

Universidad Nacional Autónoma de México
División de Estudios de Posgrado de la
Facultad de Ingeniería

INTENSIFICACION DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION FORZADA
EN TUBOS MEDIANTE INSERTOS BANDERA

TESIS

que para obtener el grado de Maestro en Ingeniería Mecánica
presenta

NORBERTO CHARGOY DEL VALLE

México, D.F., junio de 1982



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

FACULTAD DE INGENIERIA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO
SECCION DE MECANICA

TESIS QUE PRESENTA

NORBERTO CHARGOY DEL VALLE


PARA OBTENER EL GRADO DE

MAESTRO EN INGENIERIA MECANICA

CREDITOS ASIGNADOS A LA TESIS 12

JURADO:

DR MIHIR SEN



DR JOSE LUIS FERNANDEZ ZAYAS



DR JAIME CERVANTES DE GORTARI

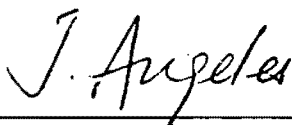


DR DAVID M. BINDING



DR CESAR TREVIÑO TREVIÑO





DR JORGE ANGELES ALVAREZ
SUBJEFE DEL AREA DE ELECTROMECHANICA



M EN I SERGIO TIRADO LEDESMA
SECRETARIO ACADEMICO

C. U., MEXICO, D. F.

(i)

RECONOCIMIENTO

Esta tesis de maestría se llevó a cabo en el Instituto de Ingeniería de la UNAM con el patrocinio de la Secretaría de Patrimonio y Fomento Industrial, bajo la dirección del Dr. José Luis Fernández Zayas

INDICE

Reconocimiento	(i)
Indice	(ii)
Nomenclatura	(iii)
Resumen	1
Prólogo	3
1. INTRODUCCION	6
2. OBJETIVOS	9
3. BASES TEORICAS	10
4. APARATO EXPERIMENTAL	15
5. RESULTADOS	22
6. ALGUNAS CARACTERISTICAS DE LA VIBRACION RADIAL	31
7. CONCLUSIONES	36
Referencias	40
Figuras 1 a 22	42
APENDICE A Resultados básicos	64
APENDICE B Diagramas de flujo	68
APENDICE C Propiedades termodinámicas del agua	76
APENDICE D Aparato experimental	79
APENDICE E Resultados complementarios	93

(iii)

NOMENCLATURA

<u>Símbolo</u>	<u>Nombre</u>	<u>Unidades</u>
A	área de intercambio térmico	m ²
a _r	aceleración radial del tubo de pruebas	m/s ²
a, b, c y d	constantes en la ecuación de Nusselt	-
c _p	calor específico del agua	kJ/kg K
d _r	desplazamiento radial del tubo de pruebas	m
D	diámetro del tubo de pruebas	m
E	factor adimensional de intensificación	-
f	factor de fricción; frecuencia	- ; Hz
g=9.81	aceleración de la gravedad	m/s ²
h	coeficiente de transferencia de calor	kW/m ² K
h _{fg}	entalpia de vaporización	kJ/kg
k	conductividad térmica del agua	W/m K
L	longitud del tubo de pruebas	m
m	flujo másico	kg/s
ΔP	caída de presión en el tubo de pruebas	Pa
ΔP* = ΔP/ΔP _o	caída de presión adimensional	-
Q	capacidad térmica	kW
T	temperatura; T _e y T _s referidas en la entrada y en la salida del flujo de agua respectivamente; T _i = (T _e + T _s)/2 temperatura media del flujo de agua; T _w referida a la superficie	°C
ΔT _{LM}	diferencia de temperaturas media logarítmica	K
U	coeficiente global de transferencia de calor	kW/m ² K
U* = U/U _o	medida adimensional de un intensificador	-
u	velocidad del flujo de agua	m/s
V	fuerza electromotriz	milivolts
\bar{V}	valor RMS de la velocidad de desplazamiento	m/s

<u>Símbolo</u>	<u>Nombre</u>	<u>Unidades</u>
Números adimensionales:		
$Nu = h_i D_i / k$	de Nusselt	-
$Pr = c_p \mu_b / k$	de Prandtl	-
$Re = 4 m_i / \pi D_i \mu_b$	de Reynolds	-
$Re_v = \bar{v} D_i / \nu$	de Reynolds vibracional	-
Letras griegas:		
α_i (i=0 a 7)	coeficientes de la ecuación polinomial de Lamoureaux	-
ρ	densidad del agua	kg/m ³
μ	viscosidad absoluta del agua; μ_b evaluada a la temperatura media del flujo, T_i ; μ_s evaluada a la temperatura superficial, T_w	Pa s
ν	viscosidad cinemática del agua	s/m ²
Subíndices		
i	referido al interior	-
e	referido al exterior	-
v	referido al vapor	-
o	referido al tubo liso	-
b	referido al intensificador bandera	-
lh	referido al intensificador lámina helicoidal	-

RESUMEN

En este trabajo se propone usar un inserto tipo bandera para aumentar la convección forzada ($15,000 < Re < 50,000$) en el interior de tubos. Se presentan datos experimentales y correlaciones adimensionales del incremento que el inserto produce en la capacidad de transferencia de calor y en las caídas de presión. Los datos experimentales se obtienen en una instalación, construída específicamente para este proyecto, que incluye un tubo típico de intercambio térmico como los usados en condensadores de plantas termoeléctricas.

Se hace un análisis experimental, primero, de un tubo "liso", esto es, sin inserto, para calibrar el aparato experimental contra las ecuaciones respectivas más comunes de la literatura. Luego se hace un análisis similar para el inserto tipo bandera. Con esta información se elaboran ecuaciones adimensionales, o

de Nusselt , que se usan en el diseño de cambiadores de calor en prototipo .

En el curso del trabajo se analizan también otros insertos, como una aleta plana interior, un alambre torcido helicoidalmente y un listón también en forma helicoidal. Aunque las dimensiones de estos insertos son mayores, en todos los casos, a las de la bandera, se comprueba que ésta es más efectiva en la intensificación convectiva y produce menos caídas de presión en todos los casos.

Conociendo el fenómeno de ruptura mecánica de tubos de cambiadores de calor por efecto de las vibraciones que ocasionalmente induce el flujo, se hizo también, en este trabajo, una revisión experimental de las amplitudes y frecuencias de la vibración sobre la superficie del tubo. Se concluye que la bandera no altera apreciablemente las características vibracionales del tubo, con lo que se induce que el mecanismo de intensificación es más bien uno de mezclado turbulento y no uno de vibraciones.

Este trabajo de tesis de maestría continúa el trabajo de tesis de licenciatura del autor (*) y, en forma resumida, fue publicado recientemente(**).

* "Método de obtención de coeficientes de película", Tesis Profesional de Ingeniero Mecánico, Facultad de Ingeniería, UNAM, 1979

** "Incremento en la capacidad convectiva mediante vibraciones inducidas por el flujo", VI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Río de Janeiro, Brasil, 15-18 diciembre de 1981, pp 213 - 224

PROLOGO

Desde principios de siglo, cuando la transferencia de calor empezó a tomar el cuerpo de una disciplina formal con la difusión de los trabajos de investigadores como Reynolds y Rayleigh, se hizo claro que la representación analítica, con la matemática disponible, era insuficiente para explicar los procesos de intercambio térmico en convección forzada. Aún en geometrías de máxima simetría, ha sido necesaria la labor experimental para obtener relaciones funcionales, por ejemplo, entre la mecánica de los fluidos y la velocidad a la que se transmite calor.

Algunos casos típicos de convección forzada, como los de flujos laminares sobre bancos de cilindros, pueden estudiarse desarrollando las ecuaciones básicas de conservación de masa, de energía y de cantidad de movimiento; sin embargo, las soluciones teóricas se deben complementar al menos por algunos resultados experimentales. Muchos casos, como casi todos los que involu-

cran flujo turbulento sobre geometrías asimétricas, son estudiados en forma totalmente empírica.

Como resultado de esta evolución histórica, las ecuaciones que emplea el diseñador de equipos de transmisión de calor son generalmente relaciones funcionales empíricas. Jerry Taborek, científico y divulgador de la tecnología de intercambio térmico, escribió recientemente que no ha habido un avance substancial en la disciplina desde que se introdujo el análisis adimensional para la correlación de resultados experimentales*.

En esta tesis de maestría se emplea el método experimental, convencional como se le conoce, de validez científica indudable y de trascendencia tecnológica inmediata, para estudiar un novedoso intensificador de la convección forzada en tubos. Este inserto consiste en un dispositivo, tipo "bandera", que oscila dentro de un tubo por efecto del flujo del fluido, de manera parecida a como se agita una bandera en el viento. Lo más interesante del inserto es que, por lo visto, produce un eficiente mezclado turbulento, incrementando notablemente la transmisión de calor, pero manteniendo en un mínimo las caídas de presión. La combinación de estas dos cualidades en flujos turbulentos ($15,000 < Re < 50,000$) hace que este intensificador sea el mejor de los estudiados.

* Taborek, J., "Evolution of Heat Exchanger Design Techniques", Heat Transfer Engineering, vol 1, No 1, julio-sept.1979, pp 15-29

No existe una técnica universalmente aceptada para describir las características de un intensificador de convección, por lo que se acude, en esta tesis, a las llamadas ecuaciones de Nusselt, del tipo común al diseñador de cambiadores de calor. Esta representación es directamente utilizable en el diseño y es, además, clara en la indicación de las características técnicas del intensificador.

Dado el método de análisis, este trabajo es eminentemente experimental. La duración del trabajo fue de casi tres años, en los que la investigación se transformó, del estudio de la importancia de las vibraciones inducidas por el flujo, por efecto turbulento, en la trasmisión de calor, hasta que naturalmente surgió la idea de aumentar la turbulencia mediante un inserto oscilador, tipo bandera. Este inserto (ver fig 4) consiste en una lámina delgada de cobre, rectangular, articulada en el extremo corriente arriba. La lámina se fija por la articulación en el interior del tubo, de modo que el flujo la agita en forma muy similar a como se mueve una bandera en el viento; de ahí que se le dé el nombre de bandera.

Se prevén aplicaciones de estos insertos en particular en los grandes condensadores usados en las plantas termoeléctricas; sin embargo, ya que estos insertos permiten reducir el área de trasmisión de calor en un alto porcentaje (>30%) pueden eventualmente traducirse en ahorros hasta de varios miles de millones de pesos al año, tan solo en este país, en la construcción de equipos cambiadores de calor.

1. INTRODUCCION

El incremento en la capacidad convectiva de calor y de masa, en sistemas sometidos a pulsaciones mecánicas, ha sido vastamente estudiado en las últimas dos décadas. Los trabajos clásicos de Calus y Rice (¹) en ebullición sobre superficies vibratorias, de Dent (²) en condensación sobre tubos vibratorios y de Lemlich y Levy (³) en sublimación al aire desde cilindros vibratorios indican que los fenómenos convectivos de transporte pueden intensificar su capacidad hasta en un orden de magnitud cuando la capa límite se perturba mediante pulsaciones. Consistentemente, los fenómenos menos estables frente a perturbaciones externas, como la convección natural desde cilindros, acusan incrementos de capacidad de hasta 10 veces cuando se les somete a pulsaciones (ver, por ejemplo, (⁴⁻⁵⁻⁶) mientras que la convección natural desde placas verticales exhibe incrementos, debidos a pulsaciones, de magni-

tudes muy reducidas o nulos (⁷). Las vibraciones, en todos los casos, afectan el proceso de transferencia como un resultado del efecto combinado de la amplitud y de la frecuencia. Aunque la mayoría de los trabajos estudiados se refieren a vibraciones ajenas al proceso de convección, introducidas al sistema vibrando mecánicamente la superficie de transmisión de calor o de masa, y suelen ser de baja frecuencia y de alta amplitud, hay evidencia experimental de que vibraciones de pequeña amplitud y alta frecuencia, como los campos acústicos, aumentan marcadamente la capacidad convectiva (⁸⁻⁹).

Puede explicarse la intensificación de la convección como una modificación de la estructura turbulenta. De este modo, puede entenderse que en flujos altamente turbulentos el efecto de la vibración es frecuentemente imperceptible (¹⁰) y ocasionalmente resulta en la reducción de la capacidad convectiva (¹¹). De cualquier modo, el proceso de intensificación de convección por medio de oscilaciones es sumamente complejo y no se pretende aquí hacer un análisis de los parámetros físicos o de la naturaleza del proceso; como apuntaba Bergles en la discusión del artículo de Penney y Jefferson (⁶), la región de mayor interés en este fenómeno es donde la convección forzada debida a las vibraciones es la dominante.

En el trabajo presente se discuten algunas características del fenómeno de intensificación convectiva en tubos en los que el flujo interior hace vibrar a un oscilador tipo bandera,

produciendo una vibración mecánica de más alta frecuencia que las descritas en las referencias anteriores pero de muy baja amplitud. El método permite alcanzar importantes aumentos en la capacidad convectiva hasta en números de Reynolds de - - 50,000 con pequeños aumentos en el costo del equipo y en la - potencia de bombeo.

2. OBJETIVOS.

El objetivo primordial del trabajo que aquí se reporta es desarrollar un intensificador de convección forzada en tubos, en régimen turbulento, que resulte en mínimas caídas de presión. Se espera que este intensificador ayude a reducir costos de equipo y de bombeo en sistemas de conversión a energía eléctrica por medios térmicos. Un objetivo supeditado al anterior es ofrecer a la industria cambiadores de calor económicos. Un aspecto importante de esta investigación es que debe compararse la operación del intensificador desarrollado, en idénticas condiciones de trabajo, con intensificadores ya conocidos, como los insertos de listón torcidos en forma helicoidal y las aletas internas.

Se proponen desarrollar ecuaciones de diseño de Nusselt, de las conocidas ampliamente por el ingeniero diseñador de cambiadores de calor, quien será el principal usuario de esta información en la industria eléctrica.

3. BASES TEORICAS.

Se establece la capacidad térmica de un condensador, Q , como el producto

$$Q = m_i C_p (T_s - T_e) = m_v h_{fg} = U A_e \Delta T_{LM} \quad (1)$$

donde m_i se refiere al flujo másico que circula por el interior del tubo, entrando a una temperatura T_e y saliendo a T_s , con un calor específico C_p ; en el lado de los tubos circula agua en este cambiador de calor y se usa vapor saturado como medio de calentamiento, de modo que la capacidad térmica es también el producto del flujo másico de vapor que se condensa sobre el tubo de pruebas, m_v , por la entalpía de cambio de fase, h_{fg} . El valor de Q es también el producto del coeficiente global de transmisión de calor U por el área externa de los tubos, A_e , y por la diferencia de temperaturas media logarítmica, ΔT_{LM} . En el caso del experimento que se describe adelante, está formada por un solo tubo de cobre electrolítico, de

1.44×10^{-2} m de diámetro interior, 1.59×10^{-2} m de diámetro exterior y 1.53 m de longitud efectiva de intercambio térmico. El tubo dispone de una sección de 1.6 m de longitud para desarrollar la capa límite hidrodinámica antes de entrar a la zona de calentamiento.

En pruebas preliminares se encontró que el uso de intensificadores hacía vibrar el tubo. Así, se pueden esperar alteraciones tanto del coeficiente de película interno, h_i , como del externo, h_e , aunque el intensificador solo opere sobre el flujo interno. La medida adimensional de un intensificador será, en general, $U^* = U/U_0$ donde U se refiere al coeficiente global en presencia de un intensificador y U_0 se refiere al coeficiente global base, para el mismo flujo másico y para la misma temperatura media del flujo en el tubo, sin intensificador. Al caso base sin intensificador se le llama en este texto "tubo liso".

El problema de mayor interés, en el diseño de grandes cambiadores de calor como los usados en la industria eléctrica, desde el punto de vista de la transmisión de calor, es aumentar la conductancia térmica, U , sin afectar sensiblemente ni el costo unitario del área de flujo térmico, A_e , ni las caídas de presión Δp ; de estas depende fuertemente el costo de operación, y de A_e depende el costo inicial casi linealmente.

Como se concluye en este trabajo, una forma de procurar el objetivo de diseño para reducir los costos consiste en aumentar

el valor de U ($U^* > 1$) limitando a un mínimo las variaciones en Δp para valores de T_i , m_i y A_e constantes. Convencionalmente, cuando h_i es del mismo orden de magnitud o menor a h_e , el proceso de intensificación se obtiene insertando en el tubo aletas, anillos o listones rectos o helicoidales. Se observa, sin embargo, que en convección forzada el uso de insertos trae consigo incrementos en Δp paralelos a los valores de U^* que se alcanzan (¹²).

En este documento se analiza, mediante una técnica experimental confiable y que produce resultados repetibles (reproduciendo bien los resultados reportados en la literatura del ramo (¹³)), un novedoso inserto móvil tipo bandera, que aparentemente produce aumentos en la capacidad de mezclado turbulento que no van aparejados de un aumento importante del gradiente de velocidades en la pared, por lo que Δp no crece perjudicialmente. La información que resulta del análisis se presenta convenientemente para el diseñador en forma de "ecuaciones de Nusselt", - esto es, de la forma

$$Nu_i = \frac{h_i D_i}{k_i} = a Re^b Pr^c \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^d \quad (2)$$

donde a , b , c y d son constantes para un rango del número de Reynolds, $Re = \frac{u_i D_i \rho_i}{\mu_i}$, dado. En el caso del tubo liso, sin intensificador,

$$\begin{aligned} a &= 0.023 & d &= 0.36 \\ b &= 0.8 \\ c &= 1/3 \end{aligned}$$

cuando el líquido se calienta por el interior del tubo y el número de Prandtl, $Pr (=Cp_i \mu_i / k_i)$ es mayor que uno (¹³).

Experimentalmente se hace uso frecuente de la relación 1. Esta expresión relaciona las cantidades físicas T_e , T_s , T_w y m_i , donde T_w es la temperatura de la pared. La temperatura media del fluido es $T_i = (T_e + T_s) / 2$ y a ésta se evalúan las propiedades físicas μ_i , ρ_i , Cp_i y k_i .

La viscosidad μ_b se evalúa a la temperatura media T_i y la viscosidad μ_s a la temperatura T_w tales que

$$h_i = Q_i / A_i (T_w - T_i) \quad (3)$$

Ya que las mediciones experimentales son simples y precisas, se puede esperar una alta precisión en los valores de Re , Nu . Al expresar el número de Nusselt como función del número de Reynolds se hace más claro el aspecto intensificador de los insertos estudiados que con otras expresiones como la correlación de valores de U vs Re , en la que las contribuciones de h_i , h_e no se hacen explícitas.

El estudio del fenómeno de transmisión de calor aumentado puede resumirse con dos expresiones: una, que relacione las caídas de presión como función del flujo (del tipo $\Delta p^* = \Delta p / \Delta p_0$) y otra de la forma de la ec. 2. En flujos turbulentos se observa que, independientemente del inserto usado, Nu , crece con Re a la potencia 0.8 (⁸⁻⁹); las constantes c y d de la ecuación 2 son independientes de la naturaleza del inserto (1/3 y 0.36 respectivamente).

te), así que la ecuación de diseño térmico puede escribirse, en general, como

$$\frac{Nu}{Nu_o} = \frac{h_i}{h_{io}} = \frac{A}{A_o} = E \quad (4)$$

para un intensificador de convección dado. Con estas bases se diseñaron las mediciones de las temperaturas y los flujos mási-
cos, buscando determinar el valor de E para el inserto bandera.

Cabe aclarar que en las mediciones efectuadas, se despreció el gradiente de temperatura a través de la pared de cobre. Por un lado, la ubicación de los termopares usados para medir la temperatura de la pared del tubo no era garantizable en una posición radial precisa; pero además, dada la alta conductividad del cobre y lo delgado de la pared, puede demostrarse que ese gradiente a través de la pared no es más que 1.2°C en condiciones de flujo máximo de calor. El proceso de la obtención de resultados útiles derivados de los resultados experimentales, enunciado posteriormente, da debida cuenta de esta variación.

4. APARATO EXPERIMENTAL

El cambiador de calor usado en los experimentos se muestra en la fig 1, donde se aprecia el tubo exterior, que contiene vapor saturado durante las pruebas, desmontado del aparato. El manómetro de la parte superior se utiliza para observar la presión del vapor, que se mantiene constante por medio de dos servorreguladores de presión en serie. El aparato armado se ilustra en la fig 2, donde también se aprecian los piezómetros usados para medir la presión en la sección de pruebas, a través de una placa de orificio que permite determinar el flujo másico. En la fig 2, el fluido de trabajo, que es agua, circula de derecha a izquierda. Un tanque mezclador a la salida de la sección de pruebas homogeneiza la temperatura para ser medida mediante tres termopares. La temperatura del agua de entrada, la del vapor y la de distintos puntos sobre la superficie de pruebas también se miden mediante termopares,

todos de cobre-constantán. Un selector de canales permite obtener las mediciones de temperatura mediante un multímetro digital de un solo canal de entrada. Se utiliza una grabadora de siete canales para registrar la información obtenida. Para conocer las características de las vibraciones que se predicen en el tubo se usa un acelerómetro. En la grabadora se almacena también la señal del acelerómetro (Bruel & Kjaer 4328) a través de un preamplificador del mismo fabricante, provisto de una mesa vibratora precalibrada a 1 g (9.81 m/s^2). La fig 3 permite apreciar la posición de la grabadora, debajo del osciloscopio (HP 1222A); la mesa vibratora de referencia se tiene en el primer plano. A su derecha se tiene un filtro paso - banda (Kohn - Hite 330 M) con cuya ayuda se determina la frecuencia fundamental.

La alimentación de vapor proviene de una caldera de 225 kW de capacidad de vapor saturado a unos 430 K. El flujo de agua se mantiene constante haciendo la alimentación desde un tanque elevado de presión constante. Las pruebas se realizaron con temperatura de entrada de agua entre 15 y 21°C. La variación de esta temperatura durante una prueba experimental no fue mayor de 2.2°C.

El tubo de pruebas dispone de una sección de entrada de 1.6 m de longitud, del mismo diámetro interior de 1.44×10^{-2} m. Aquí se desarrolla la capa límite hidrodinámica. El efecto de entrada debido al desarrollo de la capa límite térmica dentro

de la sección de pruebas, no fue evaluado pero, como adelante se verá en los resultados, parece ser de poca importancia.

4.1 *Obtención de resultados experimentales*

Con el objeto de obtener ecuaciones de diseño para los intensificadores estudiados, procurando establecer su confiabilidad a través de reproducir los resultados experimentales de transferencia de calor reportados en la literatura, se hicieron varias aproximaciones a la que finalmente resultó una combinación adecuada de sensores del sistema de captura de datos. Se hicieron mejoras progresivas en el montaje del aparato, su aislamiento térmico, las características del distribuidor de vapor y los métodos de montaje de los sensores. Se dispone de seis termopares de cobre-constantán, calibre 30, colocados a lo largo e igualmente espaciados sobre la superficie del tubo. Los termopares se han fijado en muchas formas; la que finalmente resultó más satisfactoria consiste en aprisionarlos sobre la superficie externa del tubo bajo láminas delgadas de cobre, sujetas con abrazaderas metálicas ajustables.

La temperatura del vapor saturado se mide promediando la lectura de dos termopares, uno en cada extremo de la cámara de vapor, cuyos valores son distintos en no más de 1°C.

Se emplea un sistema de adquisición de datos acoplado a una calculadora HP 9825A que, mediante un barredor, muestrea todas

las temperaturas en una fracción de segundo. Para la determinación de las temperaturas en una corrida típica, manteniendo constantes el flujo másico y con las temperaturas de vapor estables, se toman lecturas de barrido a intervalos de 5 segundos. El resultado final es un promedio de diez lecturas cuya variabilidad, en el periodo de muestreo, se mantiene dentro de 1°C.

La lectura del termopar en milivolts, con la temperatura de referencia a 0°C, se convierte en grados centígrados mediante la ecuación polinomial de Lamoureux (¹⁴) para un intervalo de -200 a +400°C con un error estándar de 0.425°C, en los termopares de cobre-constantán empleados:

$$T = \sum_{i=0}^N \alpha_i V^i$$

donde T es la temperatura en grados centígrados, V es la lectura en milivolts, N es el orden del polinomio, igual a 7, y α_i son los coeficientes calculados por un procedimiento adecuado de mínimos cuadrados, aplicado a datos tabulados de termopares:

$$\alpha_0 = -0.101163$$

$$\alpha_1 = 25.5932$$

$$\alpha_2 = -0.695815$$

$$\alpha_3 = 0.0799528$$

$$\alpha_4 = -0.0123173$$

$$\alpha_5 = 0.00107824$$

$$\alpha_6 = -4.46382 \times 10^{-5}$$

$$\alpha_7 = 6.95069 \times 10^{-7}$$

La validez de esta ecuación se comprobó experimentalmente como se discute en más detalle en el apéndice D.

Después de varios meses de prueba, afinando los aparatos y el método experimental, se llega a reproducir la ecuación básica de diseño de tubos lisos, ec 2, dentro de un error del orden de 2% en el factor a cuando se asignan los valores constantes de b , c y d anotados antes. Puede entonces, con confiabilidad razonable, decirse que la imprecisión de las ecuaciones de diseño que se obtienen para diversos tipos de insertos es también de un 2%.

4.2 Preparación del sistema experimental

Una de las enseñanzas del trabajo fue que los resultados experimentales son sumamente sensibles al estado del aparato experimental. La reproducibilidad de los resultados es adecuada cuando se sigue el procedimiento que se explica abajo.

i) Preparación del aparato experimental

Con el aparato experimental desmontado como en la figura 1, el tubo de pruebas se limpia con lija de agua muy fina, del No. 600. Se revisan los termopares dispuestos en la superficie del tubo de pruebas y en el vapor por medio de un milivoltímetro. En caso de falla de alguno de ellos, se repara y se coloca de nuevo en su lugar. Se monta en el extremo de entrada

del tubo de pruebas el inserto intensificador correspondiente, fig 4. Se introduce el tubo de pruebas en el interior de la coraza y se fijan las bridas en los extremos de ella. Se ajusta el vaso mezclador y la sección tranquilizadora al tubo de pruebas. Se conecta la alimentación de vapor y la descarga del condensado al tubo de la coraza. Se introduce hielo picado y agua en el recipiente para temperatura de referencia fría, y aceite al termopozo de entrada y al del vaso mezclador.

ii) Preparación del vapor

Se verifica la capacidad del tanque de gas de alimentación al generador de la caldera de vapor; se comprueba la alimentación de energía eléctrica y de agua de alimentación a la caldera. Se acciona el interruptor general y se arranca la bomba de alimentación de agua. Cuando se para la bomba automáticamente y el nivel de agua está en el punto superior, se restablecen los relevadores y se acciona el switch de encendido de la caldera. La presión de la caldera empieza a subir y en aproximadamente 40 minutos alcanza la presión máxima de trabajo de 6.73×10^5 Pa, que es cuando se interrumpe automáticamente la alimentación del quemador. El intervalo de trabajo de la caldera es de 5.71×10^5 a 6.73×10^5 Pa de presión. Por último se abre lentamente la válvula de descarga de vapor, alimentando el aparato experimental.

iii) Preparación del agua

Se verifica el suministro de agua en el tanque elevado de almacenamiento. Se revisa de posibles obstrucciones la manguera de conducción de agua que va del tanque elevado al pie del aparato experimental.

Una vez efectuadas estas funciones se enciende el sistema de adquisición de datos y se procede a realizar la prueba.

5. RESULTADOS

5.1 *Resultados básicos*

Los resultados experimentales que se presentan a continuación permiten apreciar la intensificación de la convección producida por los cuatro insertos mostrados en la fig 4. El primer inserto es una bandera de lámina de cobre, calibre 30, que se coloca articulada sobre el pivote, que a su vez se sitúa en la sección de pruebas a lo largo de un diámetro. Todos los insertos se fijaron a la entrada de la sección de pruebas, aunque el inserto tipo bandera también se probó a media sección. La longitud de este inserto fue de un décimo de los otros. Los tres insertos convencionales ocupan una séptima parte de la sección de pruebas.

Se muestra en la fig 5 un resultado típico de la capacidad del

aparato de pruebas sin intensificador. La dispersión de los resultados es de un 10%, que se debe fundamentalmente a la dificultad observada en mantener constante la temperatura de entrada del agua a la sección de pruebas. Todas las pruebas se hicieron con vapor saturado a 125°C del lado de la coraza. - Este resultado concuerda satisfactoriamente con la solución de U , utilizando la ecuación 2 con un exponente de 0.36 para el coeficiente de viscosidad adimensional al evaluar h_i , y la ecuación de Rohsenow (¹²) para evaluar h_e durante la condensación. Esta solución se discute mejor en el apéndice E.

