



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

---

**FACULTAD DE QUIMICA**

**“ ESTIMACION DE COEFICIENTES DE  
TRANSFERENCIA DE CALOR UTILIZANDO  
METALES LIQUIDOS ”**

**ENRIQUE RODRIGO NAJAR**

**CARRERA**

**INGENIERIA QUIMICA**

**1 9 7 9**



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**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.

...no. TESIS 1979  
ADQ. M.T. 302  
FECHA 302  
PREC                       
                                    



A MIS PADRES

AL ING. GUILLERMO ALCAYDE LACORTE  
POR SU ENTUSIASMO PRESTADO EN ESTE  
TRABAJO.



AL CENTRO DE INVESTIGACIONES DE  
MATERIALES DE LA U. N. A. M.

A MIS HERMANOS.

A MI NOVIA  
SARA  
CON CARÍÑO.

PRESIDENTE: VLADIMIR ESTIVIL RIERA

Jurado asignado originalmente  
según el tema

V O C A L : CLAUDIO AGUILAR

SECRETARIO: GUILLERMO ALCAYDE L.

1er. SUPLENTE: EDUARDO VALADEZ CUENCA

2o. SUPLENTE: GENOVEVO SILVA PICHARDO

Sitio donde se desarrolló el tema:

Biblioteca de la Facultad de Química.

Nombre completo y firma del sustentante:

Enrique Rodrigo Nájar.

Nombre completo y firma del asesor del tema:

Ing. Guillermo Alcayde Lacorte.

- 1.0 INTRODUCCION
- 2.0 OBJETIVOS
- 2.1 ESTUDIO DE MODELOS MATEMATICOS
- 2.2 SELECCION DE MODELOS
- 2.3 CONSTRUCCION DE GRAFICAS
- 2.4 DESARROLLO DE UNA METODOLOGIA PARA ESTIMACION DE EQUIPOS OPTIMOS.
- 2.5 APLICACION
- 3.0 GENERALIDADES
- 3.1 FENOMENO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN REGIMEN ESTACIONARIO A NIVEL MOLECULAR.
- 3.1.1 ECUACION GENERAL DE TRANSPORTE MOLECULAR.
- 3.1.2 APLICACION AL TRANSPORTE DE ENERGIA TERMICA.
- 3.2 FENOMENO COMBINADO (MOLECULAR Y TURBULENTO) DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN REGIMEN ESTACIONARIO.
- 3.3 MODELOS MATEMATICOS.
- 3.4 CRITICAS Y RESTRICCIONES DE LOS MODELOS.
- 3.4.1 RESTRICCIONES A LOS MODELOS MATEMATICOS OBTENIDOS AL EXPERIMENTAR EN TUBOS CIRCULARES.

- 3.4.2 ASPECTOS NUMERICOS Y GRAFICAS DE LOS MODE-  
LOS MATEMATICOS USADOS EN TUBERIA CIRCULAR.
- 3.5 SELECCION DE MODELOS.
- 3.6 PROPUESTA DE EVALUACION DE COEFICIENTES IN  
DIVIDUALES.
- 4.0 APLICACION PARA LA ESTIMACION DE EQUIPO DE  
TRANSFERENCIA.
- 4.1 DESARROLLO DE MODELO FENOMENOLOGICO DE TUBER  
IAS CIRCULARES APLICADO A LA ESTIMACION DE  
COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.
- 4.2 SECUENCIA DE CALCULO DEL PARAMETRO  $\alpha$  EN TUB  
ERIAS CIRCULARES.
- 4.3 SECUENCIA DE CALCULO DE  $F_t$ .
- 4.4 SECUENCIA DE CALCULO DE  $F_d$ .
- 4.5 SECUENCIA DE CALCULO DE  $F(\alpha)$ .
- 4.6 APLICACION AL CALCULO DE EQUIPO.
- 5.0 CONCLUSIONES
- 5.1 MODELOS MATEMATICOS
- 5.2 TRAZO DE GRAFICAS PARA ESTIMACION DE COEFI-  
CIENTES INDIVIDUALES.

5.3 METODOLOGIA DE OPTIMIZACION.

5.4 PROYECCION DEL TRABAJO.

6.0 BIBLIOGRAFIA.

APENDICE

1.0      I N T R O D U C C I O N



## 1.0 INTRODUCCION

En nuestro país, se vislumbra la instalación de una nueva forma de generar energía, siendo esta a partir de fuentes radioactivas.

