

Buenos Aires, 25 de abril de 19. 73



MEMORANDUM

T 181-73



Producido por : DEPARTAMENTO DE

Para información de: DIRECCIÓN NACIONAL

.....
TERMODINAMICA

DE INVESTIGACIONES Y SERVICIOS TÉCNICOS

*IWT/ED
128
V*

Ref: Trabajos de investigación relativos a
transmisión del calor.

Se adjunta copia de los trabajos titulados:

- "Una correlación entre la transmisión del calor y la pérdida de carga en intercambiadores de forma cualquiera".
- "Transmisión de calor por convección en un recipiente de forma cualquiera".

y que, a los efectos de cumplir con los requisitos establecidos por la disposición Nota 1601 del 14-8-72 se remiten a esa Dirección Nacional para su consideración y posterior remisión a la Comisión Asesora.

Dichos trabajos son, en nuestro conocimiento, originales. Cronológicamente su motivación se encuentra en la necesidad de mejor cuantificar la transmisión del calor en los motores alternativos, en particular los de combustión interna, tema éste de gran actualidad y sobre el cual se siente la aguda ausencia de la influencia de la turbulencia de la carga dentro del cilindro.

Ya se tienen desarrollados, a modo de continuación, los trabajos titulados "Transmisión del calor en motores alternativos" y "Nota sobre el diseño de los sobrecalentadores de la Caldera Seccional".

La correlación de que habla el primer trabajo parece ser también fructífera para encarar la transferencia de calor en lechos de partículas (eventualmente también transferencia de masa) y el nuevo enfoque pone el acento en la forma y características de los huecos a diferencia de las correlaciones existentes que lo hacen respecto de las partículas. Con ello se daría un singular carácter de generalización que se espera represente una contribución al arte.



Buenos Aires, .. de de 19..

MEMORANDUM

Producido por :

Para información de:

En este último sentido puede afirmarse de que lo es -
por lo menos - con respecto a necesidades de pronóstico y diseño
de trabajos que el Departamento tiene en mano y que plantean
cuestiones cuya contestación en vano a lo largo de muchos años
se ha buscado en la muy abundante y profunda literatura técnica
consultada.

LDP:mep

ING. LIVIO DANTE PORTA
JEFE DEPARTAMENTO
TERMODINAMICA

UNA CORRELACION ENTRE LA TRANSMISION DEL CALOR Y LA PERDIDA DE CARGA
EN INTERCAMBIADORES DE FORMA CUALQUIERA

Resumen:

La correlación propuesta parece generalizable dentro de una precisión de $\pm 20\%$ y comprende intercambiadores de matrices de muy variadas formas. Tiene posibilidades de aplicación a otros problemas de transmisión de calor.

INTI, Buenos Aires, 12/72
Ing. L.D.Porta
Ing. E. Beaumont Roveda

A CORRELATION BETWEEN HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN HEAT EXCHANGERS OF DIFFERENT SHAPES.

Summary:

The correlation proposed seems to be valid within an accuracy of $\pm 20\%$, and includes heat exchangers of very different forms. It also has many possibilities of application in other problems of Heat Transfer, like convection in furnaces, reciprocating engine cylinders, tube entrance effects, etc.

INTI, Buenos Aires 12/72
Ing. L.D. Porta
Ing. E. Beaumont Roveda

NOMENCLATURA:

a_o	$[-]$	Coefficiente de corrección para intercambiadores de número finito de hileras.
A	$[m^2]$	Superficie de calefacción de un paso del intercambiador.
c_p	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Calor específico del fluido a presión constante.
D	$[kg \cdot s^{-1}]$	Gasto de fluido.
f	$[-]$	Factor de fricción definido por la (1).
$G_{m\acute{a}x}$	$[kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}]$	Gasto por unidad de sección de paso, referido a la sección mínima de paso de fluido.
h	$[J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}]$	Coefficiente de convección.
L	$[m]$	Longitud recorrida por el fluido a lo largo de un paso del intercambiador.
P_r	$[-]$	Número de Prandtl.
R_e	$[-]$	Número de Reynolds.
$S_{m\acute{i}n}$	$[m^2]$	Sección mínima de pasaje del fluido.
v_m	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$	Volumen específico del fluido.
Δp	$[N \cdot m^{-2}]$	Caída de presión del fluido a lo largo de un paso del intercambiador.
μ_f	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$	Viscosidad del fluido a la temperatura media de la película (promedio entre la temperatura del fluido y la de la pared).
$\rho_m = \frac{1}{v_m}$	$[kg \cdot m^{-3}]$	Densidad del fluido.

INDICE:

1.- Objeto.

2.- Teoría.

- 2.1.- Intercambiadores de un número infinito de hileras de tubos.
- 2.2.- Corrección a introducir para un número finito de hileras de tubos.

3.- Comentarios.

4.- Figuras.

- 4.1.- Correlación entre la caída de presión y la transmisión del calor.
- 4.2.- Esquema de intercambiador.
- 4.3.- Correlación generalizada.
- 4.4.- Transmisión en diferentes hileras de un intercambiador.
- 4.5.- Variación de la pérdida de carga.
- 4.6.- Relación de caídas de presión.
- 4.7.- Transmisión de calor en diferentes huecos.

5.- Apéndices.

- 5.1.- Corrección para diferentes fluidos.
- 5.2.- Referencia bibliográfica.

1.- OBJETO:

La transmisión de calor en los intercambiadores es algo bien estudiado y conocido, particularmente en relación a los dispositivos así llamados compactos (5.2.1)

El origen de este trabajo debe remontarse a la necesidad de cuantificar los fenómenos de transmisión de calor en los cilindros de las máquinas de vapor (expansores Rankine), dominio éste de renovada actualidad.

Los efectos nocivos atribuibles a esa transmisión han sido medidos en cifras que a veces superan el 50% de los consumos teóricos.

En un principio se trató de utilizar las fórmulas aplicadas en la técnica de los motores de combustión interna mediante las necesarias adaptaciones impuestas por el cambio de fluido. Pero pronto se echó de ver la insuficiencia de su empirismo, lo que dio lugar a pensar en una teoría racional que integrara a todas las máquinas alternativas.

Conocida es la existencia de una relación entre la fricción y la transmisión de calor, pero solo en forma cuantitativa para unos pocos casos. El primer paso ha sido, pues, inquirir si es posible una correlación generalizada para intercambiadores de calor de formas muy disímiles, incluyendo tubos extra-rugosos, cosa que aquí se muestra lo es en grado satisfactorio, que tiene una razón de ser en sí misma e independiente de la finalidad originalmente buscada.

Trabajos sucesivos presentarán la justificación conducente a la contestación de los problemas que sirvieron de motivaciones, anticipándose que los mismos permitirán alumbrar viejas e inconclusas cuestiones, ya no solamente sobre motores alternativos a vapor, sino de combustión interna, compresores, etc.

El presente trabajo no pretende resolver completamente el problema propuesto, sino que es impuesto por la necesidad de disponer de una herramienta que posibilite el cálculo de primera aproximación en determinadas cuestiones cuya respuesta no se ha encontrado pese a una larga y añeja encuesta bibliográfica.

2.- TEORIA:

2.1.- Intercambiadores de un número infinito de hileras de tubos.

En Kays, (5.2.1), se encuentran una gran cantidad de datos experimentales referidos a intercambiadores de formas variadas, los que han sido condensados en la fig 4.1. Estos valores corresponden a experiencias realizadas con aire, para otros fluidos, ver apéndice 5.1.

Los valores se refieren al dominio que no va mucho más allá de $Re = 10\ 000$. La extensión para otros valores de Re se haría conforme a los clásicos valores de Grimison.

$$\Delta p = f \cdot \frac{G_{m\acute{a}x.}^2 \cdot A}{2 \cdot S_{min.} \cdot \rho_m} \quad [N \cdot m^{-2}] \quad (1)$$

Definiendo el número de Reynolds como:

$$Re = \frac{4 \cdot S_{min.} \cdot L \cdot G_{m\acute{a}x.}}{A \cdot \mu_f} = \frac{4 \cdot L \cdot D}{A \cdot \mu_f} \quad [-] \quad (2)$$

y teniendo en cuenta que:

$$D = G_{m\acute{a}x.} \cdot S_{min.} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (3)$$

la correlación obtenida de los valores representados, que no difiere en forma apreciable de la que se obtiene de los valores de Grimison (5.2.3), puede expresarse de la siguiente forma:

$$\left(\frac{h}{c_p \cdot G_{m\acute{a}x.}} \right) Pr^{2/3} = 0,12 \frac{f^{1/3}}{Re^{1/5}} \pm 20\% \quad [-] \quad (4)$$

válida entre $Re = 20\ 000$ y $150\ 000$, y $f = 0,01$ y $0,1$.

Es necesario observar que Δp es la caída de presión debida exclusivamente al frotamiento, es decir, sin tener en cuenta las aceleraciones de la corriente. Además tampoco incluye los efectos de entrada y salida y se refiere a un número infinito de hileras de tubos.

