

Nuevo equipo de bombeo para ósmosis inversa*

Por Carlos SANCHEZ TARIFA

de SENER

Se describe un nuevo tipo de bomba especialmente apropiada para el proceso de ósmosis inversa y que ha sido desarrollada en la División de Investigación de SENER. Se presenta la teoría hidrodinámica y algunos de los cálculos mecánicos típicos de este tipo de bomba (denominada SENER-STV), exponiéndose igualmente las performances obtenidas con diversos modelos experimentales, y se incluye también un somero análisis de la economía de la recuperación de energía en plantas de ósmosis inversa utilizando un grupo turbobomba inspirado en la misma idea que las bombas STV.

INTRODUCCION

Durante los últimos años se han efectuado varios intentos para desarrollar bombas centrífugas capaces de operar satisfactoriamente en la zona de bajas velocidades específicas, especialmente para altas presiones, caudales pequeños o medianos y valores moderados de la velocidad de rotación.

Si bien se han desarrollado varios modelos (Refs. 1, 2 y 3) y algunas de estas bombas centrífugas no convencionales se hallan actualmente en operación, no se ha encontrado hasta ahora ninguna solución satisfactoria del problema, especialmente desde el punto de vista del rendimiento de la bomba.

Las presiones de operación del proceso son altas, del orden de 100 Kg/cm² para la desalación del agua de mar, siendo indeseables los pulsos de presión característicos de las bombas de pistón. Las aguas salobres y de mar son fluidos corrosivos sin propiedades lubricantes, exigiendo la economía de las plantas la utilización de bombas con costes bajos de inversión y mantenimiento, y de larga vida. Además, el rendimiento debe ser alto con objeto de disminuir los costes operativos del proceso.

Ningún equipo de bombeo actualmente disponible en el mercado cubre todos estos requerimientos, según se expone en un reciente informe del organismo estadounidense, «Office of Saline Water» (Ref. 4).

Un nuevo tipo de bomba centrífuga, especialmente diseñado para su aplicación en ósmosis inversa, ha sido desarrollado por la División de Investigación de SENER, a través de un programa de investigación parcialmente subvencionado por la Junta de Energía Nuclear.

DESCRIPCION DE LAS BOMBAS

El principio básico de funcionamiento de las bombas STV estriba en la utilización de la presión dinámica de una delgada película de líquido que gira a alta velocidad adosada por fuerza centrífuga contra la superficie interior de un cárter giratorio (figura 1).

La presión dinámica del líquido es transformada en presión estática por medio de un tubo de toma dinámica que se introduce en la película de agua en una dirección opuesta a la del movimiento. Este tubo actúa como un difusor, aumentando gradualmente el área de su sección recta.

El líquido que forma la película de agua es suministrado al cárter giratorio por medio de un sistema de tubos giratorios accionados por un

* Trabajo presentado al «Third International Symposium on Fresh Water from the Sea», celebrado en Dubrovnik (Yugoslavia), en septiembre de 1970.

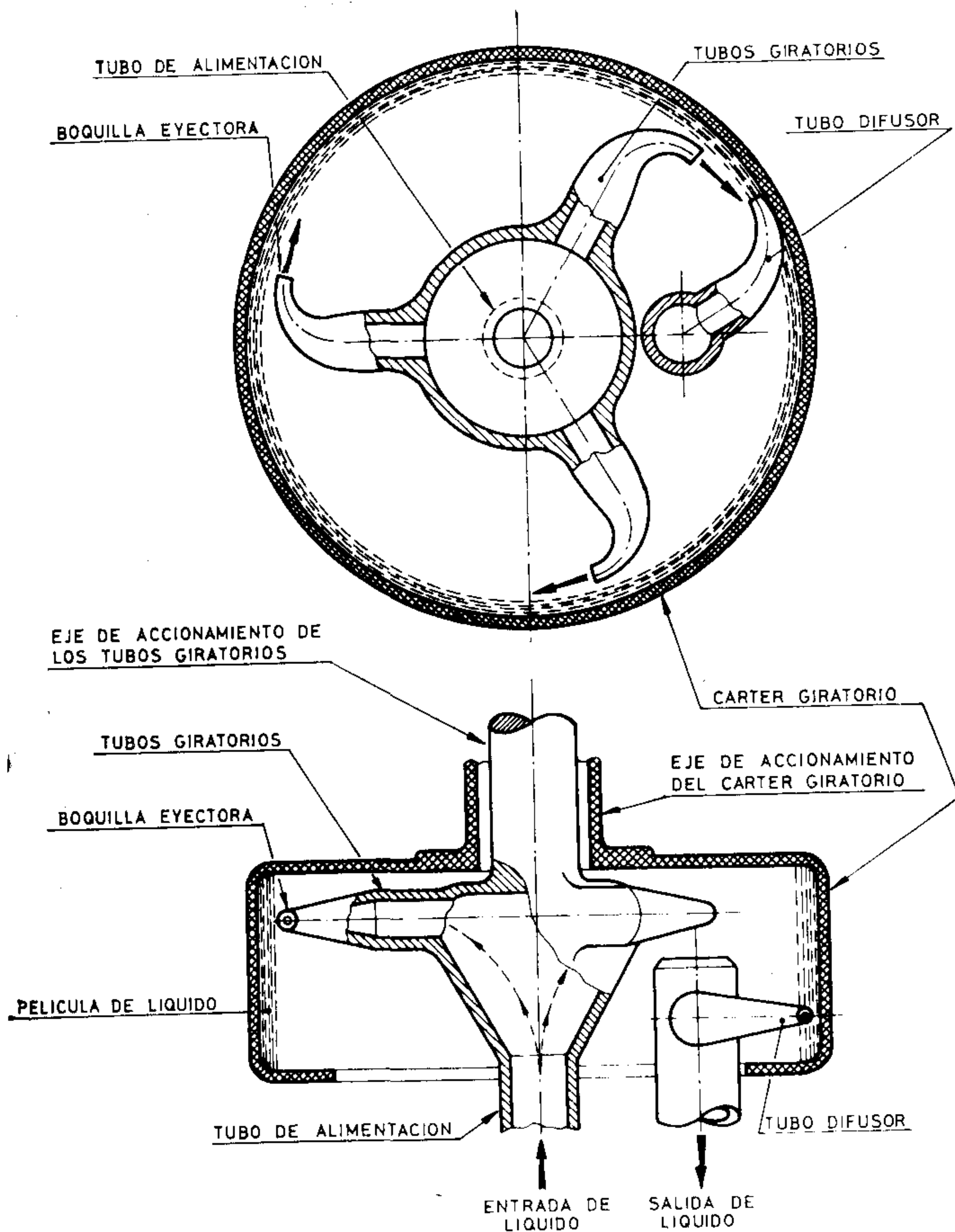


Fig. 1.—Esquema de una bomba Sener STV

eje coaxial con el eje de accionamiento del cárter giratorio. La presión aumenta en el interior de los tubos por la acción de la fuerza centrífuga, expansionándose el líquido hasta la presión atmosférica mediante unas boquillas eyectoras de sección decreciente dispuestas en el extremo de los tubos. El líquido es eyectado en la misma dirección que la correspondiente a la velocidad tangencial del cárter giratorio.