El proceso de generación de energía a partir de fuentes radioactivas se puede describir en tres partes:

- a) Generación de energía térmica a partir de una fuente radioactiva.
- b) Aprovechamiento de la primera, transfiriéndola a un fluido que por sus características sea capaz de transferirla.
- c) Generación de vapor para el movimiento de turbinas -- aprovechando el calor que se puede transferir por el fluido "especial".

Debido a condiciones propias de la operación que involucran efectos de contaminación es necesario que se introduzca un sistema secundario constituido por un intercambiador de calor. Los fluidos utilizados mas comúnmente son Sodio y una mezcla de Sodio-Potasio en determinadas proporciones, éste trabajo está enfocado fundamentalmente a la estimación de equipo trabajando con Sodio líquido.

En toda la ingeniería de desarrollo que representan esta clase de equipos se prevén tres situaciones:

- 1.- Estimación del coeficiente total de transferencia -- térmica.
- 2.- Todos los pasos que involucran la Ingeniería de detalle para su construcción.
- 3.- Arranque y Operación de las unidades.

Este trabajo se enfocará hacia el primer punto dejando los otros restantes para aquellas firmas que posean la tecnología suficiente para su desarrollo e implementación.



Para poder cumplir con el primer punto, se encuentra - que el diseñador no tiene la información relativa a los coeficientes individuales de transferencia, o bien un - exceso de modelos matemáticos fenomenológicos que - pretenden explicar el comportamiento del coeficiente individual de transferencia, cuando esta última situación se presenta, las ecuaciones o bien son muy complicadas o no se da una relación bajo que criterios de operación se pueden seleccionar.

Por tal circunstancia se da una presentación gráfica de estos coeficientes para su rápida utilización, basada - en una metodología dada a conocer por Stoever, con el - propósito de dar mayor validez estadística para los casos en que se tiene que aplicar.

Se presenta también, una secuencia de cálculo que en un momento dado permita tener una mayor capacidad de selección en tales equipos, bajo criterios de optimización desde el punto de vista económicos.

- 2.0 OBJETIVOS.
- 2.1 ESTUDIO DE MODELOS MATEMATICOS
- 2.2 SELECCION DE MODELOS
- 2.3 CONSTRUCCION DE GRAFICAS
- 2.4 DESARROLLO DE UNA METODOLOGIA -  
PARA ESTIMACION DE EQUIPOS OPTIMOS.
- 2.5 APLICACION.

## 2.0 OBJETIVOS

El objetivo de este trabajo es presentar una metodología para estimar equipo de transferencia de calor usando como fluido los metales líquidos, en particular el Sodio.

El estudio se enfoca a atacar fundamentalmente la transferencia de calor en tuberías circulares.

La metodología a seguir estará basada en la construcción de gráficas y nomogramas, y como consecuencia aplicarlos al diseño de equipo.

Habiendo delineado el objetivo, para su realización se preveen los siguientes pasos:

### 2.1 Estudio de Modelos Matemáticos.

Se conjuntarán una serie de modelos matemáticos predominando aquellos obtenidos en forma tanto teórica como empíricamente, además; de su confiabilidad para poderlos aplicar al diseño de equipo.

Para este estudio se requerirán seleccionar aquellos modelos actuales.

### 2.2 Selección de Modelos.

Se estima necesario realizar una selección que sea la más indicada para los propósitos de este trabajo. Para esta selección, intervendrán únicamente los modelos que se presenten en este trabajo.

Esta selección estará enfocada a aquellos modelos que serán aplicables a equipo constituido por tubería circular.

### 2.3 Construcción de Gráficas.

Dentro del diseño de equipo de transferencia de calor, la parte más importante a estimar es el área de transferencia, siendo ésta una variable que depende del valor del coeficiente de transferencia de calor; se presentará una propuesta a seguir para la construcción de gráficas y nomogramas para estimar dicho coeficiente. Para este fin se partirá de un modelo fenomenológico - determinado por una relación de mecanismos.

### 2.4 Desarrollo de una Metodología para Estimación de Equipos Optimos.

La metodología a desarrollar estará en relación directamente con los costos de equipo. Dado que el costo de equipo esta relacionado con el área de transferencia y ésta, está afectada de manera directa por el coeficiente de transferencia de calor, se desarrollará un esquema de cálculo matricial aplicable a los propósitos de este trabajo.

Este esquema matricial deberá contener las variables que intervienen dentro de una estimación de área de transferencia del equipo.