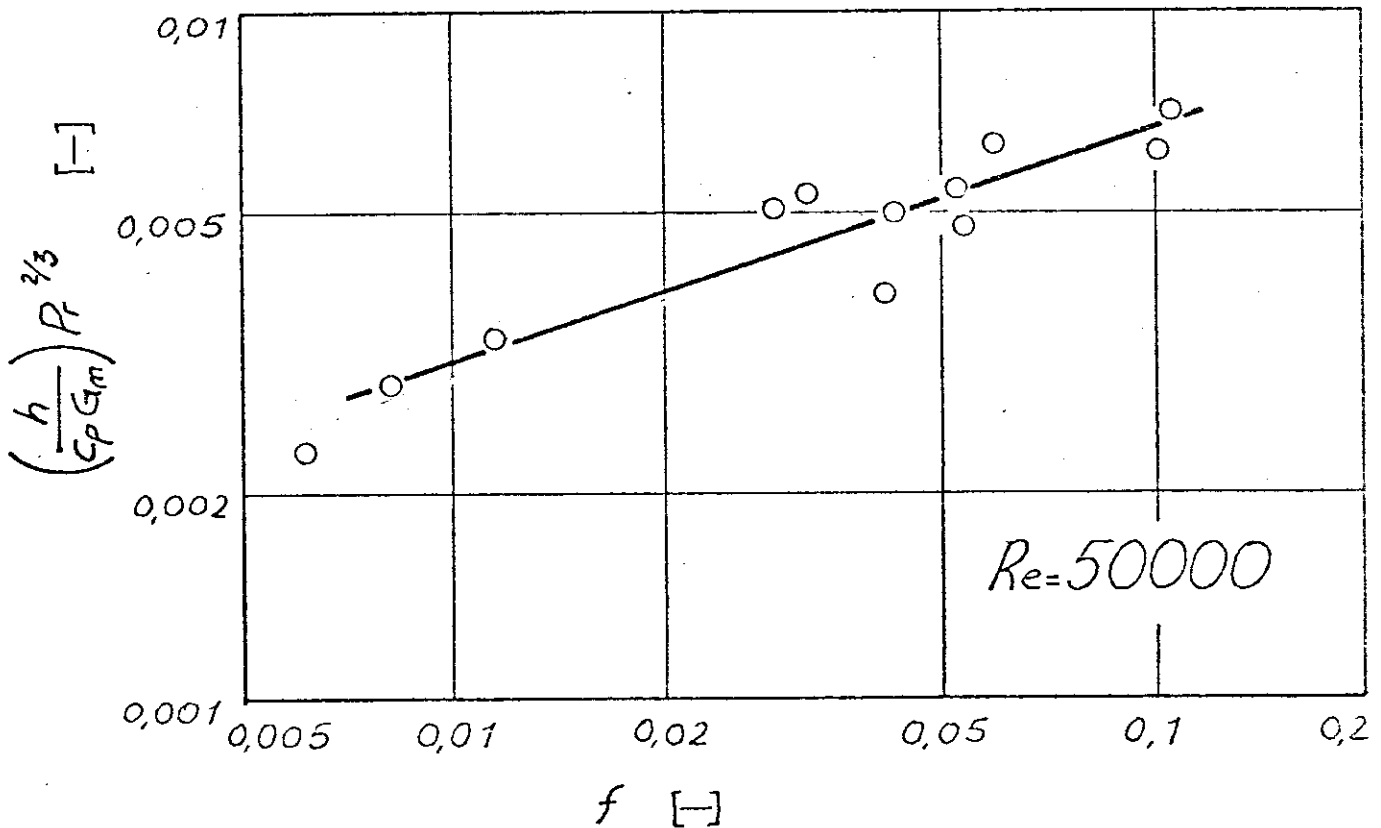
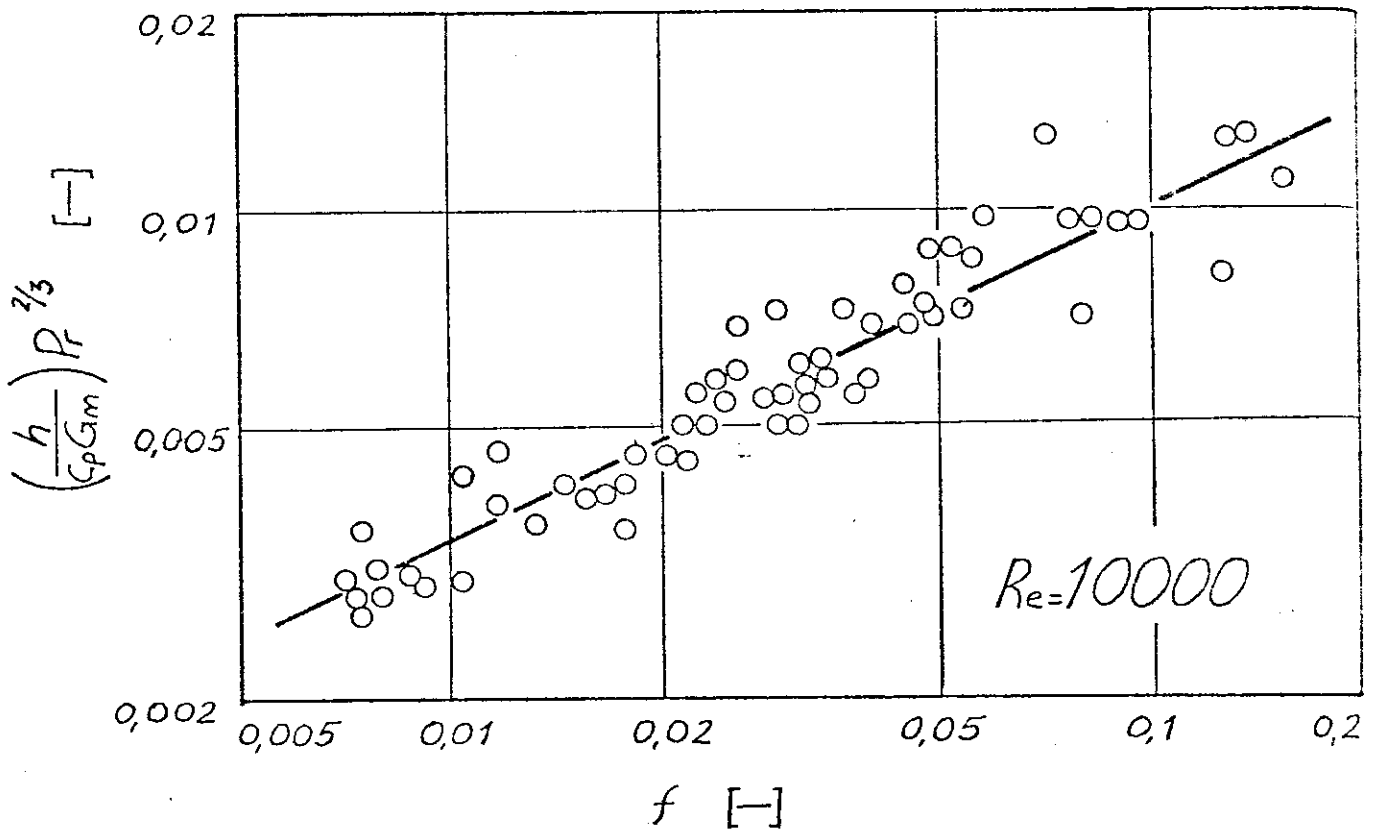


Figura 4.1. : Relación (experimental) entre la transmisión del calor y la caída de presión en intercambiadores de calor.

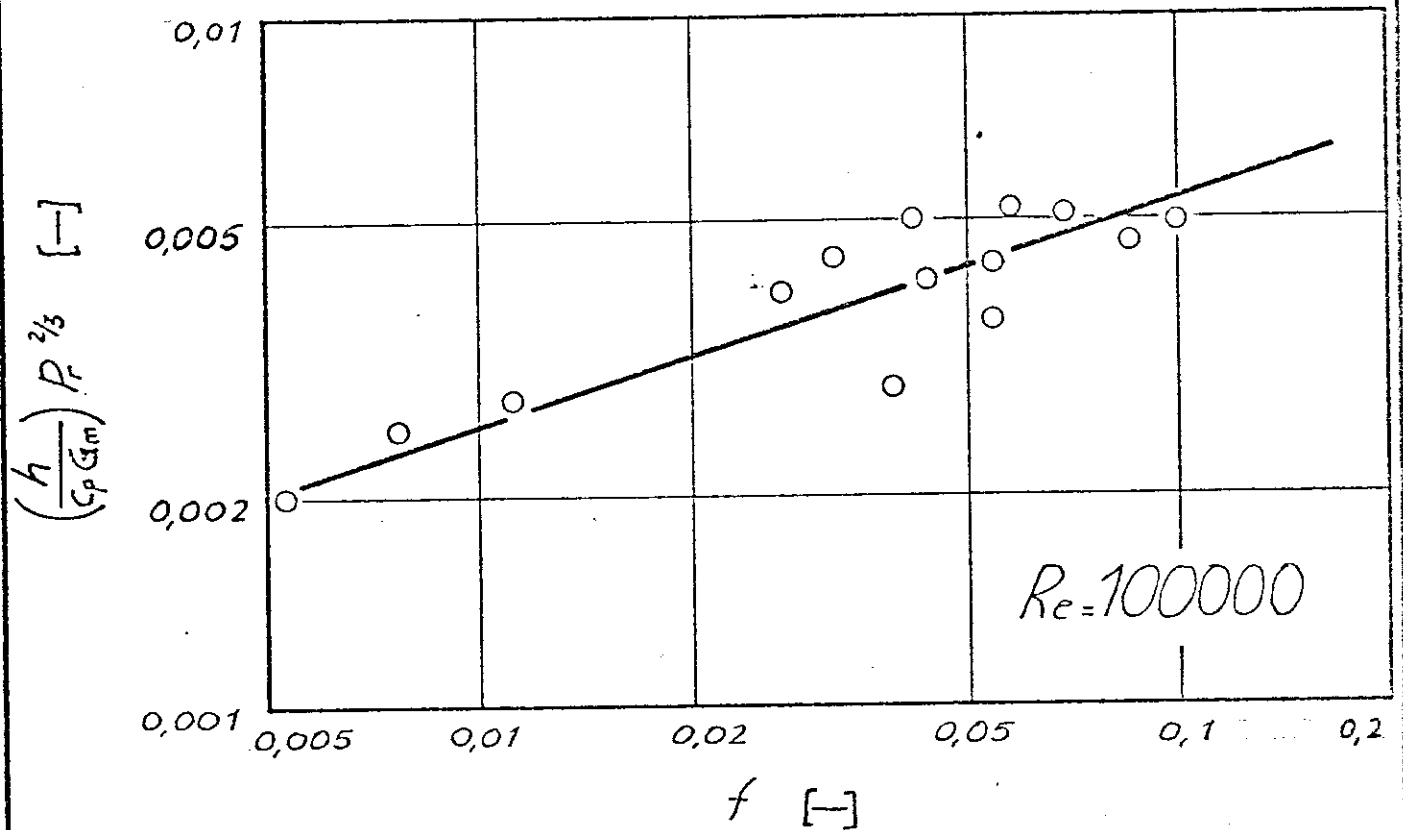


Figura 4.1. : Relación (experimental) entre la transmisión del calor y la caída de presión en intercambiadores de calor.

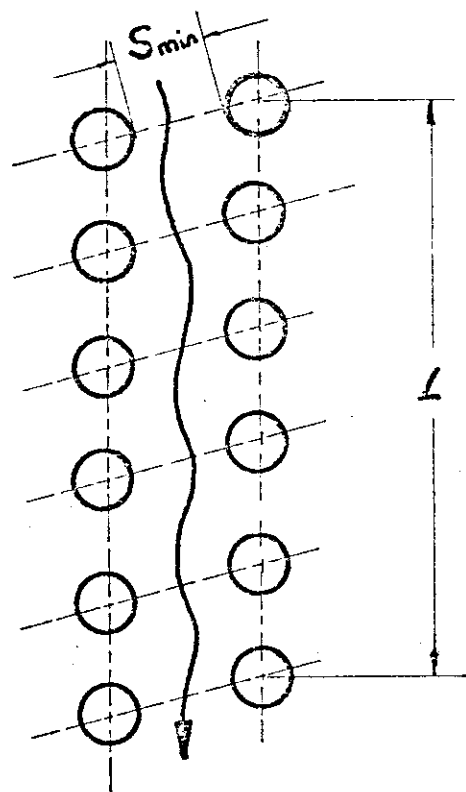
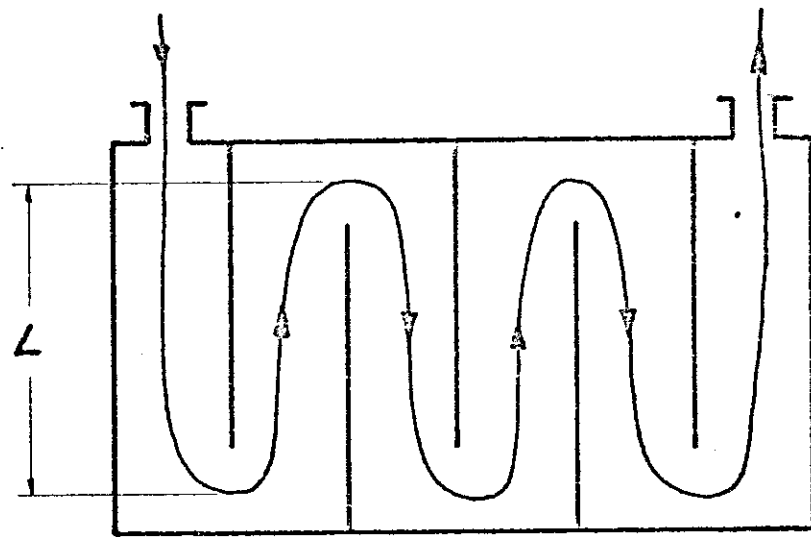


Fig. 4.2. Seccion Transversal de un Intercambiador.