Si el líquido penetra en los tubos giratorios con una presión aproximadamente igual a la atmosférica, se demuestra fácilmente que la velocidad relativa de eyección del líquido con respecto a las boquillas es aproximadamente igual a la velocidad tangencial de éstas. Por lo tanto, si la velocidad de rotación del cárter giratorio es doble que la de los tubos, el líquido es suministrado al cárter con una velocidad relativa a éste igual a cero, minimizándose las pérdidas friccionales y de choque. En este caso los tubos y el cárter giratorios requieren ejes diferentes de accionamiento y la bomba puede tener una configuración como la mostrada en la figura 2. Este tipo de bomba, con dos ejes de accionamiento, es denominada STV-S.

Por simplicidad y con objeto de reducir el coste de las bombas, los tubos y el cárter giratorio pueden tener el mismo eje de accionamiento, dando origen a las bombas tipo STV-V. En este caso la bomba es extremadamente simple, pudiendo ser acoplada directamente al eje del motor, no necesitándose ningún rodamiento adicional. En contrapartida el rendimiento de este tipo

de bomba es inferior al correspondiente a la bomba STV-S. En la figura 3 se representa un esquema del tipo STV-V accionada mediante correa.

Es importante que la película de líquido contenida en el cárter sea delgada, con un espesor aproximadamente igual al diámetro del tubo difusor en su sección de entrada, puesto que de esa manera la resistencia hidrodinámica de dicho tubo difusor es pequeña.

Ello es conseguido ajustando la cantidad de líquido eyectado por las boquillas de los tubos giratorios con respecto al máximo caudal que puede recoger el tubo difusor.

Finalmente, es interesante poner de manifiesto que las bombas STV no requieren el empleo de sellado de alta presión y que también, en muchas aplicaciones, no necesitan sellos de baja presión en la entrada. Este factor, añadido a su simplicidad y a la ausencia de componentes de la bomba trabajando con fricción, caracteriza a las bombas STV como excepcionalmente fiables y con reducidos costes de mantenimiento.

TEORIA HIDRODINAMICA DE LAS BOMBAS

Tubos giratorios

Suponiendo movimiento estacionario, ideal, unidimensional y que se cumple:

$$p_i = p_t = p_a$$

la velocidad relativa de eyección, W_t , del líquido con respecto a las boquillas de los tubos giratorios (figura 4a) viene dada por:

$$W_t = \frac{\omega_t r_t}{\sqrt{1 - \left(\frac{\sigma_t}{\sigma_i}\right)^2}} \approx \omega_t r_t \quad [1]$$

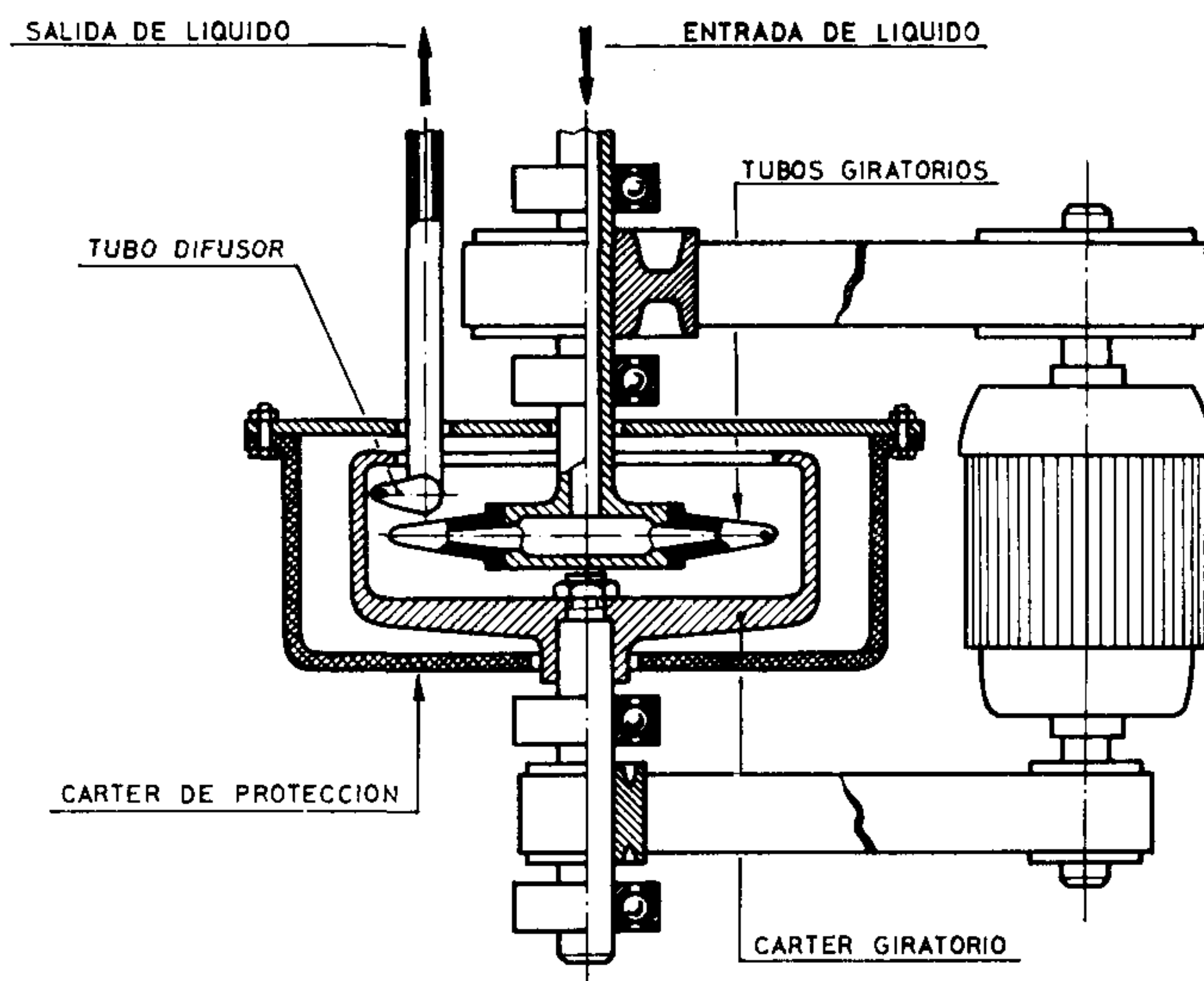


Fig. 2.—Esquema de una bomba STV-S, accionada por correas.