### 2.5 Aplicación.

Se resolvera un caso particular basado en los puntos anteriores.

- 3.0 GENERALIDADES
- 3.1 EL FENOMENO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN REGIMEN ESTACIONARIO A NIVEL MOLECULAR.
  - 3.1.1 ECUACION GENERAL DE TRANSPORTE MOLECULAR.
  - 3.1.2 APLICACION AL TRANSPORTE DE ENERGIA TERMICA.
- 3.2 FENOMENO COMBINADO (MOLECULAR Y TURBULENTO) DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN REGIMEN ESTACIONARIO.
- 3.3 MODELOS MATEMATICOS.
- 3.4 CRITICAS Y RESTRICCIONES DE LOS MODELOS.
  - 3.4.1 RESTRICCIONES A LOS MODELOS MATEMATICOS OBTENIDOS AL EXPERIMENTAR EN TUBOS CIRCULARES.
  - 3.4.2 ASPECTOS NUMERICOS Y GRAFICAS DE LOS MODELOS MATEMATICOS USADOS EN TUBERIA CIRCULAR.
- 3.5 SELECCION DE MODELOS.
- 3.6 PROPUESTA DE EVALUACION DE COEFICIENTES INDIVIDUALES.

### 3.0 GENERALIDADES

#### 3.1 El Fenómeno de la Transferencia de calor en un Régimen Estacionario a Nivel Modular.

Todos los fenómenos de transporte (masa, calor y cantidad de movimiento) se encuentran relacionados de una manera general por una sola ecuación, que se modifica en función del tipo de propiedad que se desea transferir. La ecuación de la cual se presenta posee una serie de restricciones, con el objeto de hacer más comprensivo la transferencia de propiedad.

##### 3.1.1 Ecuación General de Transporte Molecular.

El transporte molecular depende única y exclusivamente del movimiento de las moléculas individuales para realizar los tres tipos de transferencia. El estudio parte de considerar el modelo físico sencillo de un gas, pudiéndose extender a líquidos e inclusive a sólidos.

Para la obtención de la ecuación se considera un modelo físico con las siguientes características:

- 1) El gas está constituido de moléculas que son esferas perfectas con un diámetro.  $\sigma$  .
- 2) No existen fuerzas de atracción ó repulsión entre las moléculas gaseosas.
- 3) El volúmen real de las moléculas es despreciable comparado con el volúmen existente entre ellas.
- 4) Todos los choques entre las moléculas son perfectamente elásticos.

- 5) Cada molécula tiene un movimiento al azar a una velocidad media ( $\bar{c}$ ) en una dirección errática.
- 6) Cada molécula se moverá una distancia  $l$  entre los choques con otras moléculas. A la distancia  $l$  se le conoce como trayectoria libre media.
- 7) El tiempo necesario para que una molécula recorra el trayecto libre medio, a una velocidad media, es el tiempo medio entre choques, y se denomina  $\bar{\theta}$ , el tiempo medio se relaciona con la trayectoria libre media y con la velocidad media por medio de la siguiente ecuación:

$$\bar{\theta} = \frac{l}{\bar{c}} \quad (1)$$

- 8) El número de moléculas es lo suficientemente grande como para obtener valores de promedios estadísticos.

Si se define a  $N$  como el flujo neto de la propiedad que se desea transferir se tendrá la ecuación que regirá a la transferencia de cualquier propiedad:

$$\psi_N = -\frac{1}{6} l \bar{c} \frac{d\Gamma}{dx} \quad (2)$$

En donde:

$l$  = Trayectoria libre media de moléculas.  
 $\bar{c}$  = Velocidad media de las moléculas.

$\frac{d\Gamma}{dx}$  = Gradiente de concentración de la propiedad.

$\frac{1}{6}$  = Constante debida a la manera en que esta -  
 definido el flujo neto (seis direcciones).

### 3.1.2 Aplicación al Transporte de Energía Térmica.

Habiéndose explicado de una manera muy somera la ecuación de transferencia en régimen molecular, es posible extender su aplicación como se mencionó anteriormente a la transferencia de calor.

Para que se presente el fenómeno de transferencia, es necesario que haya una diferencia en concentración de cualquier tipo de propiedad que se desea transferir; en el caso de la transferencia de calor, algunas moléculas de una zona de un volúmen tendrán una mayor energía térmica que otras de regiones vecinas, parte de la energía térmica se transportará mediante movimiento molecular errático a la región de energía inferior. La energía en el proceso de transferencia se llama calor.