Se presenta en la fig 6 la variación de U cuando se usa un intensificador de bandera. Nótese que los resultados cuando la bandera está en el centro (cuadros blancos) y cuando está a la entrada de la sección de pruebas (cuadros negros) son muy parecidos. Las diferencias observadas en los extremos de la gráfica parecen deberse en buena parte a la inestabilidad de la temperatura de entrada para $Re < 30\ 000$ y a inestabilidades en el flujo másico para $Re > 40\ 000$. Esas deficiencias del aparato experimental fueron posteriormente corregidas.

La influencia de la temperatura de entrada se nota aparentemente en la fig 7. Este resultado parece indicar que la intensificación debida a la bandera es fuertemente amortiguada cuando la viscosidad del fluido de trabajo crece. El aparato de pruebas, sin embargo, no permite controlar la temperatu

ra del agua de entrada por lo que estos resultados se obtuvieron en dos épocas distintas del año. La diferencia en los resultados puede deberse a errores constantes no controlados, distintos del efecto de la temperatura de entrada.

Las figs 8 y 9 permiten apreciar los efectos de los intensificadores estudiados, en cuanto a la transmisión de calor y las caídas de presión. Es interesante observar que la bandera produce la intensificación más marcada en cuanto al coeficiente global U exhibiendo, además, la pendiente más alta de las curvas en la fig 8. Correspondientemente, la caída de presión debida a la bandera es mínima.

Obsérvese que, por ejemplo, para $Re = 45,000, U^* = 1.34$ con bandera y $U^* = 1.20$ con el alambre helicoidal a manera de inserto, mientras que las correspondientes caídas de presión adimensionalizadas con 1.16 y 3.45 respectivamente. Dado que se busca maximizar U^* minimando Δp , el inserto tipo bandera es claramente la mejor opción de las estudiadas.

Los resultados básicos, o aquellos que se miden físicamente durante el experimento, son el gasto másico del flujo de agua, medido en diferencial de presión a través de una placa de orificio; las temperaturas de entrada, salida y sobre la superficie de la sección de pruebas; la temperatura del vapor de la cámara de calentamiento y la presión del vapor, medida a tra-

vés de un manómetro calibrado. La curva de calibración del medidor de flujo de placa de orificio se muestra en la fig D8.

Para un mismo gasto másico se tomaron cuatro lecturas experimentales en el caso del tubo liso y tres lecturas en los análisis de insertos intensificadores. Los resultados de las pruebas experimentales, en un listado de los datos básicos, se anotan en el apéndice A al final de este texto.

5.2 *Procesamiento de los resultados*

Los resultados básicos deben procesarse para conducir a las ecuaciones de Nusselt buscadas. De hecho, la incógnita principal es el valor del factor a de la ecuación de Nusselt.

El proceso se lleva a cabo mediante dos programas de computadora, uno para determinar el valor promedio del factor a , para un juego de datos experimentales, y el otro para calcular la temperatura superficial, T_w , a partir de los datos experimentales y de una ecuación de Nusselt dada. Este segundo programa es en realidad un método de interpolación de los resultados experimentales en el que se utiliza como modelo de ajuste la ecuación de diseño. Los diagramas de flujo de estos programas aparecen en las figuras B1 y B2. Una explicación más detallada de estos diagramas de incluye en el apéndice B.

Dado que se requieren funciones continuas de ρ , C_p , μ y k

para representar su variación con la temperatura, se desarrollaron expresiones adecuadas, en el sistema internacional de unidades, y aparecen en detalle en el apéndice C. Estas propiedades se evalúan a la temperatura media del fluido, T_i .

Con ayuda del programa de cálculo se obtienen las siguientes variables: temperatura promedio del flujo de agua, en T_i , en °C; capacidad térmica total, Q , en kW; temperatura media superficial, \bar{T}_w ; coeficientes de película interno y externo, \bar{h}_i y \bar{h}_e , en $\text{kW/m}^2\text{K}$; el número de Reynolds, Re ; el número de Prandtl, Pr ; el número de Nusselt, Nu ; la ordenada de la ecuación de diseño, a , y la relación $Nu/Pr^{1/3}(\mu_b/\mu_s)^{0.36}$. Estos resultados se muestran en las tablas 1, 2 y 3 para las pruebas experimentales de tubo con intensificador de bandera, tubo con inserto helicoidal y tubo liso, respectivamente. (Nótese que de este tratamiento se han omitido otros insertos cuyas características globales ya fueron expuestas, y se conserva sólo el helicoidal para ilustrar las comparaciones con el inserto bandera).

La variación de la capacidad térmica Q en función del gasto másico m_i , para los tres casos anteriores, se ilustra en la fig 10. La correlación de $Nu/Pr^{1/3}(\mu_b/\mu_s)^{0.36}$ vs Re para los mismos casos se aprecia en la fig 11. Las ecuaciones de diseño así obtenidas para los dos intensificadores comparados son:

para el intensificador de bandera,

$$\text{Nu}_b = 0.0315 \text{ Re}^{0.8} \text{ Pr}^{1/3} (\mu_b / \mu_s)^{0.36} \quad (5a)$$

y para el intensificador de lámina helicoidal,

$$\text{Nu}_{lh} = 0.02633 \text{ Re}^{0.8} \text{ Pr}^{1/3} (\mu_b / \mu_s)^{0.36} \quad (5b)$$

Rescribiendo la ecuación de Deissler para tubo liso

$$\text{Nu}_o = 0.023 \text{ Re}^{0.8} \text{ Pr}^{1/3} (\mu_b / \mu_s)^{0.36} \quad (5c)$$

puede encontrarse el valor de E, el factor adimensional de intensificación de la ec 4, como

$$E_b = \text{Nu}_b / \text{Nu}_o = 1.37 \quad (\text{bandera}) \quad (6a)$$

y

$$E_{lh} = \text{Nu}_{lh} / \text{Nu}_o = 1.15 \quad (\text{helicoidal}) \quad (6b)$$

Las expresiones 5 son las ecuaciones de diseño buscadas; las relaciones 6 indican la capacidad intensificadora del inserto tipo bandera que es mayor que la de un inserto helicoidal.

Para completar la presentación de los datos racionalizados se muestran las variaciones de las temperaturas superficiales T_w con el flujo de masa para los tres casos finales en las figs 12a, 12b y 12c.

La distribución de T_w como función de la posición en el tubo de pruebas, para varios gastos máxicos, con ambos insertos, se ilustra en las figs 13a y 13b. El mismo caso pero sin inserto se aprecia en la fig 14.

(a)

-----TUBO CON BANDERA -----
 CALCULO DE LA ORDENADA.PENDIENTE CONSTANTE.-----DE FECHA 17/05/82
 FECHA HOY 11/06/82

ORDENADA PROMEDIO= 0.03150

I	TB	TH	Q	HI	NUSS	REY	PRA	N/P+1/3*	ORDA.	HE
1	41.68	87.31	29.86	9.45	214.75	22558	4.20	103.70	0.03413	10.22
2	41.80	88.01	30.37	9.49	215.61	22606	4.19	103.54	0.03415	10.63
3	41.59	88.03	29.94	9.31	211.55	22520	4.21	101.70	0.03352	10.57
4	36.55	81.94	36.34	11.56	265.39	31919	4.66	122.81	0.03062	10.96
5	36.28	80.57	35.82	11.68	268.21	31757	4.68	124.47	0.03116	10.41
6	36.72	81.99	36.48	11.64	266.98	32017	4.64	123.79	0.03079	10.90
7	34.28	76.93	40.80	13.81	318.60	39311	4.88	146.45	0.03091	11.03
8	34.07	77.59	41.71	13.84	319.42	39158	4.91	145.53	0.03089	11.35
9	33.49	76.67	40.48	13.54	312.87	38727	4.97	142.44	0.03042	10.81
10	31.66	72.27	42.64	15.16	351.90	44016	5.17	159.63	0.03078	10.51
11	31.90	72.86	43.78	15.44	358.06	44227	5.14	162.50	0.03121	10.88
12	31.57	72.53	43.38	15.29	355.03	43938	5.18	160.62	0.03101	10.66
13	29.94	68.94	44.38	16.43	383.01	48321	5.37	172.44	0.03085	10.24
14	30.20	69.98	45.73	16.60	386.68	48573	5.34	173.79	0.03097	10.83
15	30.02	69.28	45.09	16.59	386.55	48403	5.36	173.53	0.03108	10.44

(b)

CALCULO TEMP.SUPERFICIE PROMEDIO A PARTIR DE: Q EXP.Y HI*GLOBFL****
 TUBO CON BANDERA -----DE FECHA 17/05/82-----FECHA HOY 11/06/82-----

I	TB	Q	REY	PRA	NUSS	HI	N/P+1/3*	TW	HE
1	41.68	29.86	22558	4.20	200.99	8.85	95.71	90.43	11.13
2	41.80	30.37	22606	4.19	201.70	8.88	95.87	91.20	11.61
3	41.59	29.94	22520	4.21	201.00	8.84	95.58	90.47	11.31
4	36.55	36.34	31919	4.66	271.65	11.84	126.34	68.89	10.70
5	36.28	35.82	31757	4.68	270.61	11.78	125.83	69.18	10.32
6	36.72	36.48	32017	4.64	272.05	11.86	126.65	61.15	10.70
7	34.28	40.80	39311	4.88	323.61	14.03	149.25	76.27	10.88
8	34.07	41.71	39158	4.91	324.56	14.06	148.79	76.90	11.19
9	33.49	40.48	38727	4.97	321.95	13.93	147.48	75.45	10.54
10	31.66	42.64	44016	5.17	358.72	15.46	163.38	71.50	10.36
11	31.90	43.78	44227	5.14	360.80	15.56	164.01	72.55	10.82
12	31.57	43.38	43938	5.18	359.63	15.49	163.15	72.01	10.55
13	29.94	44.38	48321	5.37	389.64	16.72	176.04	68.28	10.12
14	30.20	45.73	48573	5.34	392.16	16.84	176.78	69.43	10.73
15	30.02	45.09	48403	5.36	390.87	16.77	176.28	68.85	10.36

Tabla 1 Resultados racionalizados obtenidos por computadora para la prueba experimental realizada con intensificador bandera. a) obtención del factor a , y b) cálculo de la temperatura superficial promedio a partir de la ecuación de diseño ($* Nu/Pr^{1/3} (\mu_b/\mu_s)^{0.36}$)

(a)

-----TUBO CON LAMINA HELICOIDAL-----
 CALCULO DE LA ORDENADA.PENDIENTE CONSTANTE.-----DE FECHA 27/05/82
 FECHA HOY 11/06/82

ORDENADA PROMEDIO= 0.02633

I	TB	TW	Q	HI	NUSS	REY	PRA	N/P+1/3*	ORDA.	HE
1	40.89	93.49	26.93	7.39	168.27	22243	4.27	78.27	0.02605	11.07
2	41.30	93.28	27.39	7.61	173.03	22404	4.23	80.98	0.02680	11.35
3	41.26	93.01	27.16	7.58	172.33	22388	4.24	80.70	0.02672	11.08
4	35.66	84.36	32.19	9.55	219.53	31493	4.74	99.21	0.02500	10.26
5	36.42	86.30	33.93	9.82	225.51	31940	4.67	102.04	0.02543	11.48
6	36.16	85.37	33.45	9.82	225.49	31789	4.70	102.12	0.02555	11.09
7	33.69	79.75	37.45	11.74	271.21	38876	4.95	121.94	0.02597	10.86
8	33.34	78.61	36.67	11.70	270.40	38613	4.98	121.65	0.02605	10.23
9	33.55	80.14	38.31	11.87	274.35	38768	4.96	122.96	0.02622	11.24
10	32.21	77.13	41.25	13.26	307.39	44437	5.11	137.11	0.02623	11.27
11	32.29	76.39	41.53	13.60	315.09	44501	5.10	141.22	0.02699	11.10
12	32.03	76.17	40.69	13.31	308.67	44277	5.13	137.98	0.02648	10.91
13	30.45	72.33	42.28	14.58	339.36	48607	5.31	151.23	0.02693	10.35
14	30.88	72.77	43.37	14.95	347.65	49023	5.26	155.54	0.02751	10.72
15	30.80	72.85	42.86	14.72	342.33	48945	5.27	152.92	0.02708	10.66

(b)

CALCULO TEMP.SUPERFICIE PROMEDIO A PARTIR DE:Q EXP.Y HI*GLOBFL***
 TUBO CON LAMINA HELIC.DE FECHA 27/05/82-----FECHA HOY 11/06/82-----

I	TB	Q	REY	PRA	NUSS	HI	N/P+1/3*	TW	HE
1	40.89	26.93	22243	4.27	169.74	7.46	79.11	93.04	10.91
2	41.30	27.39	22404	4.23	170.55	7.50	79.56	94.04	11.62
3	41.26	27.16	22388	4.24	170.26	7.49	79.52	93.64	11.30
4	35.66	32.19	31493	4.74	228.98	9.96	104.48	82.35	9.78
5	36.42	33.93	31940	4.67	231.99	10.10	105.66	84.91	11.08
6	36.16	33.45	31789	4.70	231.12	10.06	105.26	84.17	10.76
7	33.69	37.45	38876	4.95	274.31	11.89	123.65	79.23	10.73
8	33.34	36.67	38613	4.98	272.81	11.80	122.98	78.21	10.14
9	33.55	38.31	38768	4.96	275.28	11.91	123.38	79.98	11.20
10	32.21	41.25	44437	5.11	308.30	13.30	137.61	77.00	11.24
11	32.29	41.53	44501	5.10	308.70	13.33	137.77	77.29	11.31
12	32.03	40.69	44277	5.13	307.26	13.25	137.21	76.37	10.96
13	30.45	42.28	48607	5.31	333.12	14.31	147.85	73.11	10.50
14	30.88	43.37	49023	5.26	335.35	14.42	148.86	74.31	11.04
15	30.80	42.86	48945	5.27	334.51	14.38	148.57	73.83	10.86

Tabla 2 Resultados racionalizados obtenidos por computadora para la prueba experimental realizada con el intensificador lámina helicoidal. a) obtención del factor a y b) cálculo de la temperatura superficial promedio a partir de la ecuación de diseño (* ver tabla 1)

CALCULO TEMP. SUPERFICIE PROMEDIO A PARTIR DE: 0 EXP. Y HI*GLOBFL****
 TUBO LISO-----DE FECHA 31/05/82-----FECHA HOY 11/06/82-----

I	TB	Q	REY.	FRA	NUSS	HI	N/P+1/3*	TW	HE
1	36.98	21.89	20645	4.62	143.54	6.26	65.10	87.48	7.63
2	38.09	23.26	21068	4.51	145.87	6.38	66.15	88.76	8.83
3	38.51	23.45	21230	4.47	146.35	6.40	66.57	91.40	9.02
4	38.36	23.34	21172	4.49	146.13	6.39	66.43	91.10	8.94
5	34.10	28.59	30580	4.90	199.22	8.63	89.14	81.92	8.49
6	33.87	28.25	30447	4.93	198.57	8.60	88.83	81.30	8.43
7	34.33	29.18	30711	4.88	200.18	8.68	89.45	82.87	8.96
8	34.17	28.59	30621	4.90	199.29	8.64	89.24	81.97	8.66
9	32.57	33.53	38044	5.07	239.48	10.34	106.16	79.39	9.50
10	32.27	32.79	37824	5.10	238.15	10.28	105.67	78.35	9.18
11	32.17	32.58	37750	5.11	237.75	10.26	105.50	78.03	8.97
12	32.95	34.58	38328	5.03	241.29	10.43	106.79	80.84	10.26
13	31.28	36.53	43750	5.21	269.28	11.59	118.72	76.79	9.86
14	30.48	35.92	43065	5.31	267.43	11.49	117.23	75.63	9.43
15	31.53	37.70	43999	5.18	271.43	11.69	119.26	78.20	10.54
16	30.65	36.16	43239	5.29	268.10	11.52	117.61	75.96	9.54
17	29.94	38.86	48481	5.37	294.45	12.63	128.88	74.36	10.04
18	29.17	36.94	47732	5.47	290.65	12.44	127.28	72.03	9.06
19	30.65	39.45	48587	5.36	295.43	12.68	129.11	74.98	10.31
20	29.16	36.37	47727	5.47	289.82	12.41	127.27	71.49	8.76

Tabla 3 Resultados racionalizados obtenidos por computadora para la prueba experimental realizada con tubo liso sin intensificador. Cálculo de la temperatura superficial promedio a partir de la ecuación de Deissler (* ver tabla 1)

6. ALGUNAS CARACTERISTICAS DE LA VIBRACION RADIAL

Una serie de pruebas preliminares permitió encontrar que, en el aparato de pruebas de interés aquí, la frecuencia de las vibraciones era constante y se conservaba en unos 1800 Hz independientemente del flujo másico y de la temperatura. La frecuencia se midió directamente de la traza del osciloscopio, pasando primero la señal por el filtro paso-banda. La figura 15 indica que la presencia del inserto aumenta la amplitud de la vibración. La aceleración máxima obtenida, a números de Reynolds mayores a 50,000, es del orden de 1.7 m/s^2 , que resulta en velocidades y en amplitudes de oscilación muy reducidas (ver tabla 4).

Con la definición dada por, entre otros, Penney y Jefferson⁽⁶⁾, para el número de Reynolds vibracional (Re_v), tal que $Re_v = \bar{V} D_i / \nu$, donde \bar{V} es el valor RMS de la velocidad de desplazamiento en la dirección radial, D_i es el diámetro interior del

tubo y ν es la viscosidad cinemática se construye la tabla 4; para una prueba típica. En la fig 22 se puede observar que Re_v crece fuertemente con Re ; sin embargo, los valores de U^* permanecen aproximadamente constantes, alrededor de 1.35.

Tabla 4. Algunas características de la vibración

Re	a_r (m/s^2)	\bar{v} (m/s)	d_r (m)	U^*	Re_v
51 768	1.67	2.32×10^{-4}	6.44×10^{-8}	1.38	4.21
49 155	1.28	1.78 "	4.94 "	1.37	3.23
46 235	0.78	1.08 "	3.00 "	1.37	1.96
41 995	0.392	0.544 "	1.51 "	1.31	0.987
36 030	0.196	0.272 "	0.756 "	1.29	0.493
27 414	0.098	0.136 "	0.378 "	1.34	0.247

En la tabla anterior se incluye el desplazamiento radial del tubo (d_r) sujeto a la aceleración radial (a_r)

6.1 Discusión de las vibraciones radiales

Se midieron las vibraciones del tubo de pruebas producidas por el oscilador tipo bandera y por el intensificador tipo lámina helicoidal. La vibración del tubo producida por el oscilador tipo bandera para los flujos máximo y mínimo obtenibles en el aparato de laboratorio se muestra en la figura 16. Se nota

que a mayor flujo la amplitud de las vibraciones se incrementa. Para todos los flujos de agua estudiados se tiene una frecuencia constante de 1800 Hz.

La vibración producida por el intensificador tipo lámina helicoidal para flujo máximo y mínimo en el tubo de pruebas se muestra en la figura 17; en la figura, a mayor flujo la amplitud de las vibraciones también aumenta. Se tiene una frecuencia constante, para diferentes flujos de agua, de 1300 Hz. En la figura 18 se muestra la vibración del tubo liso, tomado como base, con una frecuencia constante de aproximadamente 2500 Hz .

Con la información anterior se tienen las siguientes mediciones en el tubo de pruebas: aceleración, a_r , en m/s^2 ; velocidad media de desplazamiento en la dirección radial, \bar{v} , en m/s ; desplazamiento radial, d_r , en m ; y número de Reynolds vibracional, adimensional, Re_v .

La aceleración radial, a_r , en función del número de Reynolds del flujo, no vibracional, para el tubo con bandera y con lámina helicoidal se muestra en la fig 19 . La aceleración del tubo con bandera es mayor que con lámina helicoidal en el intervalo de números de Reynolds de 13 000 a 36 000 aproximadamente. La relación se invierte para números de Reynolds superiores a 36 000.

La velocidad media de desplazamiento en la dirección radial, que es la primera integral de la aceleración radial, en función del número de Reynolds, para tubo con bandera y con lámina helicoidal, se muestra en la figura 20. Por lo visto en el párrafo anterior, la velocidad media del tubo con bandera es mayor que con lámina helicoidal en el intervalo de números de Reynolds de 13 000 a 33 000 aproximadamente. En números de Reynolds superiores a 33 000 el fenómeno se invierte. Se indican también los resultados del tubo liso, que es el caso base.

El desplazamiento radial del tubo, que es la segunda integral de la aceleración radial, en función del número de Reynolds, para tubo con bandera y con lámina helicoidal, se muestra en la figura 21. El desplazamiento radial del tubo con lámina helicoidal es mayor que con bandera en números de Reynolds superiores de 28 000. Se nota que el desplazamiento es muy pequeño en todos los casos, del orden de 10^{-8} m.

El número de Reynolds vibracional, Re_v , que se puede definir como la relación de las fuerzas de inercia vibracionales a las fuerzas viscosas, en función del número de Reynolds del flujo, para tubo con bandera y con lámina helicoidal, se muestra en la figura 22. En esta gráfica, que muestra la correlación de las fuerzas de inercia vibracionales a las fuerzas viscosas, se notan números de Reynolds vibracionales (eje de las ordenadas) del orden de diez mil veces más pequeños que el número de Reynolds del flujo (eje de las abscisas). O sea, las fuerzas

de inercia vibratoriales son de poca importancia comparadas con las fuerzas de inercia del flujo.

En trabajos de otros autores (⁸⁻¹²) se observa que, cualquiera que sea el mecanismo que origine la vibración, existe un aumento notable de la transmisión de calor cuando el número de Reynolds vibracional es del mismo orden de magnitud del número de Reynolds del flujo. Dado que en este trabajo $Re_v \ll Re$, se puede inducir que las vibraciones en el tubo de pruebas, producidas por diferentes insertos, no son causantes directas del aumento de la transferencia de calor por convección. Más aún, puede entenderse que el efecto intensificador de los insertos helicoidales es imputable al mezclado turbulento, y ya que las vibraciones con este inserto y con el inserto bandera son muy semejantes, se refuerza la suposición de que el mecanismo de intensificación de la bandera es de mezclado turbulento.

7. CONCLUSIONES

En el trabajo experimental reportado, realizado en un tubo de características similares a las de un condensador de vapor de una planta termoeléctrica, se encuentra que un pequeño inserto móvil, articulado en su extremo aguas arriba, produce incrementos considerables en la capacidad de convección en régimen turbulento ($15,000 < Re < 50,000$) con un aumento menor en la caída de presión. Se concluye, de información experimental también, que el mecanismo de intensificación no es vibratorio y que, por tanto, el inserto no favorece una falla mecánica del condensador por vibraciones, aunque se desplaza la frecuencia la vibración de modo sensible.

Se comprueba que este inserto móvil es más conveniente que los insertos tradicionales, como las aletas internas, los listones y los alambres helicoidales. La intensificación de la convección es aproximadamente constante en el número de Reynolds, si

se le expresa adimensionalmente con respecto al caso de referencia de un tubo sin inserto, lo cual suele también observarse en intensificadores convencionales. Esta característica permite inducir que el mecanismo de intensificación es uno de mezclado turbulento, o sea, uno de amplificación de la intensidad de turbulencia. Es por esta razón que las ecuaciones de diseño, o de Nusselt, para este inserto, son tan sencillas como para tubos lisos. En la forma común,

$$Nu_o = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.36}$$

para tubo liso, y para tubo con inserto,

$$Nu = 0.0315 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.36}$$

Similarmente, para la caída de presión, la ecuación que permite conocerla suele escribirse como

$$\Delta p_o = f \frac{L}{D_i} \rho \frac{u^2}{2}$$

para tubo liso y, para el tubo con inserto, se llega a

$$\Delta p = 1.16 f \frac{L}{D_i} \rho \frac{u^2}{2}$$

Esto es, la convección aumenta en un 37% con el inserto y la caída de presión se incrementa en sólo un 16% (ver apéndice E).

Aunque los resultados experimentales se obtuvieron en un solo tubo, son generalizables a cualquier otro tubo cilíndrico de sección circular toda vez que $\bar{h}_i < \bar{h}_e$ (el coeficiente de película

interno es el que controla), como comprueba Shah (¹³) en la de terminación experimental de coeficientes de película para cam biadores de calor compactos.

No se ha estudiado el efecto de distintas dimensiones del in serto ni de combinar varios insertos de bandera en tán dem, pe ro puede sospecharse que la intensificación aumentará con el número de insertos. Sin embargo, al no haberse resuelto el problema de manufactura de estos tubos a nivel industrial, ha blar por ahora de varios insertos en un solo tubo es poco prác tico.

Por otro lado, la pequeña cantidad de material necesario para construir un inserto, que en este caso fue de 5 milésimas del material del tubo, revela la economía del inserto. Dado que la magnitud de la inversión nacional en cambiadores de calor es de miles de millones de pesos, y dado que el costo de un cambiador de calor es directamente proporcional a su área de intercambio térmico, puede afirmarse que la incorporación de la técnica propuesta a nivel masivo se traducirá en ahorros muy substanciales al país.

Entre los subproductos de esta investigación se apuntan la construcción de un banco de pruebas para tubos de cambiadores de calor que puede usarse repetidamente con cualquier tipo de tubo; la instalación de un sistema computarizado de adquisi-- ción de datos, de alta resolución; la instalación de una línea

de vapor de presión estable con dos servorreguladores en tándem y el desarrollo de un algoritmo para interpolación de mediciones experimentales de temperaturas superficiales, que emplea una ecuación de Nusselt parametrizada como modelo de interpolación.

REFERENCIAS

- (¹) Calus, W.F., Rice, P., "Pool Boiling Heat Transfer from a Vibrating Surface", Loughborough Univ. of Technol., - Inglaterra, 1970
- (²) Dent, J. C., "Effect of Vibration on Condensation Heat Transfer to a Horizontal Tube", Proc. Instn. Mech. Engrs. 1969 - 70, Vol 184, Pt 1, No. 5
- (³) Lemlich., R., y Levy, M.R., "The Effect of Vibration on Natural Convective Mass Transfer", A.I.Ch.E. Journal, - junio 1961, pp.240-242
- (⁴) Lemlich, R., "The Effect of Vibration on Natural Convective Mass Transfer", Ind. and Eng. Chem., Vol. 47, No. 6 1955, pp. 1175-1180
- (⁵) Pak, H.Y., Winter, E.R.F. y Schoenhals, R.J., "Convection Heat Transfer in a Contained Fluid subjected to Vibration", Purdue Univ. Rept., 1971
- (⁶) Penney, W.R., y Jefferson, T.B., "Heat Transfer from an oscillating Horizontal Wire to Water and Ethylene Glycol", J.Heat T., nov.1966, 359 - 366
- (⁷) Blankenship, V.D. y Clark, J.A., "Laminar Free Convection from a Vertical Infinite Plate subject to Transverse Oscillation", J. Appl. Mech., sep. 1964, pp. 383-389
- (⁸) June, J.R., y Baker, M.J., "The Effect of Sound on Free Convection Heat Transfer from a Vertical Flat Plate", - J. Heat T., ago.1963, p.279

- (⁹) Kryukov, Y. V. y Boykov, G.P., "Augmentation of Heat - Transfer in an Acoustic Field", Heat T. Soviet Res., - Vol. 5, No. 1, 1973, pp.26-28
- (¹⁰) Pearce, H. R., "The Effect of Vibration on Burnout in Vertical, Two-Phase Flow", Reporte AERE - R - 6375, - Atom. Energy Res. Est., U.K., 1970
- (¹¹) Wong, P.F.Y., Ko, N.W.M., y Yip, P.C., "Mass Transfer from Large Diameter Vibrating Cylinders", Trans. I.Chem E., Vol. 56, 1978, pp.214 - 216
- (¹²) Rohsenow W.M., "Heat Transfer and Temperature Distri--bution in Laminar - Film Condensation", Trans. ASME, Vol. 78, 1956, pp.1645 - 1648.
- (¹³) Shah, K. R., "Compact heat exchangers", pp.111-152, -- en Heat Exchangers - Thermal - Hydraulic Fundamentals and design. Editado por S. Kakac, A. E. Bergles y F. - Kazinger. Mc Graw - Hill Book Co. N. Y. 1981
- (¹⁴) Delinger W.G. "Use of a programable calculator to deter--mine thermocouple temperatures". Solar Energy. Vol. 20, No. 4, pp. 359-360. Pergamon Press 1978.

