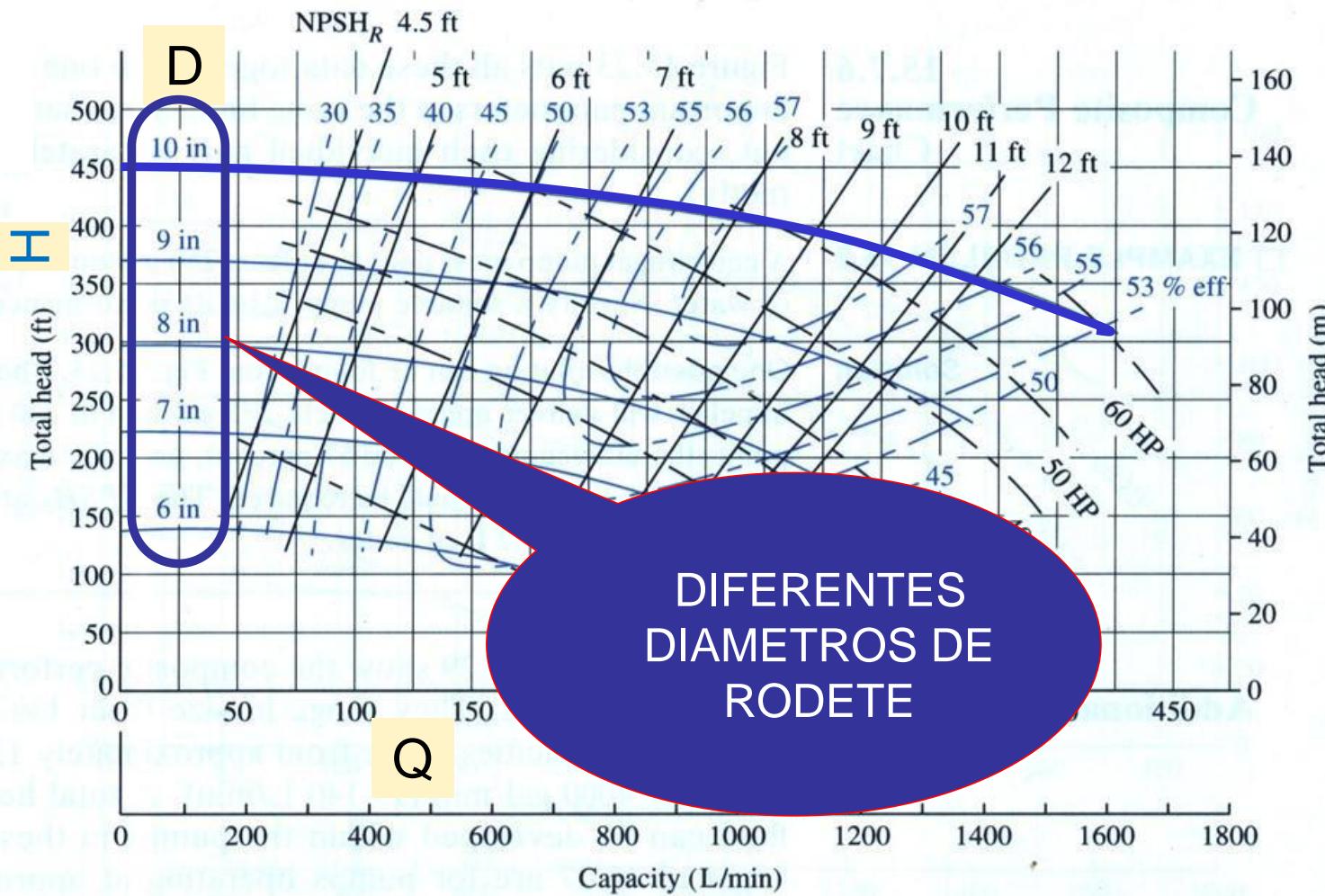
Curvas características de bombas según el fabricante



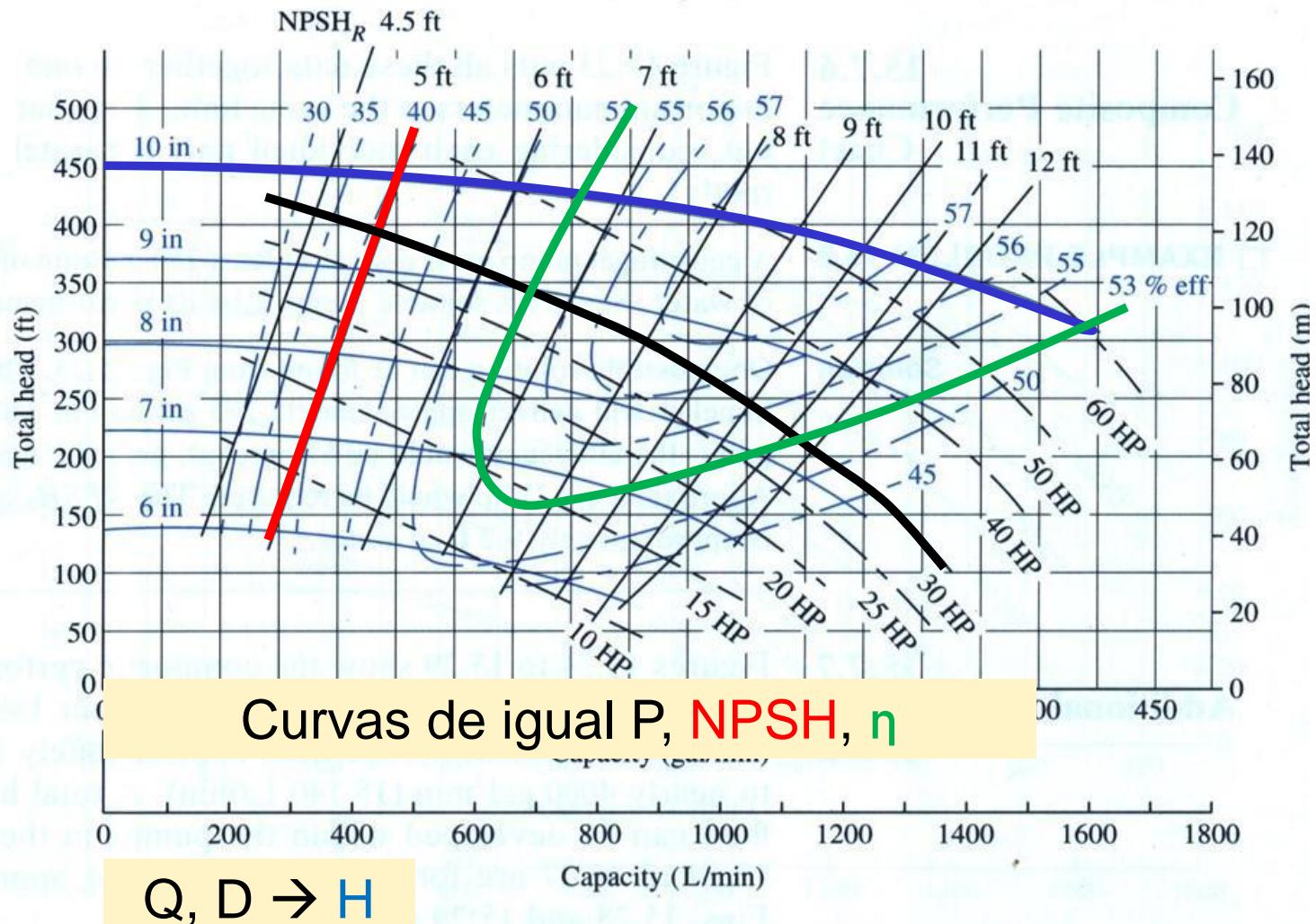
Curvas características de bombas según el fabricante