La medida de la energía térmica es la temperatura, consecuentemente entre mayor sea la temperatura mayor será la concentración de energía térmica.

Si se supone un gradiente de temperatura constante en un elemento de volúmen, entonces la concentración de energía térmica en ese elemento de volúmen será:

$$\frac{m}{V} C_p T = \rho C_p T = \text{Concentración de Energía Térmica. (BTU/ft}^3\text{)} \quad (3)$$

Si se considera  $q$  como velocidad de transporte de energía térmica (B.T.U/h), y  $A$  que sea el área de transferencia (ft<sup>2</sup>) se tendrá:

$$\frac{q}{A} = -\frac{1}{6} l \bar{c} \frac{d(\rho C_p T)}{dx} \quad (4)$$



La ecuación anterior es la que nos relaciona la transferencia de calor.

Si se define  $\alpha =$  (Difusividad Térmica  $\text{ft}^2/\text{Seg.}$ ), como una cantidad relacionada con la transferencia de calor e igual a:

$$\alpha = \frac{1}{6} l \bar{c}$$

La ecuación 4 se transforma a:

$$\frac{q}{A} = -\alpha \frac{d(\rho C_p T)}{dx} \quad (5)$$

Manteniendo constante a la densidad y al calor específico, se obtiene:

$$\frac{q}{A} = -\alpha \rho C_p \frac{dT}{dx} = -k \frac{dT}{dx} \quad (6)$$

En donde:  $k =$  conductividad térmica  $= \alpha \rho C_p$

Si  $k$  y  $A$  son constantes es posible integrar la ecuación para obtener:

$$\frac{q}{A} = k \frac{(T_2 - T_1)}{(x_2 - x_1)} \quad (7)$$

Para obtener:

$$\frac{q}{A} = -k \frac{(T_2 - T_1)}{\Delta x}$$

Que es la ecuación de Fourier para transferencia de calor.

La ecuación anterior (7) es posible extenderla a una ecuación que abarque la transferencia de calor en tres dimensiones:

$$\frac{q}{A} = -k \nabla T \quad (8)$$

En donde:  $\nabla$  (nabla) es un operador que indica la transferencia en tres direcciones, es decir:

$$\left(\frac{q}{A}\right)_x = -k \frac{\partial T}{\partial x}; \left(\frac{q}{A}\right)_y = -k \frac{\partial T}{\partial y}; \left(\frac{q}{A}\right)_z = -k \frac{\partial T}{\partial z} \quad (9)$$

### 3.2 Fenómeno Combinado (Molecular y Turbulento) de Transferencia de calor en un Régimen Estacionario.

Como se mencionó en el capítulo anterior el transporte molecular se debe al movimiento al azar de moléculas - individuales. Ahora, el mecanismo de transporte turbu - lento se efectúa debido al movimiento desordenado de - grandes grupos de moléculas ó conjunto de ellas, estos grupos de moléculas se conocen con el nombre de remolinos. Consecuentemente el fenómeno combinado de transferencia se efectuará entre moléculas individuales y - paquetes de ellas (remolinos).

El movimiento de los paquetes de moléculas proporciona un mezclado físico, siendo esto de primordial importan - cía para la transferencia de calor.

Se propone un modelo matemático para explicar la transferencia en régimen turbulento aplicable para una geometría cilíndrica dado por:

$$\psi = - (\delta + E) \frac{d\Gamma}{dr} \quad (10)$$

Transformando la ecuación (10) a una ecuación que da - información en cualquier posición radial se obtiene:

$$\psi = \psi_1 \left(\frac{r}{r_1}\right) \quad (11)$$

Aún cuando el mecanismo inicial de transferencia a través de la capa laminar es una transferencia simple el mezclado físico debido a los remolinos se intensifica a partir de la capa Buffer y es lógicamente más significativo en el núcleo turbulento haciendo esto que haya una identificación plena más ó menos rápida de la propiedad que se desea transferir.

Esto indica que trabajarán de una manera paralela los mecanismos de transferencia tanto molecular como turbulento contribuyendo en diferente grado cada uno de ellos. Una consideración importante para el caso de los metales líquidos es que, en la transferencia a nivel molecular tiene tanto o más importancia que la transferencia efectuada por el mecanismo turbulento dado que, se tiene una transferencia significativa con un gradiente pequeño.