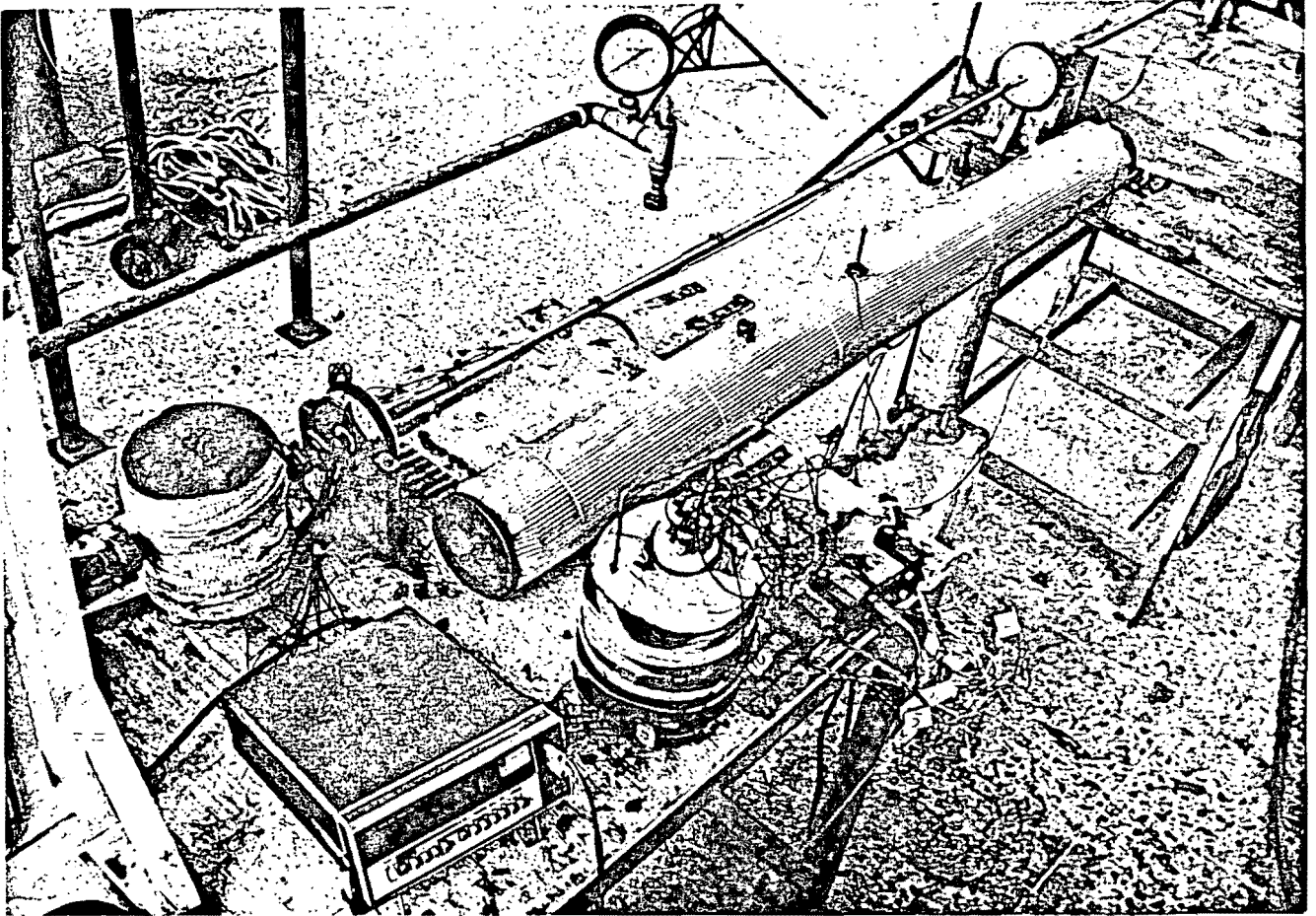


Fig 1 Sección de pruebas con la chaqueta de vapor des
montada

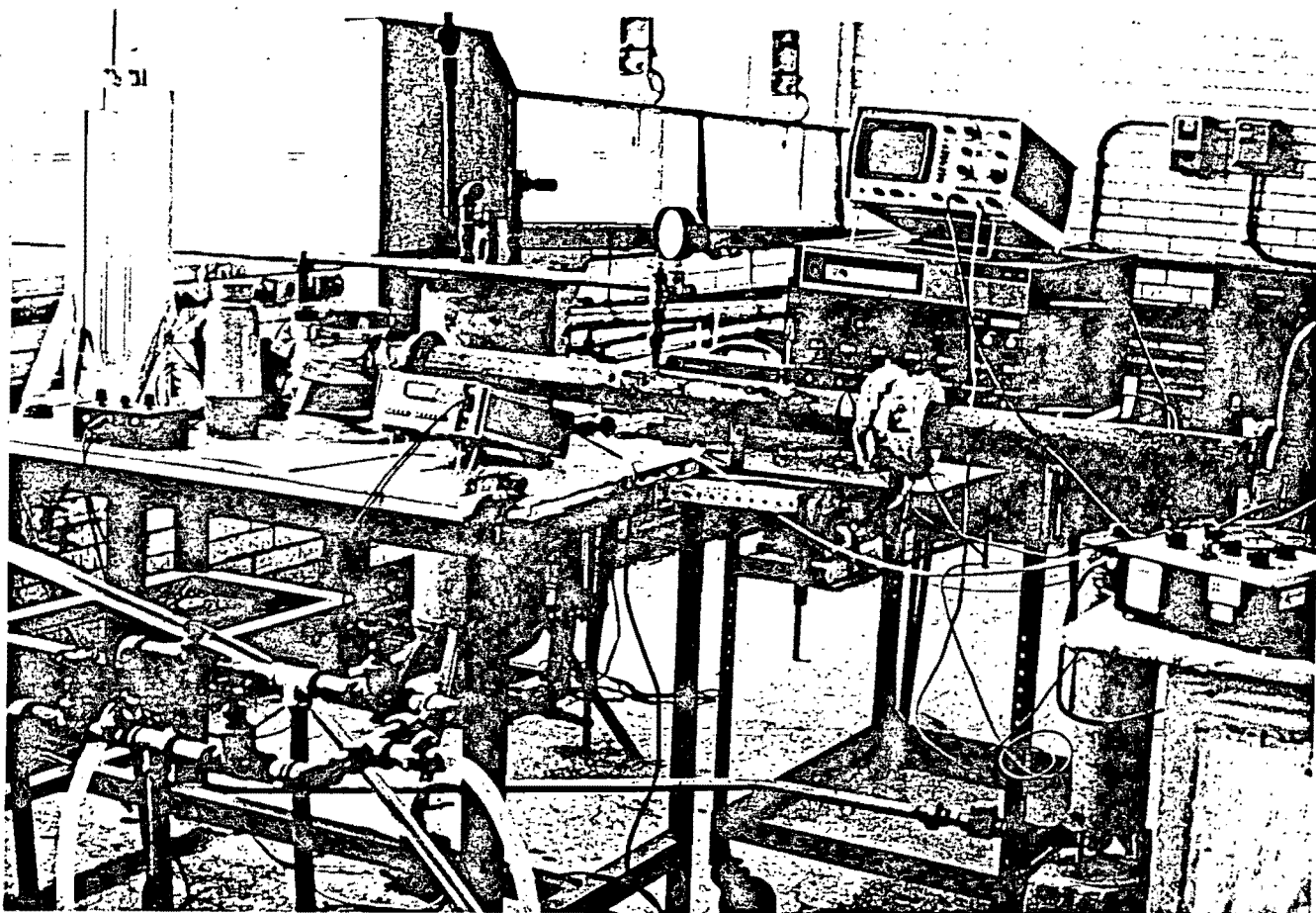


Fig 2 Vista general de la instalación de pruebas en el laboratorio de térmica (I. de I., UNAM)

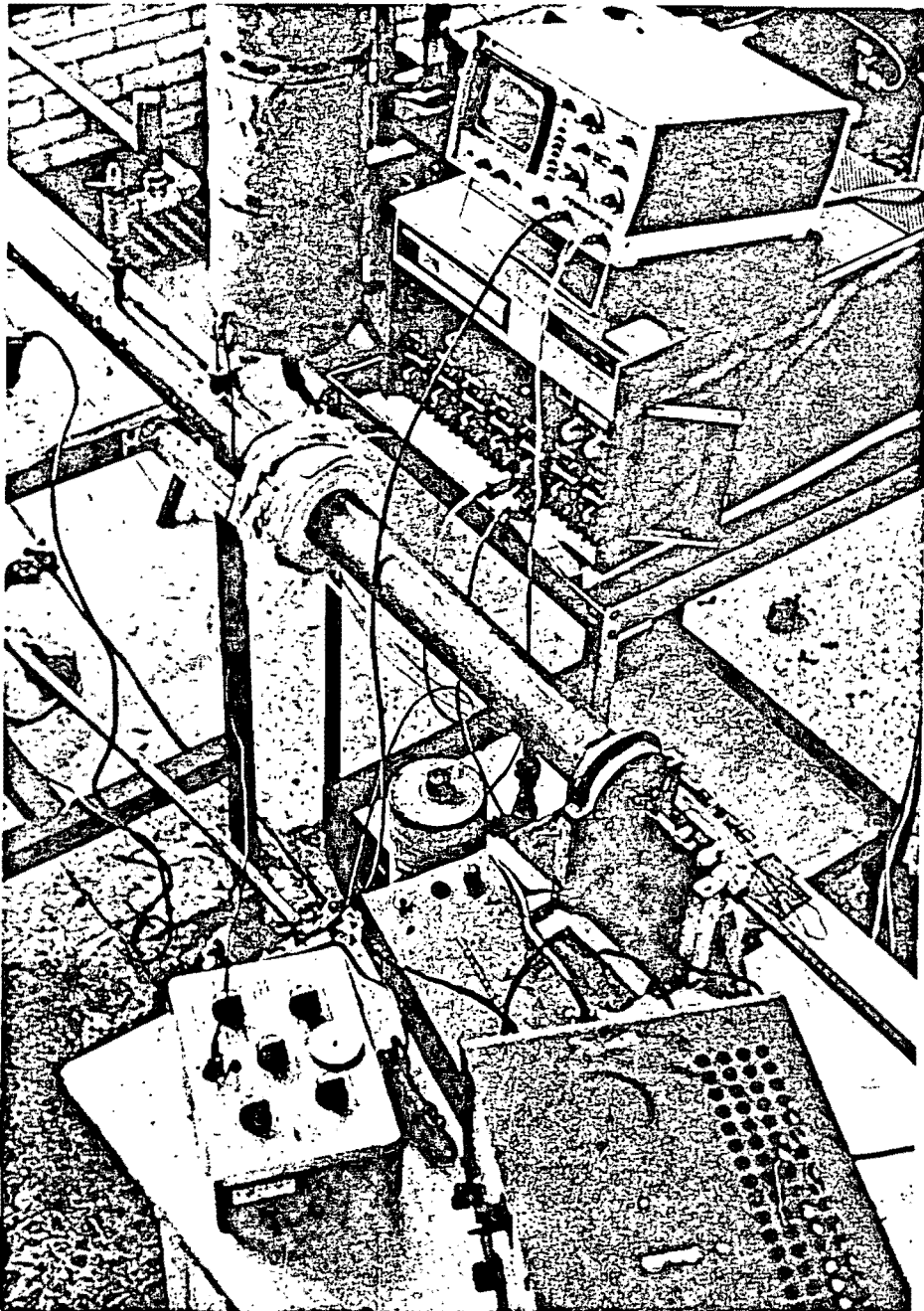


Fig 3 Equipos para la adquisición de datos de prueba

OSCILADOR TIPO "BANDERA"



LAMINA PLANA



LAMINA HELICOIDAL



ALAMBRE HELICOIDAL



0 5 10 15 20 22 cm

Fig 4 Cuatro insertos intensificadores de convección

U, en

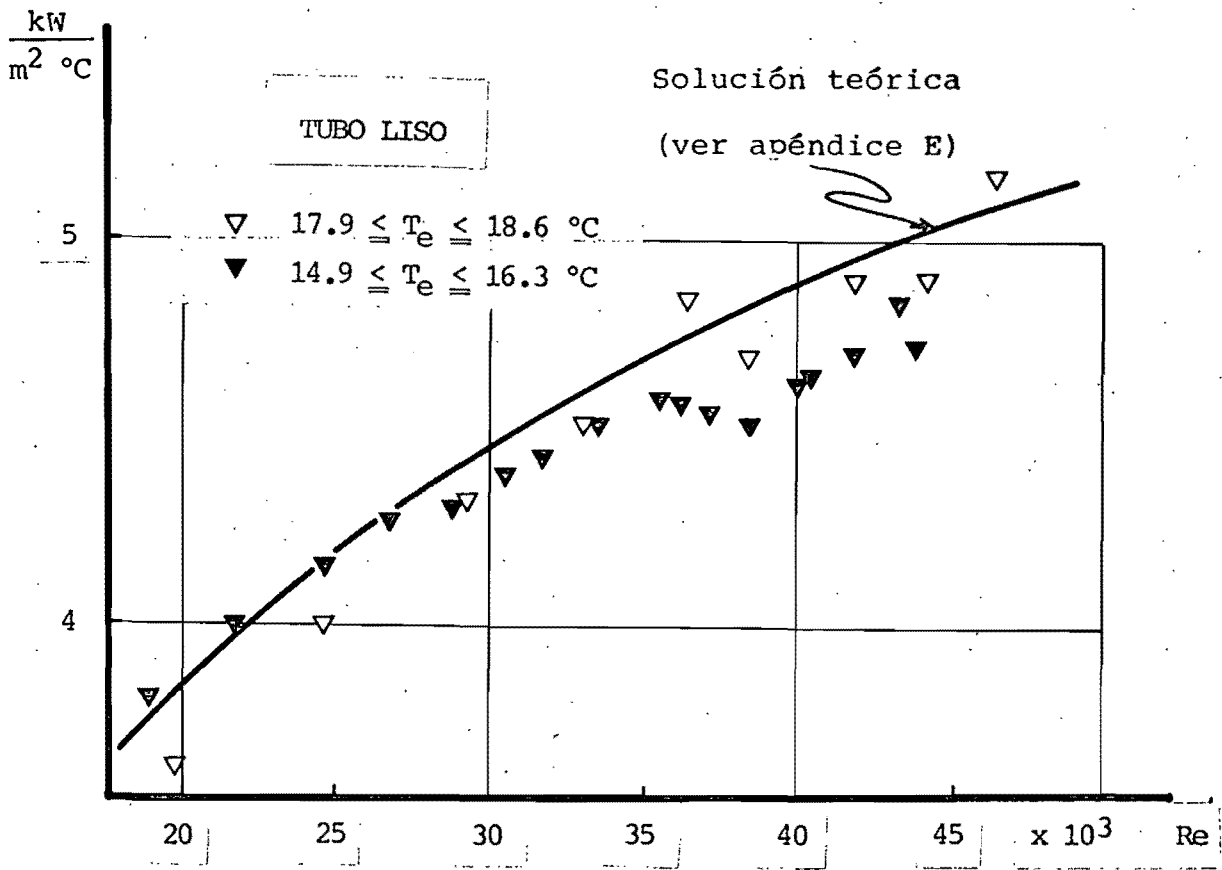


Fig 5. COEFICIENTE GLOBAL U EN FUNCION DEL NUMERO DE REYNOLDS EN LA SECCION DE PRUEBAS CON TEMPERATURAS DE ENTRADA VARIABLES.

U, en

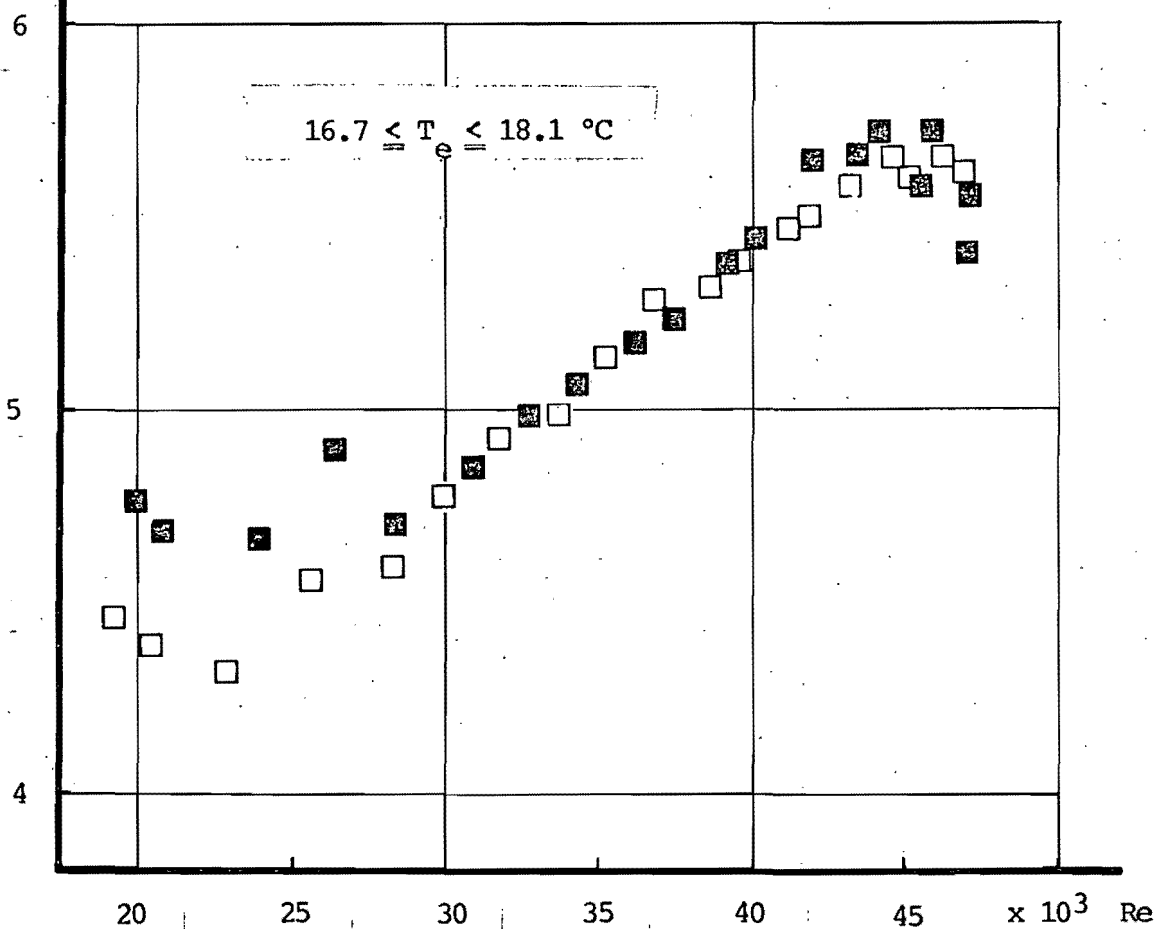
 $\frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$ 

Fig 6. COMPARACION DEL COEFICIENTE GLOBAL U COMO FUNCION DEL NUMERO DE REYNOLDS CON LA BANDERA EN EL CENTRO DE LA SECCION DE PRUEBAS (\square) Y EN EL EXTREMO DE ENTRADA (\blacksquare).

U, en

$$\frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

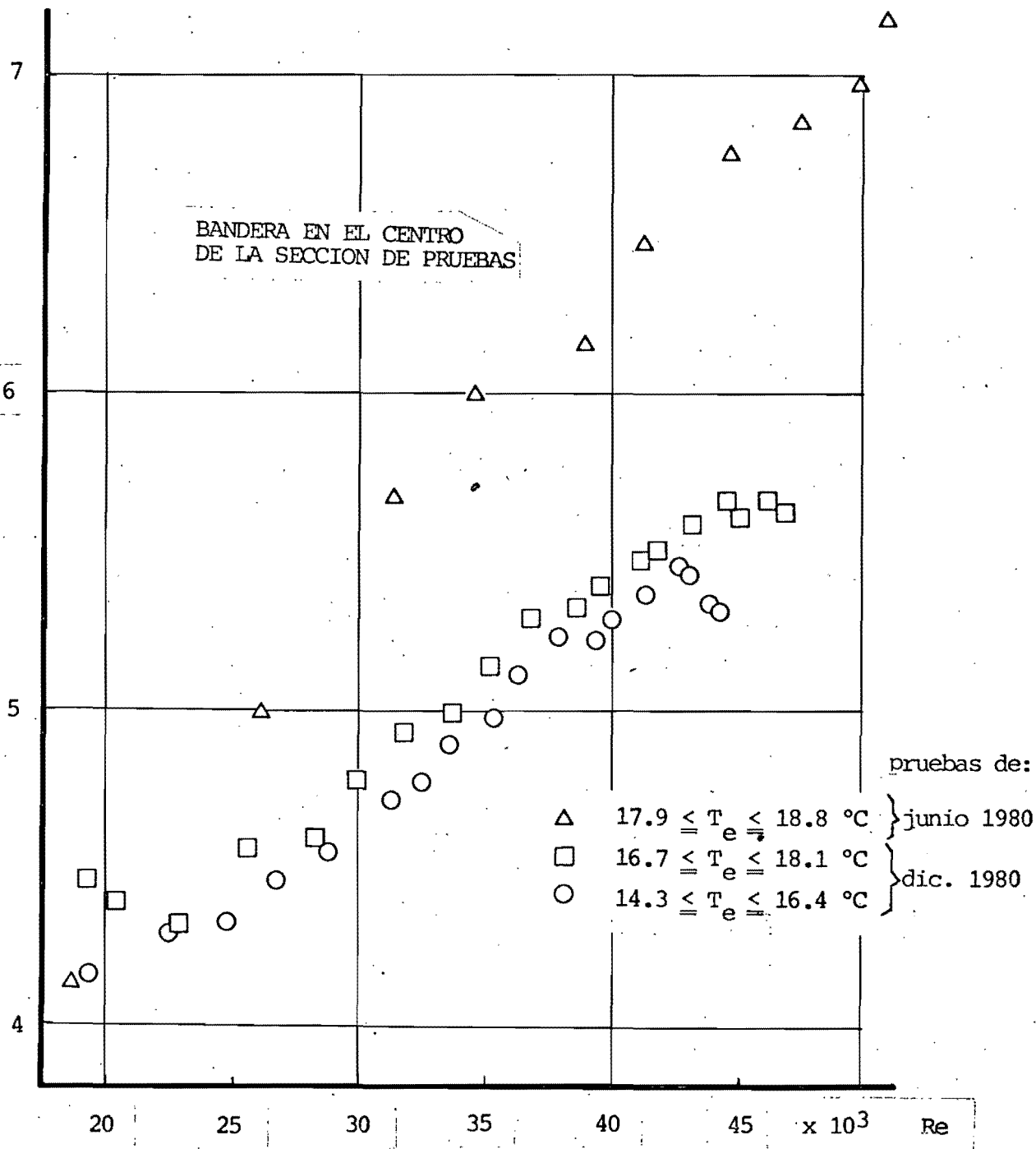


Fig 7. COMPARACION DEL COEFICIENTE GLOBAL U COMO FUNCION DEL NUMERO DE REYNOLDS PARA TRES TEMPERATURAS DE ENTRADA DEL AGUA A LA SECCION DE PRUEBAS

U, en

$$\frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

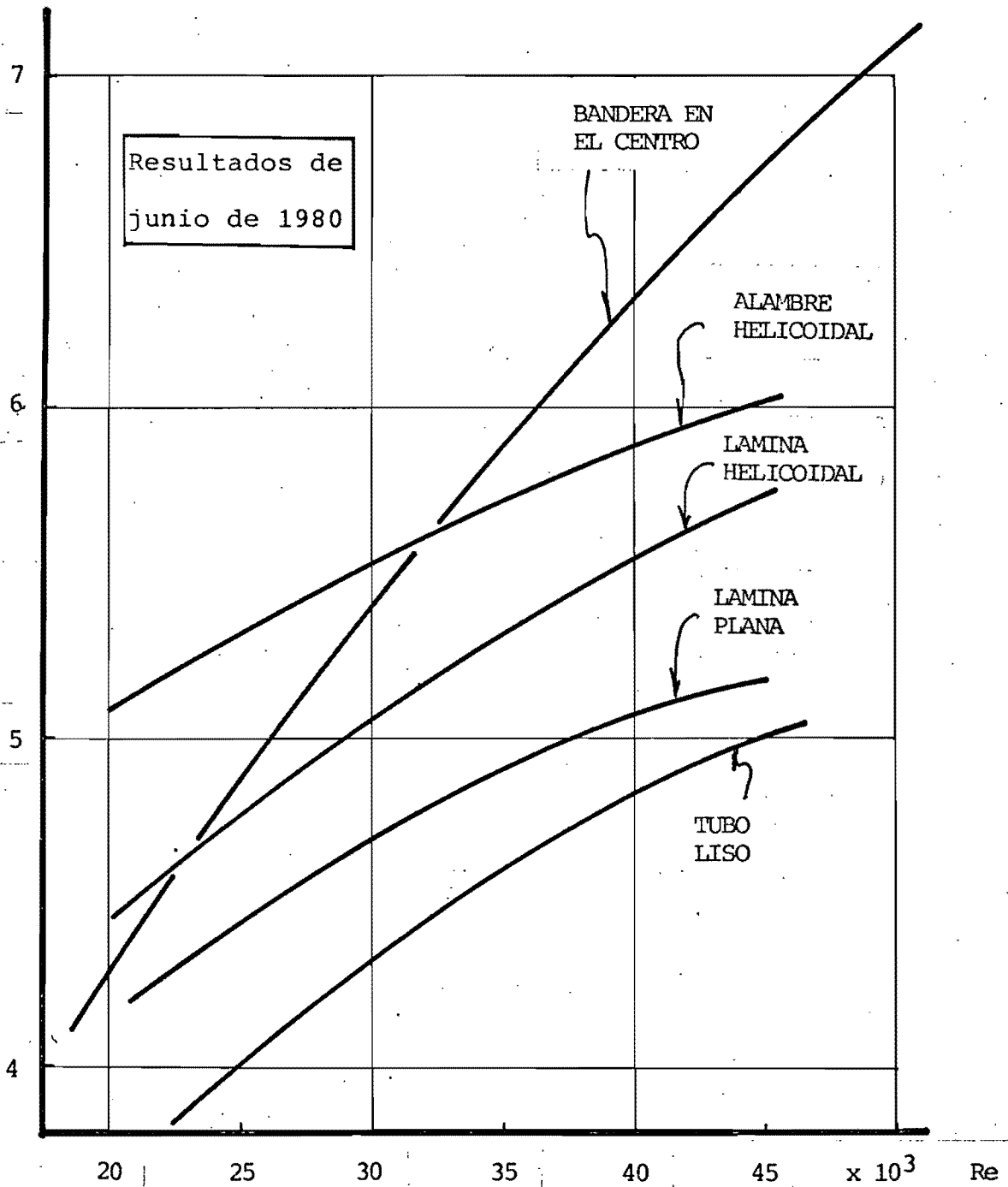


Fig 8. COMPARACION DE VALORES DEL COEFICIENTE GLOBAL U COMO FUNCION DEL NUMERO DE REYNOLDS CON DISTINTOS INTENSIFICADORES EN LA SECCION DE PRUEBAS ($16.0 \leq T_e \leq 18.9 \text{ } ^\circ\text{C}$)

ΔP , en

Pa

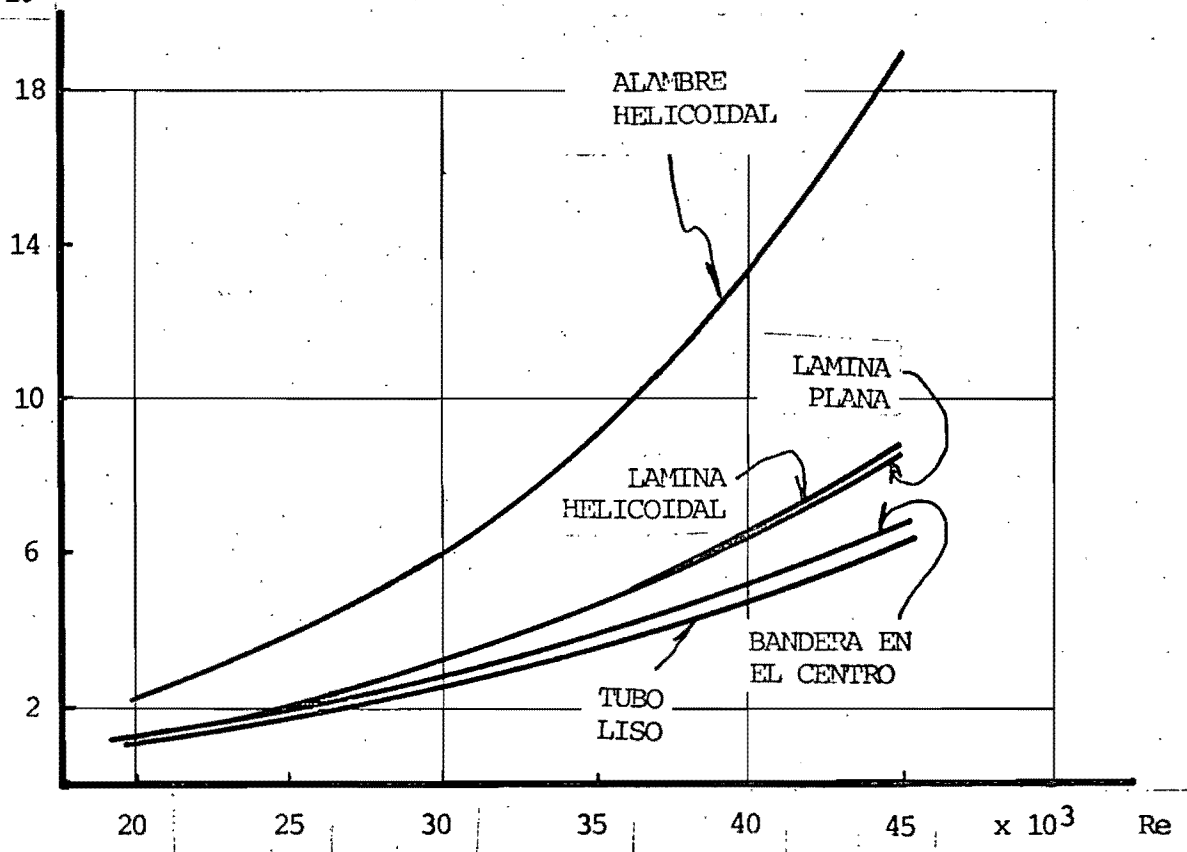
 $\times 10^3$ 

Fig 9. CAIDAS DE PRESION EN FUNCION DEL NUMERO DE REYNOLDS OBTENIDAS EN LA SECCION DE PRUEBAS CON DIVERSOS INTENSIFICADORES.