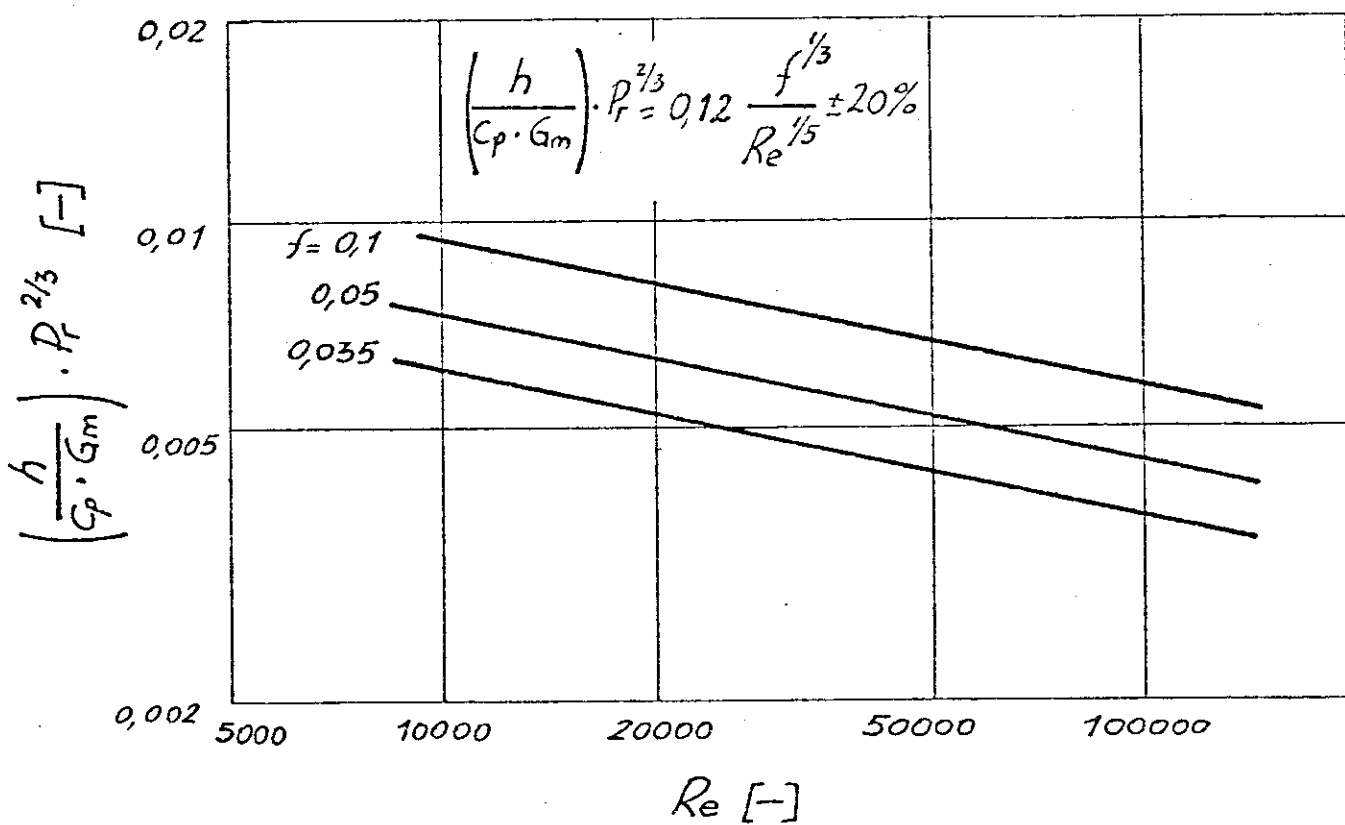
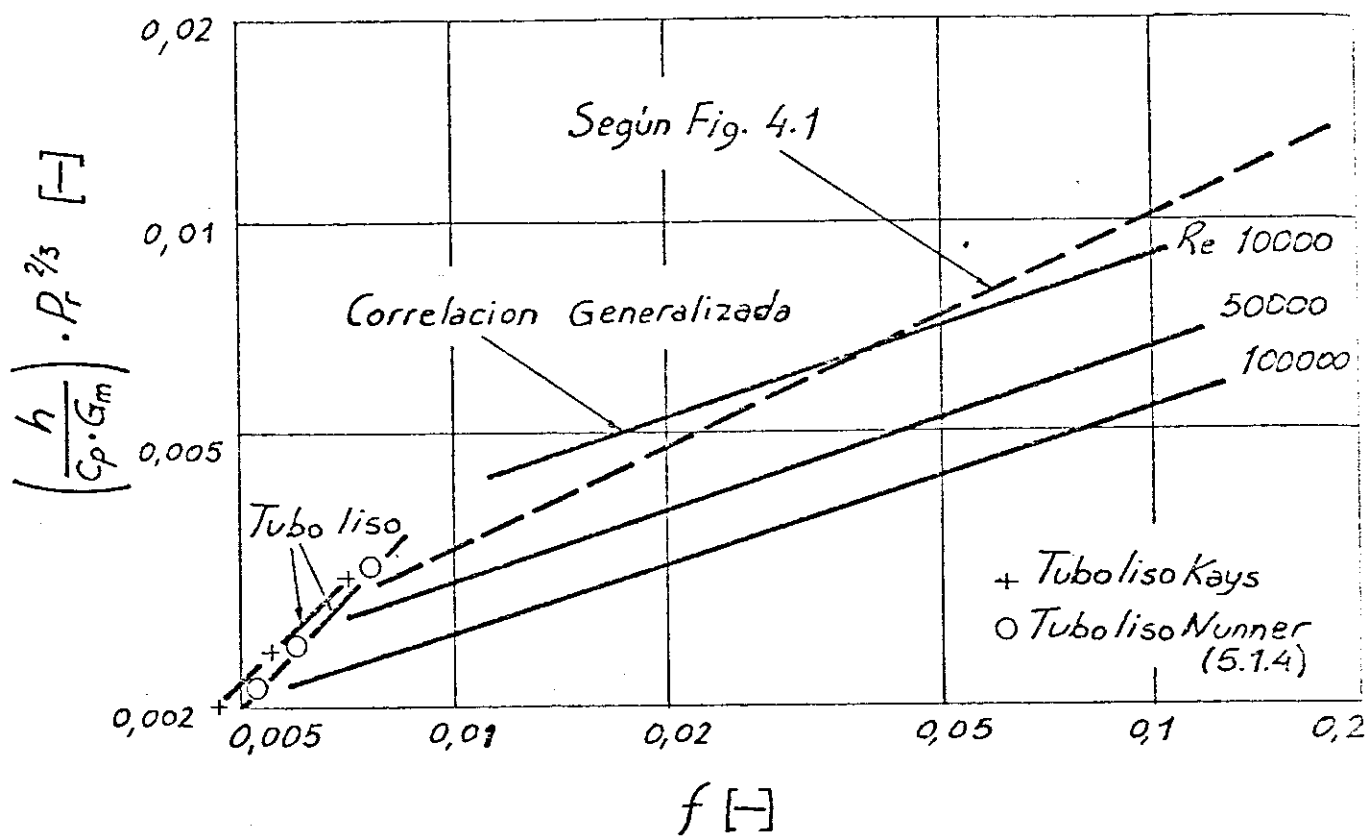


Figura 4.3. Correlacion propuesta entre la caida de presion y la Transmision del calor para intercambiadores de forma cualquiera.

2.2.- Corrección a introducir para un número finito de hileras de tubos.

Es sabido que, en los intercambiadores, la transmisión de calor es menor en las primeras hileras que en las más alejadas de la entrada del fluido que circula (por fuera). Esto se debe a que los últimos tubos están sometidos a una corriente que transporta la turbulencia generada en las hileras anteriores.

La figura 4.4 muestra esa variación conforme a los datos dados en (5.2.2).

En dicha figura se han indicado, tanto para tubos alternados cuanto en línea, los valores correspondientes a la transmisión de calor que se da en sucesivos "huecos", denominando hueco a la zona comprendida entre dos hileras sucesivas de tubos. De ella se infiere que la transmisión de calor en cada hueco es diferente a causa de la distinta turbulencia de la corriente que le llega.

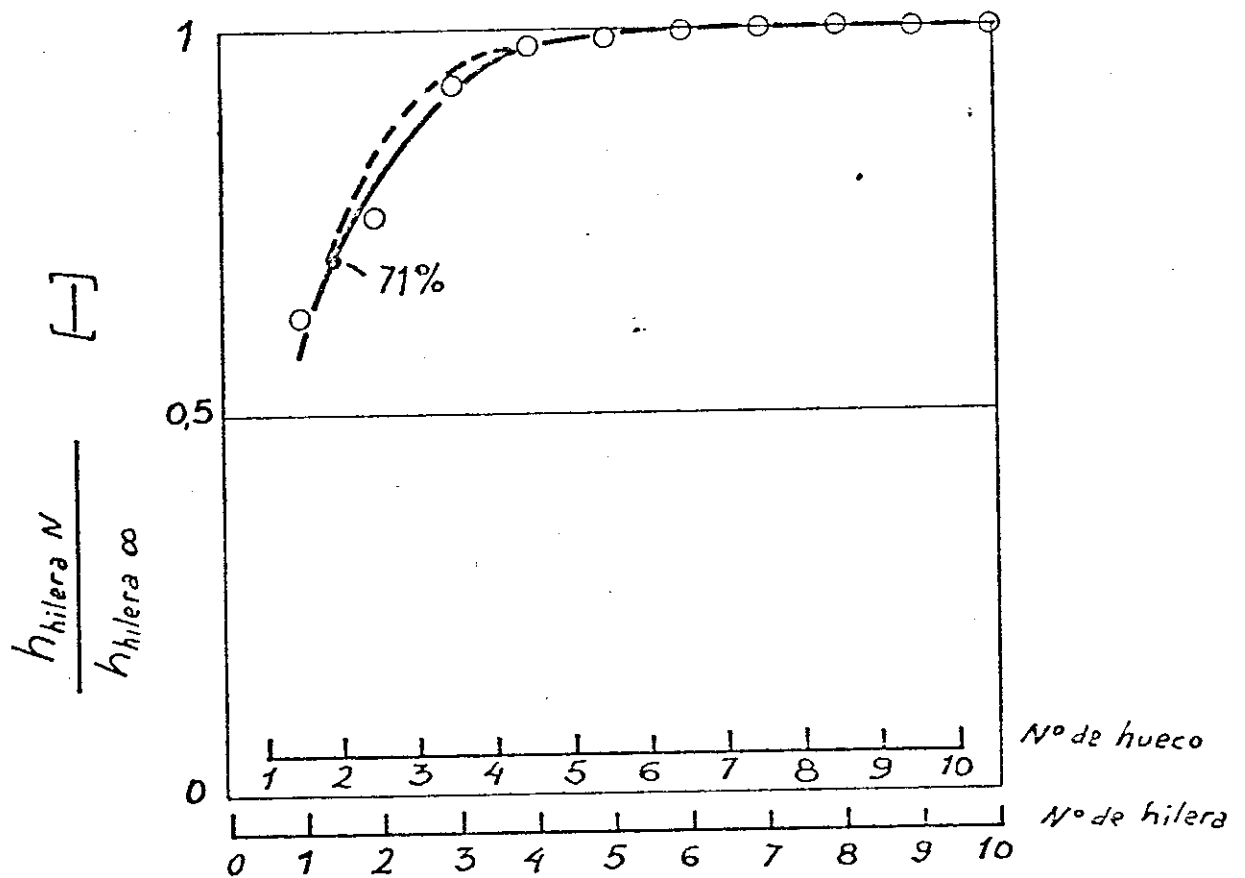
Tampoco la pérdida de carga es uniforme dado que la mayor turbulencia provoca una diferente caída de presión en huecos sucesivos.