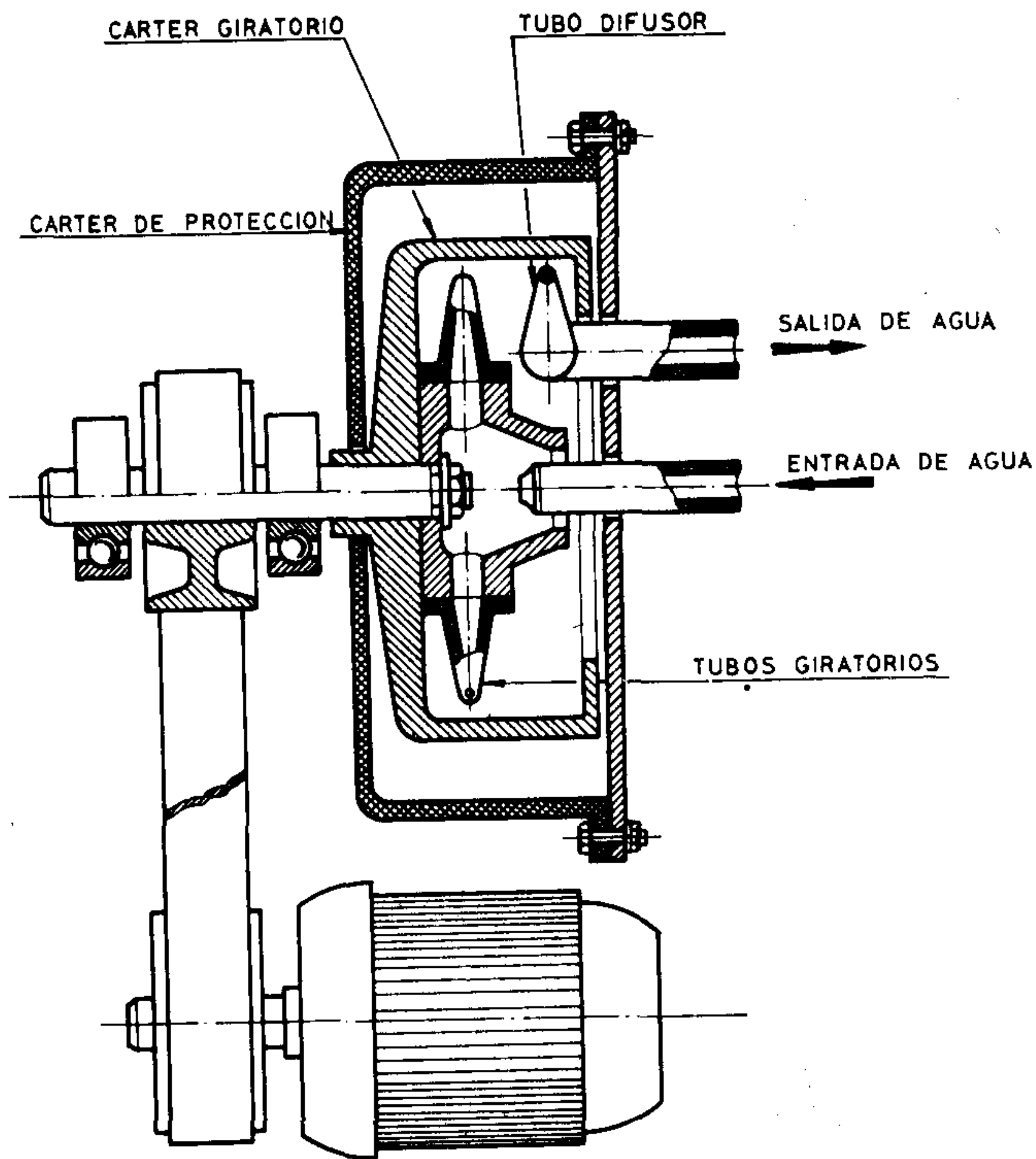


FIG. 3 ESQUEMA DE UNA BOMBA SENER STV-V ACCIONADA POR CORREAS

Fig. 3.—Esquema de una bomba Sene STV-V, accionada por correas.

puesto que por diseño $\sigma_t \ll \sigma_i$.

Introduciendo un coeficiente de pérdidas por fricción, definido por $\varphi_t = W_t / \omega_t r_t$, la velocidad absoluta de eyección es:

$$v_t = \omega_t r_t (1 + \varphi_t) \quad [2]$$

Despreciándose las pérdidas aerodinámicas, la potencia consumida por los brazos giratorios es:

$$P_t = \dot{m} (1 + \varphi_t) \varphi_t^2 r_t^2 \quad [3]$$

donde \dot{m} es el caudal máximo del líquido.

Carácter giratorio y tubo difusor

El movimiento del líquido en el cárter giratorio está definido por las ecuaciones del movimiento de una capa delgada de líquido con superficie libre a altos valores del Número de Froude.*

En el caso de movimiento ideal se demuestra (Ref. 5) que el estudio de este caso es análogo al del movimiento bidimensional y supersónico de un fluido compresible. Sin embargo, y dado que las pérdidas por fricción deben ser consideradas, no se aplicará este planteamiento y se utilizará un método más sencillo introduciendo coeficientes experimentales.

Sea \bar{V}_c la velocidad media absoluta del líquido

* Si «ha» es el espesor de la película, el Número de Froude es igual a r_c/h .

en la película y K_c un coeficiente experimental definido por:

$$K_c = \bar{V}_c / \omega_c r_c \quad [4]$$

Sea D la resistencia hidrodinámica del tubo difusor y C_D el coeficiente de resistencia definido por:

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \zeta_1 \delta_{st} \bar{V}_c^2} \quad [5]$$

en donde ζ_1 es la densidad del líquido.