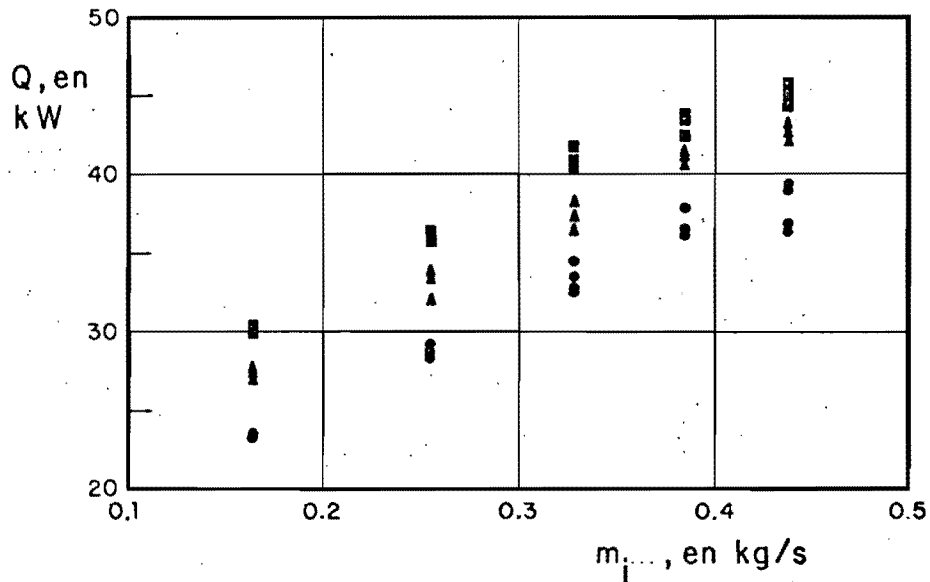


Fig 10 Variación de Q con el flujo másico. Los círculos corresponden al tubo liso, los triángulos al inserto helicoidal y los cuadrados al inserto bandera

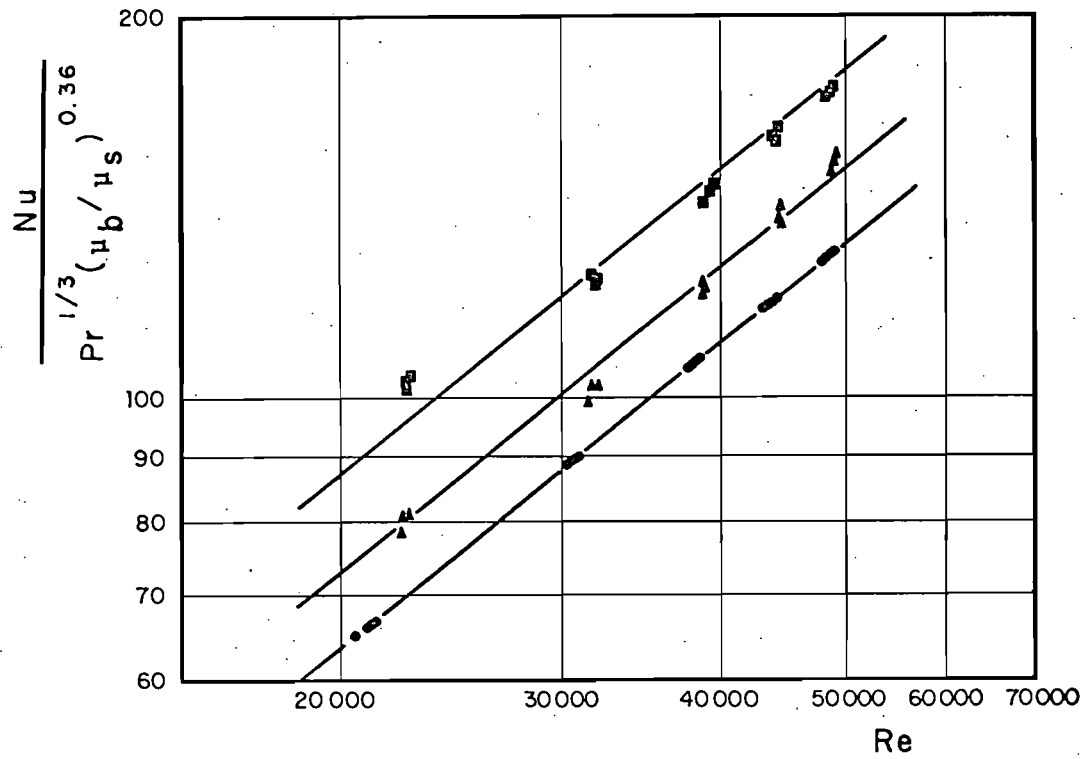


Fig 11 Correlaciones adimensionales correspondientes a los datos de la fig 10

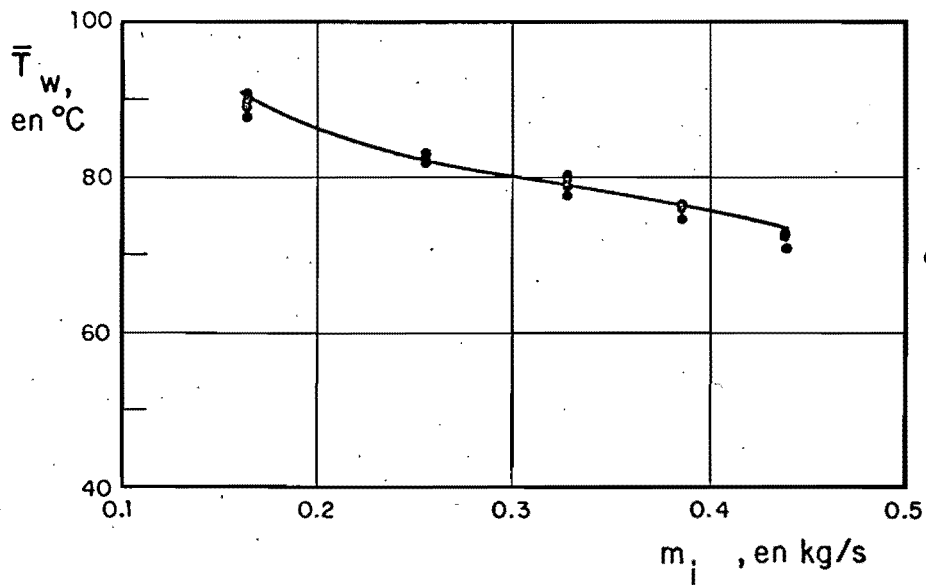
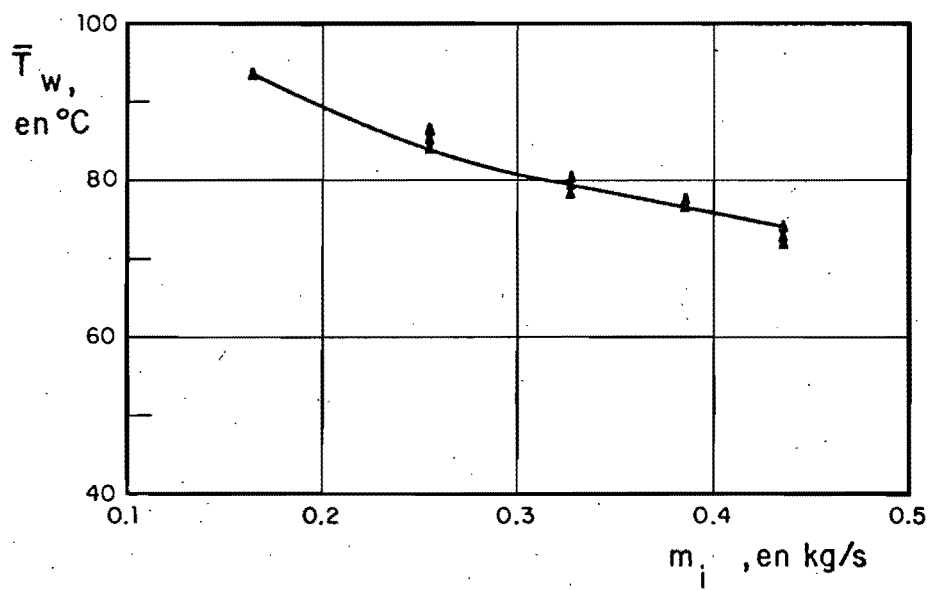
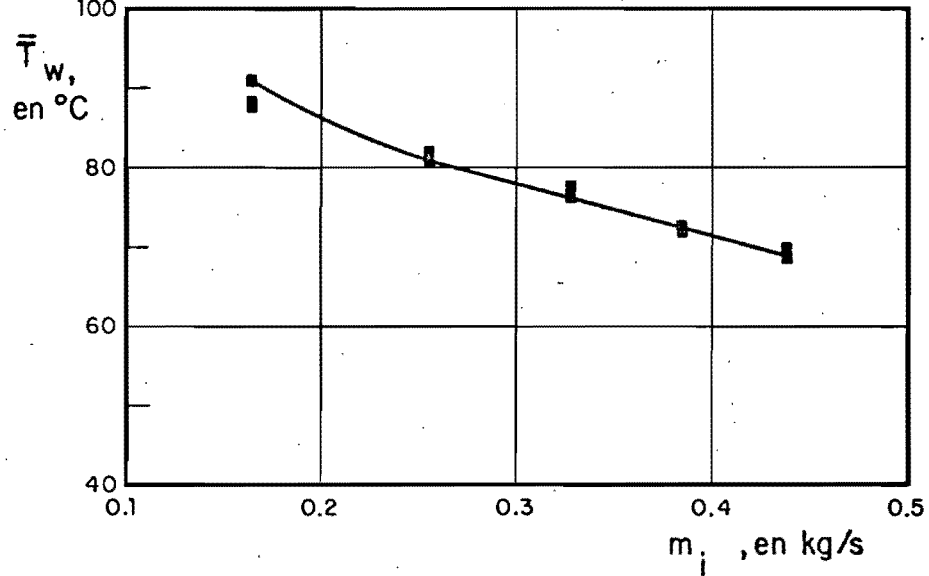


Fig 12 Variación de T_w con el flujo de masa

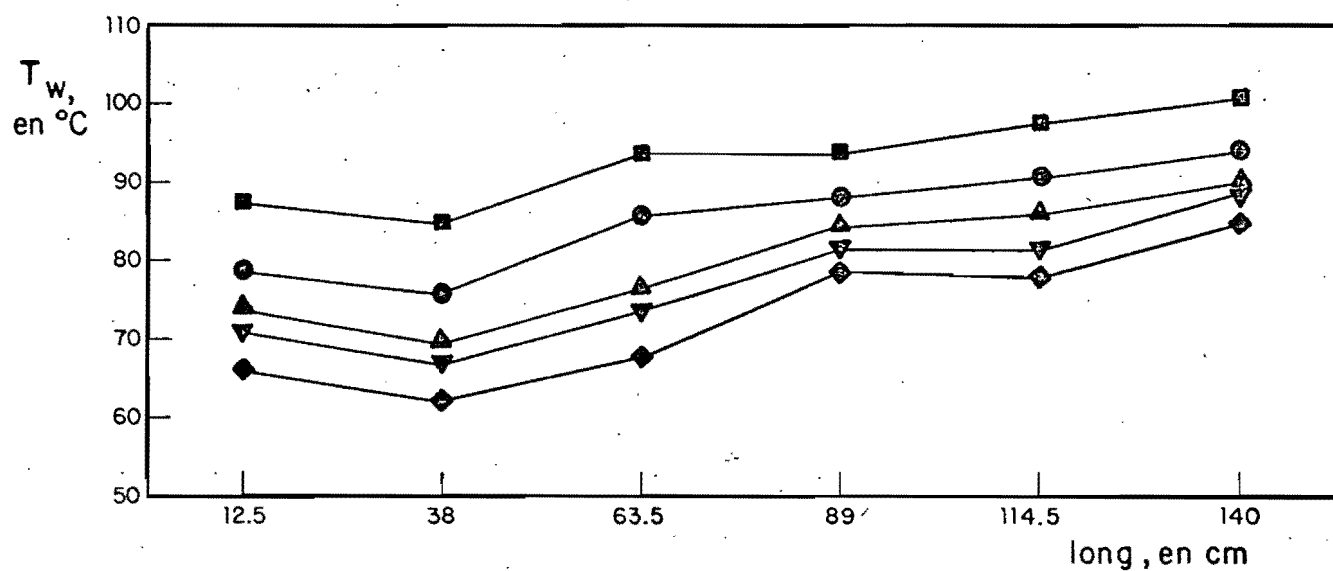
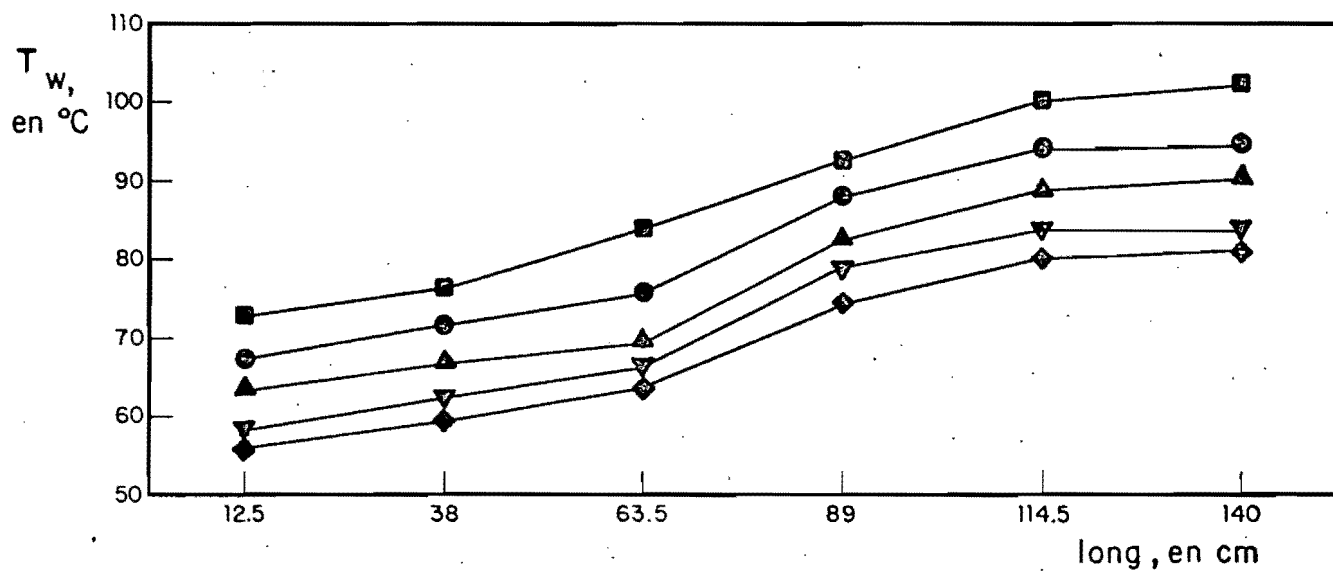


Fig 13 Variación de T_w a lo largo del tubo, para flujos máxicos (de arriba hacia abajo) de 0.1633 (■), 0.2553 (●), 0.3271 (▲), 0.3860 (▼) y 0.4389 (◆) en kg/s . La figura superior corresponde al inserto bandera y la inferior al helicoidal

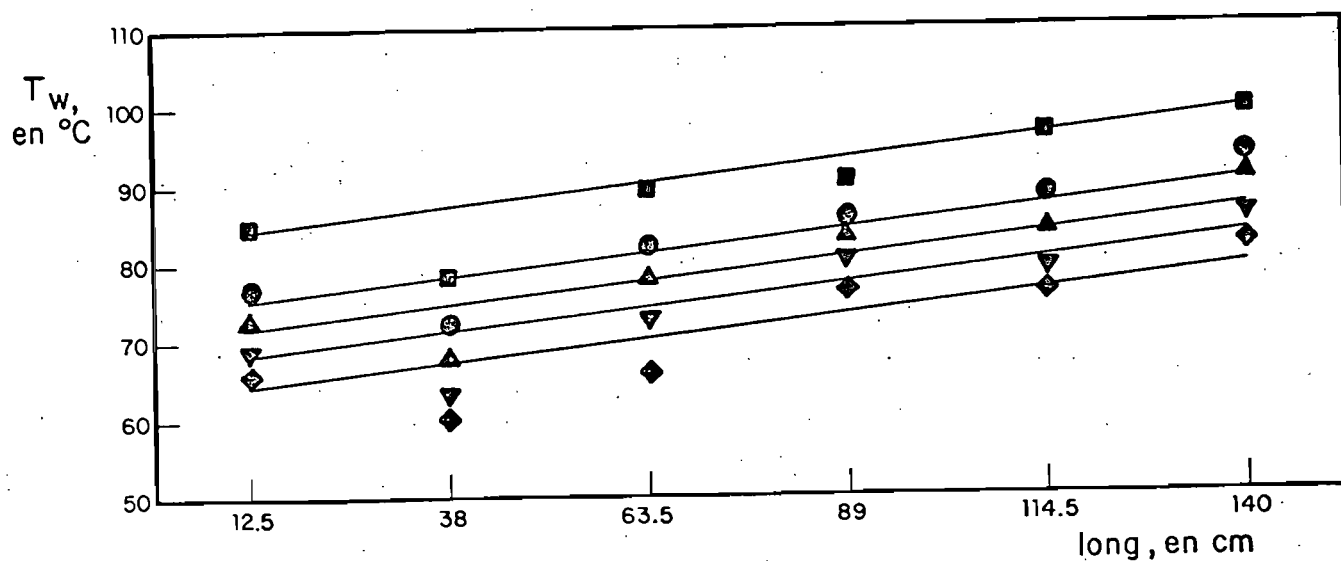


Fig 14 Variación de T_w en la longitud, mismos gastos que la fig 13, para tubo liso. Las líneas continuas son la solución de la ecuación de Deissler, que se usa para interpolación, y se trazaron por secciones aplicando el procedimiento indicado en la figura B3.

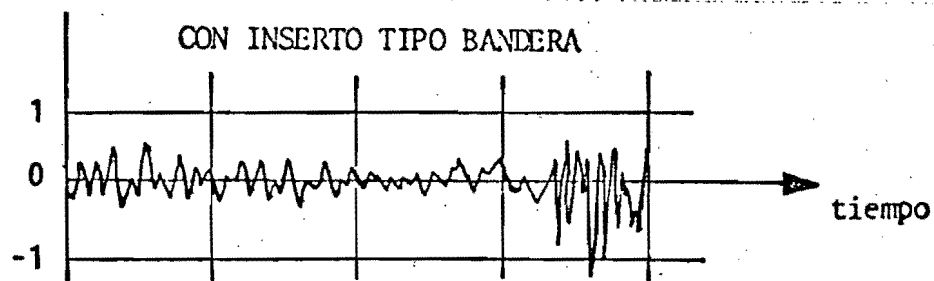
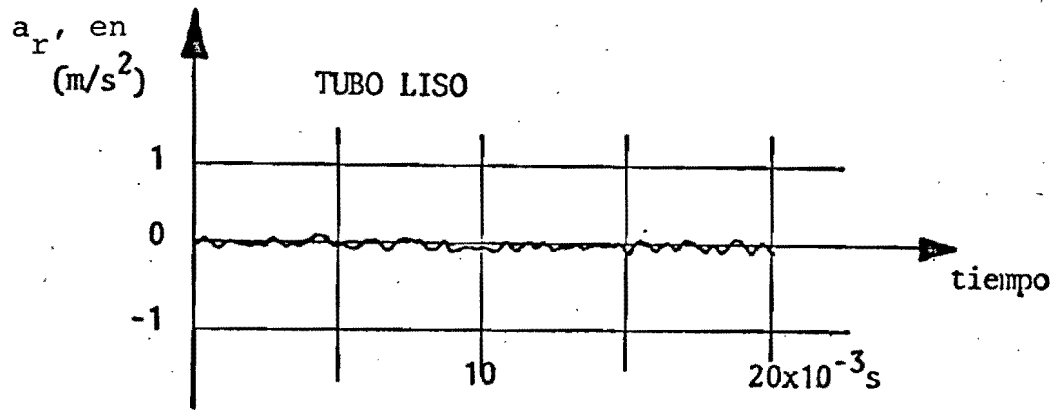
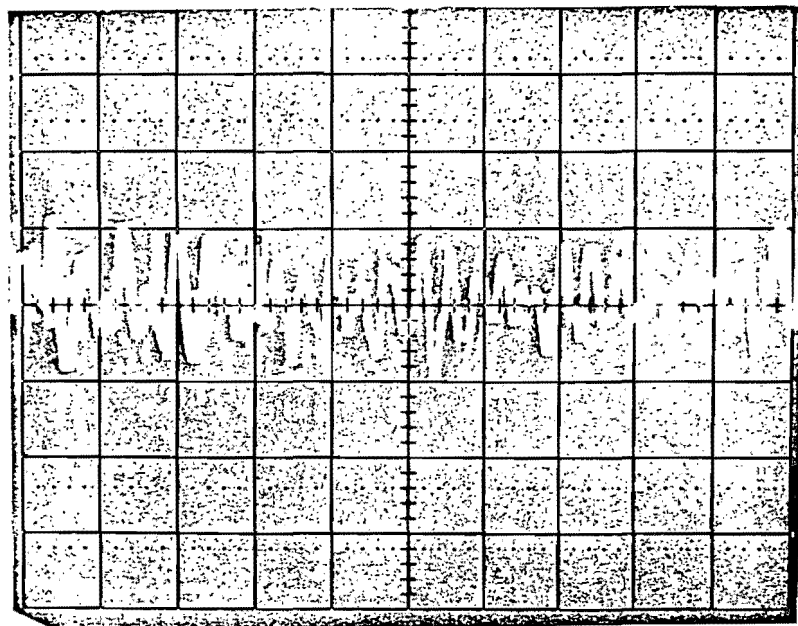
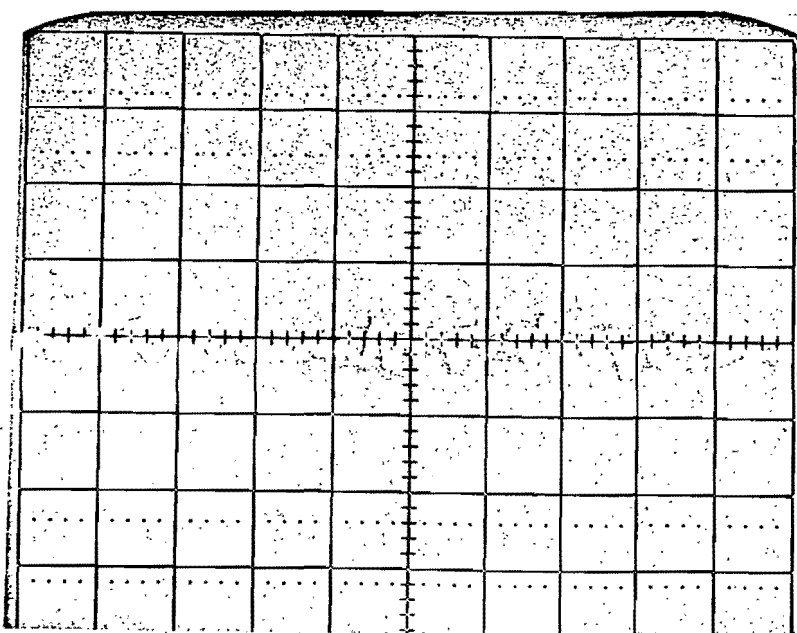


Fig 15 Aceleración en la dirección radial del tubo de prueba, con y sin inserto tipo bandera

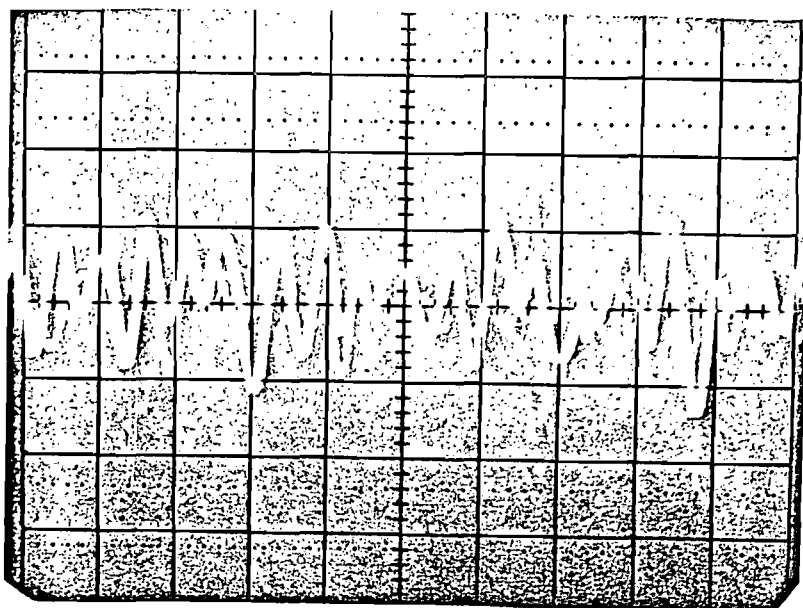


FLUJO MAXIMO

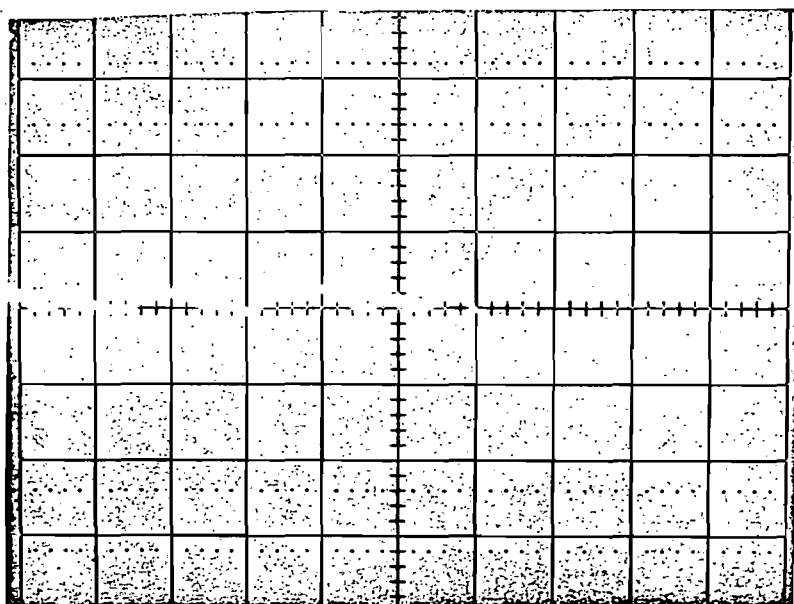


FLUJO MINIMO

Fig 16 VIBRACION DEL TUBO DE PRUEBAS PRODUCIDA POR EL OSCILADOR TIPO BANDERA PARA FLUJO MAXIMO Y MINIMO.