Igualando las ecuaciones anteriores:

$$\psi_1 \left( \frac{r}{r_1} \right) = - (\delta + E) \frac{dr}{dr} \quad (12)$$

Si se extiende la ecuación (12) al fenómeno de transferencia de calor se obtiene:

$$\left( \frac{q}{A} \right)_1 \left( \frac{r}{r_1} \right) = - (\alpha + E_g) \frac{d \left( \frac{m}{v} C_p T \right)}{dr}$$

$$\left( \frac{q}{A} \right)_1 \left( \frac{r}{r_1} \right) = - (k + \rho C_p E_g) \frac{dT}{dx} \quad (13)$$

Siendo esta ecuación la que rige el mecanismo de transferencia de calor en régimen combinado.

### 3.3 Modelos Matemáticos.

Se presenta a continuación una tabla en la que se pueden apreciar los diversos modelos matemáticos que tra-

tan de explicar con sus correspondientes restricciones la operación de transferencia de calor.

La tabla 3-3-1 muestra los diversos modelos aplicables a tuberías circulares, mostrando características particulares de cada modelo.

TABLA 3-3-1

MODELO	AUTOR Y REFERENCIA	OBSERVACIONES:
--------	--------------------	----------------

$$Nu = \frac{2 \left\{ \int_0^R v r dr \right\}^2}{\int_0^R \left[ \int_r^R \frac{\int_0^r v r dr}{r \left( 1 + \frac{(Pr) E_M}{\nu} \right)} dr \right]} \quad \text{Lyon (1)}$$

Lyon (1)

- A -

Este modelo está basado en la independencia de las propiedades físicas en función de la variación de la temperatura.

$$Nu = 7.0 + 0.025 (Pe)^{0.8}$$

Lyon (1)

- B -

Consideró  $Pr = 1$ ; esta ecuación es análoga a la de Martinelli (2), el cual usó diferentes métodos de cálculo llegando a la misma ecuación.

$$Nu = 7.0 + 0.025 (Pe)^{0.8}$$

Lyon (3)

- C -

Lyon consideró un valor promedio efectivo de —

en donde:

$$= 1 - \frac{1.82}{Pr (E_M/\nu)^{1/4}}$$

Habiendo sido propuesta esta relación por Dwyer (4).

$$Nu = 7.0 + 0.025 \left[ Pe - \frac{1.82 Re}{(E_M/\nu)^{1.4} \max.} \right]^{0.8}$$

Dwyer (4)

- D -

Se basó en el modelo de Lyon y substituyó su relación de —, obteniendo una buena aproximación.

$$Nu = A + 4.16 (Re/1000)^m Pr^n$$

Buleeu (5)

- E -

Basado fundamentalmente en flujo en tuberías — considerando límites de No. de Re. y No. de Pr.

Nu = 4.36 + 0.0053 Pe	Petukhov y Yushin (2) - F -	Experimento llevado a - cabo con mercurio en un régimen de flujo lami-- nar.
Nu = 5.0 + 0.014 (Pe) <sup>0.8</sup>	Petukhov y Yushin (2) - G -	Estudio también realiza do con mercurio solo -- que en un régimen transi cional.
Nu = 5.0 + 0.025 (Pe) <sup>0.8</sup>	Subbotin (6) - H -	Condiciones de flujo de calor uniforme a través de la pared trabajando con No. Pe = 10 <sup>2</sup> .

### 3.4 Críticas y Restricciones de los Modelos.

Este tema esta basado en los límites propuestos por los investigadores para llevar a cabo sus experimentos.

#### 3.4.1 Restricciones a los Modelos Matemáticos obtenidos al ex perimentar en tubos circulares.

Se hará referencia de las ecuaciones en la forma en que fueron apareciendo en el tema anterior.

La ecuación -A- obtenida por Lyon (1) esta basada fundamentealmente sobre la independencia de las propiedades físicas con variación de la temperatura a través del fluido; la cual, es una consideración válida en metales líquidos, ya que estas propiedades no se ven alteradas en un amplio rango de temperatura, manteniendo el metal en forma líquida. Los tipos de metales que más comúnmente son tratados para reactores rápidos de cría con Sodio, Potasio y mezclas de ellos (Na-k) siendo estos elementos junto con el mercurio los utilizados por todos los autores nombrados aquí.

El problema de Lyon observó en su ecuación: fué la estimación de  $\zeta$ , que es una relación de la difusividad de "Eddy" de calor y la difusividad del "Eddy" de Momentum,

agravándose en un mayor grado al trabajar en flujo turbulento.