Ledinegg (5.2.5) da valores por los cuales hay que multiplicar la caída de presión desarrollada por cada fila de tubos y que han sido investigados por Ter Linden (5.2.6) conforme a la tabla que sigue:

TABLA 2.2.1

Coeficiente multiplicador de la resistencia de cada hilera de tubos
(Ter Linden 5.2.6)

Hileras de tubos	Disposición	
	Alternada	En línea
1	1,85	1,47
2	1,34	1,33
3	1,15	1,19
4	1,08	1,09
5	1,02	1,03
6	1,00	1,00
...
10 y más	1,00	1,00



—○ Tubos Alternados 5.2.1. Tabla 10-7; 5.2.2. p. 275
 --- Tubos en línea 5.2.1. Tabla 10-6; 5.2.2. p. 274

Fig. 4.4 Transmisión de calor en las distintas hileras de tubos de un intercambiador.

Coeficiente multiplicador de la resistencia de una hilera mas alejada que la sexta.

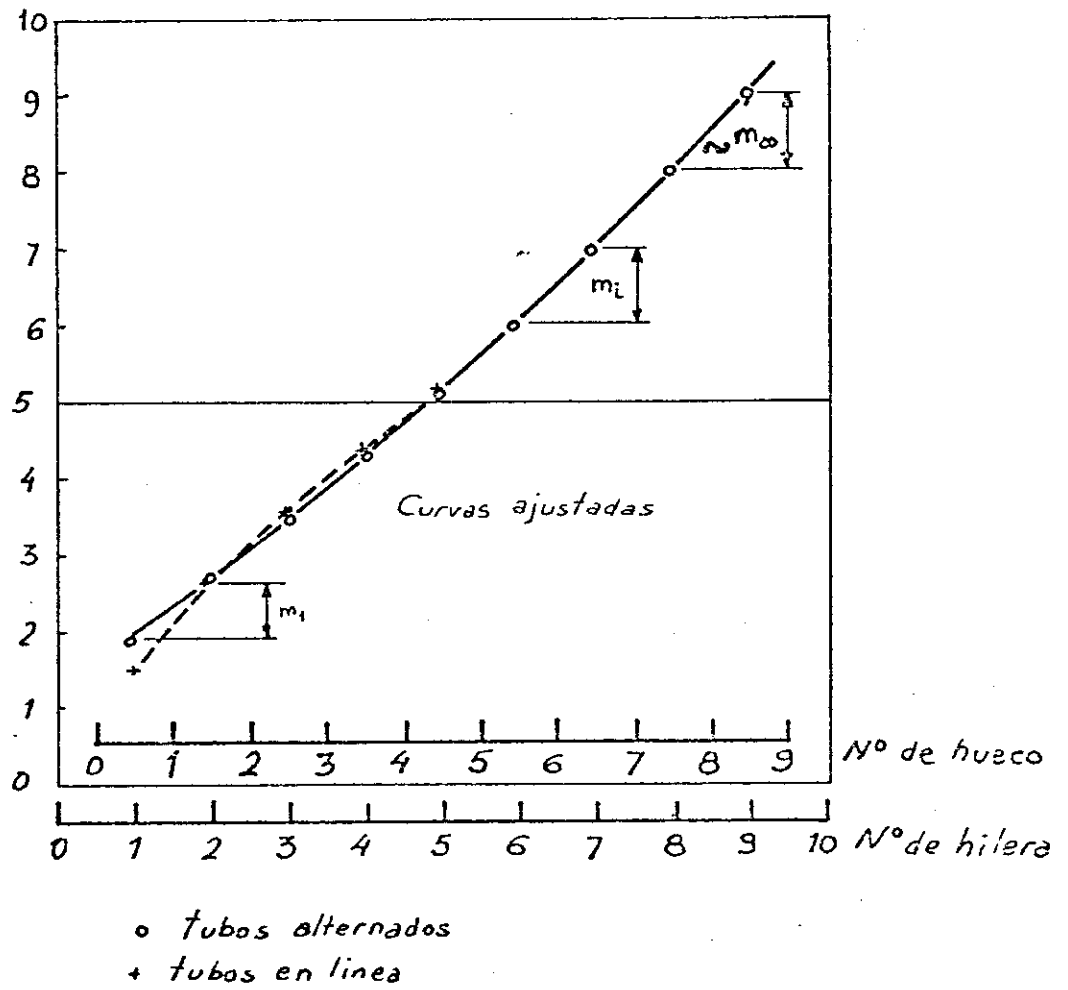


Fig. 4.5. Variación de la pérdida de carga a lo largo de un haz de tubos.

$$\frac{\text{Caída de presión en el hueco } i}{\text{Caída de presión en el hueco } \infty} = \frac{m_i}{m_{\infty}} \quad (\text{fig. 4.5})$$

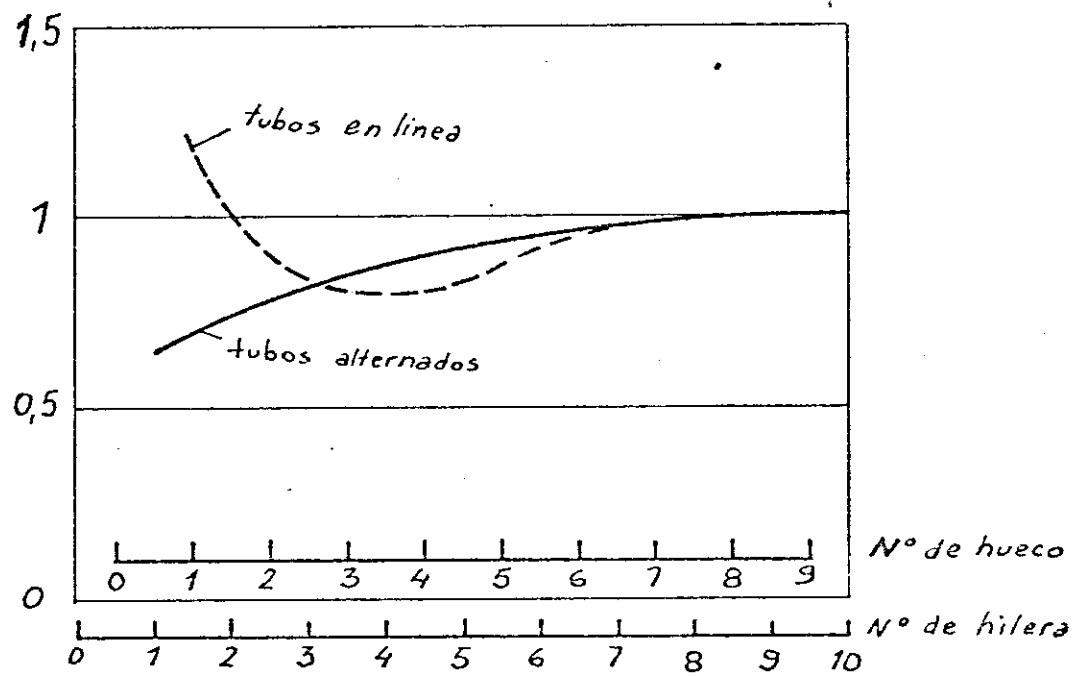


Fig. 4.6. Relación entre las caídas de presión en los huecos i e ∞ .

La resistencia total de un haz de tubos, en unidades arbitrarias, es el producto de los coeficientes anteriores por el número de hileras, como se ve en la figura 4.5.

En la misma se han trazado las curvas "smoothed". También en unidades arbitrarias, la diferencia entre las resistencias ocasionadas por cada hilera de tubos, da la caída de presión en cada hueco, según se indica en la figura 4.6.

Este estado de cosas puede reflejarse en la expresión (4) derivada en 2.1, agregándose un coeficiente a_0 .

Conforme a la figura 4.4, la transmisión de calor en el primer hueco es, para tubos alternados, el 71% de la correspondiente a los tubos de la sexta hilera en adelante. También la pérdida de carga es sólo 70% de la que se registra en las mismas hileras (ver fig. 4.6).

Como una parte de la diferencia ya aparece explicada por la menor pérdida de carga, en realidad, para una caída de presión dada se verifica que el primer hueco de los tubos alternados tiene una transmisión de calor que se describe con:

$$a_0 = \frac{0,71}{\sqrt[3]{0,70}} = 0,80$$

de la correspondiente a los huecos muy alejados.

Repitiendo el cálculo se obtiene la curva indicada en la figura 4.7.

Analogamente para tubos alternados se obtiene la otra curva de la misma figura. Se propone una curva promedio.