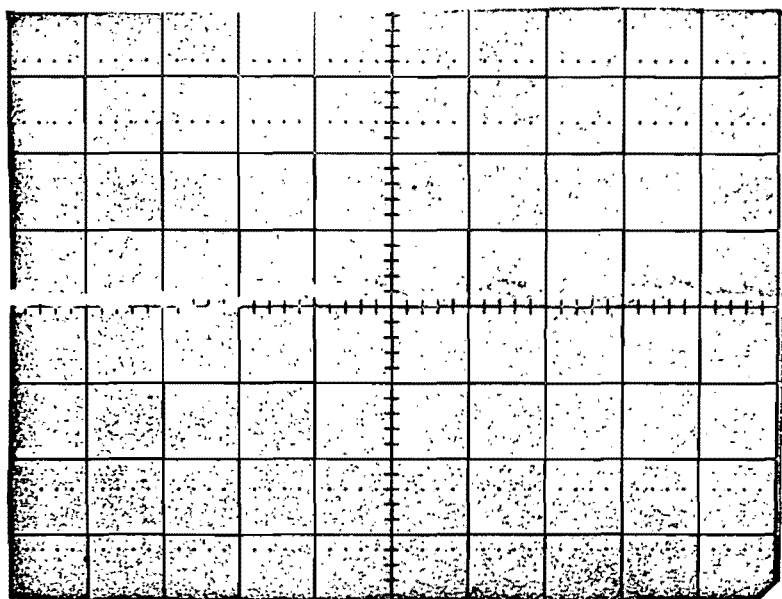


FLUJO MAXIMO

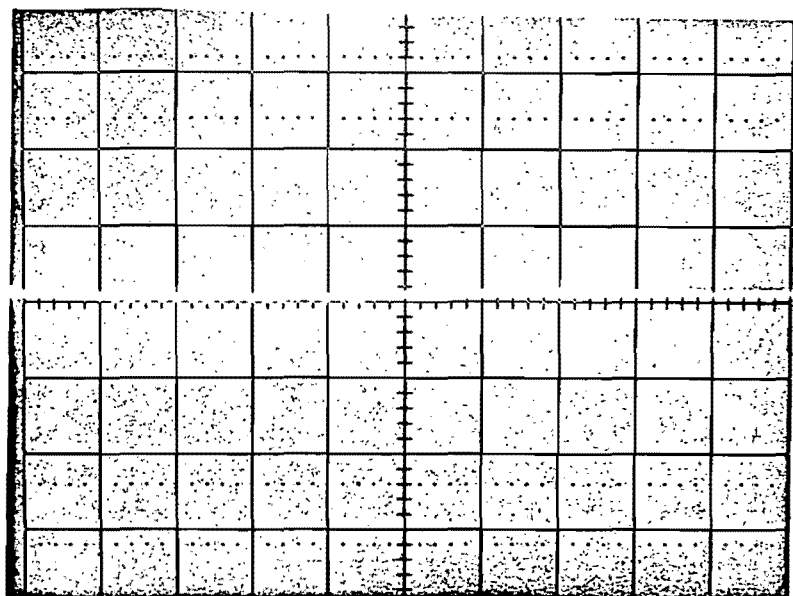


FLUJO MINIMO

Fig 17 VIBRACION DEL TUBO DE PRUEBAS PRODUCIDA POR EL INTENSIFICADOR LAMINA HELICOIDAL PARA FLUJO MAXIMO Y MINIMO.



FLUJO MAXIMO



FLUJO MINIMO

Fig 18 VIBRACION DEL TUBO LISO TOMADA COMO BASE.

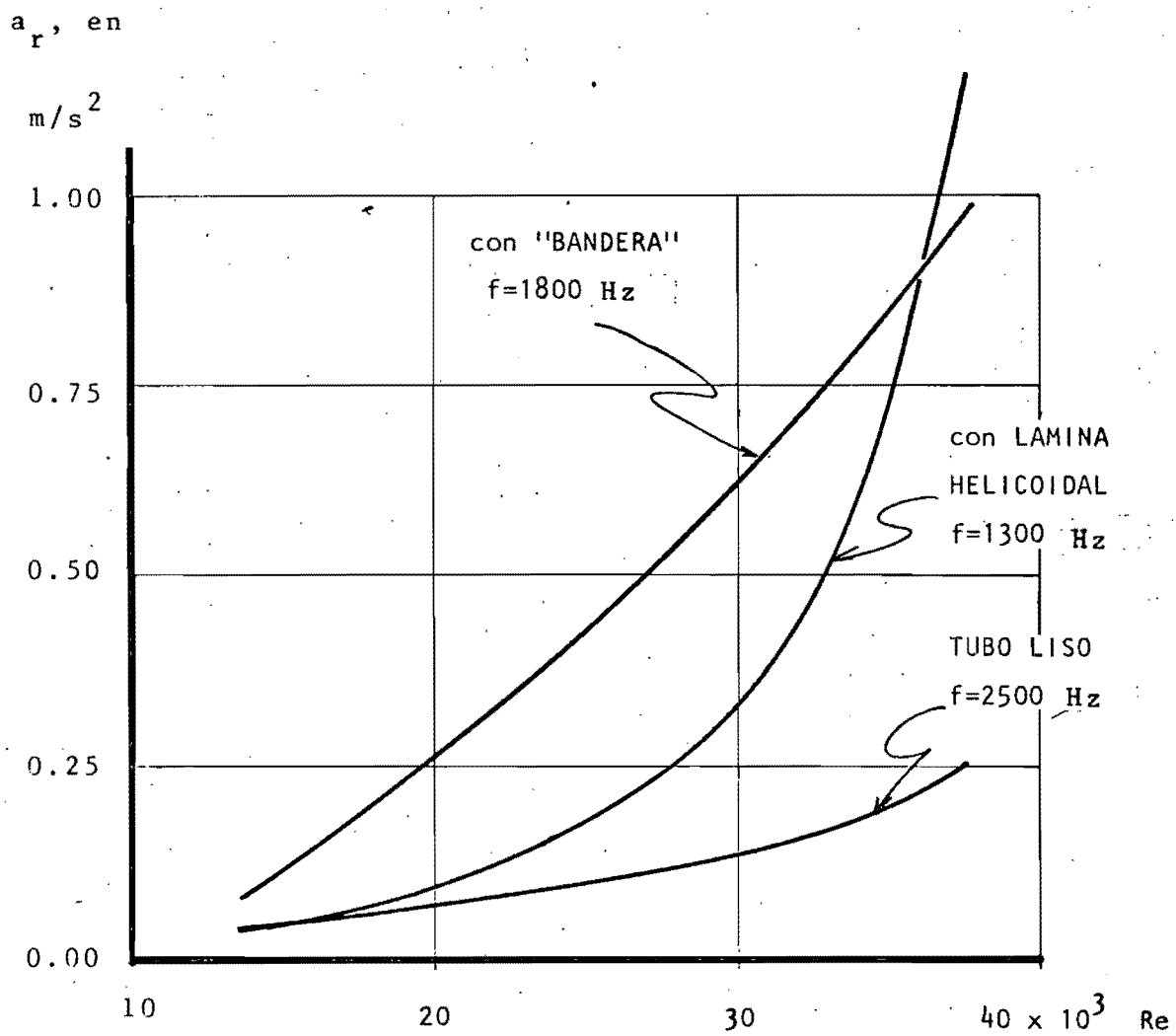


Fig 19 ACCELERACION RADIAL DEL TUBO DE PRUEBAS
COMO FUNCION DEL NUMERO DE REYNOLDS

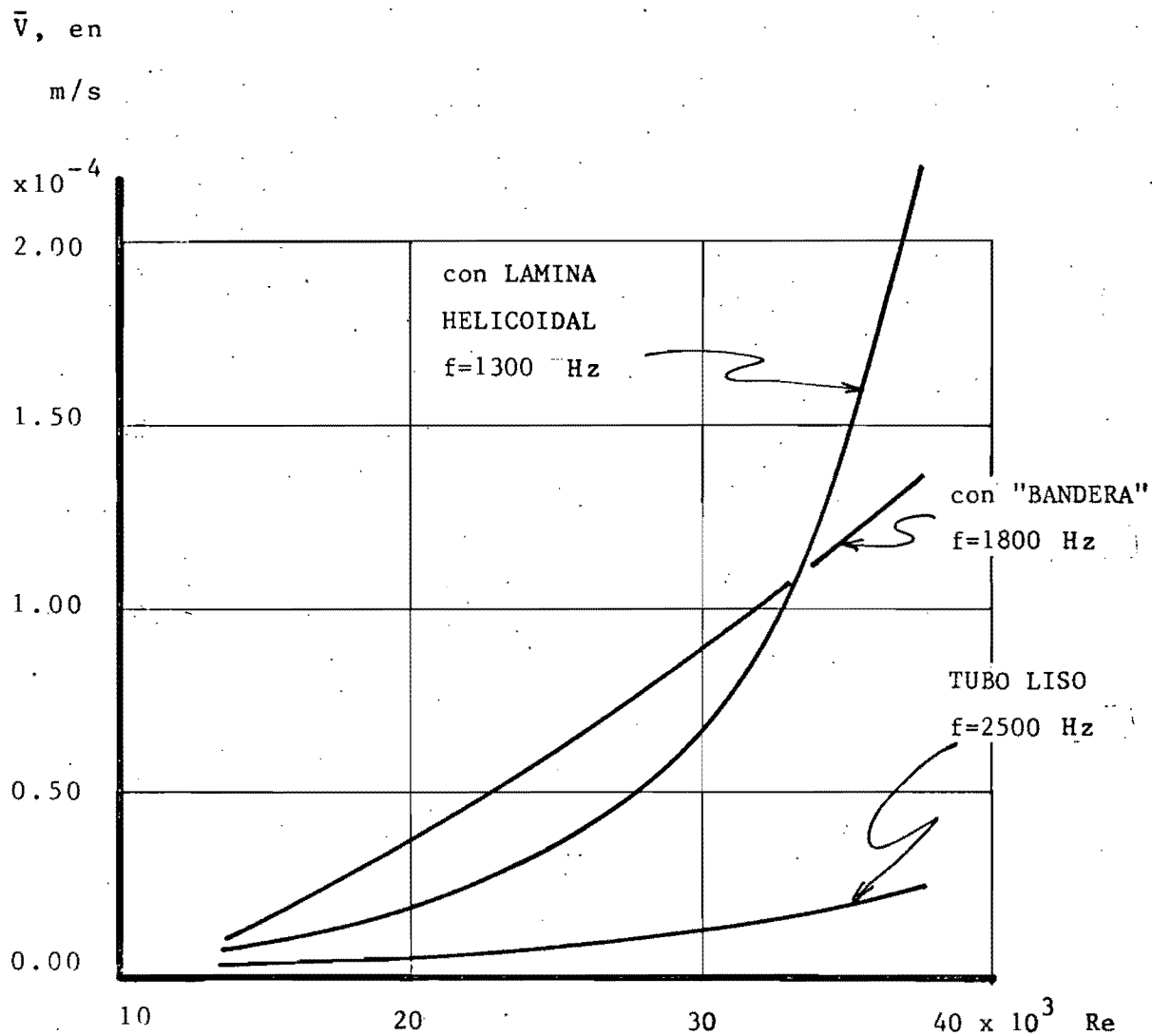


Fig 20 VELOCIDAD MEDIA DE DESPLAZAMIENTO EN LA DIRECCION RADIAL DEL TUBO DE PRUEBAS EN FUNCION DEL NUMERO DE REYNOLDS

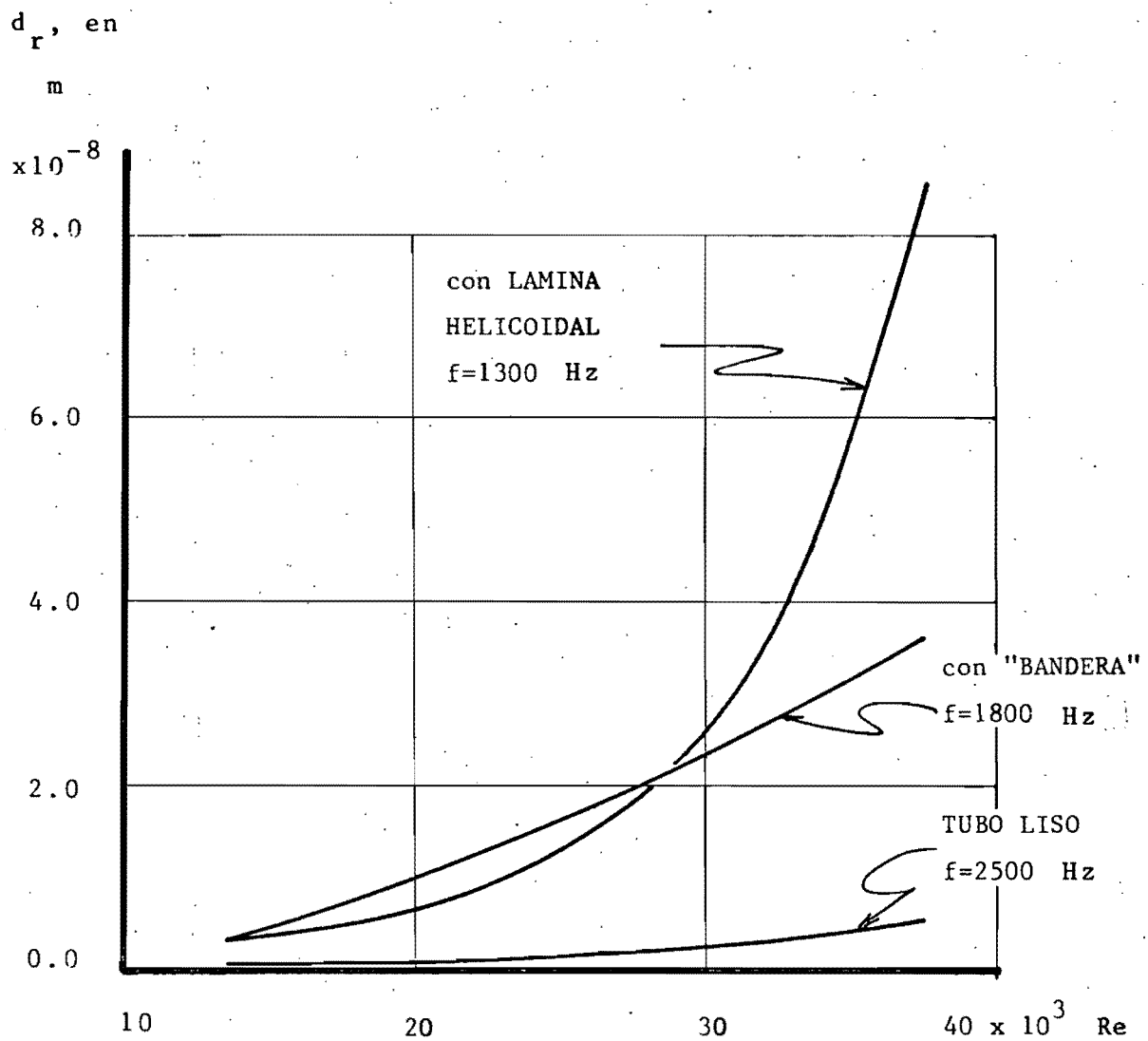


Fig 21 DESPLAZAMIENTO RADIAL DEL TUBO DE PRUEBAS
EN FUNCION DEL NUMERO DE REYNOLDS

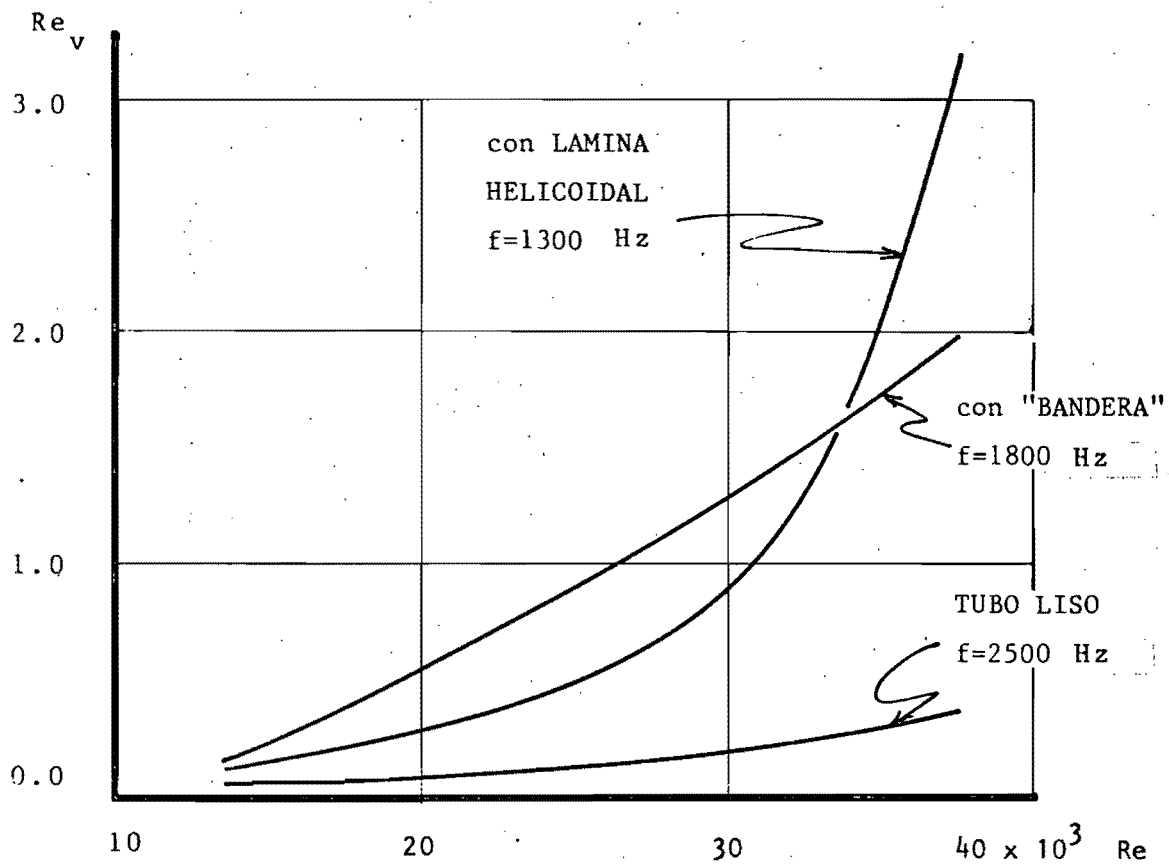


Fig 22 NUMERO DE REYNOLDS VIBRACIONAL EN
FUNCION DEL NUMERO DE REYNOLDS

APENDICE A.

RESULTADOS BASICOS

Se muestran los resultados básicos: gasto másico m_i , en cm de Hg y en kg/s; temperatura de entrada T_e , de salida T_s y sobre la superficie T_w de la sección de pruebas, en °C; temperatura de vapor, T_v , en °C; de las pruebas experimentales realizadas con el intensificador tipo bandera, lámina helicoidal y tubo liso sin intensificador, en las tablas A1, A2 y A3 respectivamente.

GASTO MASICO		TEMP. AGUA		TEMPERATURA VAPOR			TEMPERATURA DE SUPERFICIE						
cm Hg	m_i	Salida	Entrada	T_{v2}	T_{v1}	\bar{T}_v	T_{w6}	T_{w5}	T_{w4}	T_{w3}	T_{w2}	T_{w1}	\bar{T}_w
	kg/s	T_s	T_e										
2.36	0.1639	63.50	19.86	125.92	125.51	125.72	100.36	99.28	92.06	84.24	75.66	72.26	87.31
2.36	0.1639	63.99	19.61	125.77	125.41	125.59	101.68	99.95	92.08	85.54	75.86	72.97	88.01
2.36	0.1639	63.46	19.71	125.49	125.06	125.28	102.13	100.13	92.49	83.91	76.55	72.98	88.03
6.02	0.2545	53.65	19.45	125.85	125.25	125.55	94.68	93.49	87.96	75.64	71.71	68.16	81.94
6.02	0.2545	53.13	19.42	126.16	125.48	125.82	93.77	92.48	86.63	73.91	69.55	67.08	80.57
6.02	0.2545	53.88	19.55	126.26	125.69	125.98	94.47	94.18	88.19	75.86	71.88	67.36	81.99
10.10	0.3271	49.21	19.34	125.90	125.24	125.57	90.33	88.99	82.57	69.47	66.84	63.35	76.93
10.10	0.3271	49.34	18.80	126.19	125.59	125.89	89.93	89.01	83.75	71.15	67.53	64.15	77.59
10.10	0.3271	48.31	18.67	126.24	125.62	125.93	89.95	88.39	82.60	69.36	67.57	62.15	76.67
14.10	0.3852	44.91	18.40	125.98	125.30	125.64	85.09	83.77	77.97	67.09	61.35	58.38	72.27
14.10	0.3852	45.51	18.29	126.08	125.41	125.75	85.14	84.71	78.73	66.22	62.61	59.77	72.86
14.10	0.3852	45.05	18.08	126.42	125.68	126.05	84.17	84.07	79.07	66.56	62.67	58.63	72.53
18.26	0.4375	42.08	17.79	126.29	125.54	125.92	80.67	79.42	74.47	64.64	58.75	55.69	68.94
18.26	0.4375	42.71	17.68	125.82	125.16	125.49	82.31	80.64	75.10	64.85	59.16	57.84	69.98
18.26	0.4375	42.36	17.68	126.44	125.68	126.06	81.52	80.18	74.32	63.91	59.49	56.27	69.28

Tabla A1 Resultados básicos de la prueba experimental realizada con el intensificador tipo bandera

GASTO MASICO		TEMP. AGUA		TEMPERATURA VAPOR			TEMPERATURA DE SUPERFICIE						
m_i		Salida	Entrada	T_{v2}	T_{v1}	\bar{T}_v	T_{w6}	T_{w5}	T_{w4}	T_{w3}	T_{w2}	T_{w1}	\bar{T}_w
cm Hg	kg/s	T_s	T_e	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$
2.36	0.1639	60.57	21.21	125.53	125.43	125.48	100.50	98.4	94.36	95.32	86.04	86.34	93.49
2.36	0.1639	61.31	21.28	125.07	124.97	125.02	100.65	98.45	94.42	94.35	85.19	86.65	93.28
2.36	0.1639	61.10	21.41	125.31	125.17	125.24	100.72	97.83	93.84	93.89	84.56	87.22	93.01
6.06	0.2553	50.76	20.56	125.72	125.49	125.61	93.05	90.27	86.53	83.51	74.70	78.08	84.36
6.06	0.2553	52.33	20.50	125.24	125.10	125.17	93.96	90.25	88.79	87.79	77.48	79.56	86.30
6.06	0.2553	51.85	20.47	125.13	124.94	125.04	93.82	90.51	87.90	85.68	75.66	78.64	85.37
10.10	0.3271	47.40	19.98	125.23	124.99	125.11	89.81	85.74	84.04	76.15	69.29	73.49	79.75
10.10	0.3271	46.76	19.91	125.90	125.60	125.75	86.69	85.71	82.84	75.40	67.63	71.39	78.61
10.10	0.3271	47.57	19.52	125.06	124.86	124.96	89.89	85.53	84.76	77.91	70.46	72.27	80.14
14.06	0.3847	45.05	19.37	125.37	125.12	125.25	88.88	81.23	81.50	73.49	66.90	70.77	77.13
14.06	0.3847	45.21	19.36	125.71	125.44	125.58	89.05	80.88	80.92	73.45	65.98	68.10	76.39
14.06	0.3847	44.69	19.36	125.32	125.05	125.19	88.10	81.03	80.63	72.33	65.72	69.20	76.17
18.10	0.4356	42.07	18.83	126.24	125.83	126.04	84.32	77.56	77.75	66.79	61.25	66.30	72.33
18.10	0.4356	42.80	18.96	126.14	125.77	125.96	85.07	77.79	78.70	68.88	61.43	64.77	72.77
18.10	0.4356	42.58	19.02	125.90	125.54	125.72	84.81	77.95	78.94	67.69	62.20	66.00	72.85

Tabla A2 Resultados básicos de la prueba experimental realizada con el intensificador lámina helicoidal

GASTO MASICO		TEMP. AGUA		TEMPERATURA VAPOR			TEMPERATURA DE SUPERFICIE						
m_i		Salida	Entrada	T_{v2}	T_{v1}	\bar{T}_v	T_{w6}	T_{w5}	T_{w4}	T_{w3}	T_{w2}	T_{w1}	\bar{T}_w
cm Hg	kg/s	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
2.34	0.1633	53.03	20.93	125.35	125.06	125.21	96.33	94.97	88.09	86.11	75.69	84.15	87.56
2.34	0.1633	55.14	21.03	125.51	125.26	125.39	98.70	96.18	90.00	87.49	77.97	85.70	89.34
2.34	0.1633	55.70	21.31	125.69	125.49	125.59	98.69	95.88	90.01	89.13	77.98	84.41	89.35
2.34	0.1633	55.47	21.24	125.56	125.30	125.43	98.85	96.16	90.10	87.40	77.40	83.47	88.90
6.06	0.2553	47.51	20.69	126.31	126.04	126.18	92.81	88.67	84.28	81.50	70.69	76.78	82.46
6.06	0.2553	47.12	20.62	125.49	125.22	125.36	92.33	88.99	84.43	80.40	69.35	75.65	81.86
6.06	0.2553	48.01	20.64	125.81	125.54	125.68	92.95	88.19	85.36	81.88	72.05	76.79	82.87
6.06	0.2553	47.58	20.76	125.51	125.23	125.37	93.15	88.31	85.69	80.51	70.25	76.38	82.38
10.10	0.3271	44.84	20.29	125.89	125.67	125.78	90.26	83.71	83.01	77.79	67.76	72.68	79.20
10.10	0.3271	44.27	20.26	125.45	125.23	125.34	88.98	83.15	81.38	74.87	66.45	71.74	77.76
10.10	0.3271	44.09	20.24	125.94	125.67	125.81	89.76	83.36	81.50	76.12	66.68	72.02	78.24
10.10	0.3271	45.61	20.29	125.24	125.07	125.16	90.54	83.77	83.89	78.40	68.70	74.15	79.91
14.14	0.3857	42.62	19.94	125.61	125.40	125.51	85.90	78.99	80.01	73.49	64.13	69.94	75.41
14.14	0.3857	41.63	19.33	125.83	125.59	125.71	85.20	79.18	79.25	71.94	62.86	67.44	74.31
14.16	0.3860	43.25	19.81	125.40	125.28	125.34	86.96	79.24	81.23	75.46	65.94	71.79	76.77
14.16	0.3860	41.86	19.43	125.93	125.67	125.80	85.17	78.84	80.07	72.56	63.03	68.58	74.71
18.38	0.4389	40.54	19.34	125.36	125.16	125.26	82.90	75.40	77.05	70.30	61.27	66.46	72.23
18.38	0.4389	39.24	19.09	125.77	125.47	125.62	81.88	76.04	76.27	65.68	59.98	65.41	70.88
18.38	0.4389	40.81	19.29	125.40	125.18	125.29	83.54	75.51	78.37	69.87	61.53	67.68	72.75
18.38	0.4389	39.08	19.24	126.27	125.90	126.09	80.90	75.59	75.39	67.48	58.78	65.16	70.55

Tabla A3 Resultados básicos de la prueba experimental realizada con tubo liso sin intensificador

APENDICE B

DIAGRAMAS DE FLUJO

Las figuras B1 y B2 corresponden a los diagramas de flujo de los programas de cómputo empleados para determinar el valor promedio del factor a y la temperatura superficial, \bar{T}_w , respectivamente. La figura B3 corresponde a la obtención de la distribución de temperatura superficial teórica para tubo liso.