Mediante los coeficientes definidos (4) y (5) es posible expresar la potencia consumida por el carácter giratorio mediante la expresión:

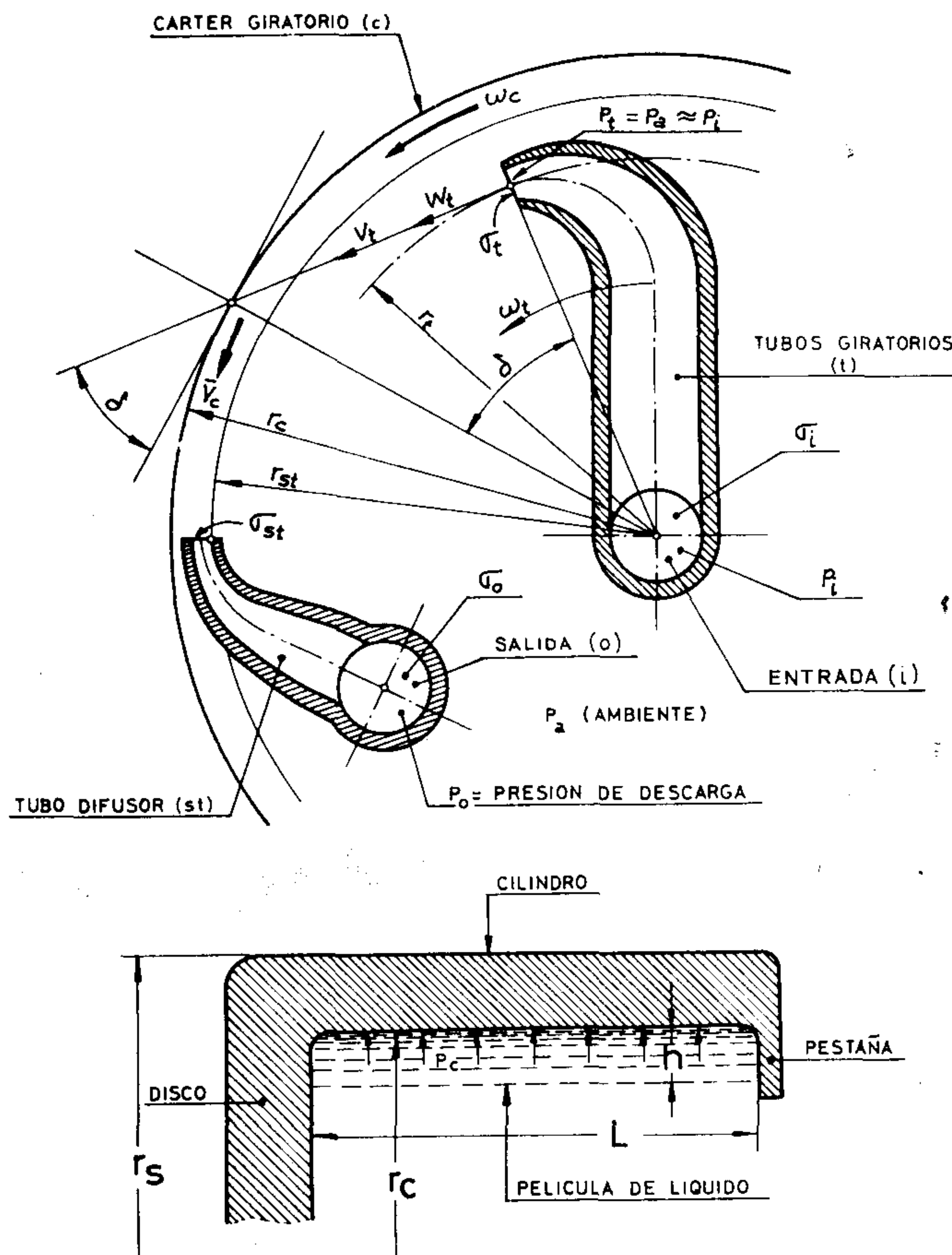
$$P_c = \frac{1}{2} \zeta_1 \sigma_{st} C_D K_c^2 r_c^2 \omega_c^3 r_{st} \dot{m} - \dot{m}' [\cos r_t \omega_t (1 + \varphi_t) - K_c \omega_c r_c] \quad [6]$$

Mediante la introducción de un coeficiente de pérdidas, φ_{st} , en el tubo difusor, el aumento de presión estática, $p_o - p_a$, está dado por:

$$p_o - p_a = \frac{1}{2} \zeta_1 v_c^2 \varphi_{st} \left(1 - \frac{\xi_{st}^2}{\varphi_{st}} \frac{\sigma_{st}^2}{\sigma_o^2} \right) \approx \frac{1}{2} \zeta_1 \varphi_{st} \omega_c^2 r_c^2 K_c^2 \quad [7]$$

puesto que $\sigma_{st} \ll \sigma_o$.