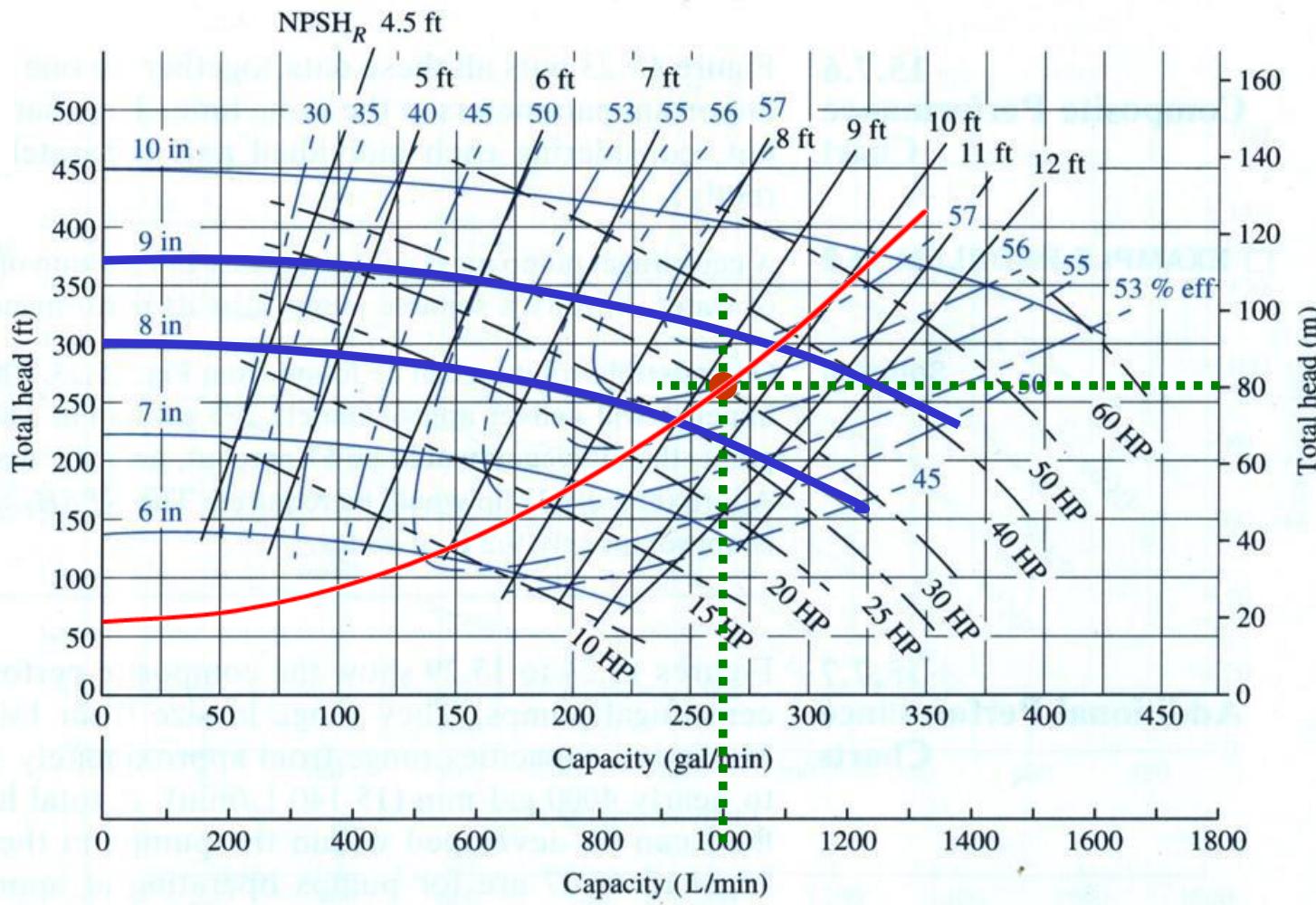
Curvas para la bomba 2 x 3-10



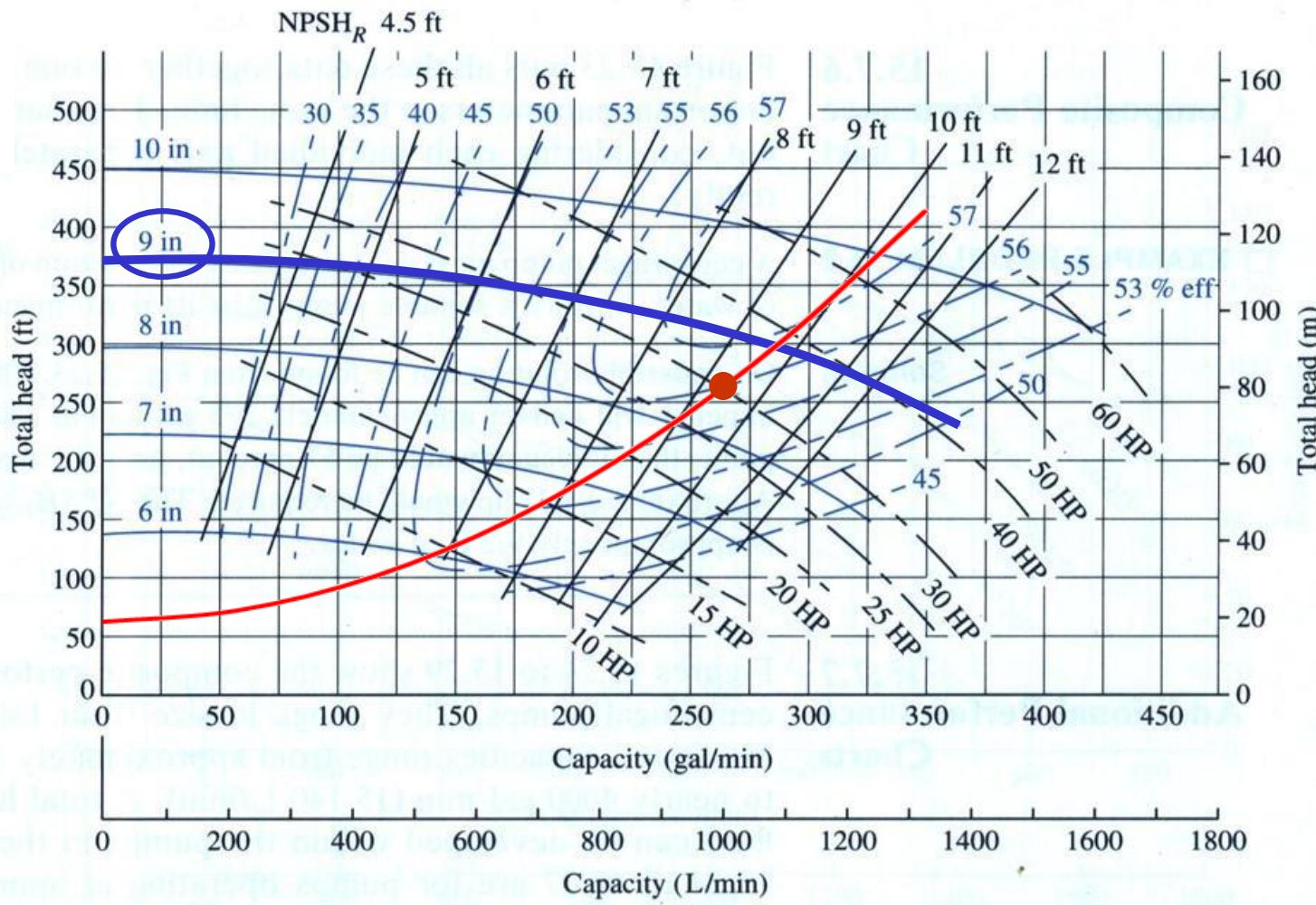
Curvas para la bomba 2 x 3-10



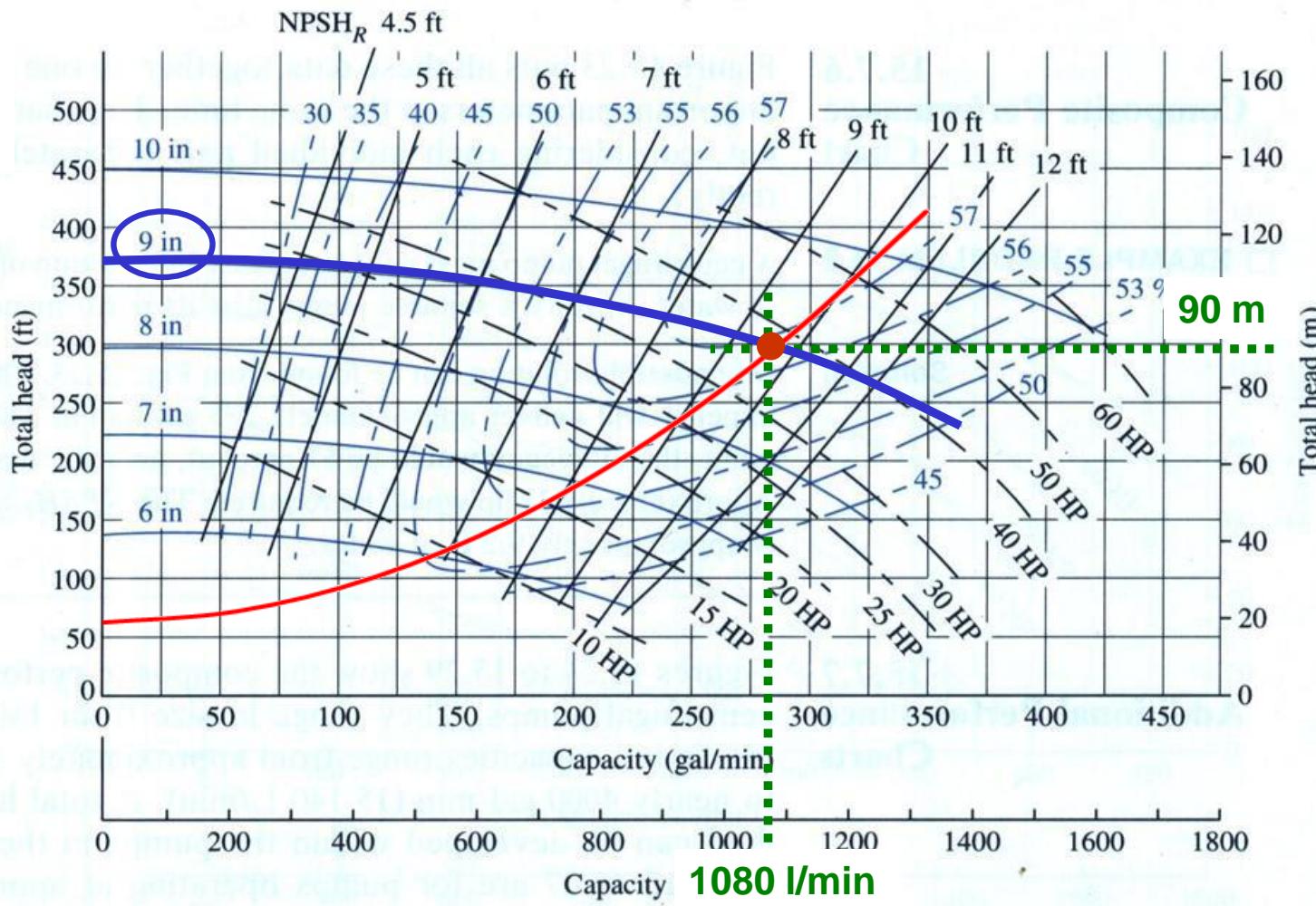
Curvas para la bomba 2 x 3-10



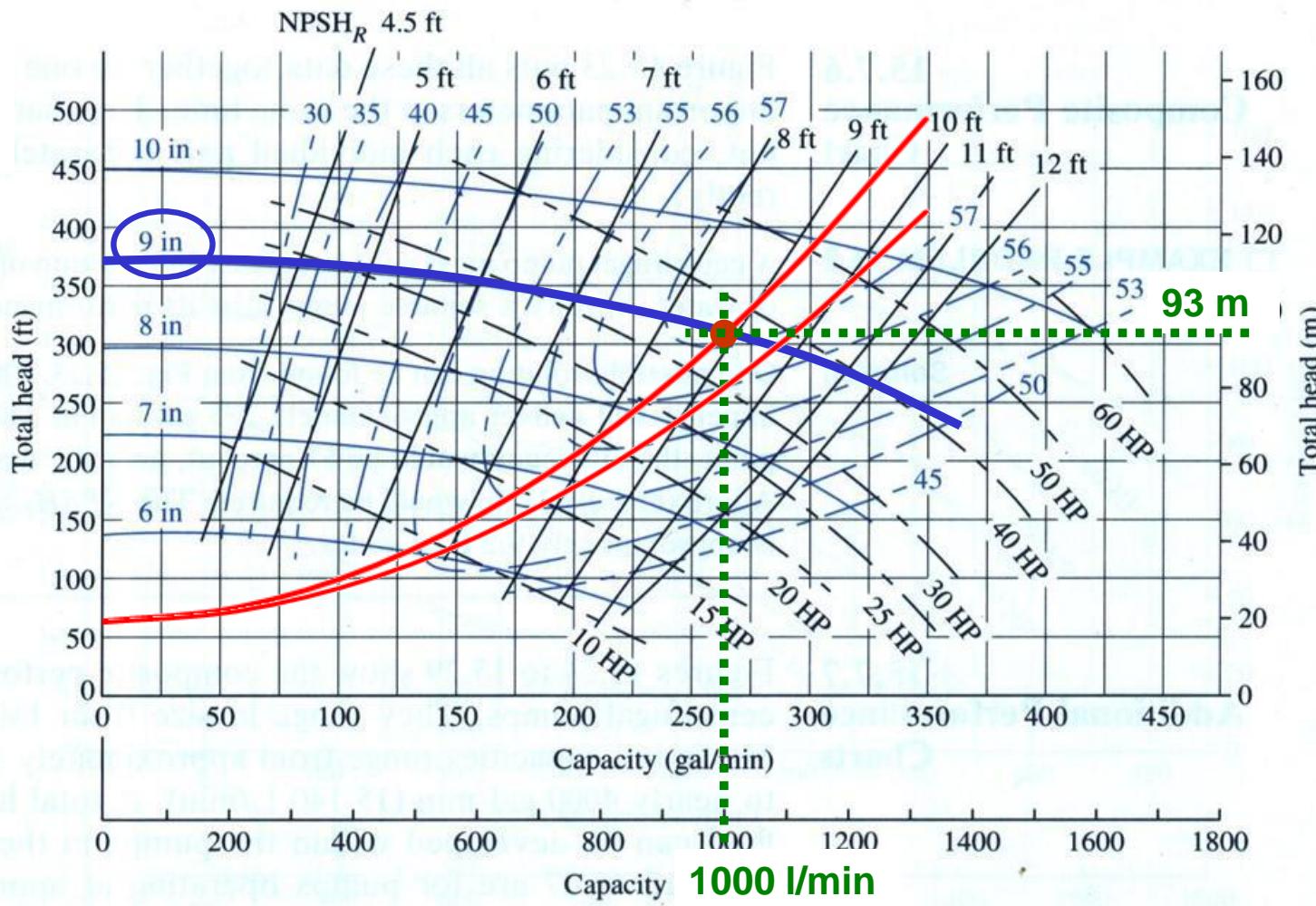
Curvas para la bomba 2 x 3-10



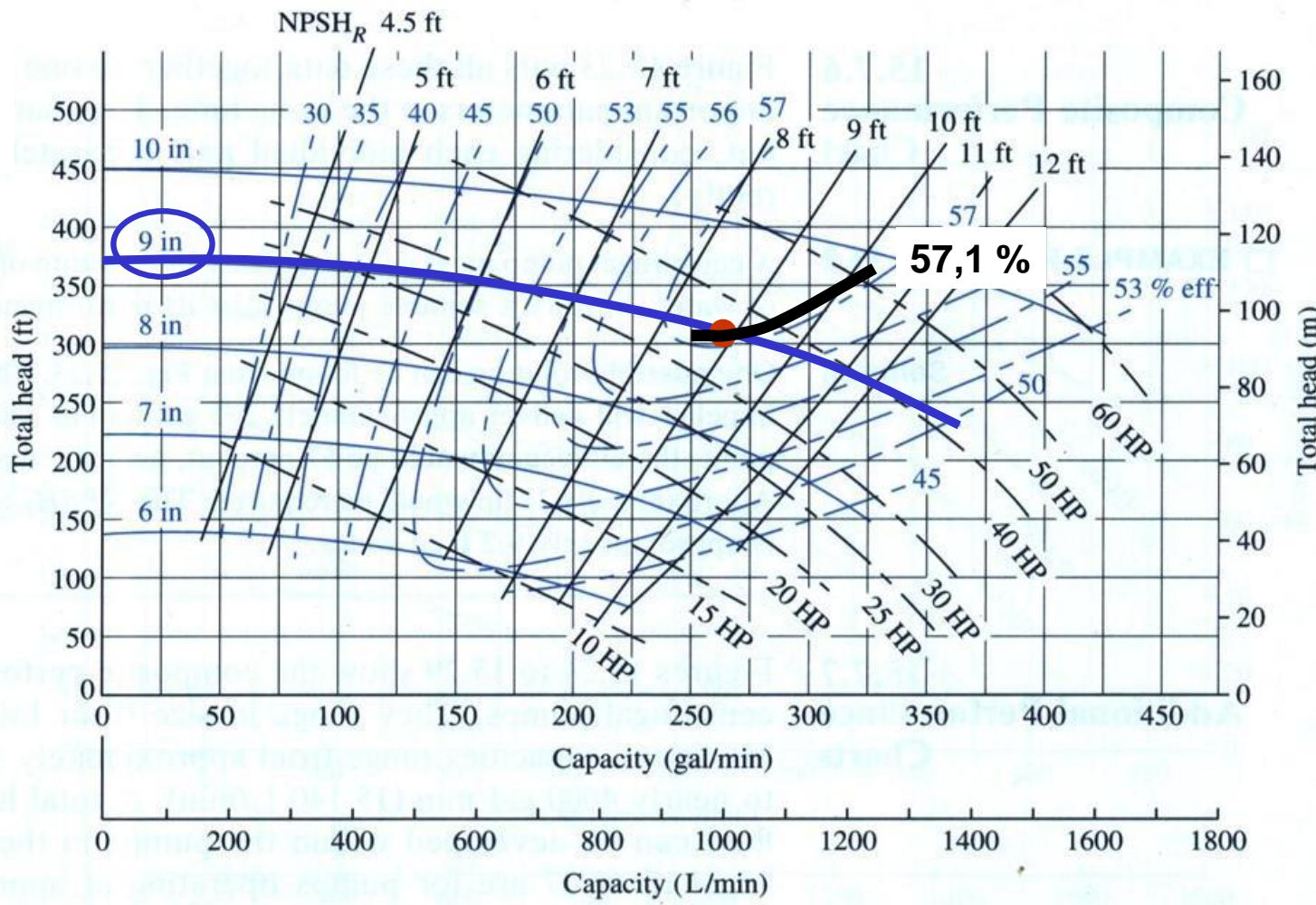