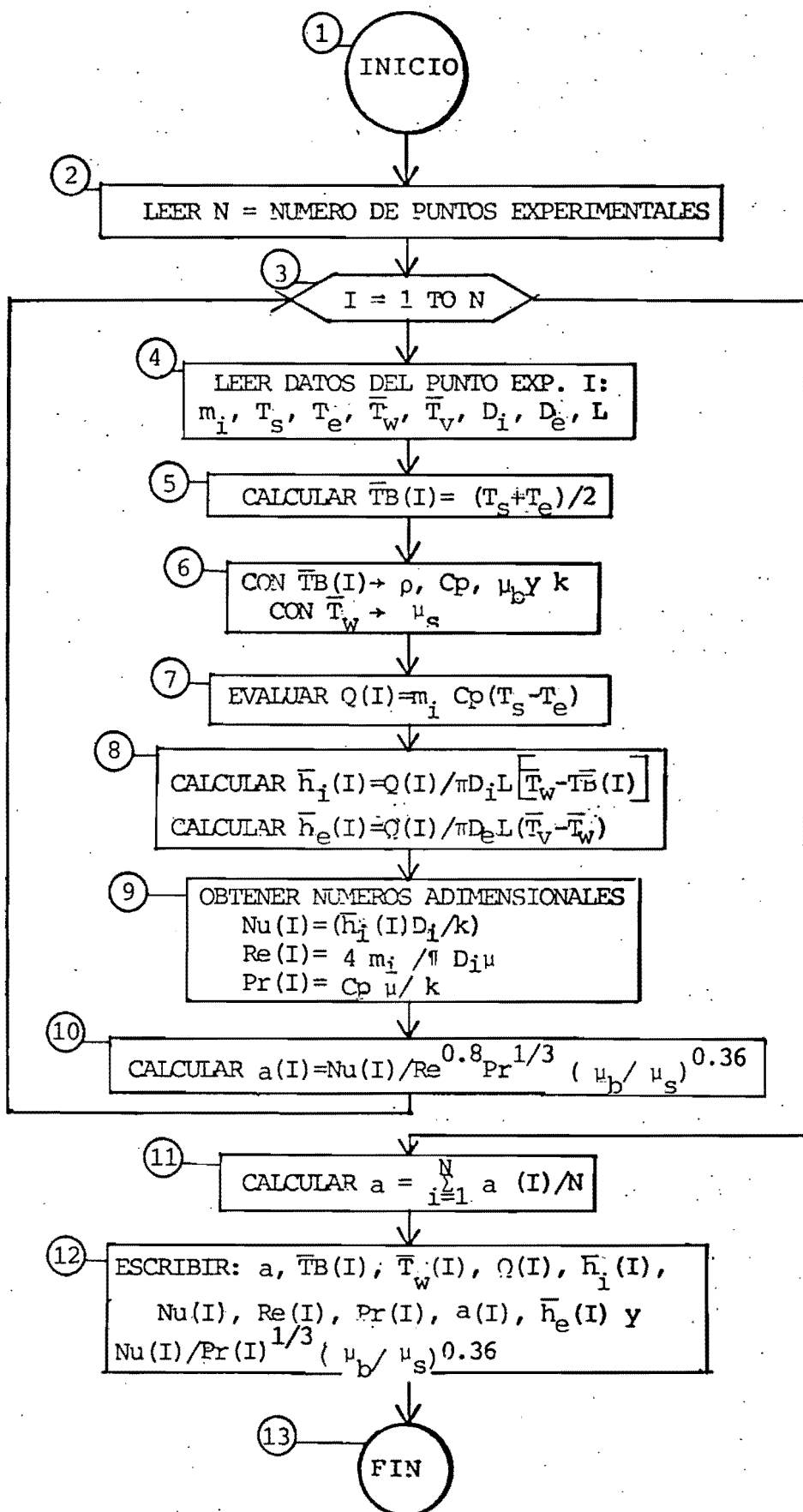


Fig B1 Diagrama de flujo para determinar el factor a

Descripción de la fig B1:

- ① INICIO
- ② Leer N , igual al número de puntos experimentales.
- ③ Hacer desde el bloque ④ hasta el ⑩ para cada punto experimental
- ④ Leer datos del punto experimental I
- ⑤ Evaluar temperatura promedio del flujo de agua $\bar{T}_B(I)$
- ⑥ Con $\bar{T}_B(I)$ calcular las propiedades físicas ρ , C_p , μ_b y k y con la temperatura superficial promedio \bar{T}_w calcular la viscosidad μ_s
- ⑦ Evaluar la capacidad térmica $Q(I)$
- ⑧ Calcular el coeficiente de transferencia de calor interno $\bar{h}_i(I)$ y externo $\bar{h}_e(I)$
- ⑨ Obtener los números adimensionales de: Nusselt, Reynolds y Prandtl
- ⑩ Calcular el factor $a(I)$ y pasar al bloque ③ para el siguiente punto experimental
- ⑪ Calcular el factor a promedio
- ⑫ Escribir lo expresado en este bloque
- ⑬ FIN

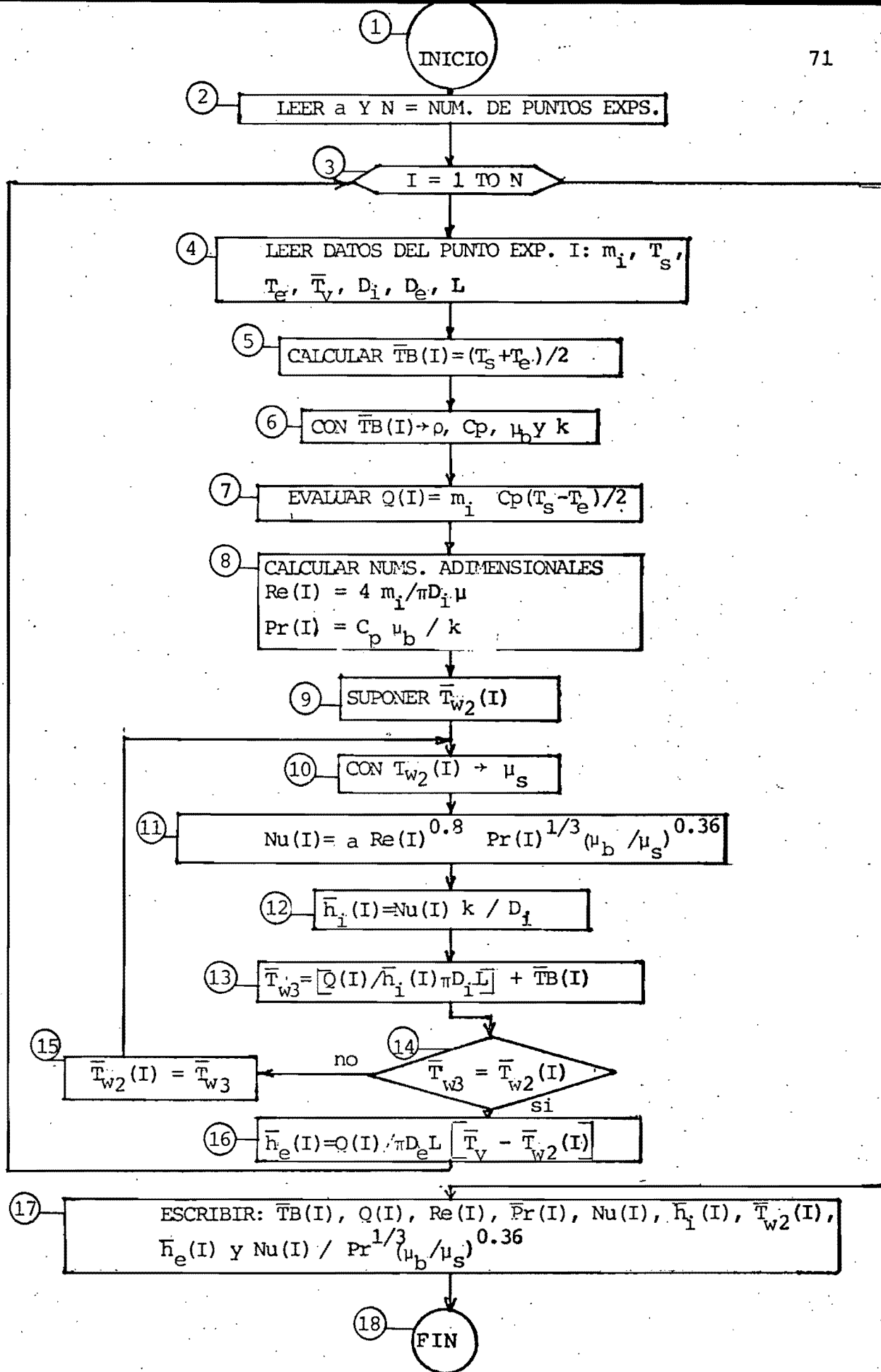


Fig B2 Diagrama de flujo para determinar la temperatura superficial promedio \bar{T}_w

Descripción de la fig B2:

- ① INICIO
- ② Leer el factor a promedio y N igual al número de puntos experimentales
- ③ Hacer desde el bloque ④ hasta el ⑬ para cada punto experimental
- ④ Leer datos del punto experimental I
- ⑤ Calcular la temperatura promedio del flujo de agua $\bar{T}_B(I)$
- ⑥ Con $\bar{T}_B(I)$ calcular las propiedades físicas ρ , C_p , μ_b y k
- ⑦ Evaluar la capacidad térmica $Q(I)$
- ⑧ Obtener los números adimensionales de Reynolds y Prandtl
- ⑨ Suponer una temperatura superficial $\bar{T}_{w2}(I)$
- ⑩ Con \bar{T}_{w2} evaluar la viscosidad μ_s
- ⑪ Obtener el número de Nusselt
- ⑫ Calcular el coeficiente de transferencia de calor interno \bar{h}_i
- ⑬ Calcular la temperatura superficial \bar{T}_{w3} con fórmula
- ⑭ Comparar \bar{T}_{w3} y $\bar{T}_{w2}(I)$. Si son iguales pasar al bloque ⑯. Si no son iguales pasar al bloque ⑮
- ⑮ Hacer $\bar{T}_{w2}(I) = \bar{T}_{w3}$ y pasar al bloque ⑩
- ⑯ Evaluar el coeficiente de transferencia de calor externo $\bar{h}_e(I)$ y pasar al bloque ③ para el siguiente punto experimental
- ⑰ Escribir lo expresado en este bloque
- ⑱ FIN

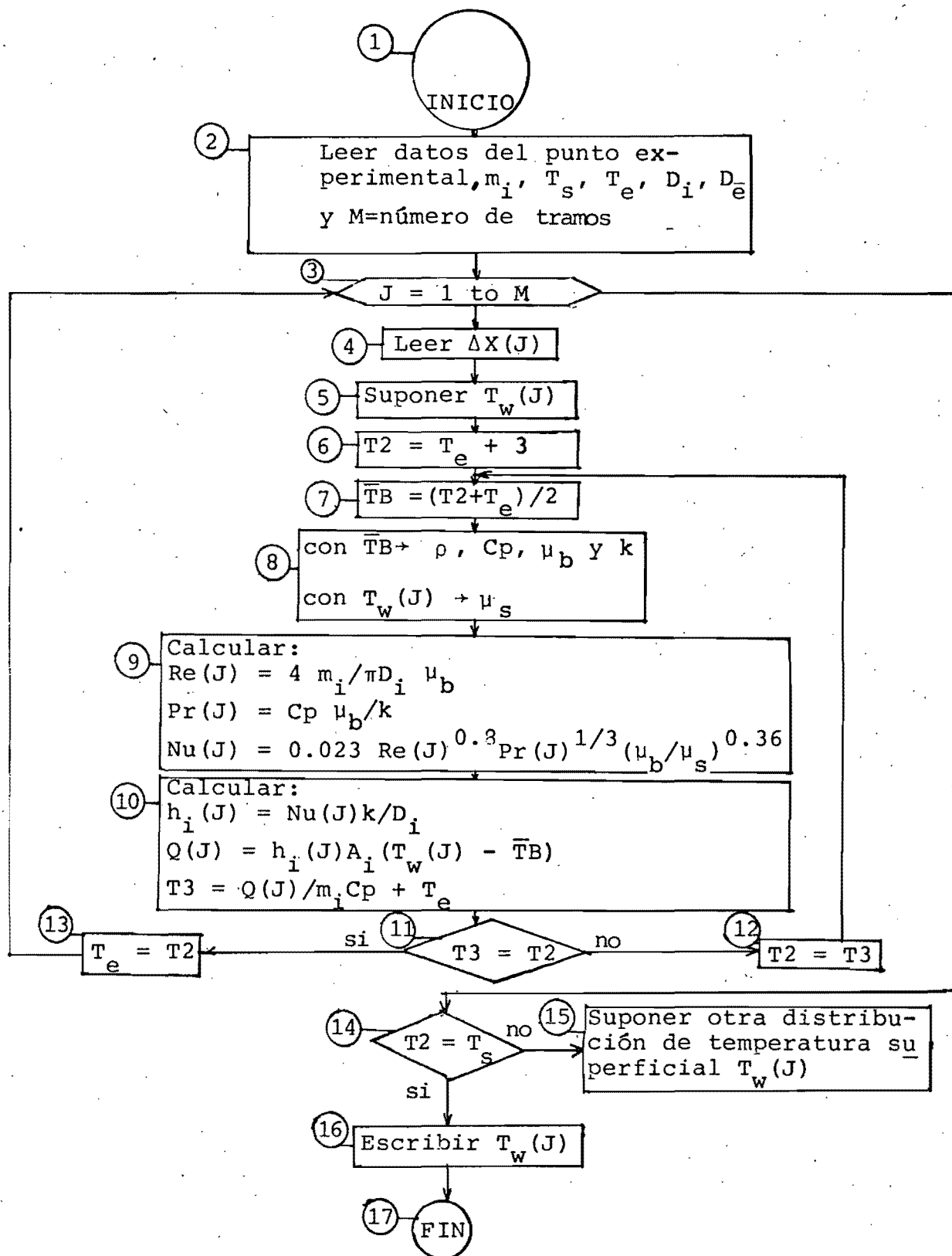


Fig B3 Obtención de la distribución de temperatura superficial teórica para tubo liso

Descripción de la fig B3:

- ① INICIO
- ② Leer datos de punto experimental y M igual al número de tramos
- ③ Hacer desde el bloque ④ hasta el ⑬ para cada tramo del tubo de pruebas
- ④ Leer longitud del tramo J
- ⑤ Suponer temperatura superficial $T_w(J)$ del tramo J
- ⑥ Suponer un incremento arbitrario de temperatura del flujo de agua para el tramo considerado de 3°C y calcular la temperatura de salida T_2 del tramo J
- ⑦ Calcular la temperatura promedio \bar{T}_B del tramo J
- ⑧ Con \bar{T}_B evaluar las propiedades físicas ρ , C_p , μ_b y k , y con $T_w(J)$ calcular la viscosidad μ_s
- ⑨ Obtener los números adimensionales de Reynolds, Prandtl y Nusselt
- ⑩ Calcular el coeficiente de transferencia de calor interno $\bar{h}_i(J)$
Evaluar la capacidad térmica $Q(J)$
Calcular la temperatura de salida T_3 , con fórmula, del tramo J
- ⑪ Comparar T_3 y T_2 . Si son iguales pasar al bloque ⑬. Si no son iguales pasar al bloque ⑫
- ⑫ Hacer la temperatura de salida, T_2 , del tramo J , igual a T_3 y pasar al bloque ⑦
- ⑬ Hacer la temperatura de salida, T_2 , del tramo J igual a la temperatura de entrada, T_e , del tramo siguiente y pasar al

bloque ③ para el siguiente tramo

- ⑭ Comparar la temperatura de salida del último tramo, T_2 , con la temperatura experimental, T_s . Si son iguales pasar al bloque ⑮. Si no son iguales pasar al bloque ⑮
- ⑮ Suponer otra distribución de temperatura superficial $T_w(J)$
- ⑯ Escribir $T_w(J)$
- ⑰ FIN

APENDICE C

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AGUA

Se proporcionan funciones continuas para las siguientes propiedades: Calor específico, C_p , en kJ/kg K; densidad, ρ , en kg/m³; conductividad térmica, k , en W/mK; y viscosidad absoluta, μ , en Pa s; en función de la temperatura, T , en °C (de 10 a 130°C). Estas se muestran en las figuras C1, C2, C3 y C4 respectivamente, cuyas ecuaciones se obtienen en un programa de computadora desarrollado por Hurlburt* con datos tabulados de propiedades termodinámicas del agua por Raznjevic**:

$$C_p = 4.2348 - 0.01505 T^{0.77} + 0.00477 T^{1.01}$$

$$\rho = 1001.075 - 0.01773 T^{1.69}$$

$$k = T^{0.06} / (2.533 - 0.453 T^{0.06})$$

$$\mu = 0.005769 - 0.003546 T^{0.1} + 8 \times 10^{-9} T^{2.1}$$

* Hurlburt H.Z. "Curve fitting by computer". Hydro-carbon. Processing. pp 107 - 110. August 1980

** Kuzman Raznjevic, "Handbook of Thermodynamic Tables and Charts". Tabla 36-1, p. 100, Mc Graw - Hill, 1976

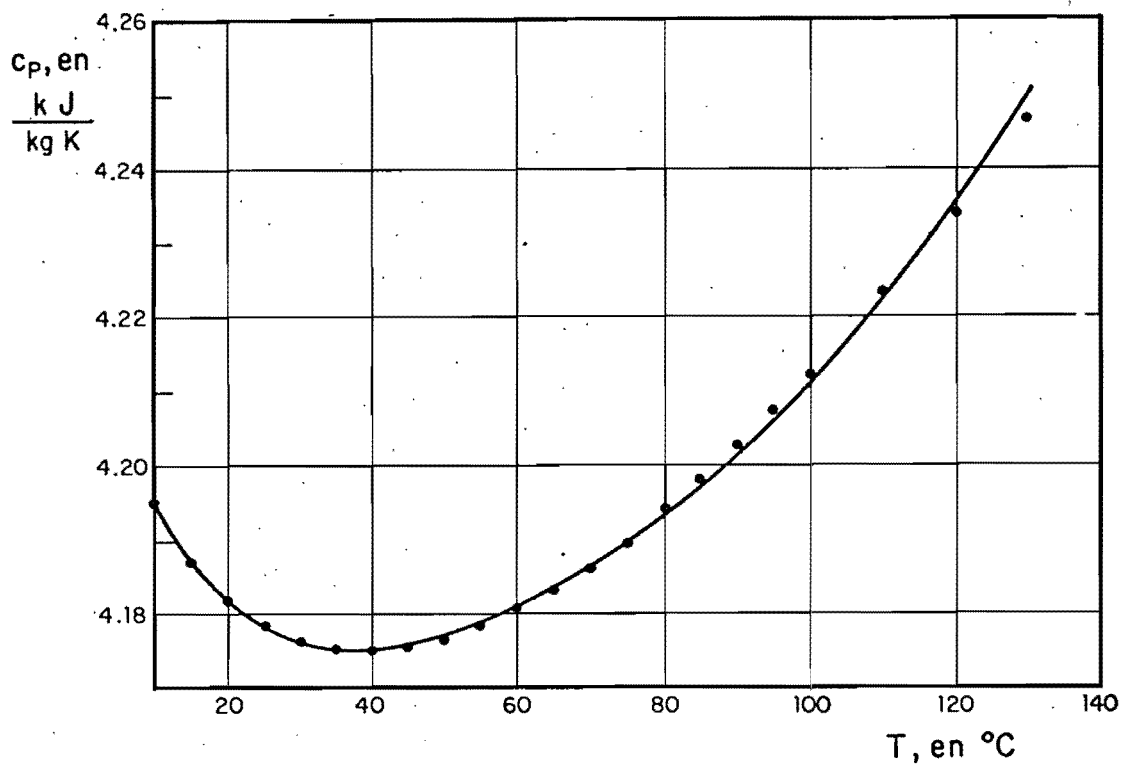


Fig C1 Calor específico del agua en función de la temperatura

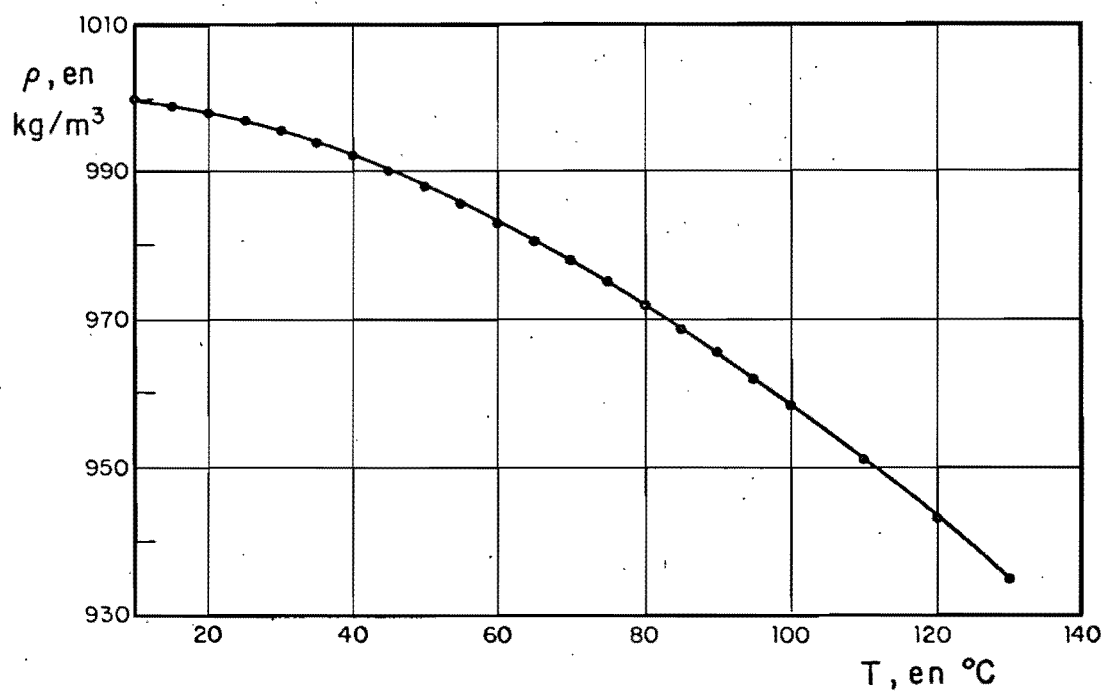


Fig C2 Densidad del agua en función de la temperatura

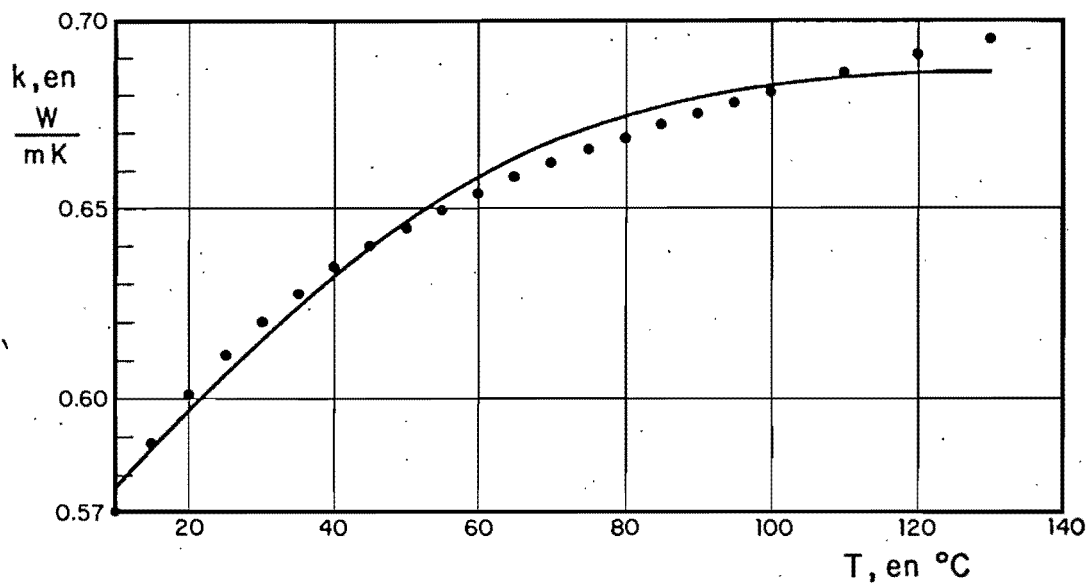


Fig C3 Conductividad térmica del agua en función de la temperatura

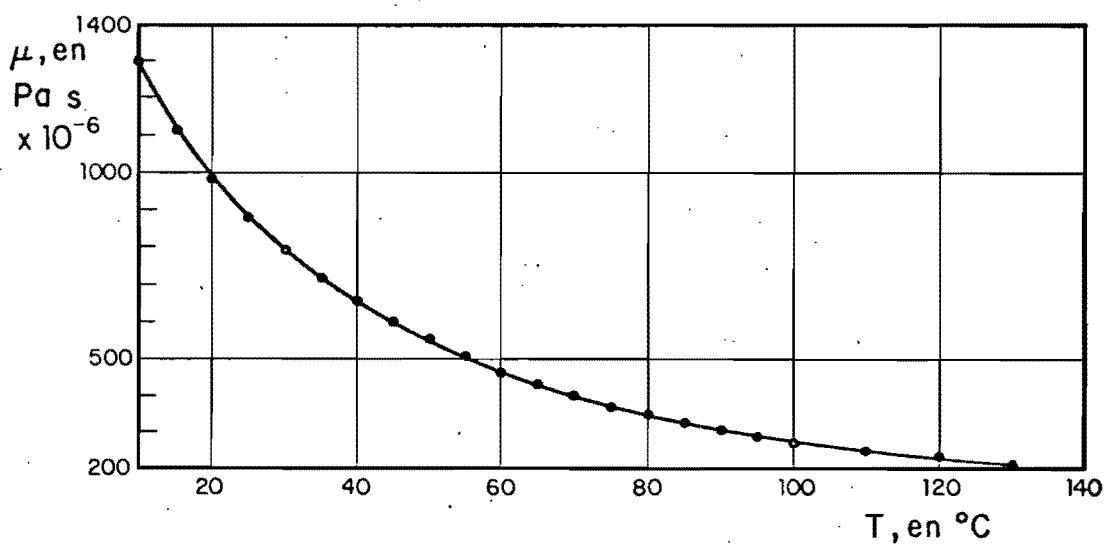


Fig C4 Viscosidad absoluta del agua en función de la temperatura

APENDICE D

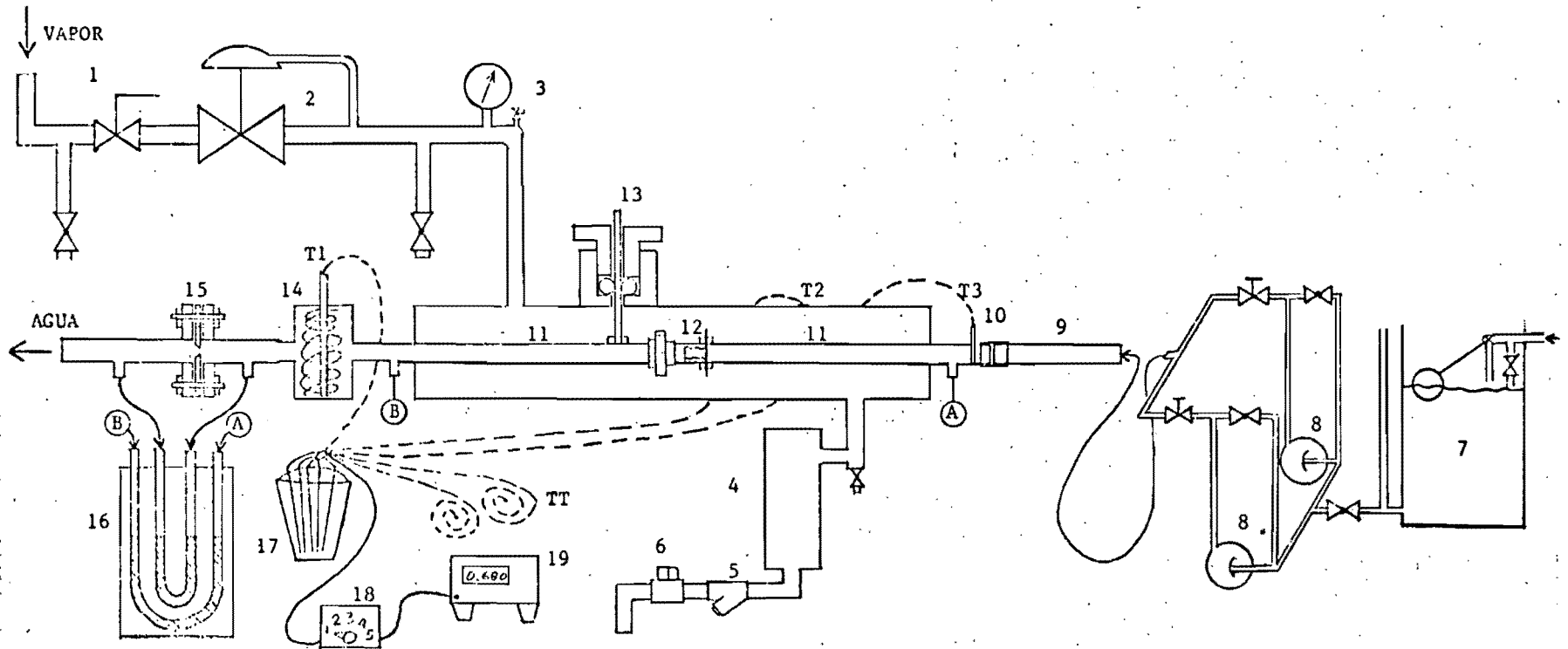


DEPI

APARATO EXPERIMENTAL

En este apéndice se completa, con más detalle, la información dada anteriormente sobre el aparato experimental. La figura D1 representa esquemáticamente las conexiones del dispositivo de pruebas. Las figuras posteriores D2 a D7 corresponden a la construcción de la sección de pruebas, de la brida de montaje de la coraza, de la placa deflectora de vapor, del pasamuros, del montaje del intensificador y de la brida roscada de montaje de la coraza respectivamente. La figura D8 corresponde a la curva de calibración de la placa de orificio. Las figuras D9 a D11 corresponden a diversos detalles constructivos. La figura D12 corresponde al sistema de adquisición de datos. La figura D13 corresponde a la verificación de los termopares de cobre-constantán.