En la expresión (7) ξ_{st} es el cociente de gasto



Figs. 4a y 4b, notación

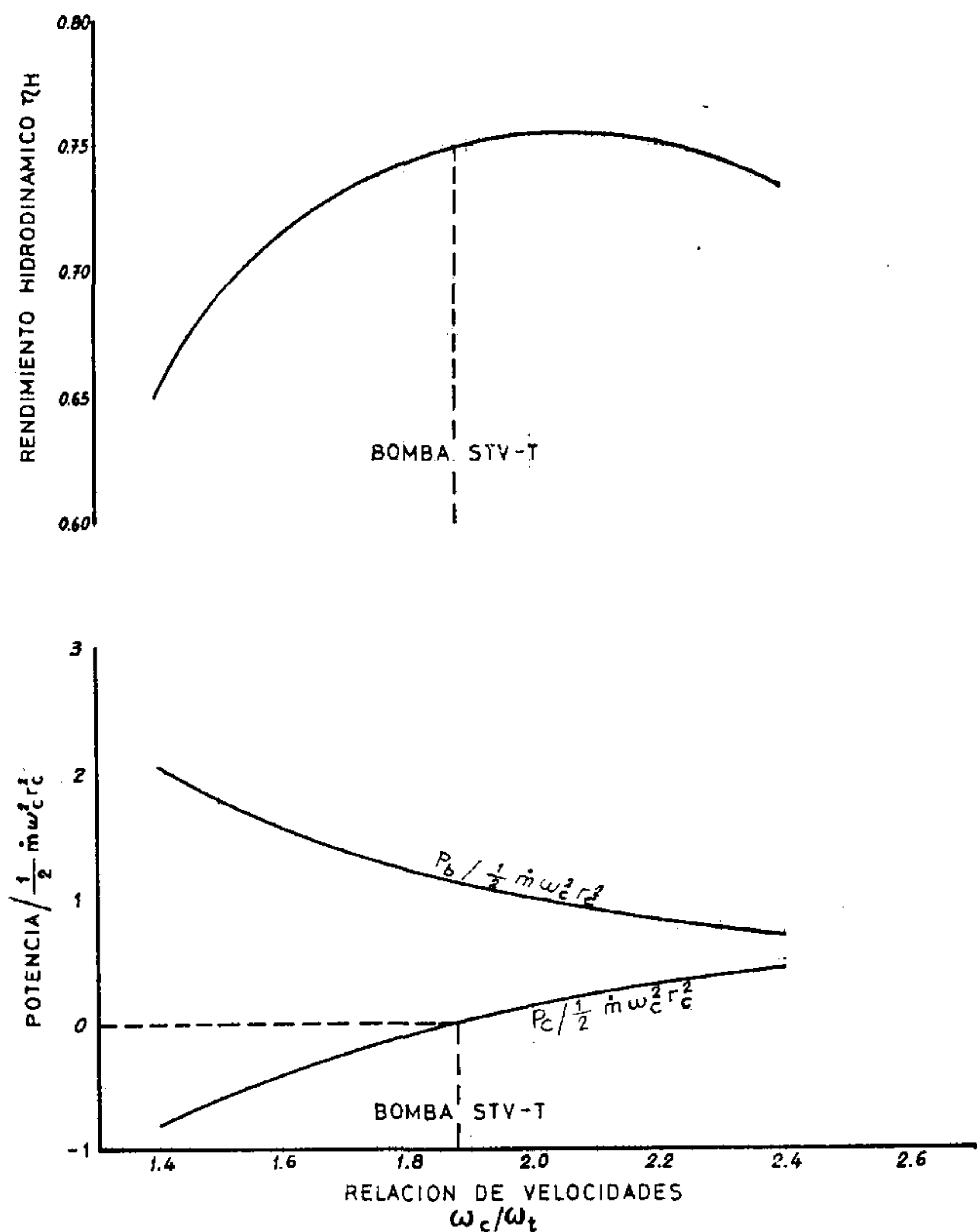


Fig. 5.—Rendimiento y potencia absorbida en función de la relación de velocidades entre cárter y tubos giratorios.

de la sección de entrada del tubo difusor, definido por:

$$\xi_{st} = \sigma_o V_o / \sigma_{st} \bar{V}_c$$

Finalmente el rendimiento hidrodinámico de la bomba está dado por:

$$\eta = \frac{\varphi_{st} K_c^2}{\frac{C_D K_c}{\xi_{st}} - 2 \left[(1 + \varphi_t) \frac{r_t^2 \omega_t}{r_c^2 \omega_c} - K_c + (1 + \varphi_t) \frac{\omega_t^2}{\omega_c^2} \frac{r_t^2}{r_c^2} \right]} \quad [8]$$

El rendimiento hidrodinámico es función de la relación de velocidad ω_c/ω_t , mostrándose en la figura 5 una relación típica $\eta_H = f(\omega_c/\omega_t)$ e incluyéndose asimismo las potencias P_c y P_t consumidas por el cárter y tubos giratorios.

Se advierte que el rendimiento es máximo para un valor del parámetro ω_c/ω_t del orden de 2.

Otro caso de interés es el que corresponde al valor de la relación ω_c/ω_t para el cual $P_c = 0$, correspondiente a la bomba denominada STV-T, en la cual el cárter giratorio es accionado por los chorros de líquido eyectados por las boquillas de los tubos giratorios. Este tipo de bomba es más sencillo que el tipo «S», pero su rendimiento es inferior y lleva consigo un considerable rebose de agua durante el período de arranque.

ESFUERZOS Y VIBRACIONES

Esfuerzos.

La presión máxima que se puede alcanzar con una bomba STV no está limitada por consideraciones hidrodinámicas como ocurre, por ejemplo, en las bombas centrífugas convencionales, en las que para un caudal fijo las pérdidas friccionales aumentan al crecer la presión de descarga de diseño, hasta un punto para el que el rendimiento hidrodinámico es prácticamente cero.

Por el contrario, en las bombas STV la presión de descarga está limitada por los esfuerzos del cárter giratorio.

Suponiendo que los esfuerzos en la parte anular del cárter son los correspondientes a un cilindro de longitud infinita y del mismo espesor, se tiene para el máximo esfuerzo tangencial la expresión:

$$(\sigma\theta) \text{ máx} = p_c \frac{\alpha^2 + 1}{\alpha^2 - 1} + \frac{3 + \mu}{8} \zeta_m r_c^2 \omega_c^2 \frac{2(1 - \mu)}{3 + \mu} + 2\alpha^2 \quad [9]$$

expresión en la cual sigue la notación siguiente:

$\alpha = r_s/r_c$.

ζ_m = densidad del material empleado en la fabricación del cárter.

μ = coeficiente de Poisson.

p_c = presión ejercida por la película de líquido sobre la superficie interior del cárter.

$$p_c = \frac{\zeta_l r_c^2 \omega^2}{2} \left[1 - \left(1 - \frac{h}{r_c}\right)^2 \right] \quad [10]$$

en donde «h» es el espesor de la película de líquido.

En la mayoría de los casos prácticos la expresión (9) proporciona resultados similares a los obtenidos con la teoría de anillos delgados con esfuerzo tangencial constante.

Se ha realizado asimismo un estudio de esfuerzos para el caso real de un cilindro de longitud finita soportado por un disco, efectuándose la hipótesis de pared delgada en los componentes del cárter y despreciándose la influencia de la fuerza centrífuga en la flexión del disco.

Una solución analítica del problema se encuentra, por ejemplo, en la Ref. 6, habiéndose puesto de manifiesto que el esfuerzo máximo, que se presenta en el radio interior del disco, es prácticamente igual al calculado con la expresión (9).

En la figura 6 está representada la presión máxima de descarga de las bombas ETV en función de los esfuerzos de diseño para algunos materiales típicos que pueden ser utilizados en la fabricación de las bombas STV. Los esfuerzos de diseño han sido tomados considerando un coeficiente de seguridad de 4 con respecto al esfuerzo de rotura a tracción.