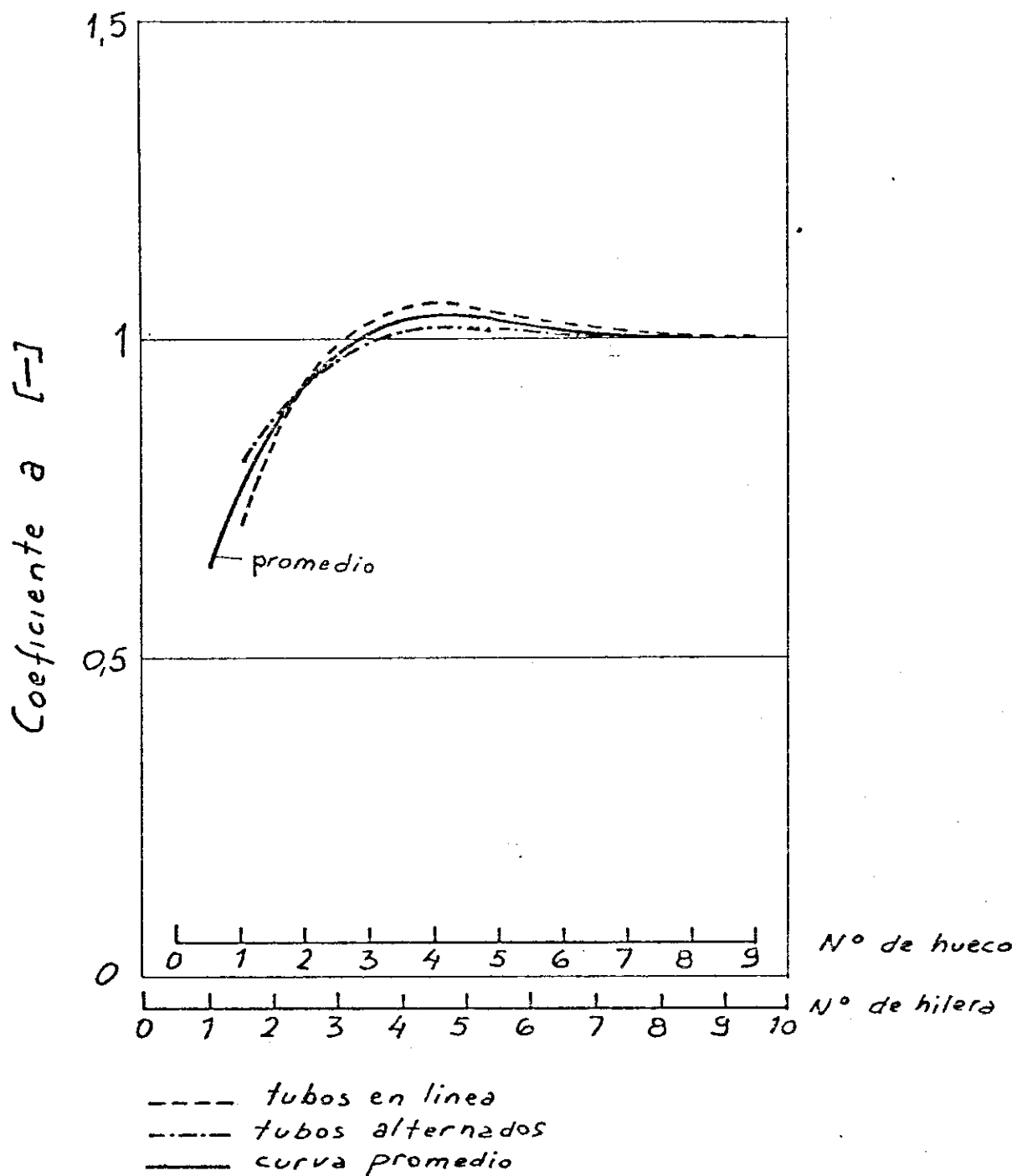


Fig. 4.7. Transmision de calor en distintos huecos para una perdida de carga igual a la que se dá del hueco 7°..8° en adelante.

3.- COMENTARIOS:

Puede observarse en la figura 4.1 que la dispersión es de $\pm 10\%$, con algunos pocos puntos alcanzando $\pm 20\%$, cosa que se considera razonablemente satisfactoria en orden a establecer el valor de la correlación que se propone. Esta también se verifica, dentro del margen de 10% , en las muy cuidadosas experiencias indicadas en la ref. (5.2.8).

5.- APENDICES:

5.1.- Corrección para fluidos con $P_r \gg 1$.

La correlación dada en 2.1 se basa en las proposiciones de Mc Adams (5.2.2) y Kays & London (5.2.1), en las que la influencia del número de Prandtl aparece conforme al tradicional $P_r^{2/3}$. Para los gases, dicha influencia no es importante, pero no ocurre así para líquidos con $P_r \gg 1$.

Deissler (5.2.7) ha propuesto, para flujo en el interior de tubos lisos, una correlación en la que la influencia puede asimilarse con P_r a un exponente menor, que en el rango $P_r = 1 \dots 10$ puede suponerse en 0,55. Se propone que esta correlación sea extendida al campo que aquí se considera, como la mejor en base a la información disponible.

Por ello y para no cambiar el exponente 2/3, se agrega el factor

$$\left(\frac{P_r}{0,70} \right)^{1/9}$$

con lo que la fórmula final queda:

$$\left(\frac{h}{c_p \cdot G_{\max}} \right) \cdot P_r^{2/3} = 0,12 \cdot \frac{f^{1/3}}{Re^{1/5}} \cdot a_o \cdot \left(\frac{P_r}{0,70} \right)^{1/9} \quad [-]$$

El valor 0,70 se justifica dado que todos los puntos experimentales indicados en la fig. 4.1 se refieren al aire. (Kays & London, ref. 5.2.1, p. 2)

5.2.- Referencias bibliográficas.

- 5.2.1.- W.M. KAYS & A.A. LONDON: "Compact heat exangers" Mc Graw Hill Book Co. Inc., N.Y. (1958).
- 5.2.2.- W.H. Mc ADAMS: "Transmission de la chaleur" Dunod, Paris (1961) p.320
- 5.2.3.- GRIMISON: Transactions ASME 59 (1937) 583-94.
- 5.2.4.- NUNNER: "Wärmeübertragung und Drucksbfall in rahmen Rohren" V.D.I. Forschungheft 455 (1956).
- 5.2.5.- LEDINEGG: "Dampferzeugung" Springer Verlag, Wien, 1952 p.221.
- 5.2.6.- TER LINDEN: "Der Strömungswiderstand eines Rohrbundels" Wärme, 1939, p.319.
- 5.2.7.- DEISSLER: "The analysis of turbulent heat transfer, mass transfer and friction in smooth tubes at high Prandtl and Schmidt numbers" Harnett. Recent Advances in heat and mass transfer. Mc Graw Hill, pag. 253-310.
- 5.2.8.- M. CLER, D. SWETCHINE, S. VIANNAY et A. PIROVANO: "Essais comparatigs de faisceaux de tubes a ailettes extérieures hélicoidales. Echange thermique. Perte de pression". Rev. Gen. Therm., Fr., N° 133, Janvier 1973, p.23.

CONVECTION HEAT TRANSFER IN A CONTAINER OF ARBITRARY FORM

Summary:

It is the purpose to evaluate quantitatively the heat transmission in a container of arbitrary form (a boiler furnace, diesel motor cylinder, etc), in particular relation to the pressure drop or energy dissipated by turbulence.

Existing correlation are semiempirical not particularly considering that turbulence, this varying intentionally within wide limits. The present proposal is an extension of one derived from heat exchanger data whose heat transfer had been correlated within a reasonably small dispersion even for widely different geometries.

Three cases are studied:

- * i) Steady flow with constant fluid feed,
- * ii) Same after feed valve closure, and
- *iii) When pressure nor temperature are not constant after the closure of the feed valve.

TRANSMISION DE CALOR POR CONVECCION EN UN RECIPIENTE DE FORMA
CUALQUIERA

Resumen:

Se propone una forma de evaluar cuantitativamente la transmisión del calor en un recipiente de forma cualquiera (hogar de caldera, cilindro de un motor diesel, etc), teniendo en cuenta, particularmente, la caída de presión o energía disipada por las turbulencias.

Las correlaciones existentes son sólo adaptaciones semiempíricas que no consideran la citada turbulencia, la que intencionadamente puede variar dentro de muy amplios límites. La presente propuesta es una extensión de los resultados propios de los intercambiadores de calor cuya transmisión ha sido correlacionada con razonable poca dispersión aún para geometrías muy disímiles entre sí.

Se estudian tres estados; un primer caso estacionario, con alimentación constante, un segundo caso luego del cierre del órgano de admisión y un tercero para el caso de variar la presión y la temperatura del fluido luego del cierre del órgano de admisión.

INTI, Buenos Aires, diciembre 1972
Ing. Livio D. Porta
Ing. Eduardo Beaumont Roveda

NOMENCLATURA

a	$[m^2]$	Superficie de calefacción en un recipiente cualquiera de la serie.
c_p	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Calor específico del fluido a presión constante.
dt	$[s]$	Diferencial del tiempo.
D	$[kg \cdot s^{-1}]$	Gasto de fluido.
f	$[-]$	Factor de fricción.
$G_{m\acute{a}x}$	$[kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}]$	Gasto por unidad de sección de paso referido a la sección mínima de paso de fluido.
h	$[J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}]$	Coefficiente de transmisión del calor por convección, casos estacionario y sin alimentación, a presión y temperatura constante.
h^*	$[J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}]$	Coefficiente de transmisión del calor por convección, caso de variación de presión y temperatura.
j	$[-]$	Exponente elevado al cual la temperatura es proporcional a la viscosidad.
K	$[J^{-1} \cdot m^3 \cdot K]$	Constante.
K_E	$[J]$	Energía cinética de la masa de fluido contenida en el recipiente.
l	$[m]$	Longitud recorrida por el fluido a lo largo de un recipiente de la serie.
M	$[kg]$	Masa de fluido contenida en el recipiente.
n	$[-]$	Exponente politrópico del fluido.
P	$[N \cdot m^{-2}]$	Presión del fluido, caso estacionario.
P^*	$[N \cdot m^{-2}]$	Presión del fluido, caso variable.
P_r	$[-]$	Número de Prandtl.

R_e	$[\text{---}]$	$= \frac{4 \cdot \Omega \cdot G_m \cdot l}{\partial \cdot \mu_f} = \frac{4 \cdot D \cdot l}{\mu_f \cdot \partial}$ Número de Reynolds.
T	$[K]$	Temperatura del fluido, caso estacionario.
T^*	$[K]$	Temperatura del fluido, caso no estacionario.
T_W	$[K]$	Temperatura de la pared del recipiente.
W_C	$[m \cdot s^{-1}]$	Velocidad media del fluido dentro del recipiente.
W_e	$[m \cdot s^{-1}]$	Velocidad de entrada del fluido al recipiente.
W_l	$[m \cdot s^{-1}]$	Velocidad de la corriente secundaria de fluido.
α	$[\text{---}]$	Relación entre el área de entrada y el área transversal total.
β	$[\text{---}]$	Coefficiente para tener en cuenta la relación de la caída de presión a la presión dinámica de entrada. Cuando hay rozamientos adicionales a la disipación total de la energía de la corriente de entrada, $\beta > 1$. Si parte de la energía cinética de la corriente se recupera (p.ej., con un efecto Borda), $\beta < 1$.
Δp	$[N \cdot m^{-2}]$	Caída de presión por rozamiento en el recipiente.
Δt	$[K]$	Variación de temperatura que experimenta el fluido en el recipiente.
μ_f	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$	Viscosidad del fluido a la temperatura media de la película (promedio entre la del fluido y la pared), caso estacionario.
μ_f^*	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$	Idem caso no estacionario.
μ_T	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$	Viscosidad del fluido a la temperatura del fluido, caso estacionario.
μ_T^*	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$	Idem caso no estacionario.
Ω	$[m^2]$	Sección mínima de pasaje de fluido.
ρ_m	$[kg \cdot m^{-3}]$	Densidad del fluido.

INDICE:

1.- Objeto.

2.- Teoría.

2.1.- Transmisión de calor bajo un régimen de alimentación estacionario.

2.2.- Transmisión de calor luego del cierre del órgano de admisión.

2.2.1.- Variación de presión y temperatura.

2.3.- Correcciones.

3.- Comentarios.

4.- Figuras.

4.1.- Intercambiadores y recipiente equivalente.

4.2.- Esquema de velocidades.

5.- Apéndices.

5.1.- Referencias bibliográficas.