Lyon propuso un valor de  $\xi = 1$  y obtuvo la ecuación:

$$Nu = 7.0 + 0.025(\bar{\xi} Pe)^{0.8}$$

La cual es una ecuación semiempírica análoga a la obtenida por Martinelli, esta ecuación, ahora se conoce como la clásica para la transferencia de calor en metales líquidos.

La ecuación  $Nu = 7.0 + 0.025(\bar{\xi} Pe)^{0.8}$ ; obtenida también por Lyon basada en la ecuación B, considerando un valor promedio para  $\xi$ .

Lyon concluyó de sus experimentos que:

Trabajando a un número de Re. menor que 3000 y mayor que 2100, el valor de  $\bar{\xi}$  se acercaba considerablemente a cero; mientras que, trabajando con número de Re mayor que 3000,  $\bar{\xi}$  tiende a uno.

$$\begin{array}{ll} \text{Para No. Re. } 2100 < \text{Re.} < 3000 & \xi \longrightarrow 0 \\ \text{Para No. Re. } > 3000 & \xi \longrightarrow 1 \end{array}$$

Dwyer trabajando en forma independiente obtuvo otra relación para evaluar  $\xi$ , la cual es consistente con los fundamentos expuestos por Lyon:

En donde:

$$\xi = 1 - \frac{(a/Pr) - c}{(EM/\nu)^m}$$

$$\begin{array}{ll} a = 0.2 & c = 2 \\ m = 9 & \end{array}$$

Estos son valores constantes obtenidos en forma empírica, considerando flujo tanto laminar como turbulento.

Con una secuencia de trabajos más objetivos Dwyer (4) estableció una ecuación para obtener valores medios de

$\psi$  :

$$\bar{\psi} = 1 - \frac{1.82}{\text{Pr} \left( \frac{\text{EM}}{\nu} \right)_{\text{máx}}^{1.4}}$$

En donde:  $\epsilon_m/\nu$  tendrá el valor máximo dentro del canal de flujo y es, ésta relación una función del número - de Re.

Experimentos realizados por Buleev y Dwyer (4) muestran que con un No. Pe.  $\approx 150$  el valor de  $\bar{\psi}$  tiende a cero, mientras que con un No. Pe.  $\approx 6000$   $\bar{\psi}$  tiende a aproximarse a la unidad, esta aseveración resulta congruente con lo encontrado por Lyon.

En base a la relación encontrada por Dwyer para valores medios de  $\psi$  ; se obtiene una relación del No. de Nu:

$$\text{Nu} = 7.0 + 0.025 \left\{ \text{Pe} - \frac{1.82 \text{ Re}}{\left( \frac{\text{EM}}{\nu} \right)_{\text{máx}}^{1.4}} \right\}^{0.8}$$

Las condiciones de funcionalidad son análogas a las expuestas por Lyon; es decir, flujo uniforme de calor y condiciones de estado estacionario.

Por otro lado Buleev (5) calculó números de Nu. sobre rangos de Pr. y Re.; siendo estos rangos:

$$0.01 < \text{Pr.} < 10$$

$$\text{Y } 5 \times 10^3 < \text{Re.} < 10^6$$

obteniendo la ecuación:

$$\text{Nu} = A + 4.16 (\text{Re}/1000)^m \text{Pr.}^n$$

En donde:

$$\begin{aligned}
 A &= 2.5 + 1.3 \log. (1 + Pr.^{-1}) \\
 m &= 0.865 - 0.051 \log. (1 + Pr.^{-1}) \\
 n &= 0.66 \text{ cuando } 0.01 < Pr. < 1 \\
 n &= 0.44 \text{ cuando } 1 < Pr. < 10
 \end{aligned}$$

Esta ecuación muestra una gran diferencia con respecto a las anteriores principalmente en el límite inferior del régimen turbulento.

En esta región ( $40 < Pe < 150$ ) el único factor que afecta al número de Nu es la forma del perfil de velocidad, ya que la conducción del "Eddy" es despreciable.

En años recientes otros autores hicieron investigaciones con bajos números de Prandtl, uno de ellos Pirogov, obtuvo coeficientes de transferencia de calor para flujo de Sodio, fluyendo en un canal de cobre con un diámetro interno de 20 mm; su experimento fue realizado con flujo de calor uniforme y condiciones de estado estacionario. Sus resultados fueron obtenidos en el rango  $18 < Pe < 400$  resultando valores un poco altos, la gráfica de Nu Vs Pe es un tanto similar a la ecuación obtenida por Lyon con el factor  $\zeta$ . Una de las explicaciones que dan otros autores debido a la inexactitud del experimento es: que los datos fueron tomados de un punto axial, en donde, la relación de la longitud calentada al diámetro del tubo fue aproximadamente de solo 5 unidades y el promedio de caída de temperatura entre la pared del tubo y el flujo de Sodio entra en un rango de 2.6 a 4.8°C, siendo que estos valores deben de ser más al-



tos debido a que se presenta siempre el fenómeno de convección natural.