FIGURA D1 APARATO EXPERIMENTAL



- | | | |
|------------------------------------|---|---------------------------|
| 1 VALVULA DE BOLA | 9 SECCION TRANQUILIZADORA | 17 REFERENCIA FRIA |
| 2 VALVULA REGULADORA DE PRESION | 10 TERMOPOZO DE ENTRADA | 18 SELECTOR DE TERMOPARES |
| 3 MANOMETRO | 11 TUBO DE PRUEBA | 19 MILIVOLTMETRO |
| 4 TANQUE DE CONDENSADO | 12 OSCILADOR PARASITO | T1, T2, T3 TERMOPARES |
| 5 FILTRO | 13 VASTAGO CONECTADO AL TUBO DE PRUEBA | TT TERMOPARES TESTIGOS |
| 6 TRAMPA DE VAPOR | 14 VASO MEZCLADOR CON TERMOPOZO DE SALIDA | |
| 7 TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA | 15 PLACA DE ORIFICIO | |
| 8 BOMBA DE 1/4 de HP | 16 PIEZOMETROS | |

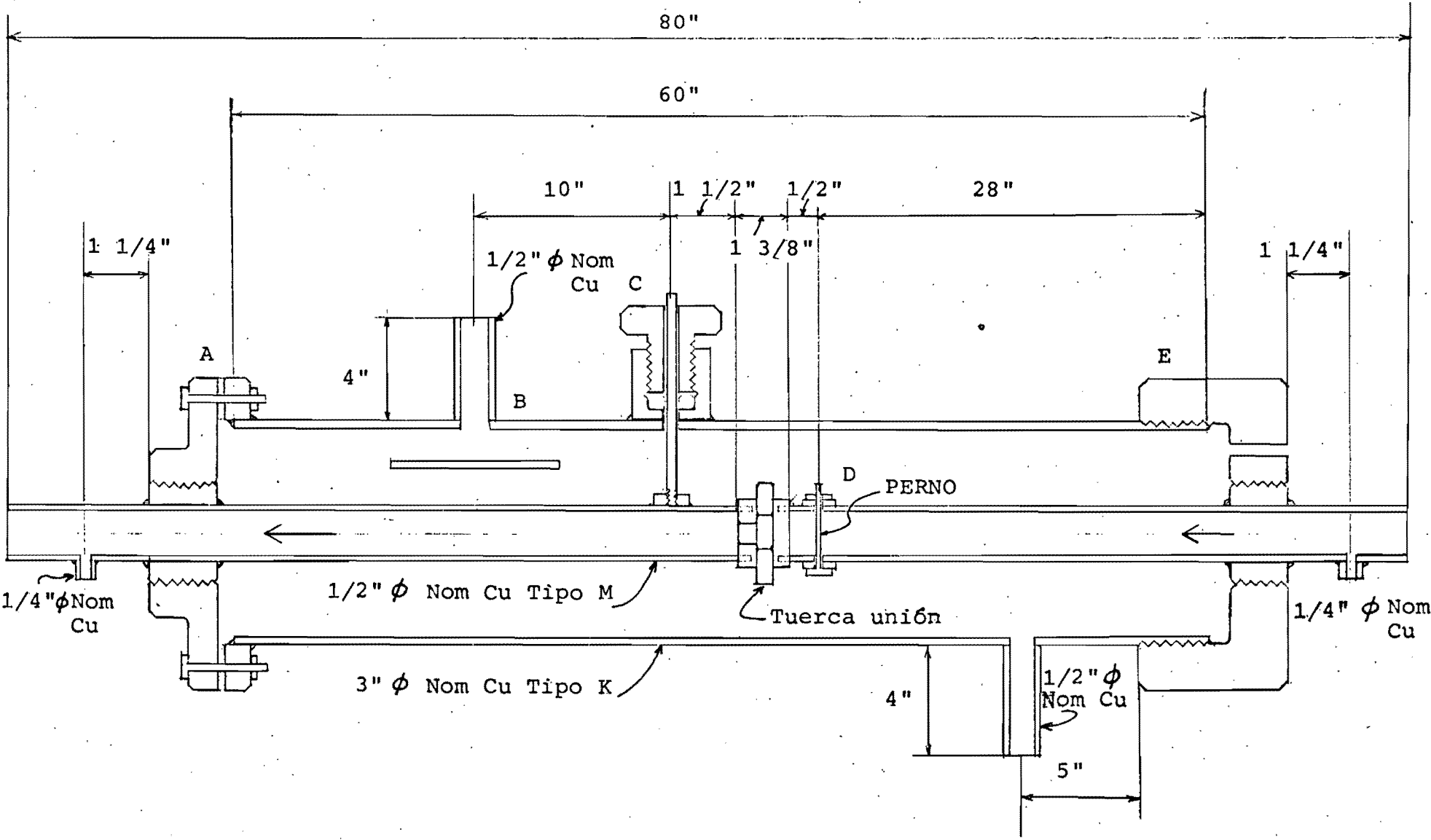


FIGURA D2 VISTA DE CORTE SECCIONAL DEL CAMBIADOR DE CALOR PARA PRUEBAS DE LABORATORIO

DETALLE A

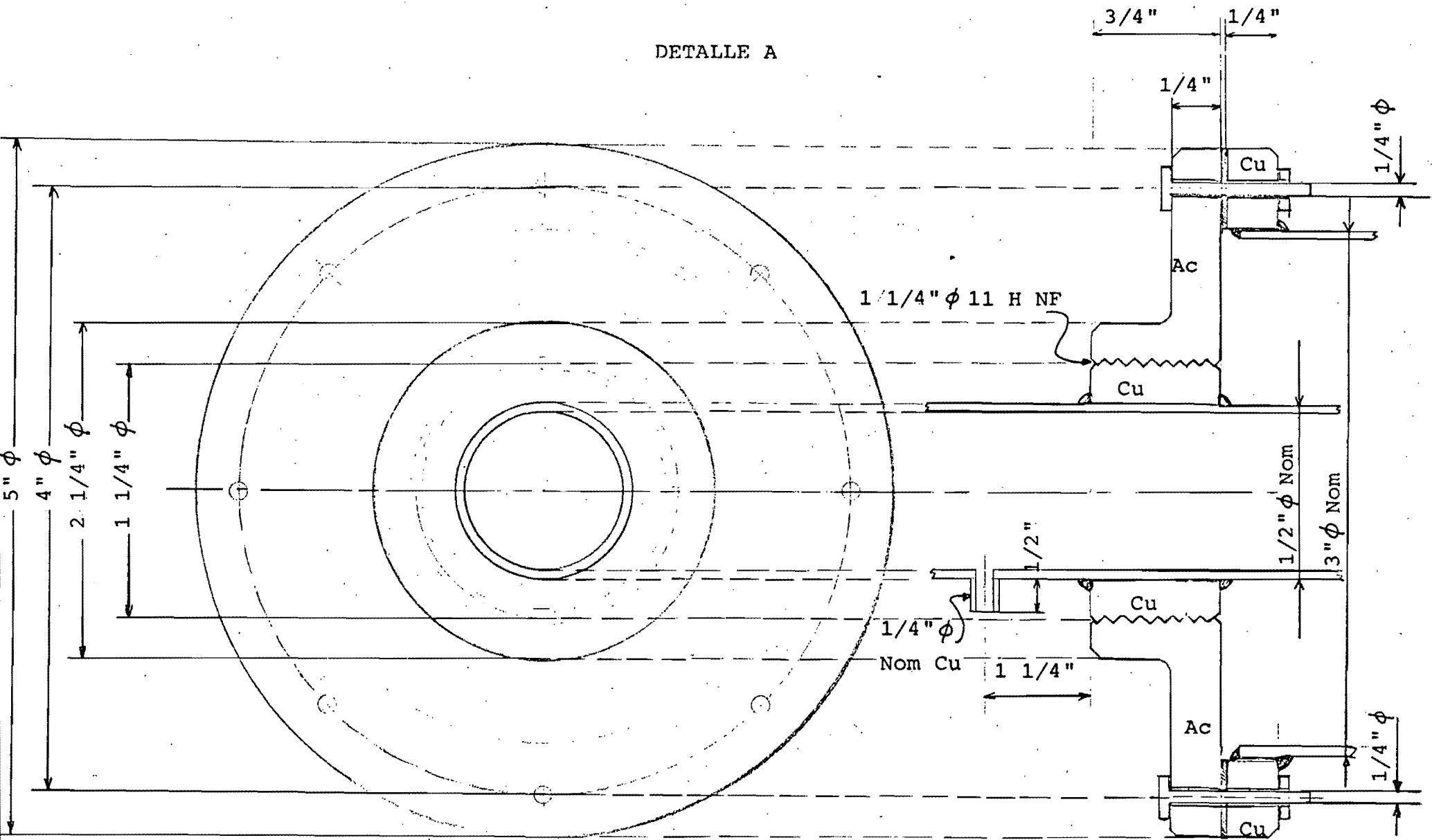


FIGURA D3 DETALLE DE CONSTRUCCION DE LA BRIDA DE MONTAJE DEL TUBO DE COBRE EXTERIOR

DETALLE B

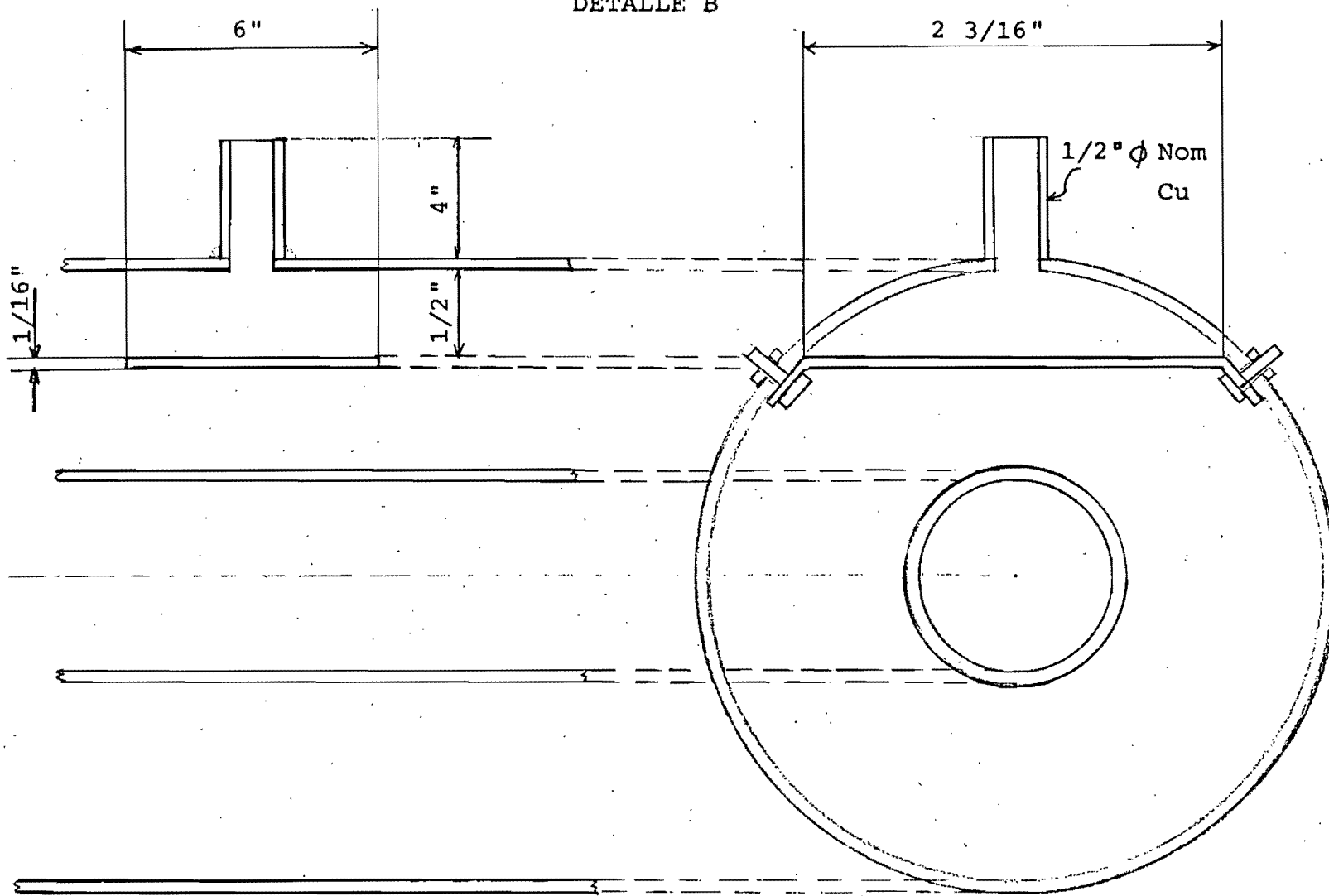
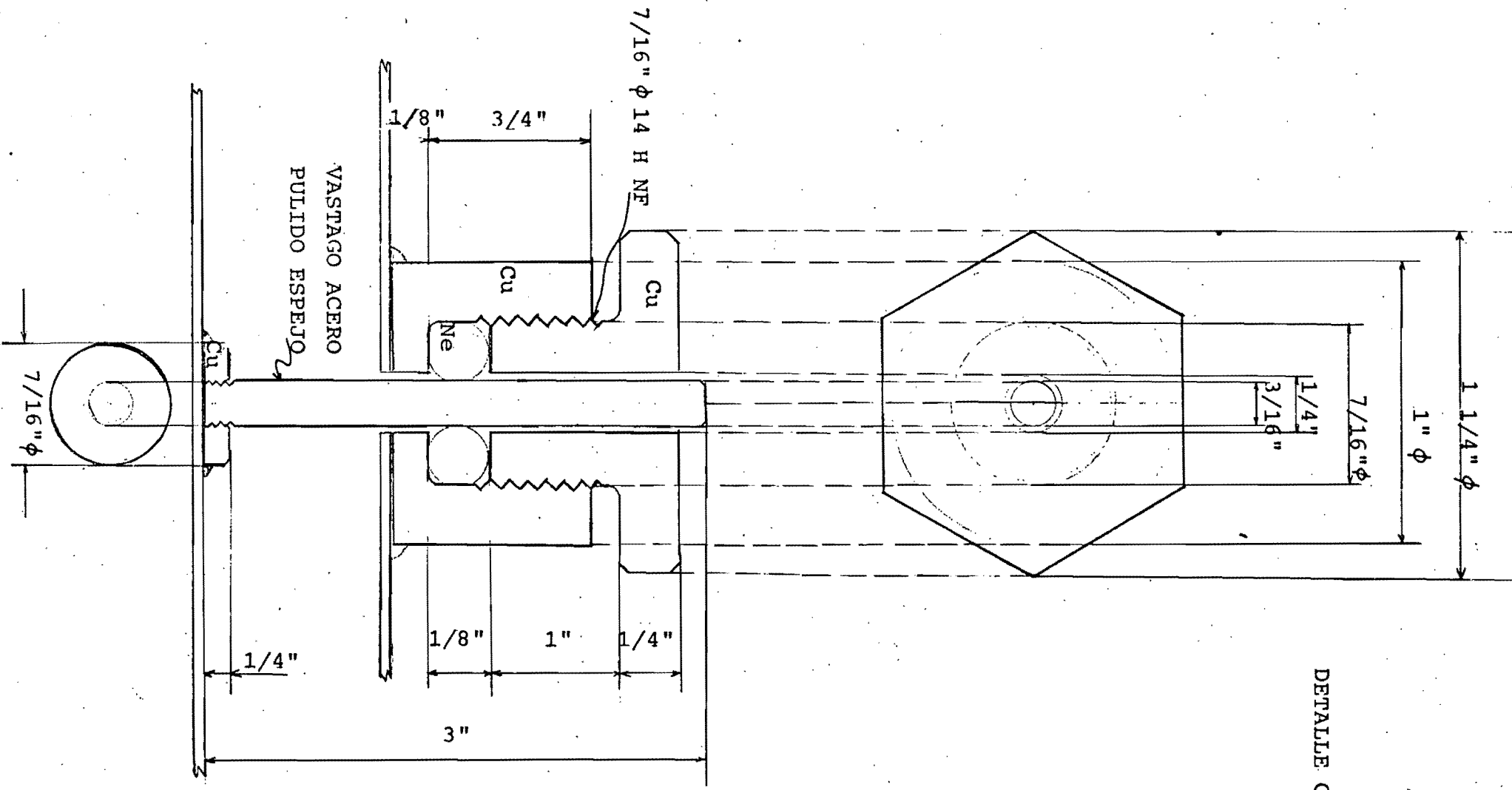


FIGURA D4 DETALLE DE LA PLACA DEFLECTORA COLOCADA A LA ENTRADA DEL VAPOR EN LA SECCION DE PRUEBAS



DETALLE C

FIGURA D5 DETALLE DEL PASAMUROS UTILIZADO PARA MEDIR LA VIBRACION DEL TUBO DE PRUEBAS BAJO PRESION DE VAPOR

DETALLE D

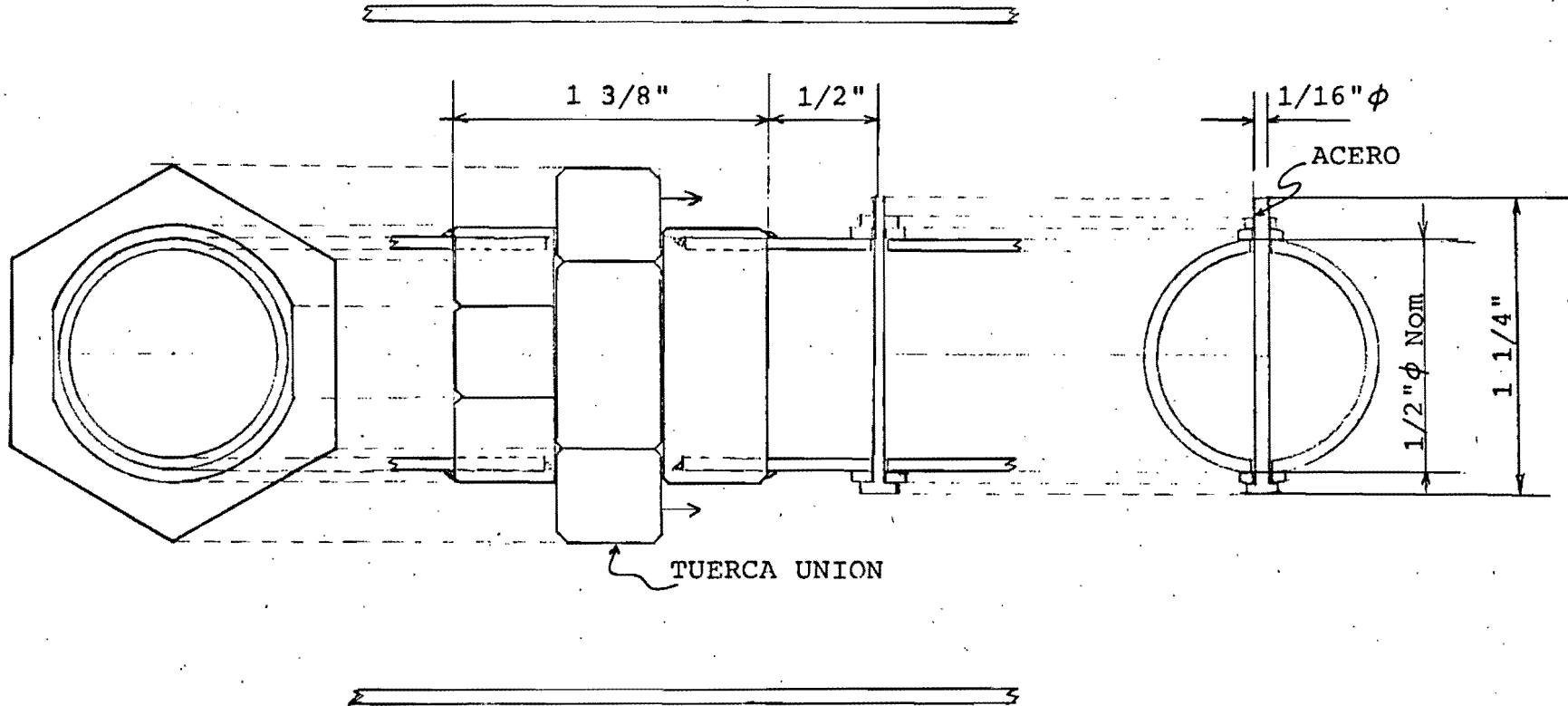


FIGURA D6 DETALLE DEL MONTAJE DEL OSCILADOR PARASITO. SE MUESTRA EL PERNO DE SUJECION PERO SE OMITI LA BANDERA U OSCILADOR

DETALLE E

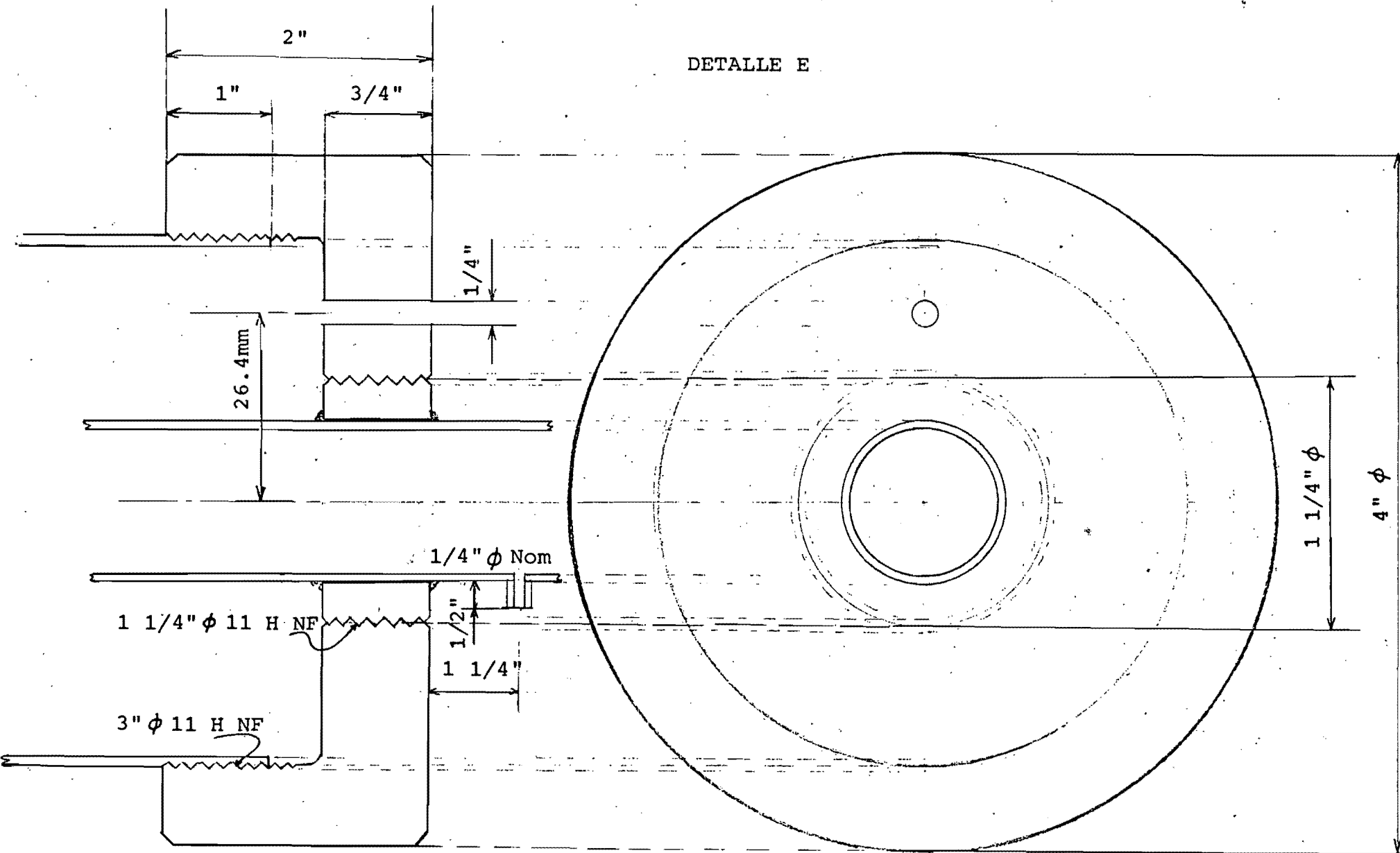
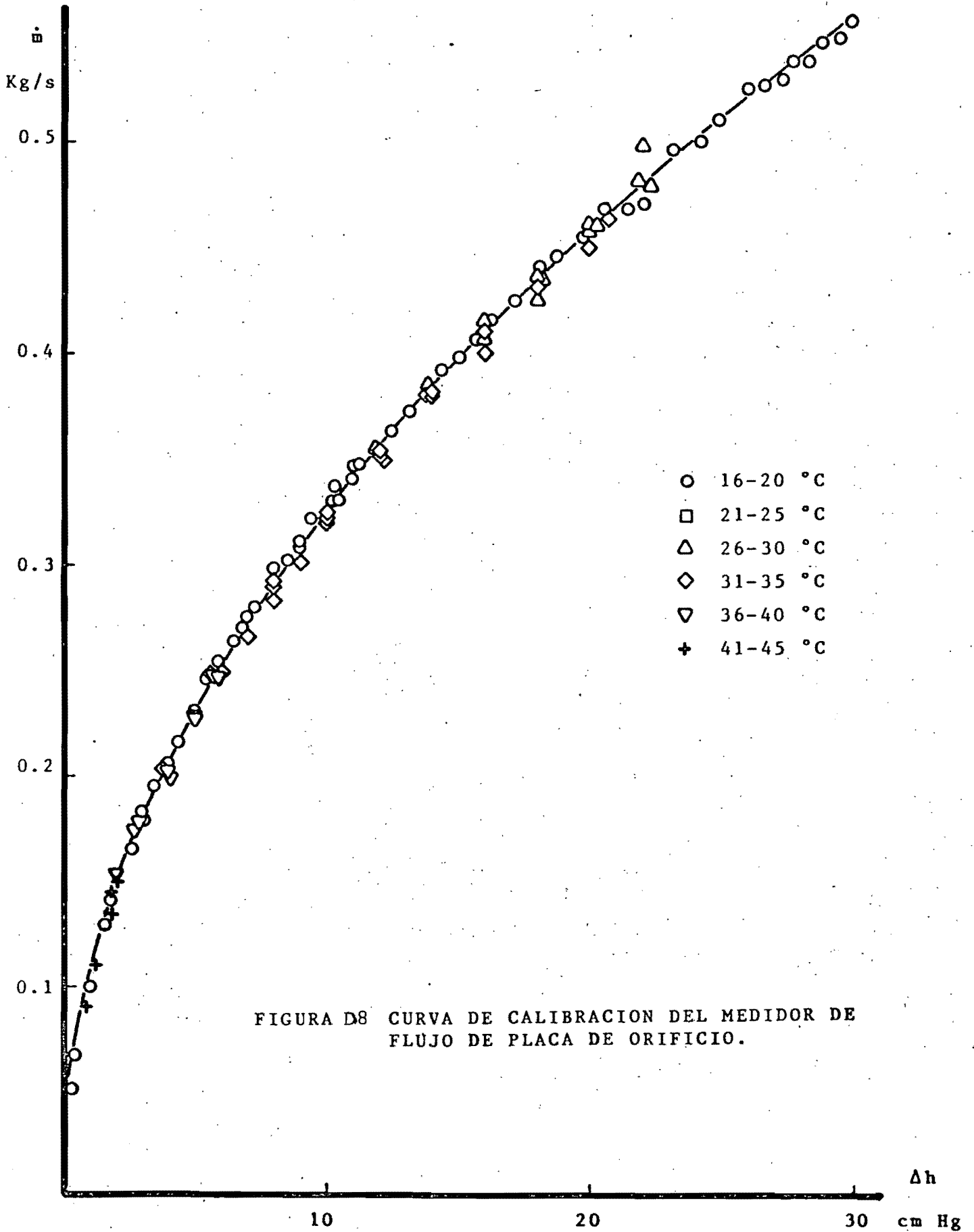