Curvas para la bomba 2 x 3-10



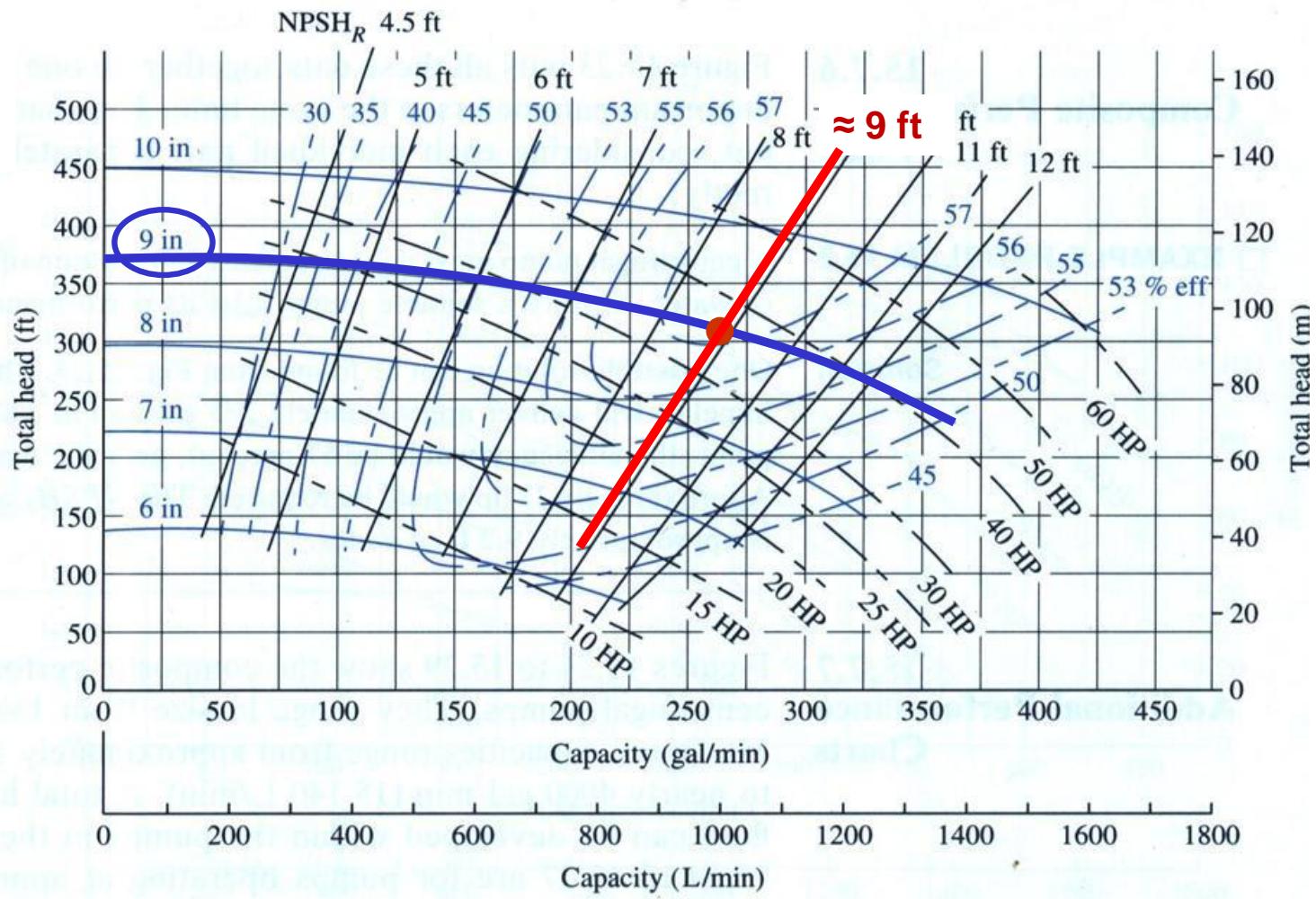
Curvas para la bomba 2 x 3-10



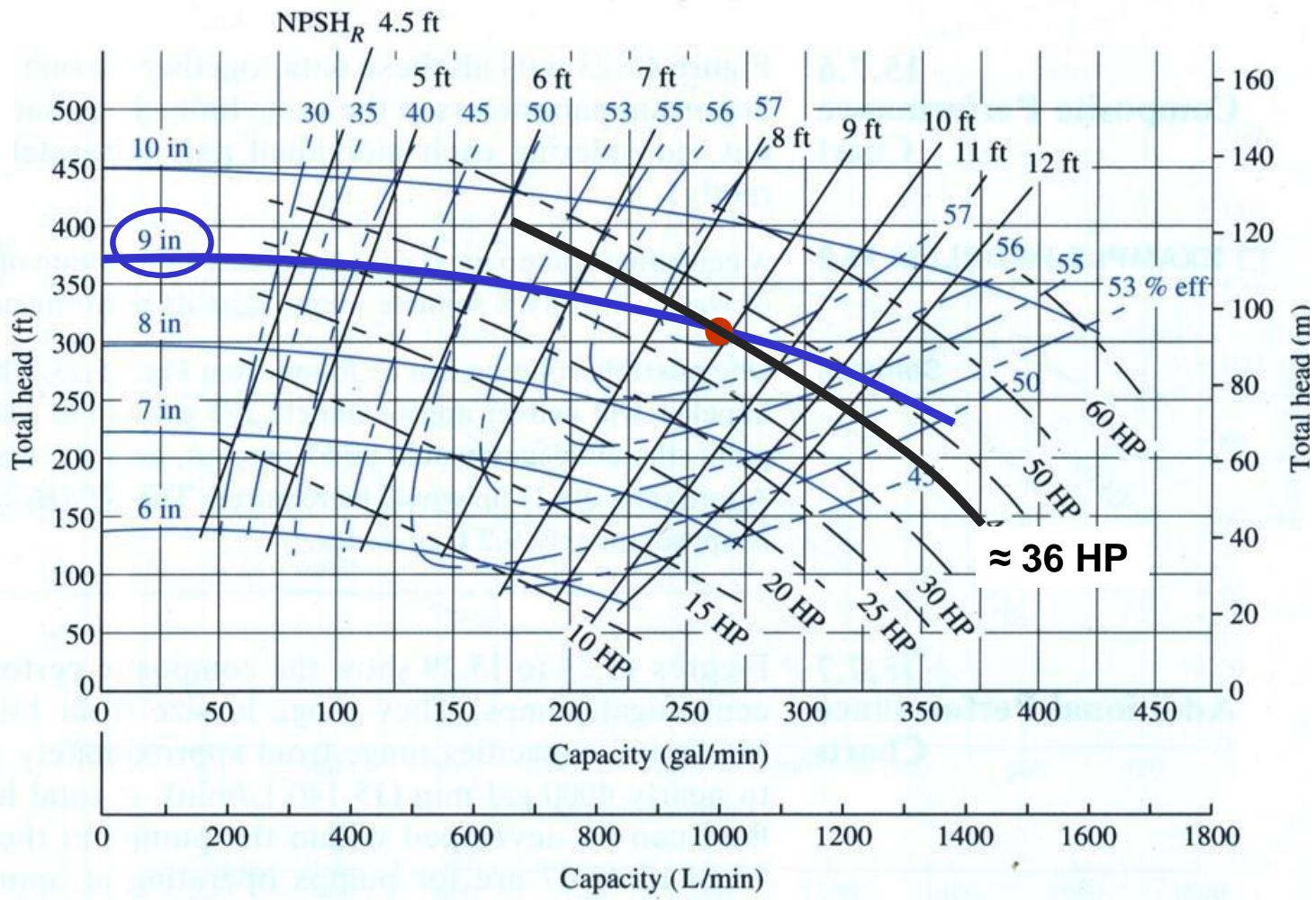
Curvas para la bomba 2 x 3-10



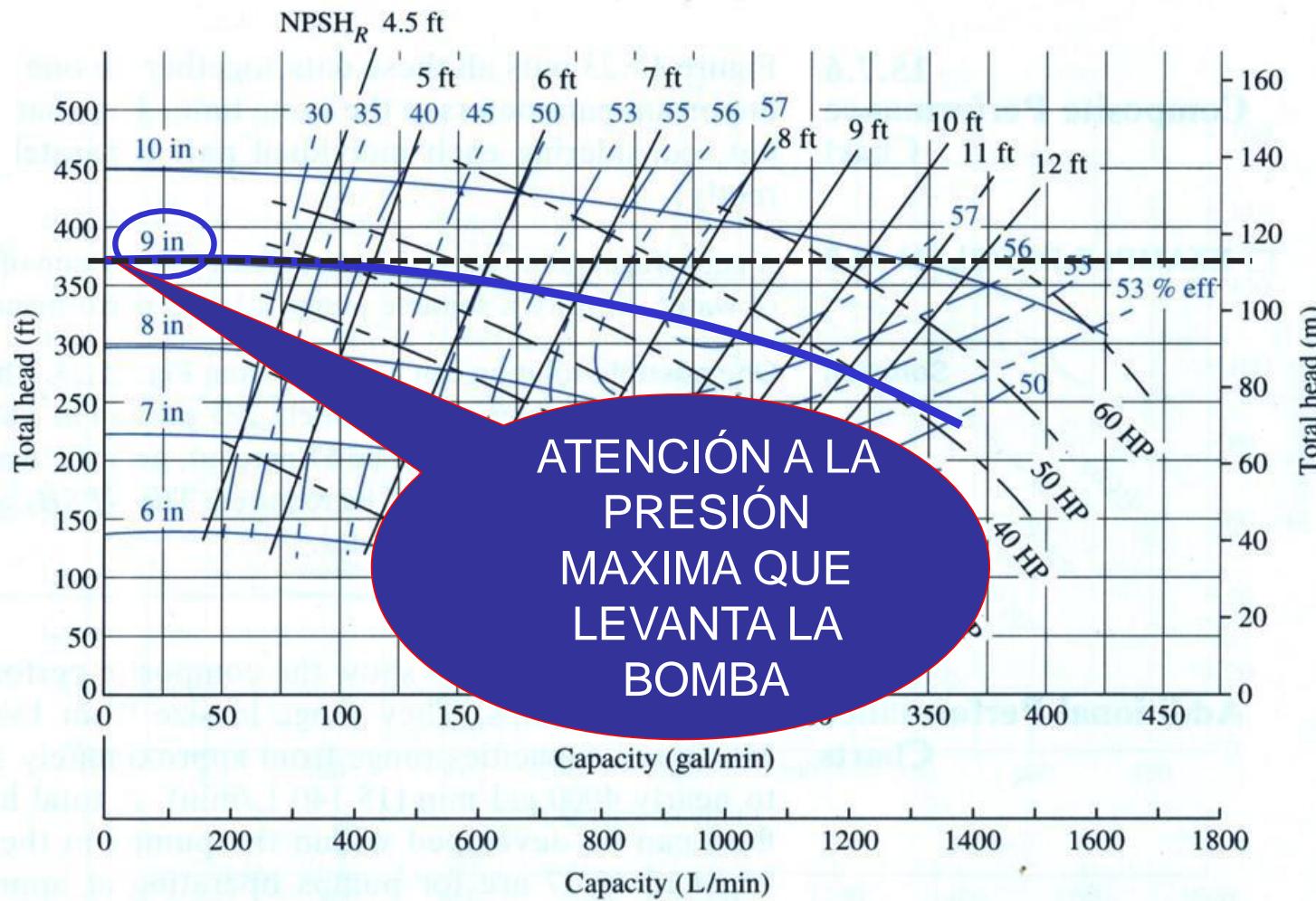
Curvas para la bomba 2 x 3-10



Curvas para la bomba 2 x 3-10



Curvas para la bomba 2 x 3-10



Modelo de bomba 2 x 3 -10, con un rodete de 9 in.

Para un caudal de 1000 l/min la altura es aprox. 93 m

En esas condiciones:

$NPSH_R \approx 9 \text{ ft}$ ($= 2,7 \text{ m}$)

Potencia consumida $\approx 36 \text{ HP}$ ($\approx 27 \text{ kW}$)

Eficiencia de la bomba $\approx 57,1 \%$

La altura máxima que da la bomba es aprox. 112 m.

IMPORTANTE:

Las curvas dadas por el fabricante se aplican ESTRICTAMENTE a un fluido de cierta densidad y viscosidad (generalmente agua).

Si $\rho_{\text{fluido}} > \rho_{\text{agua}}$ y $\mu_{\text{fluido}} \approx \mu_{\text{agua}}$:

$$P_{m, \text{ fluido}} = (\rho_{\text{fluido}} / \rho_{\text{agua}}) P_{m, \text{ agua}};$$

mientras que H (serían metros del fluido y no de agua) y η apenas cambian.