En el año de 1960 dos investigadores rusos llamados Patukhov y Yushin (2) llevaron a cabo experimentos con mercurio fluyendo en un canal de acero al carbón. Para la región de transición la ecuación obtenida por Petukhov y Yushin es:

$$Nu = 4.36 + 0.0053 (Pe)^{0.8}$$

Mientras que para  $Pe > 400$  la ecuación es transformada a:

$$Nu = 5 + 0.014 (Pe)^{0.8}$$

La ecuación obtenida para  $Pe > 400$  (Región turbulenta) da valores inferiores a las ecuaciones anteriormente analizadas, esto se debe a que el mercurio no moja de una manera homogénea las paredes de acero, - y se presenta el fenómeno de una gran resistencia de contacto.

Más recientemente, estudios adicionales fueron realizados por Ampleev sobre una mezcla de Na - K fluyendo a través de un tubo de cobre, con flujo uniforme de calor y condiciones de estado estacionario, quien obtuvo valores de Nu en dos formas:

- a) Determinando perfiles de temperatura en el canal de flujo.
- b) Por medio de termopares introducidos sólo en la superficie del líquido.

Sus resultados muestran una correlación lineal para valores de  $10 < Pe < 170$  proporcionando un número de -

Nu más o menos constante dentro de este intervalo -- (Nu  $\approx$  6.60) esta correlación lineal es debida fundamentalmente al fenómeno de conducción a nivel molecular.

Un promedio de todos los datos reportados fué sintetizado por Subbotin (6) en base a experimentos realizados sobre Na con un rango en número de Pr de: 0.0057 < Pr < 0.0075, la ecuación obtenida es:

$$\text{Nu} = 5.0 + 0.025 (\text{Pe})^{0.8}$$

Esta ecuación es útil para diseñar equipo incluyendo cualquier tipo de metal, con las restricciones de -- que el sistema este completamente limpio de impurezas; y siempre que el flujo de calor a través de la pared sea uniforme y se alcancen perfiles de temperatura y velocidad en estado estacionario.

### 3.4.2 Aspectos Numéricos y Gráficas de los Modelos Matemáticos usados en Tubería Circular.

La ecuación a la cual llego Lyon considerando un valor de  $\zeta = 1$  es:

$$\text{Nu} = 7.0 + 0.2 (\text{Pe})^{0.8} \quad (\text{B})$$

Considerando un No. Pr = 0.02 =  $\frac{C_p \mu}{k}$ ; y sabiendo que: Pe = Re. Pr.

Re	Pe	0.02 (Pe) <sup>0.8</sup>	+ 7 = Nu
2000	40	0.3825	7.3825
5000	100	0.7962	7.6962
7000	140	1.0421	8.0421
50 000	1000	5.0237	12.0237
500 000	10 000	31.6978	38.6978

Estos resultados se encuentran de una manera más objetiva en la gráfica No. 3 A II.

La ecuación obtenida también por Lyon cuando consideró un valor promedio de  $\zeta$ , siendo  $\bar{\zeta}$  desarrollada por Dwyer:

$$\bar{\zeta} = 1 - \frac{1.82}{Pr \left( \frac{E_M/\nu}{\max} \right)^{1.4}}$$

$$Nu = 7.0 + 0.025 (\bar{\zeta} Pe)^{0.8}$$

Considerando un No. Pr < 0.03 se tendrán los siguientes datos:

Re	Pe	(Pe) <sup>0.8</sup>	Nu
333.33	100	41.69	8
1333.33	400	120.39	10.01
3333.33	1000	251.19	13.28
13333.33	4000	761.99	26.05
33 333.33	10 000	1579.94	46.50

Si se combina  $\bar{\zeta}$  propuesta por Dwyer con la ecuación:

$$Nu = 7.0 + 0.25 (\bar{\zeta} Pe)^{0.8} \text{ se obtiene:}$$

$$Nu = 7.0 + 0.25 Pe - \frac{1.82 Re}{\left( \frac{E_M/\nu}{\max} \right)^{1.4}} \quad 0.8$$