FIGURA D7. DETALLE DE MONTAJE CON BRIDA ROSCADA PARA SUJETAR LA ENVOLVENTE DEL CAMBIADOR DE CALOR



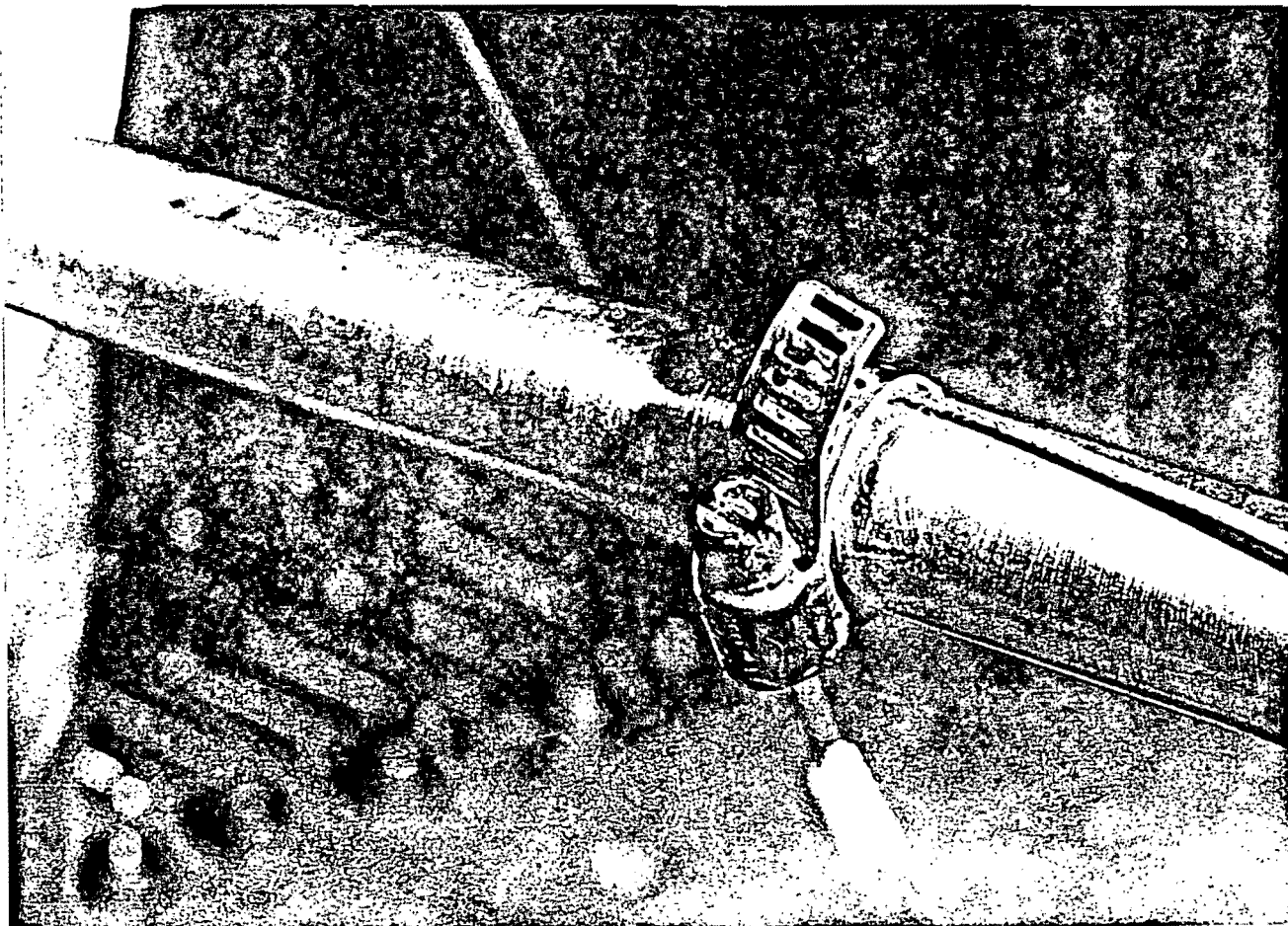


Fig D9 Se muestra el termopar aprisionado sobre la superficie externa del tubo bajo una lámina delgada de cobre, sujeta con una abrazadera metálica ajustable

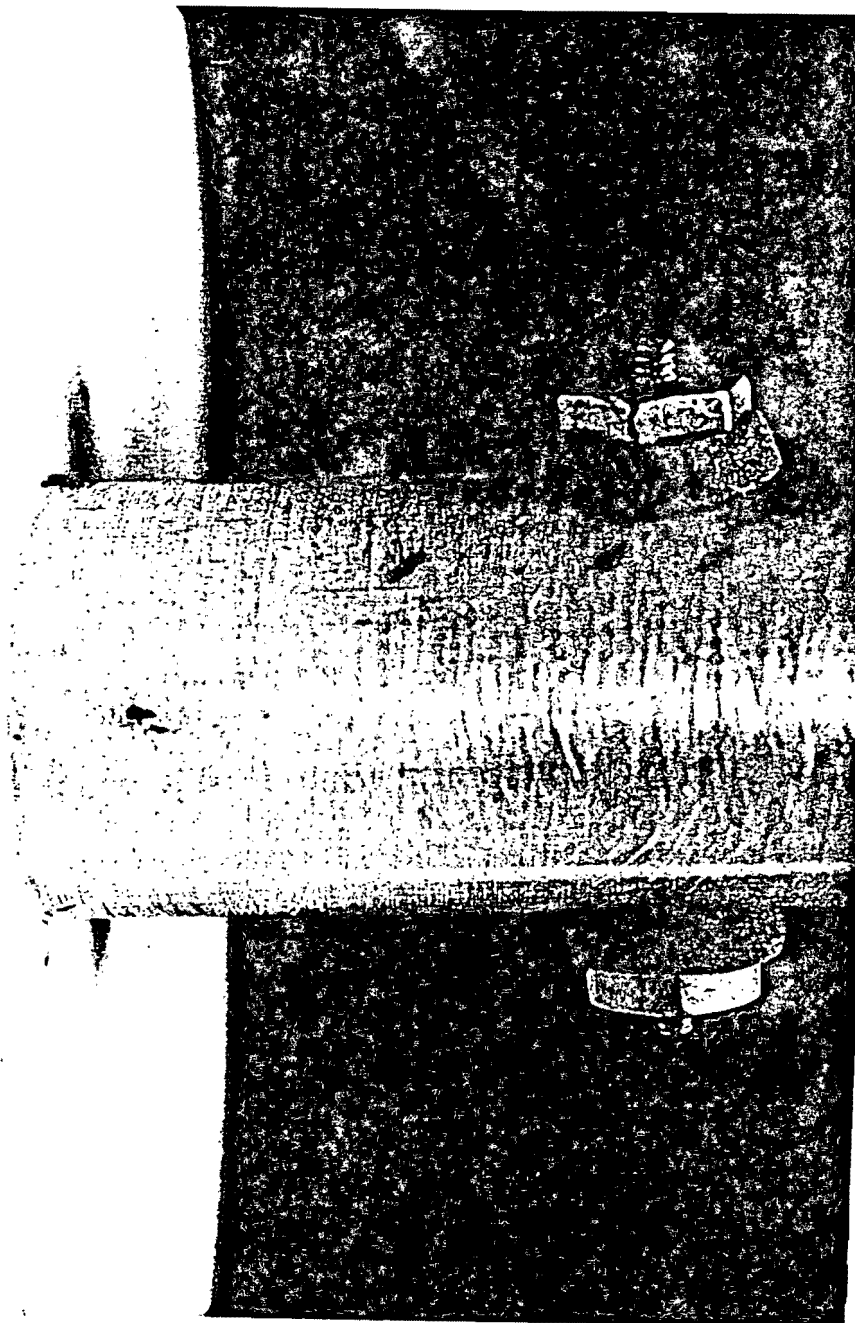


Fig D10 Se presenta a la derecha el pivote, eje de la bandera, colocado en el extremo de entrada del tubo de pruebas, los empaques y tuercas en sus extremos y a la izquierda el empaque de teflón

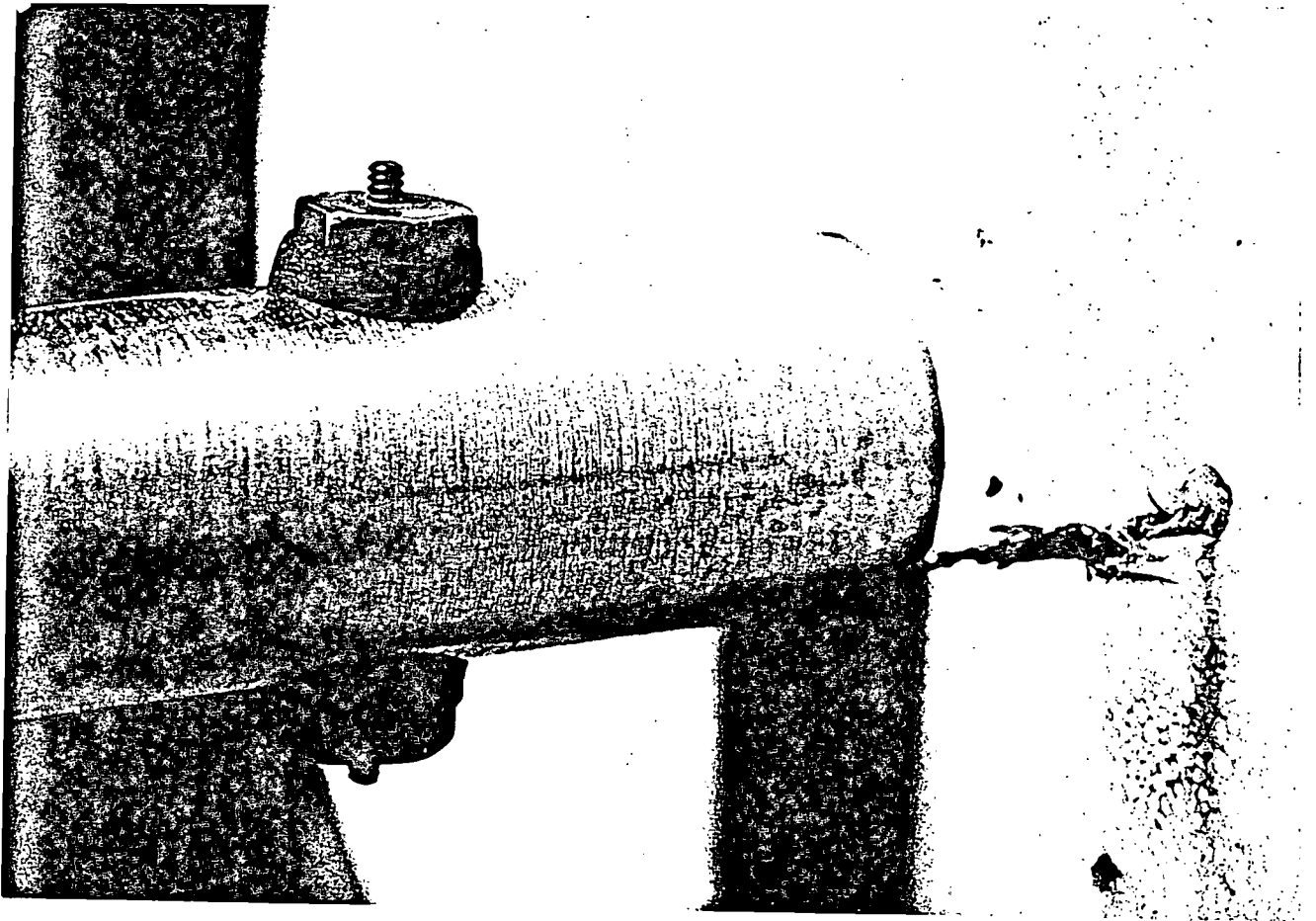


Fig D11 Se muestra en primer plano a la derecha el elemento sensor de temperatura de vapor y a la izquierda el pivote sujetador de la bandera y al fondo el empaque de teflón

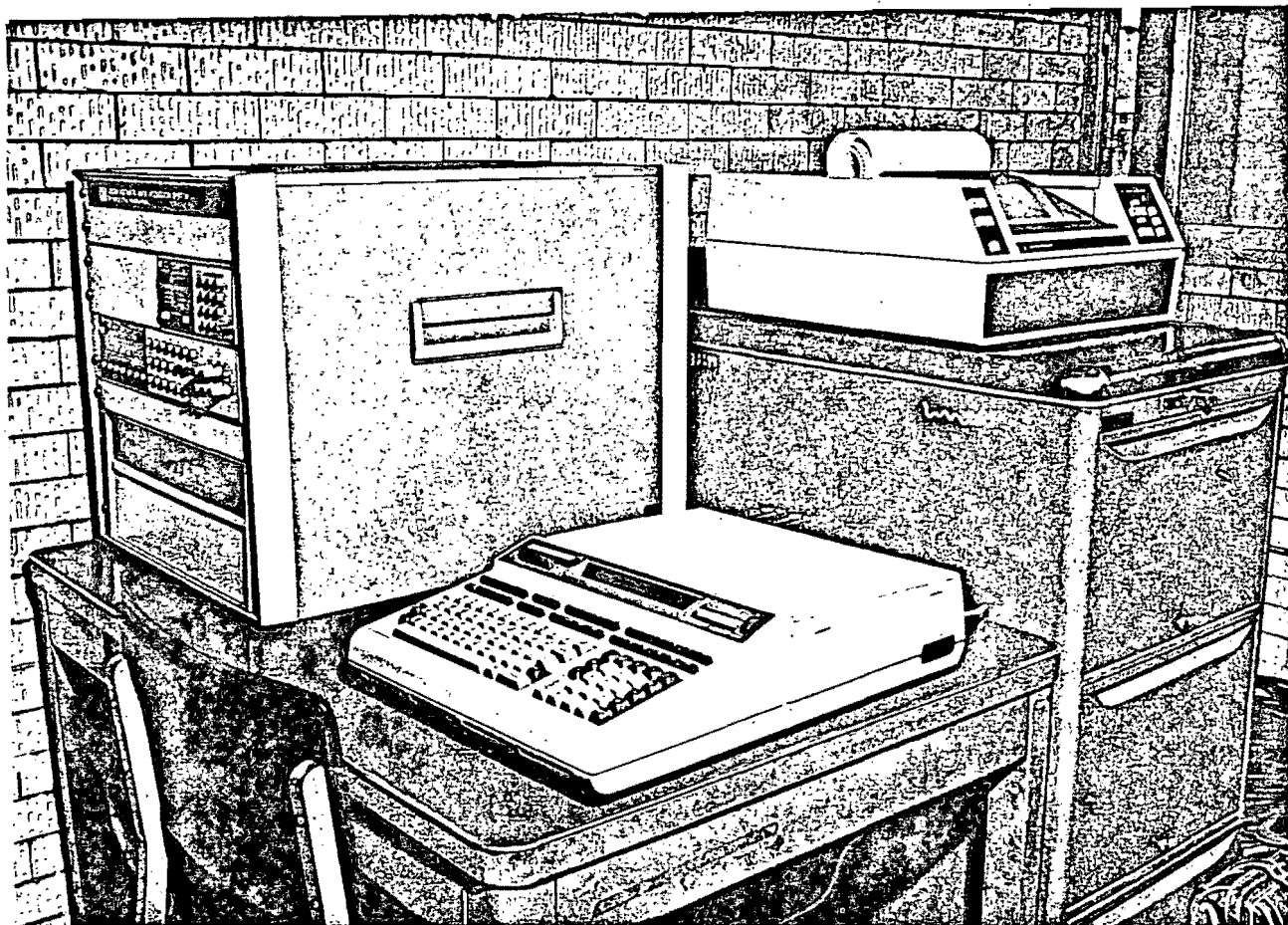


Fig D12 Se presenta a la izquierda el sistema de adquisición de datos H.P. 3052 A, al centro, enfrente, la calculadora H.P. 9825A y en el extremo superior derecho el impresor 7245A

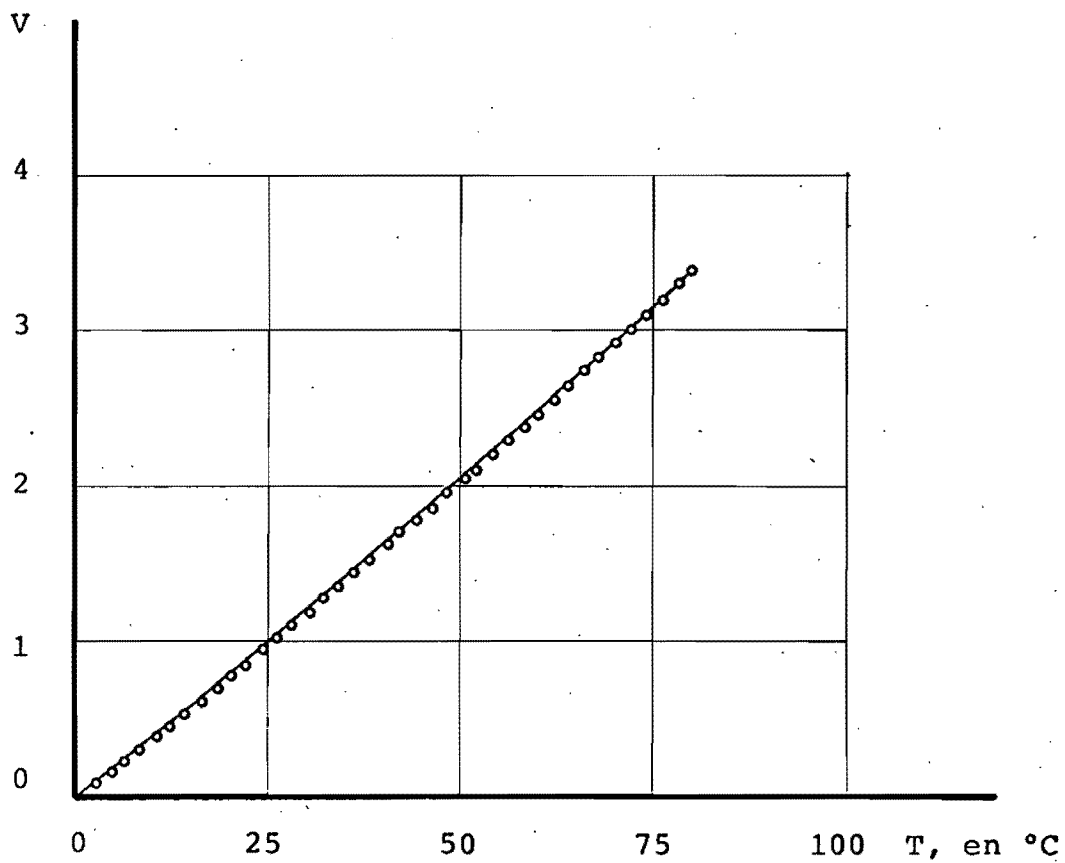


Fig D13 Verificación de los termopares de cobre-constantán. La línea continua es la ecuación de Lamoureux y los círculos corresponden a los puntos experimentales obtenidos con un termómetro de mercurio

APENDICE E

RESULTADOS COMPLEMENTARIOS

Se muestran resultados complementarios de datos experimentales. La fig E1 corresponde a la solución teórica del coeficiente global, U , para tubo liso, en función del número de Reynolds, Re . Dónde U está dado por:

$$U = 1 / (D_e / \bar{h}_i D_i + 1 / \bar{h}_e)$$

el coeficiente de transferencia de calor interno, \bar{h}_i , se obtiene de la ecuación de Deissler para tubo liso (ec. 2), y el coeficiente de transferencia de calor externo, \bar{h}_e , se calcula con la ecuación de Rohsenow en condensación sobre tubos horizontales:

$$\bar{h}_e = 0.725 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g h'_{fg} k_l^3}{D_e \mu_l (\bar{T}_v - \bar{T}_w)} \right]^{1/4}$$

donde:

$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} c_{p_l} (\bar{T}_v - \bar{T}_w)$$

las propiedades físicas: ρ_l , c_{p_l} , μ_l y k_l se evalúan a la temperatura media de la película de condensación, y ρ_v se evalúa a la temperatura del vapor.

La fig E2 corresponde a la medida adimensional de intensificación U^* y a la caída de presión adimensional ΔP^* en función del número de Reynolds, Re .

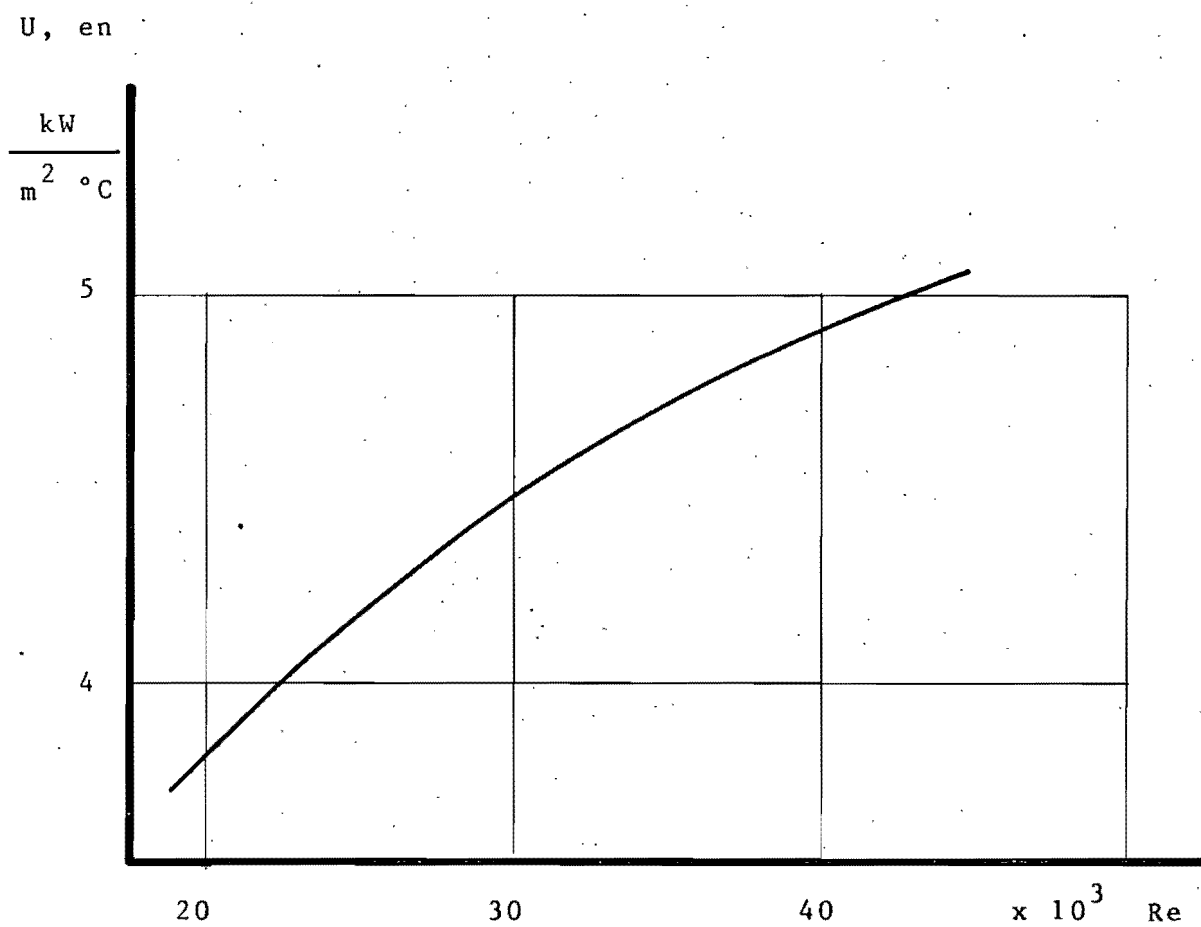


Fig E1 Solución teórica para tubo liso del coeficiente global, U, como función del número de Reynolds, Re

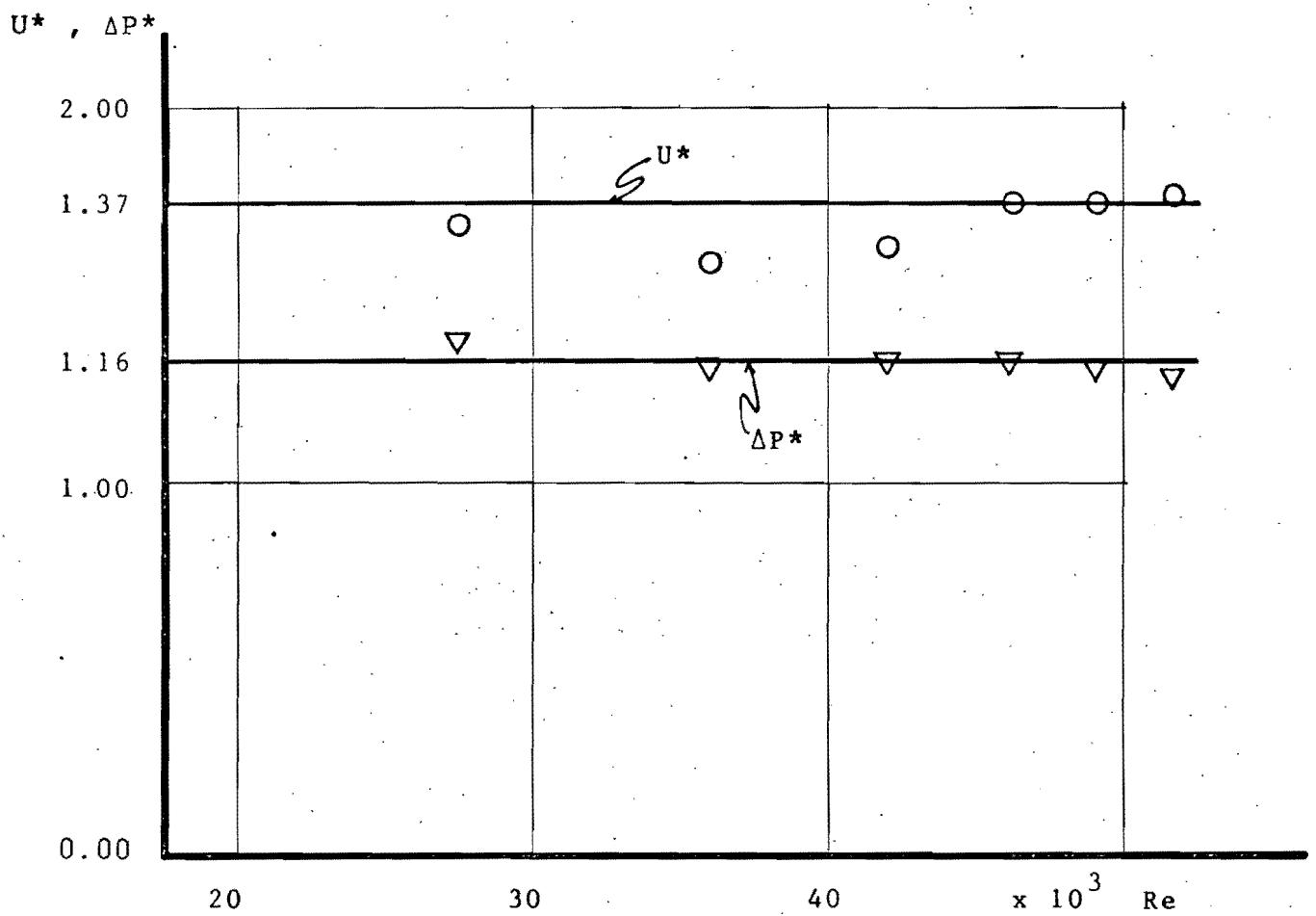


Fig E2 Medida adimensional de intensificación, U^* , y caída de presión adimensional ΔP^* , en función del número de Reynolds, Re