Si $\rho_{\text{fluido}} \approx \rho_{\text{agua}}$ y $\mu_{\text{fluido}} > \mu_{\text{agua}}$:

P_m , H y η cambian debido al gran cambio de viscosidad

No siempre la curva que entrega el fabricante con la bomba es útil para predecir su comportamiento

Posibles motivos:

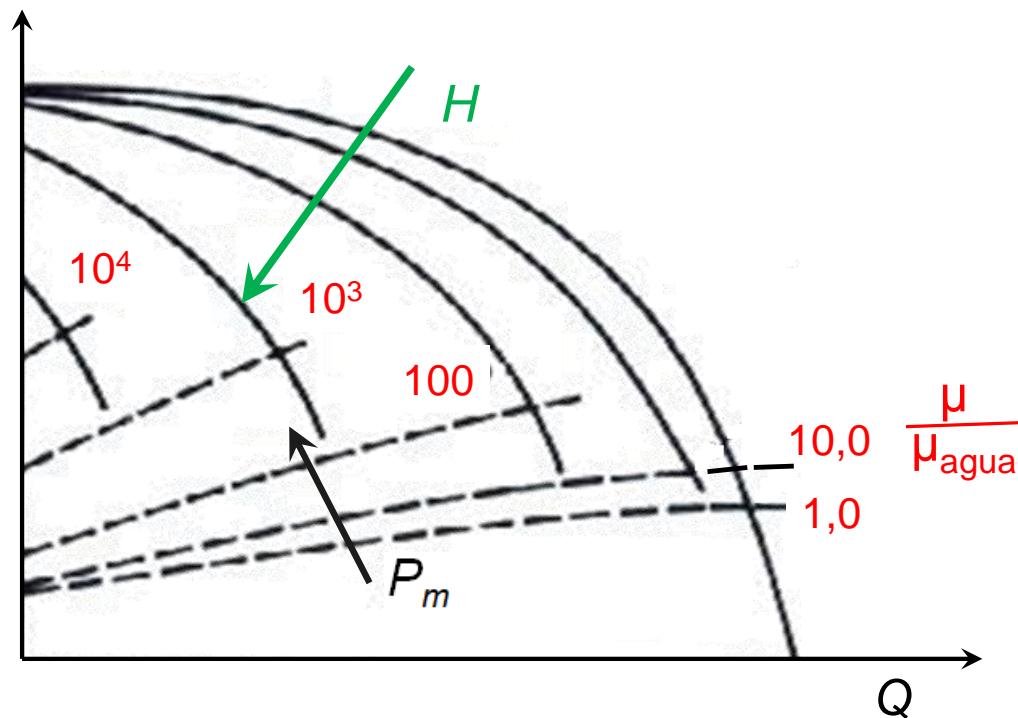
- La bomba en cuestión es una bomba “vieja” o “comprada a un tercero” (se ha perdido la información técnica y no podemos dar con el fabricante)
- La bomba se ha usado y sospechamos que el desgaste puede haber afectado el comportamiento de la bomba
- La bomba ha sufrido roturas y reparaciones, se le han cambiado piezas (no sabemos cómo eso haya podido afectar la curva)
- El fluido que usamos no es aquél para el cual se determinó la curva característica
- Pretendemos usar la bomba con un motor a una velocidad diferente a las que se reportan en las curvas del fabricante

¿Qué hacer cuando no disponemos de las curvas características de la bomba del fabricante o cuando las curvas que tenemos no aplican a nuestro caso particular?

- Si disponemos de la bomba y podemos construir las curvas experimentalmente convendrá hacerlo (como en el EJEMPLO 1).
- Si no podemos hacer las pruebas necesarias, existen ciertas herramientas que en **ciertas situaciones** nos permiten derivar conclusiones sobre cómo se comportará la bomba.

Más adelante veremos: ajuste de curvas por viscosidad diferente, velocidad de rotación diferente, diámetro de rotor diferente,...

Influencia de la viscosidad



Las μ altas originan una caída dramática en H y un aumento en la P_m (para un Q dado).

Ajuste de las curvas características por viscosidad

En general, las curvas características que informan los fabricantes son válidas para agua.

A partir de las curvas de la bomba para agua se puede “determinar” las curvas de la bomba para un fluido que tenga otra viscosidad.

Veremos aquí un nomograma del Hydraulic Institute que permite efectuar dicho ajuste.

Consultar también:

<https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/pump-performance>

Factores de corrección por viscosidad

(Hydraulic Institute)

1. Partimos de los datos conocidos (H y η vs. Q) de la bomba para agua.
2. Determinamos el caudal $Q_{1.0}$ correspondiente a $\eta_{\text{máx}}$ (eficiencia máxima) y a partir de éste los caudales:

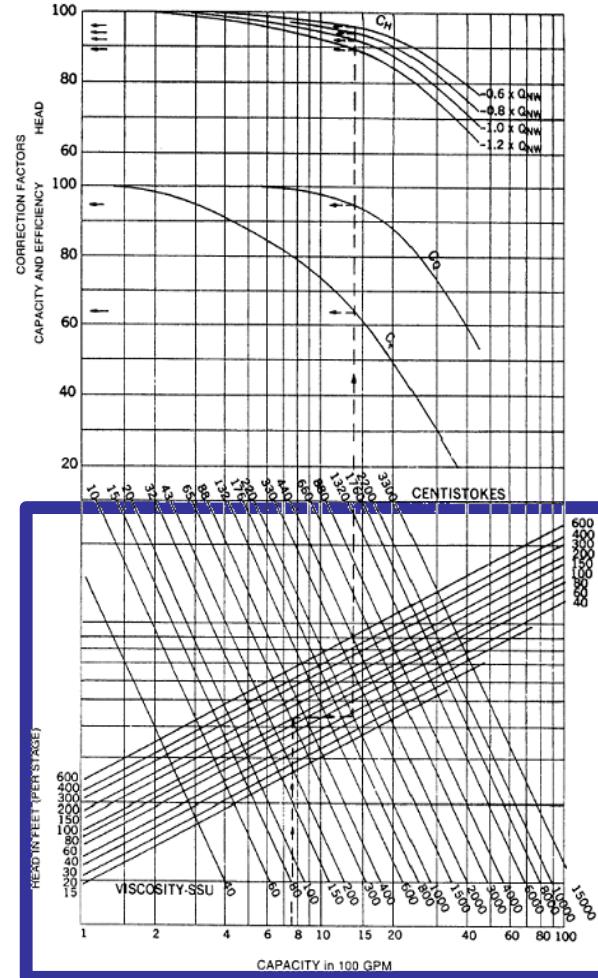
$$Q_{1.2} = 1.2 Q_{1.0}$$

$$Q_{0.8} = 0.8 Q_{1.0}$$

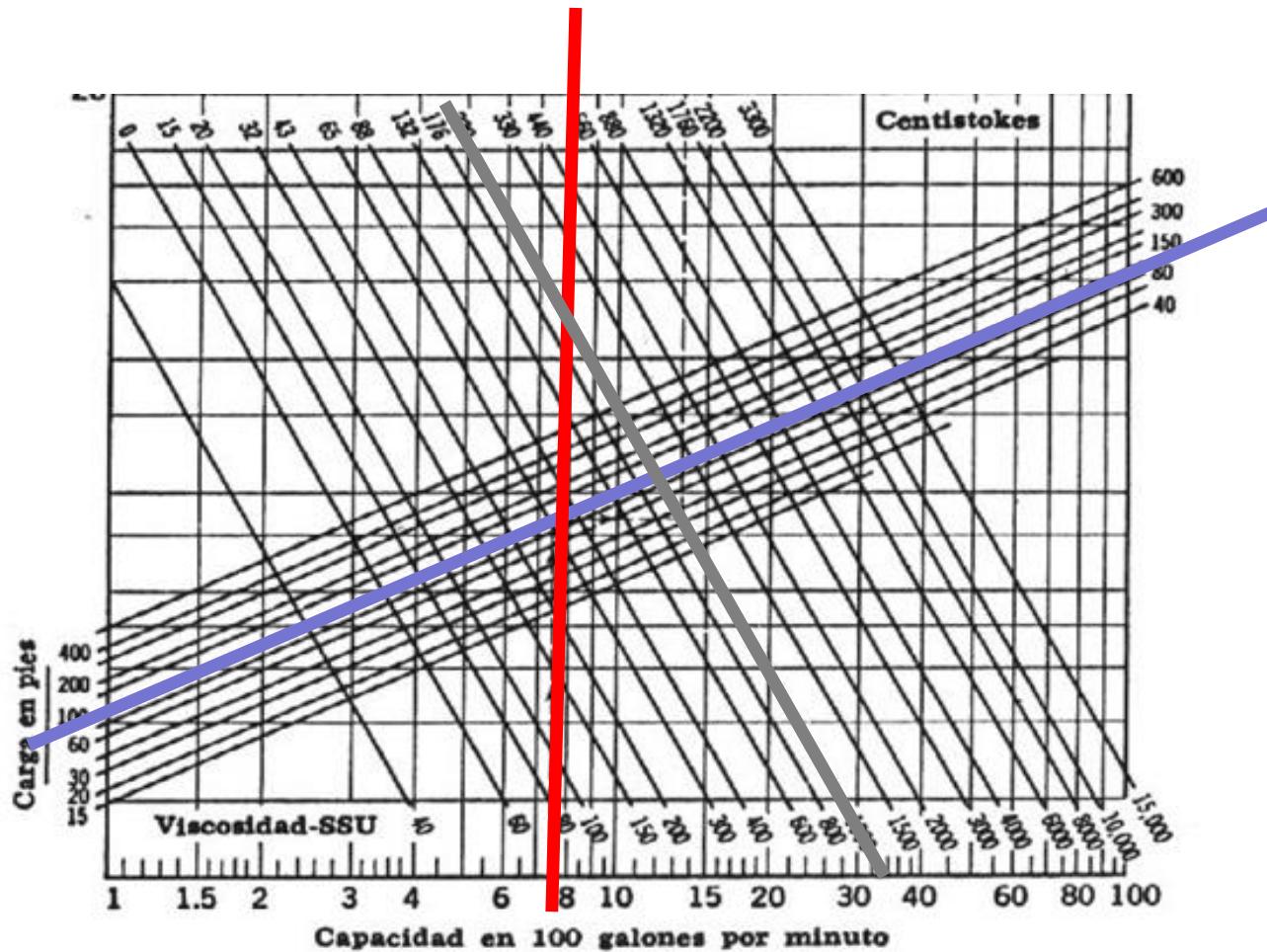
$$Q_{0.6} = 0.6 Q_{1.0}$$

3. Determinamos las alturas H_w correspondientes a esos caudales (según los datos disponibles en §1)
4. Para cada uno de esos pares H , Q usamos el nomograma según se explica a continuación.

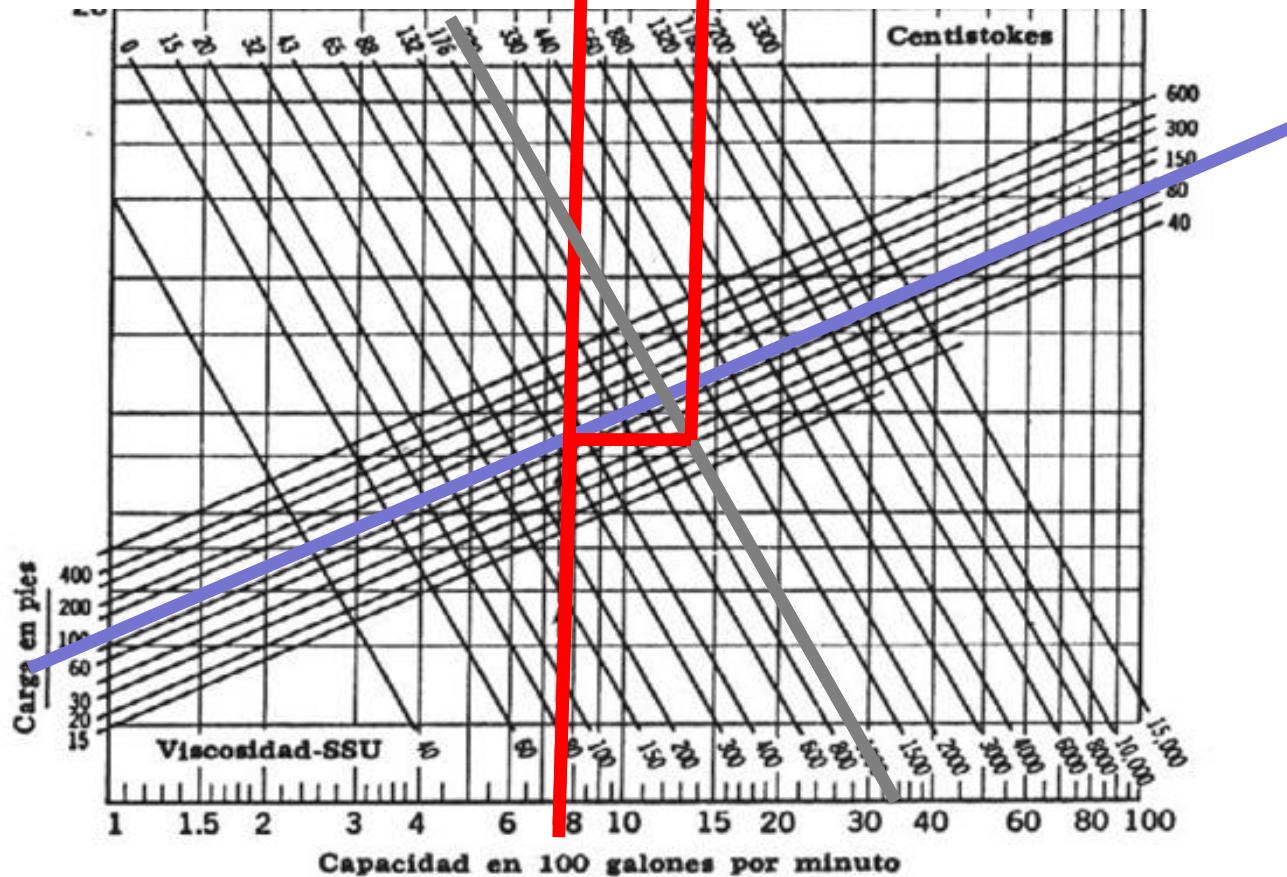
Ubicamos en el nomograma las rectas correspondientes a la altura H, al caudal Q y a la viscosidad μ del líquido en cuestión



Ubicamos en el nomograma las rectas correspondientes a la altura H, al caudal Q y a la viscosidad μ del líquido en cuestión



Subimos por la recta Q hasta la intersección con la recta H
De allí trazamos una recta horizontal hasta intersectar la recta μ
Y de allí seguimos una recta hacia arriba...