1.- OBJETO:

Se propone una teoría que permita establecer la transmisión de calor por convección dentro de un recipiente de forma cualquiera teniendo particularmente en cuenta el mayor o menor grado de turbulencia que pudiere estar artificialmente impuesto.

Algunos ejemplos de aplicación podrían ser evaluar la convección en los hogares de caldera, en los cilindros de motores diesel, en expansores de ciclo Rankine (máquinas de vapor), compresores, etc. Para éstos existen numerosos estudios que son en realidad correlaciones semi-empíricas que no tienen en cuenta la turbulencia particular de cada caso, que algunas veces puede ser más o menos forzada en forma intencional, como la que se da en las cámaras de combustión turbillonarias (Ricardo, Lanova, etc.).

Se analiza en la segunda parte el caso de la transmisión de calor dentro del recipiente al cesar la alimentación de fluido al mismo (caso de las etapas de compresión y expansión en motores C.I., o cierre de la admisión en máquinas de vapor) y por último se analizan las correcciones a introducir para el caso de variar la presión y la temperatura del fluido.

2.- TEORIA:

2.1.- Transmisión del calor bajo un régimen de alimentación estacionario.

Habiendose establecido una correlación entre la caída de presión y el coeficiente de transmisión del calor para intercambiadores de forma cualquiera (5.1.1), se trata de extender dicha teoría al caso que nos interesa, postulándose una validez que será menester confrontar con resultados experimentales.

La expresión derivada en (5.1.1) para los intercambiadores de calor es:

$$\left(\frac{h}{C_p \cdot G_{\max}} \right) P_r^{2/3} = 0,12 \frac{f^{1/3}}{Re^{1/5}} \pm 20\% \quad [-] \quad (1)$$

Con referencia a la figura 4.1, se puede considerar que un recipiente de forma cualquiera, R_p , pertenece a un conjunto formado por recipientes iguales colocados en serie. Por analogía con las cámaras C de un intercambiador de calor, puede postularse que la transmisión de calor será la misma en ambos casos; sustituyéndose L por l, S_{\min} por Ω y A por a, correspondientes a una sola cámara, con lo que se llega a la siguiente expresión: (5.1.2)

$$\Delta p = f \cdot \frac{G_{\max}^2 \cdot a}{2 \cdot \Omega \cdot \rho_m} \quad [N \cdot m^{-2}] \quad (2.1)$$

Expresando la pérdida de presión como una fracción de la presión dinámica de entrada, puede ponerse:

$$\Delta p = \beta \cdot \frac{\left(\frac{D}{\Omega} \right)^2}{2 \cdot \rho_m} \quad [N \cdot m^{-2}] \quad (2.2)$$

Si se tiene en cuenta que $G_{\max} = \frac{D}{\Omega}$

al igualar (2.1) y (2.2), se obtiene:

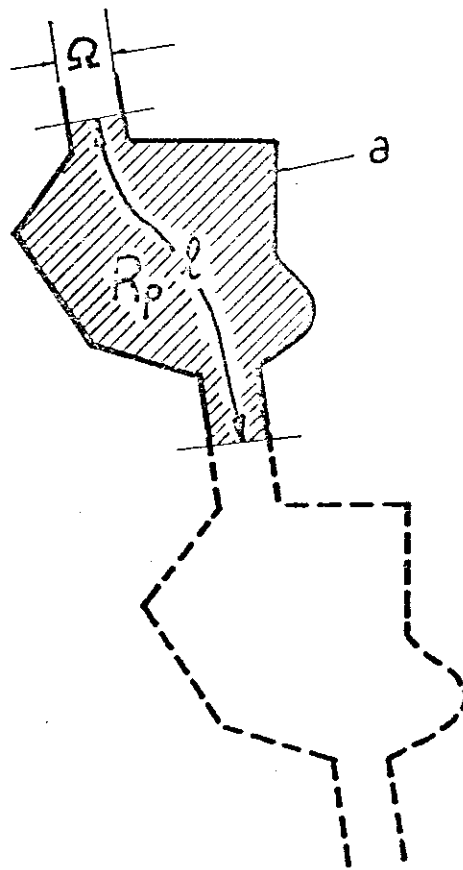
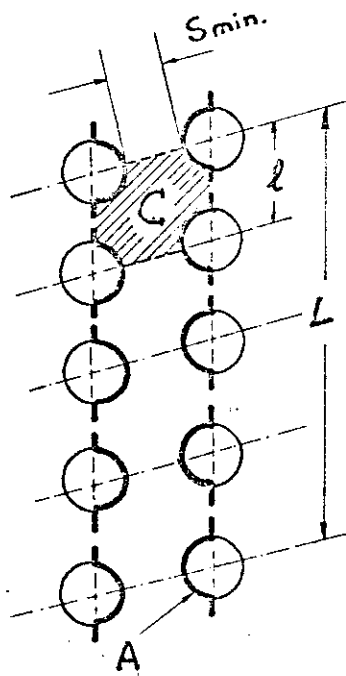


Fig. 4. 1. Intercambiador y Recipiente Equivalente.

$$f = \beta \cdot \frac{\Omega}{a} \quad [-] \quad (3)$$

Reemplazando el valor (3) en (1), se tiene:

$$\left(\frac{h}{c_p \cdot G_{\max}} \right) Pr^{2/3} = 0,12 \frac{\beta^{1/3} \cdot \Omega^{1/3}}{a^{1/3} \cdot Re^{1/5}} \pm 20\% \quad [-] \quad (4)$$

que también puede expresarse, viendo que:

$$Re = \frac{4 \cdot D \cdot l}{\mu_f \cdot a} \quad \text{y} \quad G_{\max} = \frac{D}{\Omega}$$

como:

$$\left(\frac{h \cdot \Omega}{c_p \cdot D} \right) Pr^{2/3} = 0,12 \frac{\beta^{1/3} \cdot \Omega^{1/3} \cdot \mu_f^{1/5} \cdot a^{1/5}}{a^{1/3} \cdot 4^{1/5} \cdot D^{1/5} \cdot l^{1/5}} \pm 20\% \quad [-]$$

Operando puede obtenerse el valor de h:

$$h = 0,091 \frac{c_p \cdot D^{4/5} \cdot \beta^{1/3} \cdot \mu_f^{1/5}}{Pr^{2/3} \cdot \Omega^{2/3} \cdot a^{1/5} \cdot l^{1/5}} \pm 20\% \quad [J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (5)$$

También puede transformarse la (5) como sigue:

Teniendo en cuenta que:

$$h \cdot a (T - T_w) = \Delta T \cdot c_p \cdot D \quad (6)$$

será:

$$\frac{\Delta T}{T - T_w} = \frac{h \cdot a}{c_p \cdot D} \quad [-] \quad (7)$$

y como además

$$D = G_{\text{máx}} \cdot \Omega$$

se tiene:

$$\frac{\Delta T}{T - T_w} = \frac{h}{c_p \cdot G_{\text{máx}}} \cdot \frac{a}{\Omega} \quad [-] \quad (8)$$

pero de (5) puede ponerse:

$$\left(\frac{h}{c_p \cdot G_{\text{máx}}} \right) = 0,091 \frac{\beta^{1/3} \cdot \Omega^{1/3} \cdot \mu_f^{1/5}}{P_r^{2/3} \cdot a^{2/15} \cdot D^{1/5} \cdot \ell^{1/5}} \pm 20\% \quad [-] \quad (9)$$

Reemplazando (9) en (8), se obtiene:

$$\left(\frac{\Delta T}{T - T_w} \right) = 0,091 \frac{\beta^{1/3} \cdot \mu_f^{1/5} \cdot a^{13/15}}{\Omega^{2/3} \cdot P_r^{2/3} \cdot D^{1/5} \cdot \ell^{1/5}} \pm 20\% \quad [-] \quad (10)$$

2.2.- Transmisión del calor luego del cierre del órgano de admisión.

En las máquinas alternativas ocurre que la admisión de fluido a los cilindros cesa periódicamente ($D = 0$), lo cual no implica que cese la transmisión de calor ($h \neq 0$). Esta condición se da durante la compresión, la expansión y evacuación* en las máquinas de vapor y durante la compresión, la expansión y el escape en los motores de combustión interna.

Este problema, entrevisto por Woschni (5.1.3), no ha sido en nuestro conocimiento, aún tratado.

Se propone una teoría de primera aproximación basada en las siguientes hipótesis:

- a.- Después del cierre del órgano que permite la alimentación del fluido al recipiente, el movimiento continúa, con velocidades decrecientes, pero conservando las líneas de corriente, (flow-pattern), si bien estirándose en caso de variar las dimensiones del recinto (el pistón se desplaza).
- b.- La energía cinética de la masa M contenida en el recipiente se disipa por fricción interna y contra las paredes.
- c.- La presión y las temperaturas cambiantes (expansión casi adiabática) tienen su efecto, como se verá luego (ver 2.2.1).

La energía cinética de la masa turbulenta dentro del recipiente vale:

$$K_E = \frac{1}{2} M \cdot w_c^2 \quad [J] \quad (11)$$

en la que w_c es una velocidad característica definida por la ecuación precedente.

La energía cinética disipada un dt antes del cierre de la admisión es:

* Debe aclararse que si bien $D \neq 0$ en la evacuación, existe turbulencia remanente que contribuye a la transmisión del calor.

$$\Delta K_E = \frac{1}{2} D \cdot dt \cdot w_e \cdot \beta \quad [J] \quad (12)$$

Se postula que esa energía cinética es igual a la que se disipa en el dt inmediatamente posterior y que vale:

$$\Delta K_E' = \frac{1}{2} M \cdot w_c^2 - \frac{1}{2} M \cdot (w_c - dw_c)^2 \quad [J] \quad (13)$$

Desarrollando la (13) queda:

$$\Delta K_E' = \frac{1}{2} M \cdot w_c^2 - \frac{1}{2} M \cdot w_c^2 + M \cdot w_c \cdot dw_c - \frac{1}{2} M \cdot dw_c^2$$

Simplificando y despreciando dw_c^2

$$\Delta K_E' = M \cdot w_c \cdot dw_c \quad [J] \quad (14)$$

Igualando (14) con (12) de acuerdo al postulado antedicho, es:

$$\frac{1}{2} D \cdot dt \cdot w_e^2 \cdot \beta = M \cdot w_c \cdot dw_c$$

de donde:

$$\frac{dw_c}{dt} = \frac{w_e^2 \cdot \beta \cdot D}{2 \cdot M \cdot w_c} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (15)$$

o también, dividiendo por w_c

$$\frac{dw_c}{w_c} = \frac{\left(\frac{w_e}{w_c}\right)^2 \cdot D \cdot \beta}{2 \cdot M} dt \quad [-] \quad (16)$$

La ecuación (15) da la velocidad de decaimiento de la velocidad característica w_c en el instante que sigue inmediatamente al cierre del órgano de admisión.

Para encontrar la relación (w_e/w_c) pueden pronosticarse las líneas de corriente dentro del recipiente, la distribución de velocidades y de allí calcular la energía cinética de la masa M.