TODAS LAS CURVAS BASADAS EN UN COEFICIENTE DE SEGURIDAD DE 4.-

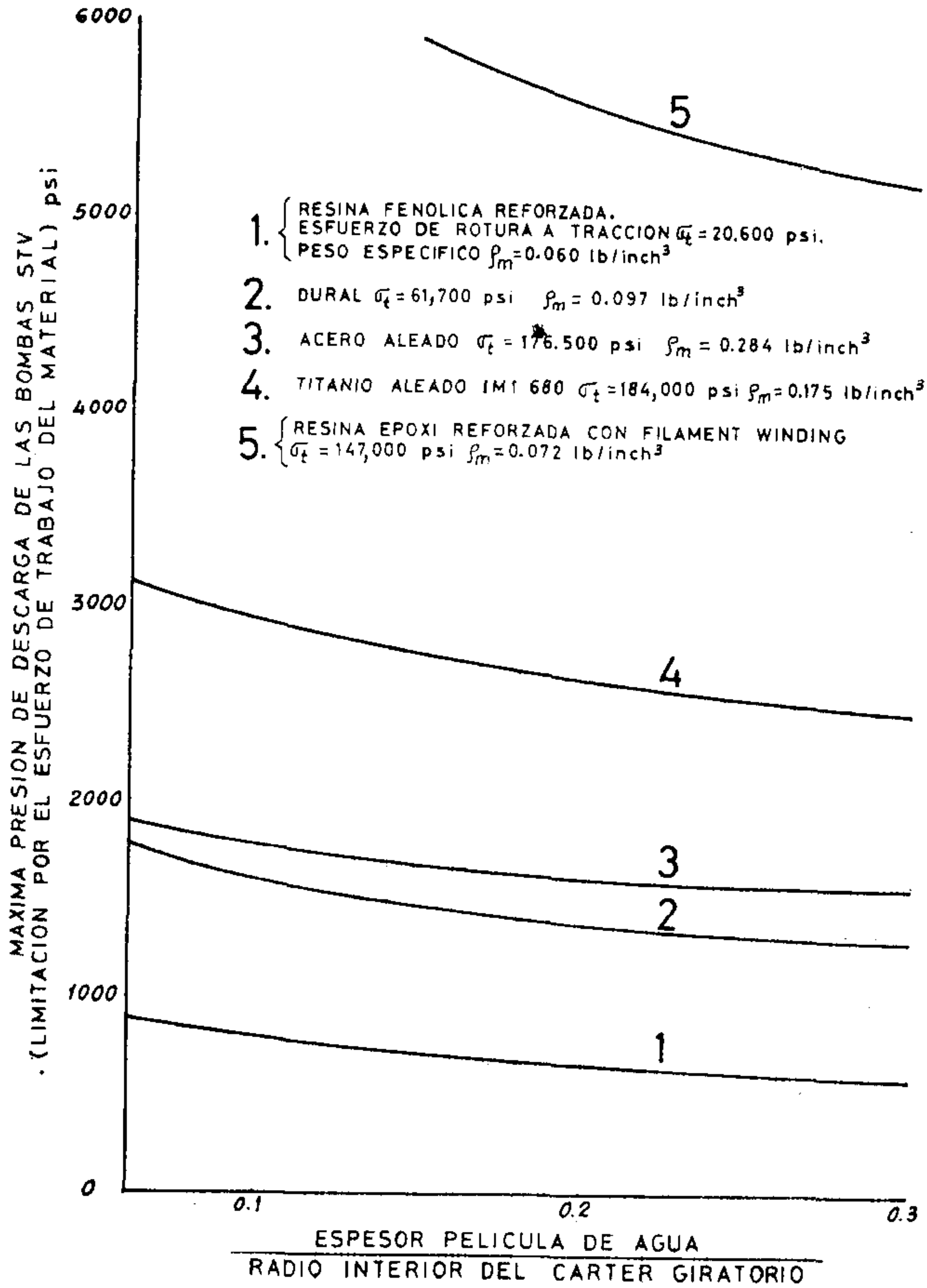


Fig. 6.—Máxima presión de descarga para distintos materiales del cárter giratorio.

Se pone de manifiesto que con las bombas STV se pueden alcanzar presiones muy altas, especialmente con aleaciones de titanio y plásticos reforzados.

Vibraciones.

Las vibraciones laterales del eje de las bombas STV deben ser tenidas en consideración, especialmente en las configuraciones de las figuras 2 y 3, en las que el cárter giratorio está en voladizo con respecto a los apoyos del eje.

Un aspecto particular de las bombas radica en la presencia de la película de agua, que debe considerarse para el cálculo de la velocidad crítica.

Se demuestra que la velocidad crítica principal depende de la masa M_c de la bomba, de la densidad ζ_1 , del radio r_c y anchura L , de la película de agua, y de la rigidez K del eje, que debe ser calculada teniendo en consideración las deflexiones de los apoyos, no existiendo dificultad para diseñar las bombas con una velocidad crítica apreciablemente superior a la velocidad de funcionamiento.

PERFORMANCES

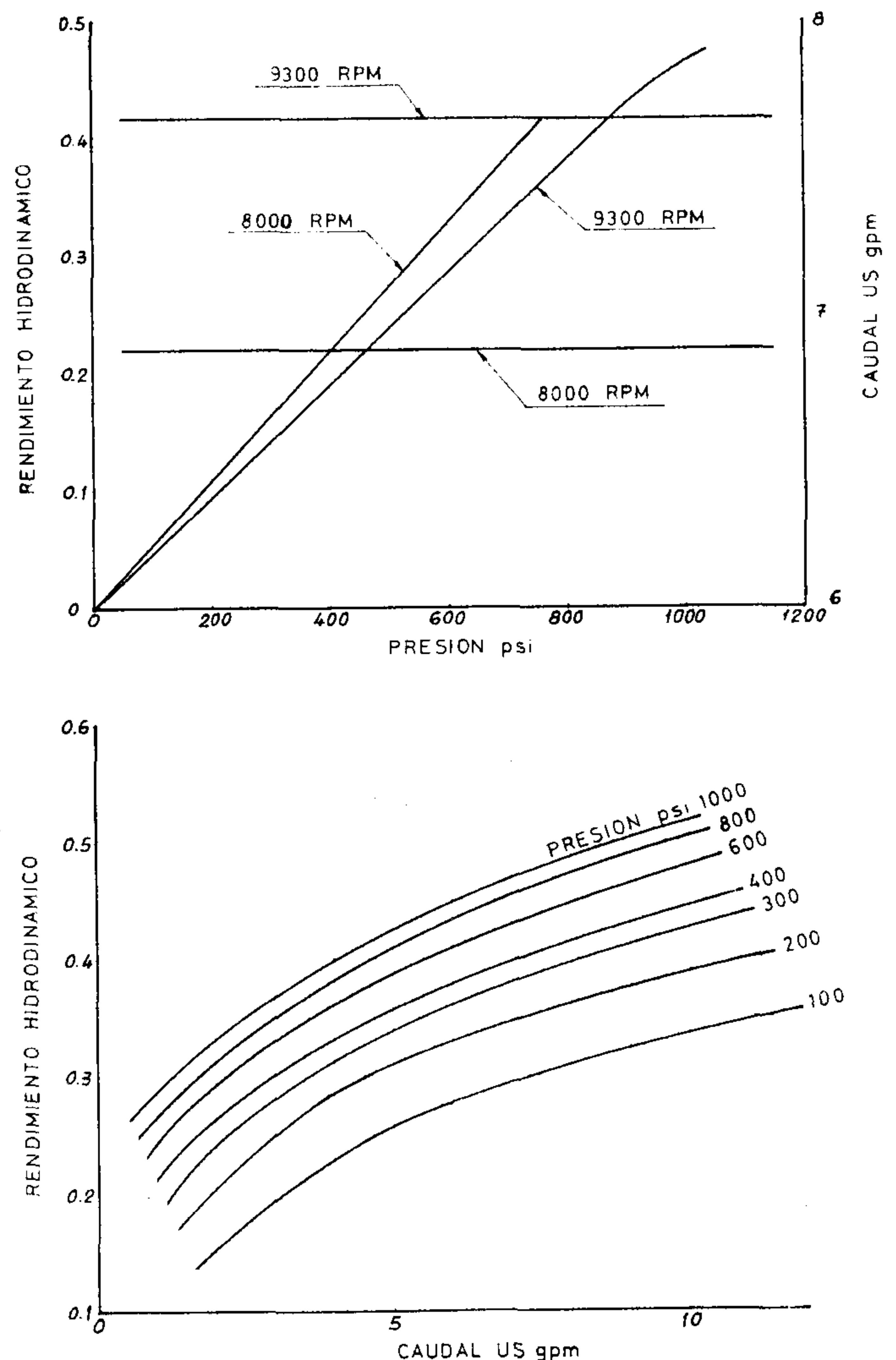
Se ha llevado a cabo un programa de experimentación con los dos tipos de bomba, «V» y «S», utilizando prototipos con presiones de descarga de

hasta 1.500 psi y con una potencia instalada de hasta 100 HP.