5. Se sigue verticalmente hasta interceptar las curvas de correcciones de η , Q y H :

C_E = factor de corrección de η ,

C_Q = factor de corrección de Q

C_H = factor de corrección de H

(hay 4 valores, correspondientes a los caudales $Q_{0.6}$, $Q_{0.8}$, $Q_{1.0}$ y $Q_{1.2}$)

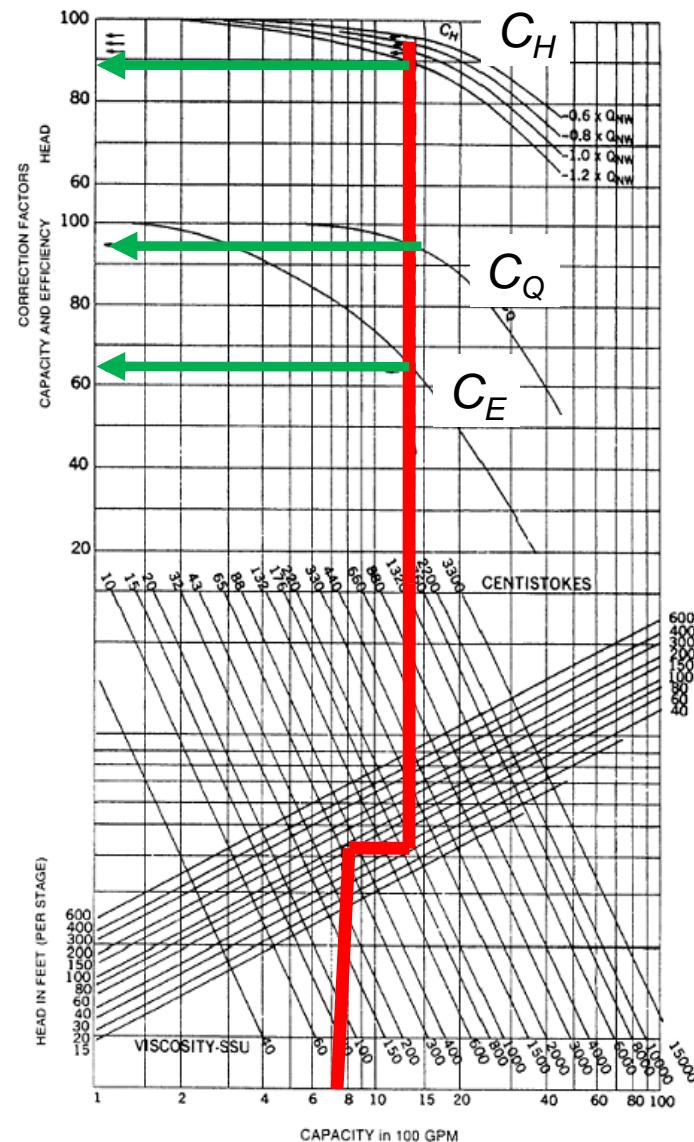
7. Se multiplican los valores de H_w , Q_w y η_w correspondientes al agua por los factores obtenidos:

$$H_v = C_H \ H_w$$

$$Q_v = C_Q \ Q_w$$

$$\eta_v = C_E \ \eta_w$$

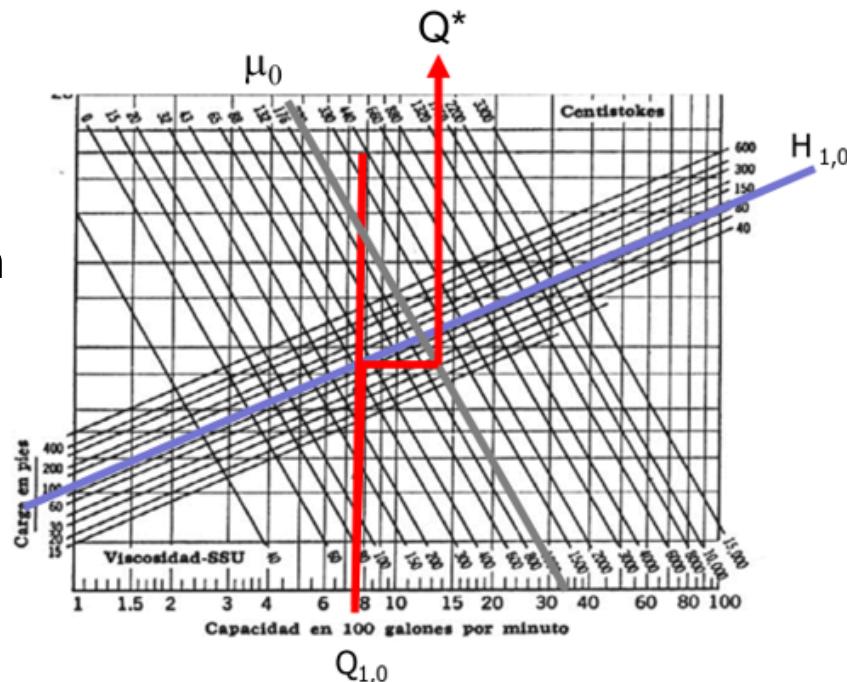
8. Se trazan los valores de H y η corregidos contra Q corregida.



Uso de ecuaciones para “reemplazar” uso del nomograma

Ver: https://www.researchgate.net/profile/Gabor-Takacs-4/publication/297703555_Equations_correct_centrifugal_pump_curves_for_viscosity/links/59ec4a8caca272cddddf104c/Equations-correct-centrifugal-pump-curves-for-viscosity.pdf

Partimos de $H_{1,0}$ y $Q_{1,0}$ (son los valores de altura en ft y caudal en 100 gpm, para agua, en el punto de máxima eficiencia de la bomba), y μ_0 (la viscosidad cinemática a la que se pretende obtener la curva, en cst)



Uso de ecuaciones para “reemplazar” uso del nomograma

Ver: https://www.researchgate.net/profile/Gabor-Takacs-4/publication/297703555_Equations_correct_centrifugal_pump_curves_for_viscosity/links/59ec4a8caca272cddddf104c/Equation-s-correct-centrifugal-pump-curves-for-viscosity.pdf

Partimos de $H_{1,0}$ y $Q_{1,0}$ (son los valores de altura en ft y caudal en 100 gpm, para agua, en el punto de máxima eficiencia de la bomba), y μ_0 (la viscosidad cinemática a la que se pretende obtener la curva, en cst)

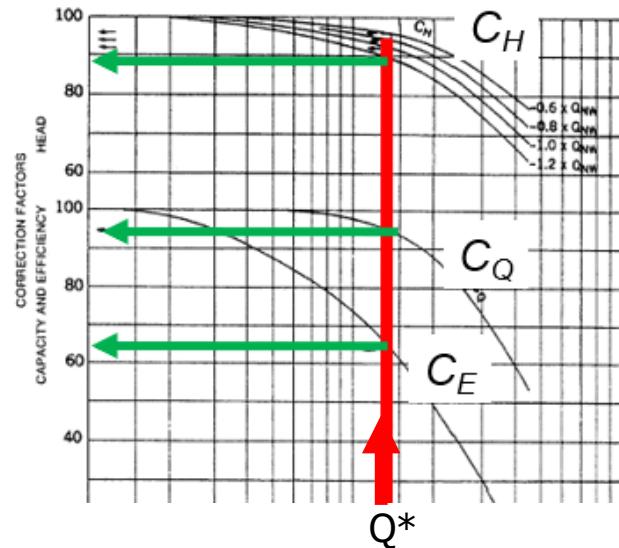
Calculamos el parámetro y, según:

$$y = - 7,5946 + 6,6504 - \ln H_{1,0} + 12.8429 \ln Q_{1,0}$$

Calculamos el parámetro Q^* , según:

$$Q^* = \exp [839,5276 + 26,5605 \ln (\mu_0) - y / 51,6565]$$

Con el valor de Q^* , se calculan C_Q , $C_{H\ 0,6}$, $C_{H\ 0,8}$, $C_{H\ 1,0}$, $C_{H\ 1,2}$ y C_E con las ecuaciones que siguen:



$$C_Q = 1,0 - 4,0327 \times 10^{-3} Q^* - 1,7240 \times 10^{-4} Q^{* 2}$$

$$C_{H\ 0,6} = 1,0 - 3,6800 \times 10^{-3} Q^* - 4,3600 \times 10^{-5} Q^{* 2}$$

$$C_{H\ 0,8} = 1,0 - 4,4723 \times 10^{-3} Q^* - 4,1800 \times 10^{-5} Q^{* 2}$$

$$C_{H\ 1,0} = 1,0 - 7,00763 \times 10^{-3} Q^* - 1,4100 \times 10^{-5} Q^{* 2}$$

$$C_{H\ 1,2} = 1,0 - 9,0100 \times 10^{-3} Q^* + 1,3100 \times 10^{-5} Q^{* 2}$$

$$C_E = 1,0 - 3,3075 \times 10^{-2} Q^* + 2,8875 \times 10^{-4} Q^{* 2}$$