A modo de primera aproximación, se propone lo que sigue

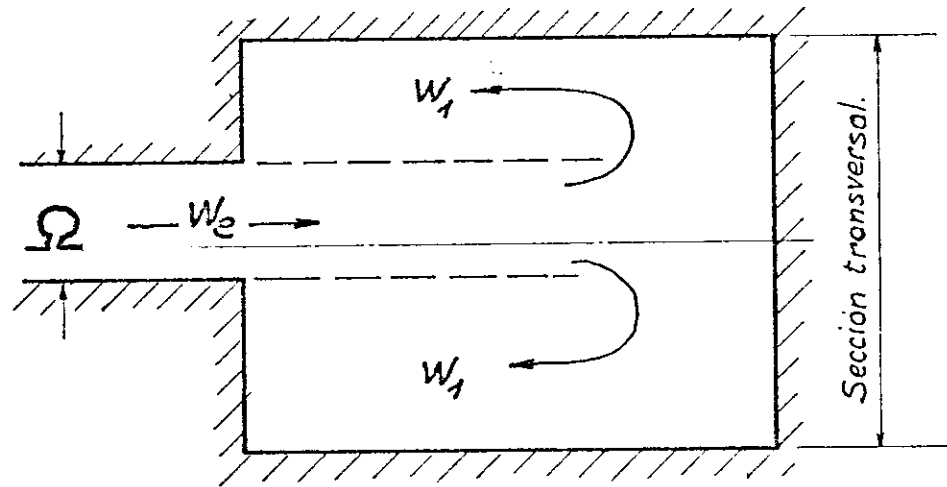


Fig. 4.2 : Esquema de velocidades dentro del recipiente.

(fig. 4.2)

Una parte del contenido del recipiente se supone animada de la velocidad de entrada W_e . El resto se encuentra animado de la velocidad W_1 .

La ecuación de continuidad permite poner:

$$W_e \cdot \alpha = W_1 \cdot (1 - \alpha) \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (17)$$

donde α es la relación entre la sección de entrada Ω y la transversal del recipiente.

También se tiene que:

$$W_1^2 = \frac{\alpha^2}{(1 - \alpha)^2} \cdot W_e^2 \quad [m^2 \cdot s^{-2}] \quad (18)$$

La energía cinética es:

$$K_E = \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot M \cdot W_e^2 + \frac{1}{2} \cdot (1 - \alpha) \cdot M \cdot W_1^2 \quad [J] \quad (19)$$

Reemplazando la (18) en la (19):

$$K_E = \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot M \cdot W_e^2 + \frac{1}{2} \cdot (1 - \alpha) \cdot M \cdot \frac{\alpha^2}{(1 - \alpha)^2} \cdot W_e^2$$

o también:

$$K_E = \frac{1}{2} \cdot M \cdot W_e^2 \cdot \left[\alpha + \frac{\alpha^2}{(1 - \alpha)} \right] \quad [J] \quad (20)$$

Iguando la (20) con la (11):

$$\frac{1}{2} \cdot M \cdot W_c^2 = \frac{1}{2} \cdot M \cdot W_e^2 \left[\alpha + \frac{\alpha^2}{(1 - \alpha)} \right]$$

o sea:

$$\left(\frac{W_e}{W_c} \right)^2 = \frac{1}{\left[\alpha + \frac{\alpha^2}{1 - \alpha} \right]} \quad [-]$$

(21)

En el rango de $0,1 < \alpha < 0,2$ se puede poner, aproximadamente:

$$\left(\frac{W_e}{W_c}\right)^2 \approx 0,85 \cdot \frac{1}{\alpha} \quad [-] \quad (22)$$

Reemplazando la (21) en la (16):

$$\frac{dW_c}{W_c} = \frac{D \cdot \beta}{\left[\alpha + \frac{\alpha^2}{1-\alpha}\right] \cdot 2 \cdot M} dt \quad [-] \quad (23)$$

o con la aproximación (22):

$$\frac{dW_c}{W_c} \approx \frac{0,85 \cdot D \cdot \beta}{\alpha \cdot 2 \cdot M} dt \quad [-] \quad (24)$$

También se propone como hipótesis de trabajo que la (16) puede aplicarse a los instantes siguientes, cambiando la condición inicial, lo cual da un decrecimiento exponencial para W_c .

Para relacionar el coeficiente de transmisión del calor con la velocidad del fluido, utilizaremos la expresión:

$$h = K \cdot W_c^{0,8}$$

de donde:

$$W_c = K \cdot h^{1,25}$$

$$dW_c = K \cdot 1,25 \cdot h^{0,25} \cdot dh$$

$$\frac{dW_c}{W_c} = \frac{1,25 \cdot K \cdot h^{0,25} \cdot dh}{K \cdot h^{1,25}}$$

$$\frac{dW_c}{W_c} = 1,25 \frac{dh}{h} \quad (25)$$

Igualando la (25) con la (24)

$$1,25 \cdot \frac{dh}{h} = \frac{0,85 \cdot D \cdot \beta}{2 \cdot \alpha \cdot M} dt \quad . [-] \quad (26)$$

o también:

$$\frac{dh}{dt} = 0,37 \frac{h \cdot D \cdot \beta}{\alpha \cdot M} [J \cdot m^{-2} \cdot s^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (27)$$

que mediante la transformación:

$$dt = 2,94 \cdot \frac{\alpha \cdot M}{h \cdot D \cdot \beta} \cdot dh \quad [s] \quad (28)$$

permite obtener la ubicación del polo de integración, haciendo $h = h$ en el punto en que cierra el órgano de admisión.

2.2.1.- Variaciones de presión y temperatura:

Durante las fases de expansión y compresión no existe la alimentación de la turbulencia por parte de la corriente de entrada, cuya energía cinética se disipa dentro de la masa existente en el cilindro. Esta turbulencia en consecuencia decae conforme al modelo que se ha propuesto. El movimiento del pistón, por su parte agrega algo de energía dado que la forma del recipiente que contiene; los gases cambia, pero los remolinos así generados se supone no son importantes frente a los existentes producidos por la alimentación antedicha excepto al final de la compresión en que el émbolo casi toca la tapa del cilindro, generando lo que en los motores diesel se llama "squish velocity".

Si no hubiera disipación por fricción, la energía cinética de la masa M permanecería constante, lo que supone que las velocidades de sus partículas también permanecen constantes, es decir, $W_c = \text{cte.}$

Durante la compresión, por ejemplo, esto significa que a medida que se reduce el volumen y sube la presión, el mass flow local sube en proporción directa con la presión, lo que permite proponer

$$h^* = h \cdot \left(\frac{P^*}{P}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{T}{T^*}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\mu_f^*}{\mu_f}\right)^{0,2} \left[\text{J} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \right] \quad (29)$$

en las que p , T y μ_f son los valores correspondientes a las condiciones previas al cierre del órgano de alimentación y P^* , T^* y μ_f^* las buscadas después del cierre, h es el coeficiente de transmisión del calor después del cierre cuando no cambian p , T y μ_f y h^* es el valor correspondiente cuando p y T varían.

Se puede poner también μ_T en lugar de μ_f sin error importante ya que el exponente es 0,2.

$$\text{Se tiene que: } \mu_T \propto T^j \quad \text{y} \quad T \propto P^{\frac{n-1}{n}}$$

$$\text{de donde: } \left(\frac{\mu_T^*}{\mu_T}\right)^{0,2} = \left(\frac{T^*}{T}\right)^j$$

en la que $j = 1,0$ y $n = 1,3$ para el vapor de agua y $j = 0,64$ y

$n = 1,45$ para los gases de combustión de los motores de CI.

Entonces es:

$$\left(\frac{T}{T^*}\right) = \left(\frac{P}{P^*}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

y por lo tanto:

$$\left(\frac{T^*}{T}\right) = \left(\frac{P^*}{P}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Reemplazando en la (29), se tiene:

$$h^* = h \cdot \left(\frac{P^*}{P}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{P}{P^*}\right)^{\frac{n-1}{n} \cdot 0,8} \cdot \left(\frac{T^*}{T}\right)^{j \cdot 0,2}$$

$$h^* = h \cdot \left(\frac{P^*}{P}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{P}{P^*}\right)^{\frac{n-1}{n} \cdot 0,8} \cdot \left(\frac{P^*}{P}\right)^{\frac{n-1}{n} \cdot j \cdot 0,2}$$

$$h^* = h \cdot \left(\frac{P^*}{P}\right)^{\left(0,8 - 0,8 \cdot \frac{n-1}{n} + \frac{n-1}{n} \cdot j \cdot 0,2\right)}$$

$$h^* = h \cdot \left(\frac{P^*}{P}\right)^{\left[0,8 + \frac{1-n}{n} \cdot (0,8 - 0,2 \cdot j)\right]} \quad (30)$$

Calculando el exponente para el caso de vapor de agua, se obtiene:

$$h^* = h \cdot \left(\frac{P^*}{P}\right)^{0,663} \approx h \cdot \left(\frac{P^*}{P}\right)^{2/3}$$

y para gases de combustión:

$$h^* = h \cdot \left(\frac{P^*}{P}\right)^{0,592} \approx h \cdot \left(\frac{P^*}{P}\right)^{0,6} \quad [J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K] \quad (31)$$

2.3.- Correcciones:

De acuerdo a lo expresado en (5.1.1) parágrafo 2.2., el recipiente de forma cualquiera, representa un caso típico en el cual se hace sentir la influencia del número finito de hileras de un intercambiador. En este caso particular el comportamiento del recipiente es similar al del primer "hueco" del intercambiador. (Se denomina hueco al espacio comprendido entre dos hileras sucesivas de tubos).

Además pueden presentarse los siguientes casos, en los cuales deberá aplicarse la corrección correspondiente:

- * a) El recipiente recibe una corriente de entrada sin turbulencia, en cuyo caso deben afectarse los valores de las fórmulas con un coeficiente $a_0 = 0,76$.
- * b) El recipiente recibe una corriente con una gran turbulencia, producida por una disipación tan grande como la que en él ocurre, en este caso $a_0 = 0,93$.
- * c) Los valores intermedios deben ser estimados.

3.- COMENTARIOS:

Las extrapolaciones que imponen las nuevas hipótesis de trabajo llevan implícitas al menos un incremento en la posible exactitud de la correlación y por ello no podría pretenderse menos de +20%.

5.- APENDICES:

5.1.- Referencias bibliográficas:

- 5.1.1.- PORTA, L.D. - BEAUMONT ROVEDA, E. "Una correlación entre la transmisión del calor y la pérdida de carga en intercambiadores de forma cualquiera". Buenos Aires, 1972.
- 5.1.2.- MC ADAMS, W.H. "Transmission de la chaleur" - Dunod - Paris 1961, pag. 320.
- 5.1.3.- WOSCHNI, G : "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine" SAE Paper 670931.

"Una correlación entre la transmisión del calor y la pérdida de cargas de intercambiadores de forma cualquiera ".

por L. D. Porta y E. Beaumont Roveda

Opinión del experto designado por la presidencia de la Comisión Asesora.

A.- Observaciones generales:

Surgen dudas fundadas sobre la posibilidad de establecer la correlación entre la transmisión del calor y la pérdida de carga para intercambiadores que tengan cualquier forma. El comportamiento distinto del flujo exterior, cuando se trata de bancos de tubos alineados con respecto a tubos en tresbolillo, en matrices de esferas o varillas, o en lechos porosos, es un hecho bien conocido que la bibliografía clásica sobre el tema pone de relieve.