En la figura 7a se muestran las curvas características de una bomba tipo «V», para dos velocidades de rotación. El caudal se mantiene prácticamente constante al variar la presión de descarga, aumentando el rendimiento conforme se estrangula la salida de la bomba hasta que se alcanza un valor máximo. Por encima de este punto, y si se prosigue la estrangulación de la salida se produce un rebose de líquido por la pestaña del cárter, pudiéndose, aún en estas condiciones, operar satisfactoriamente la bomba.

La figura 7b muestra, en función del caudal y presión del diseño, las curvas de actuaciones de las bombas V, señalándose que para un caudal dado, el rendimiento aumenta con la presión, debido al hecho de que al aumentar el número de Reynolds de los tubos giratorios y el tubo difusor disminuyen las pérdidas friccionales, no existiendo, como ocurre en las bombas centrífugas convencionales, fricción entre el rotor y una carcasa estacionaria, lo que produce en estas últimas máquinas una disminución de rendimiento al aumentar la presión de diseño.

La figura 8 presenta las curvas de actuaciones de una bomba STV-S para dos presiones de diseño, observándose que el rendimiento de este tipo



Figs. 7a y 7b.—Performances de las bombas STV-V.

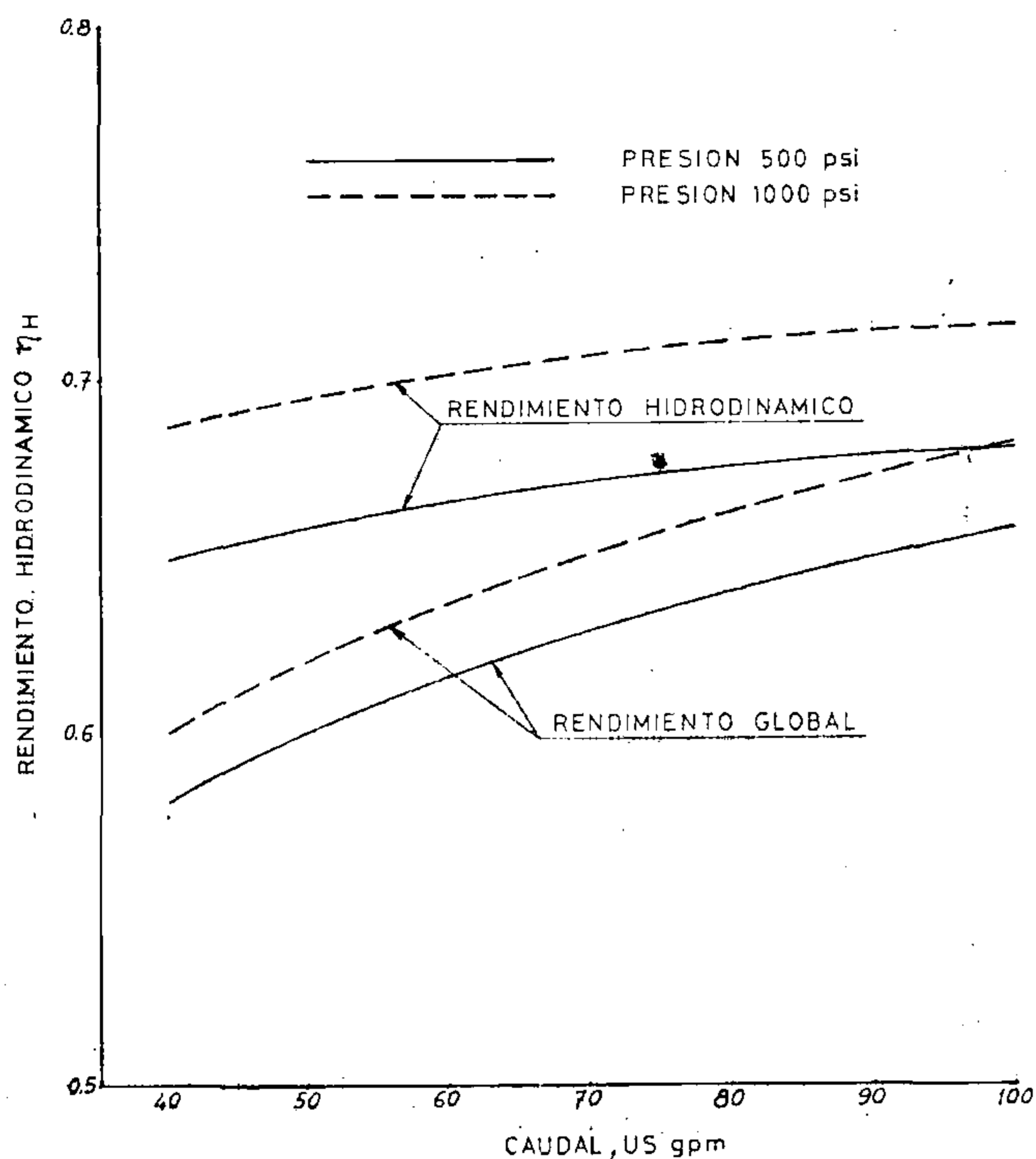


Fig. 8.—Performances de las bombas STV-S.

es apreciablemente superior al de las bombas STV-V.

Finalmente debe mencionarse el hecho de que las pérdidas mecánicas en las bombas STV son

normalmente pequeñas e imputables a los rodamientos y a la transmisión, bien sea esta última por correas y poleas o por engranajes. La resistencia aerodinámica del rotor es muy pequeña y puede ser despreciada en las aplicaciones clásicas.

RECUPERACION DE ENERGIA

Las bombas STV pueden ser utilizadas como turbinas invirtiendo el flujo en las mismas y efectuando ligeras modificaciones, especialmente en los tubos giratorios.

Actualmente se está llevando a cabo un programa de desarrollo de estas turbinas y de un grupo turbo-bomba combinado.

Este programa ha sido finalizado en diciembre 1971.