Por otra parte la tendencia a extender la correlación a situaciones que se alejan de los hechos tomados en cuenta, como asimismo la afirmación de ciertas premisas a partir de un número muy limitado de datos, en algunas de las consideraciones del trabajo, invalidan sus conclusiones generales.

B.- Observaciones particulares:

1. En la nota de elevación que acompaña el trabajo se informa que "La correlación de la que parte el primer trabajo parece ser también fructífera para encarar la transferencia de calor en lechos de partículas, etc.". Se duda de que las relaciones aplicadas a haces de tubos o de matrices pueden conducir a una matriz general aplicable a cámaras de combustión, en razón de que las primeras varían para régimen estacionario, mientras que para las segundas se trata de un régimen cíclicamente variable.

Por otra parte no se cumplen las condiciones de semejanza, ni siquiera en el aspecto geométrico. Como en todo el trabajo no aparece ninguna justificación de esta premisa, llama la atención de que en la nota de referencia uno de los autores lo considere como una posibilidad fundada.

2. En el resumen (folio 3) se informa que la correlación tiene posibilidades de aplicación a otros problemas de transmisión de calor.

No hay en el trabajo , aunque sea en forma cualitativa, la información ni tampoco se dice cuáles serían los problemas. Cabe señalar que en el sumario inglés (folio 4) se especifica curiosamente que la posibilidad de correlación se extiende a la convección en hornos.

Aparte del hecho de que difieren los dos resúmenes parece haberse olvidado que la radiación es casi siempre más importante que la convección en el caso de hornos.

La energía de un fluido que circula en un conducto se disipa de 2 maneras:

- a) Interconversión reversible de presión a velocidad y viceversa
- b) Conversión irreversible de energía mecánica a calor

~~Energía de $\frac{1}{2} \rho v^2$~~

Esos mecanismos dependen de los factores de forma y de fricción.

Como ejemplos puede darse:

1) Expansión brusca



Variación de presión y velocidad
Mínima fricción

2) Tubo recto



Mínima variación de velocidad

Máxima contribución de la fricción

El único mecanismo que se puede asimilar análogo a la transferencia de calor es la pérdida por fricción; luego, no tiene ningún sentido un análisis basado en energía cinética. Se recomienda la asistencia a un buen curso de fluidos dinámicos.



Instituto Nacional de Tecnología Industrial

Roberto R. Codiv, saluda muy atentamente al Sr. Ing. José María Bados y, de acuerdo a lo conversado se complace en hacerle llegar los adjuntos trabajos preparados por los profesionales del Departamento de Termodinámica de INTI sobre los cuales le agradecerá concer su autorizada opinión que, obvio es destacarlo, será tratada con la mayor reserva por la Comisión Asesora de este Organismo.

Bs. As. 21 de mayo de 1973.

Al Sr. Ing. José M. Bados
José Hernández 2322, 3er. P.
BUENOS AIRES

Adj.: "Una correlación entre la transmisión del calor y la pérdida de carga en intercambiadores de forma cualquiera" L.D. Porta E. Beaumont Roveda.

"Transmisión de calor por convección de un recipiente de forma cualquiera" L.D. Porta E. Beaumont Roveda

Acta (# Huseh)

Comision lectura: Resolucion

Porta: copia a los m. de la CA: Sabay y dict.
(# Hustr)

: Rehacer el dictamen (# R)

CITIL

Reunion

Breux

Casale

Huseh

Rieder

Martes 10 / 07

17

? no

Comision de S. Tecnicos (h/ Albertoni)

Informes II-Semestre año 1972

= Opinion Lamas

= Revis dictámenes

La afirmación de que "la transmisión del calor en los intercambiadores es algo bien estudiado y conocido, particularmente, en los compactos" es sorprendente por cuanto siendo estos los más recientes son mucho menos conocidos. Revisión bibliográfica esta invertida (5.2)

Los datos de las fig. 4.1 ($Re = 10,000 - 50,000 - 100,000$), provienen, como se dice en el trabajo, de la obra de Kays y London, transcriptos en Adams, auto consultado (5.2.2). Se dice que los "valores se refieren al dominio que no va mucho más allá de $Re = 10,000$ ". Cabe señalar que hay datos de Re hasta 120,000, para matrices de Ovarillas solamente.

En el párrafo siguiente se indica que la extensión "se hacía conforme a los clásicos valores de Corazon Grimson", ~~para~~ (5.2.3)

- 1) "aplicación a lechos de partículas" parece ser fructífera. ①
de dónde lo saca?
6 "usa huecos en vez de partículas..." ~~lo~~ lo menciona como
novedad. - En lechos porosos aparece ϵ como parámetro
Dudo que de relaciones aplicables a haces de tubos o
matrices pueda sacarse una general aplicable a cáma-
ras de combustión; las 1^{as} se dan para régimen estacionario
y las 2^{as} es cíclicamente variable. Además, no se cumplen
las condiciones de semejanza, ni siquiera geométrica.
En todo el trabajo no aparece justificación.

2) El trabajo no justifica la afirmación.

3) "posibilidades de aplicación a otros problemas" No dice
a cuáles, ni, por supuesto, lo justifica aunque sea en forma
cualitativa.

4) Acá dice algo omitido en 3): "convección en furnaces,
reciprocating engines cylinders, ..." En hornos, la
radiación es por lo gral más importante que la convección; en
los 2^{os}, vale lo dicho en 1).

5) 1^{er} párrafo "particularmente en los compactos" ... por ser los
más nuevos, no son los más conocidos.

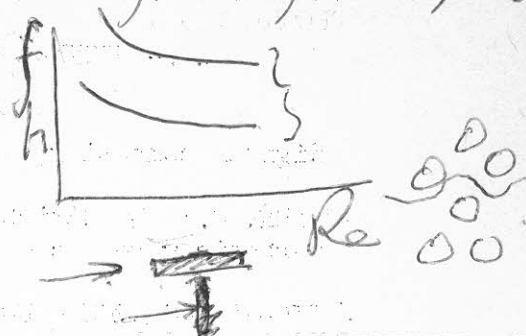
2^o párrafo: "cilindros de maq. de vapor". Ver 1).

4^o "una teoría racional que integrara" ???

6 Se usan todavía máquinas alternativas de vapor?

5º párrafo.- Hay muchas analogías; según los casos, se cum-
plen unas u otras, o ninguna: Prandtl, Reynolds, Chilton,
Colburn, Martinelli, etc. Resistencias de forma y de Super-
ficie.- semejanza y "scale-up".

Ultimo párrafo: $6j$??



6) Cuales son esas cuestiones?

7) Párrafo 1: Las figuras A-1 ($Re=10.000, 50.000, 100.000$) se sacaron de
datos de Kays y London. Dice "... los valores son para Re no
mucho más allá de 10.000 "; hay Re hasta 120.000 , aunque
sólo para matrices de varillas. De donde sacó entonces los
gráficos de $Re=50.000, 100.000$?

Párrafo 2: Parece que se sacaron de Grimison, aunque
los datos de este ya se incluyeron en Kays, p. 138 y 142.
No se indica qué geometrías o rangos de variables se tomaron
para las fig^s A-1.

Párrafo 4: aparentemente, la correlación se cumple para $20.000 <$
 $Re < 150.000$. Pero en Grimison sólo se llega a $Re \leq 40.000$, y en Kays
sólo hay 1 comida de $Re_{max} = 120.000$ (tabla 10-9) y muy pocas
de $Re > 15.000$.

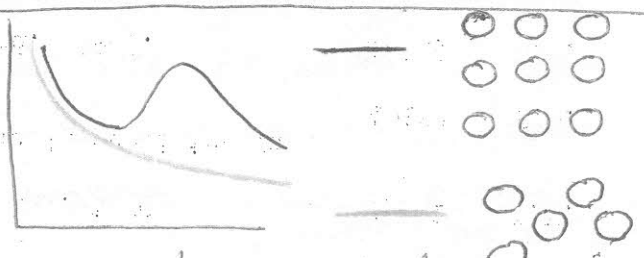
En la fig. A-1 para $Re=100.000$ hay 14 puntos; según
dice pag. 7, se habrían trazado con valores de K y L . (5.2.1)
y Grimison (5.2.3). Pero en K y L sólo hay 3 puntos para
 $Re=100.000$ (Tabla 10-9, matrices de varillas, y ellos dan
 $j_c = 0,00815$; $f = 0,227$) Para estos f , no ~~se~~ ^{llegan} los graf. de 4.1
880 0,37
860 0,28

$$j_c = 0,12 \times \frac{\sqrt[3]{0,227}}{\sqrt[5]{100.000}} = 0,12 \times \frac{0,61}{10} = 0,007$$

y este punto parecería estar sobre la prolongación de la recta de 100.000. Si estos 3 puntos no los puso, y Grimson da sólo $Re < 40.000$, ¿de dónde sacó los 14 puntos?

Figura 4-3 arriba: — es la curva de $Re = 10.000$ de la fig. 4-1.; Correl. general. es la que se obtiene con la (2) para $Re = 10.000$.

Observación general. - Hay distintos comportamientos.



— Flujo exterior a banco de tubos, alineado interior a tubos de diversas formas, e
 — Fl. ext. a tubos en tresbolillo; en matrices de esferas o varillas, en lechos porosos.

(Ver Mc Adams p. 277; Kays p. 182, 185, 188; p. 193 Fig 10-21 : f y j_c no son proporcionales

10-22 : " " " " " "

¿Puede así generalizarse?

Fig 4-3 arriba: "tubo liso" // Tubo liso Kays ??

Fig. 4-4 "Tubos alternados: 5.2.1 Tabla 10-7" La tabla 10.7, pág 176, da $Nu-f-f$, y no $h=f(Nu)$. - Lo mismo tabla 10.6 (ambas para placas con aletas). Lo único que hay en

Kayses fig. 7.7 p. 128 : $\frac{h_{med}}{h_{\infty}} = \frac{h_{i-1}}{h_{\infty}} = f(N)$, que es lo (4)
 que generalmente interesa (y no h_i).

Fig A.4: $\begin{matrix} \circ^1 & \circ^2 & \circ \\ \circ & \circ & \circ \\ \circ & \circ & \circ \\ 1 & 2 & 3 \end{matrix}$ Hueco 1; no debería estar
 entre fila 1 y 2? En la fig 4.5
 ya lo toma así.

Tabla 2.2.1 "Hay que multipl. la Δp desarrollada
 por fila" "¿Para qué?"

Pág. 8, párr. A: "la Δp es sólo el 70%" "la fig 4.6 dice
 que sí para tubos en tresbolillo, pero para tubos en
 línea es 130%?"

Pág. 9: "la dispersión es $\pm 10\%$ con unos pocos puntos alcanza
 do el $\pm 20\%$ ". parecería que no; hay mecanismos mate-
 máticos para definir la dispersión.

Tabla 10.8 p. 178 (K. y L.) - Bancos de tubos C.F. 7.34

$Re = 10.000 \quad f_c = 0,0039 : f_o = 0,03 \quad \left. \vphantom{Re} \right\} \varepsilon_o = 50\%$

Fig A.1 $Re = 10.000 \quad f_c = 0,0039 : f_o = 0,015 \quad \left. \vphantom{Re} \right\} \varepsilon_1 = 100\%$