Durante los últimos años se han llevado a cabo diversos estudios sobre la economía de la recuperación de energía en plantas de ósmosis inversa y muy recientemente en un estudio efectuado por la compañía Dynatech para la «Office of Saline Water», se concluyó que la recuperación de energía era económica únicamente para plantas de gran capacidad y en el caso, principalmente, de agua de mar.

Sin embargo, en dicho estudio, bomba y turbina eran considerados dos equipos separados y con un coste muy elevado. Por el contrario, los grupos turbobomba STV tienen un coste apreciable-

mente inferior, el cual no supera el doble del coste de la bomba.

Con los datos de actuaciones y costes de las bombas y turbinas STV se ha llevado a cabo un estudio paramétrico en computador sobre la economía de la recuperación de energía en plantas de ósmosis inversa utilizando grupos turbobomba STV. Como ejemplo de los resultados obtenidos, se presenta en la figura 9 el límite de capacidad de las plantas a partir del cual es económica la recuperación en función de la relación de filtración, presión de operación y caída de presión en la planta.

Se pone de manifiesto en la figura 9 que mediante el uso de grupos STV la recuperación de energía puede ser económica aun en el caso de plantas de pequeña capacidad.

RECONOCIMIENTOS

Se agradece a la Junta de Energía Nuclear el apoyo financiero concedido al programa de investigación de las bombas STV.

Igualmente se agradece la colaboración de los ingenieros de SENER, J. Valdés (coinventor de las bombas), T. Velasco y P. Camarero.

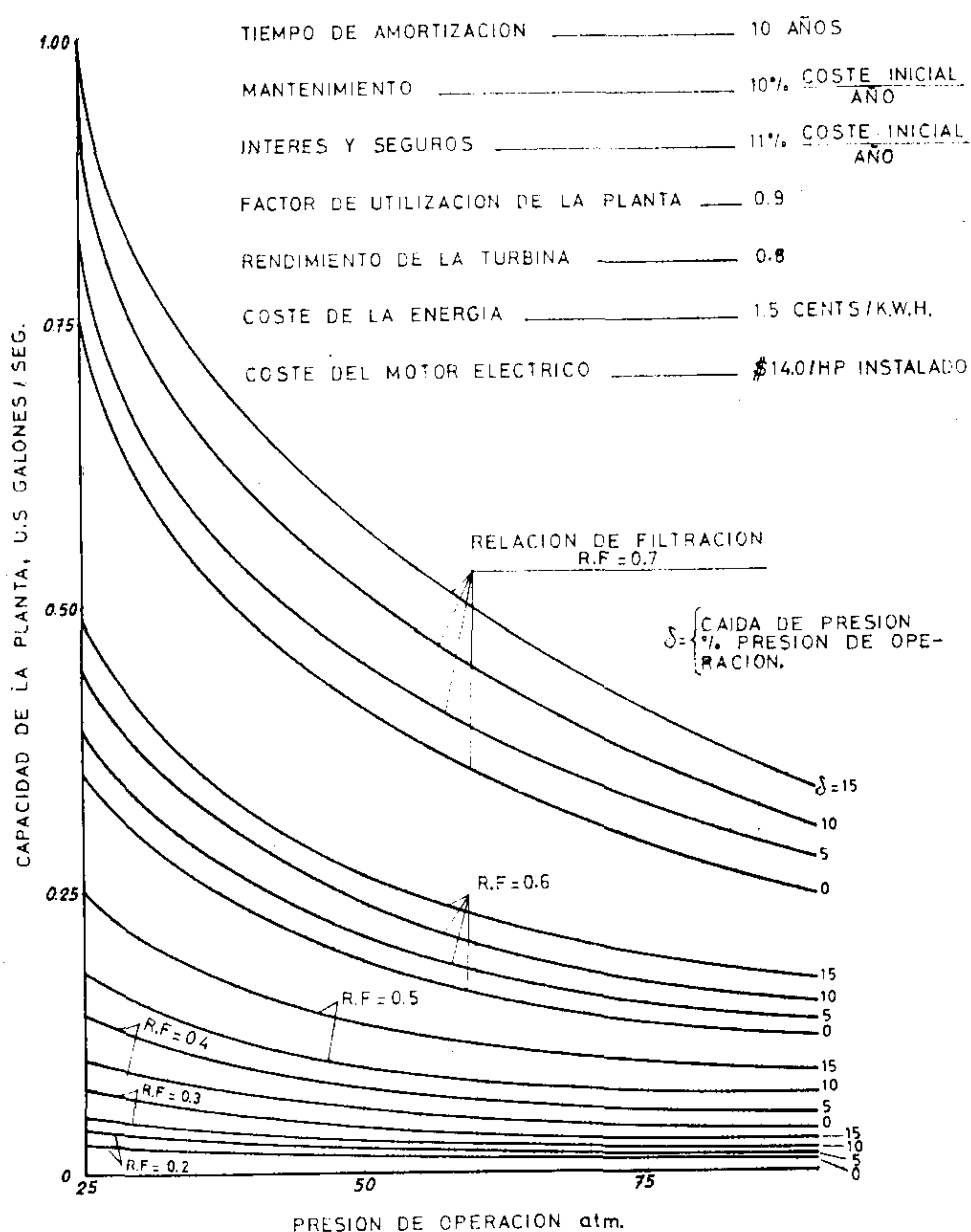


Fig. 9.—Economía de la recuperación de energía.

LISTA DE SIMBOLOS

- D — resistencia hidrodinámica.
- \dot{m} — caudal másico.
- r — radio.
- p — presión.
- P — potencia.
- V — velocidad absoluta.
- W — velocidad relativa.
- ω — velocidad angular.
- μ — coeficiente de Poisson.
- η — rendimiento.
- ζ — densidad.
- σ — área.
- $\sigma\theta$ — esfuerzo tangencial.
- α, φ, ξ — coeficientes.

Todos los demás símbolos utilizados aparecen en las figuras 4a y 4b.

REFERENCIAS

- 1) BARSKE, U. M.—«Development of Some Unconventional Centrifugal Pumps». Proceedings of the Ins. of Mech. Eng.—1960, Vol. 174, núm. 15.
- 2) ROOSEN, R. — «Einstufige Hochdruck-Schleuderpumpen». V. Verdsch. Ing.—1959.
- 3) BARSKE, U. M.—«High Pressure Pumps».—Engineering, London.—1953, Vol. 195.
- 4) HICKMAN, K. E. et al.—«Pumping and Energy Recovery Systems for Reverse Osmosis Desalination Plants». O.S.W. R & D Progress Report núm. 457.—1969.
- 5) JACOB, Cais.—«Introduction Mathématiques á la Mécanique des Fluides».—Gauthier-Villars, París, 1959.
- 6) TIMOSHENKO, S. P. and WOINOWSKY-KRIEGER, S.—«Theory of Plates and Shells».—McGraw-Hill Book Co. 1959.