Buleev (5) propuso una ecuación en la que todos sus parámetros pueden ser calculados en función de condiciones límites, tales como:

$$0.01 < Pr < 10$$

y

$$5 \times 10^3 < Re < 10^6$$

Siendo la ecuación:

$$Nu = A + 4.16 (Re/1000)^m Pr^n$$

En donde:

$$A = 2.5 + 1.3 \log. (1 + Pr^{-1})$$

$$m = 0.865 - 0.051 \log. (1 + Pr^{-1})$$

$$n = 0.66 \text{ cuando } 0.01 < Pr < 1$$

$$n = 0.44 \text{ cuando } 1 < Pr < 10$$

Se muestran algunos valores tabulados con esos límites:  
 $0.01 < Pr < 1$

Pr	n	m	A
0.01	0.66	0.762779	5.10
0.05	0.66	0.79756	4.21
0.1	0.66	0.811888	3.85
0.15	0.66	0.819885	3.64
0.17	0.66	0.822275	3.58
1.00	0.66	0.865	2.89

Re	Nu	Pe = Re · Pr
5 000	5.7795	50
50 000	17.2549	2500
500 000	145.21916	50 000
1 000 000	346.38297	150 000
5 000 000	1425.39	850 000
10 000 000	12 000.46	10 000 000

Todas estas gráficas se encuentran en el apéndice -  
 No. 2 (Ver fig. 1, 2, 3)

Considerando un valor de  $1 < Pr < 10$  se tiene:

Pr	n	$(1 + Pr^{-1})$	m
1	0.44	2	0.849647
3	0.44	1.3333	0.858628
5	0.44	1.2	0.860961

Pr	n	$(1 + Pr^{-1})$	m
7	0.44	1.14285	0.862042
8.5	0.44	1.11764	0.862536
10.0	0.44	1.1	0.862888

A	Re	Nu	Pe = Re.Pr
2.891338	5 000	19.2207	5 000
2.662420	50 000	196.6660	150 000
2.602935	500 000	1782.3080	2 500 000
2.575386	1000 000	3778.8404	7 000 000
2.562792	5000 000	16542.44	425 000 000
2.553810	10 000 000	32410.03	100 000 000

Si se observa el primer límite planteado por Buleev nos indica que con un Pr bajo y un Re bajo, se obtiene un número de Nu el cual, nos representa únicamente un número muy pequeño comparado con el valor de la constante A, siendo esta constante una representación de la conducción molecular, a medida que aumenta el número de Pr y el número de Re la cooperación de la conducción molecular se ve disminuida, a grado tal; de que en estas condiciones dicha cooperación es posible considerarla despreciable sin que se afecte finalmente el número de Nu y en consecuencia el coeficiente de transferencia de calor.

De igual forma sucede con el segundo límite delineado por Buleev; es decir, para cuando:  $1 < Pr < 10$  y aumente junto con el Re (hasta  $10^6$ ) aumentará el número de Nu cabe mencionar que; para cuando el Pr es igual a 1 con el mismo valor del número de Re, que en el primer límite; ( $Re = 5 \times 10^3$ ) se obtiene un valor del número de Nu, tres veces mayor, siendo la cooperación por conducción molecular muy baja; es posible pensar que en estas condiciones, se puede despreciar la constante que relaciona a la conducción -

molecular, más aún si se considera el número de Pr desde 1 hasta 10, junto el número de Re desde  $5 \times 10^3$  hasta  $10^6$ , la conducción molecular - comparativamente perderá importancia, la gráfica 3 (Apéndice A) muestra de una manera más objetiva el comportamiento de la ecuación obtenida por Bullev.

Petukhov y Yushin (2) obtuvieron dos ecuaciones para mercurio fluyendo en un canal de acero inoxidable al carbón. Una de sus ecuaciones corresponde a cálculos hechos dentro de la región --- transicional, obteniéndose valores considerablemente bajos del número de Nu.

$$Nu = 4.36 + 0.0053 Pe$$

Para cuando:

$$10 < Pe < 400$$

Pe	$0.0053 \times Pe$	Nu
10	0.053	4.413
	0.1325	4.4925
40	0.424	4.784
180	0.53	4.89
100	0.148	5.208
160	1.06	5.42
200	1.59	5.95
300	2.12	6.48
400		

Esta ecuación de valores muy pequeños en el número de Nu, lo cual está de acuerdo con los planeamientos hechos por otros investigadores.

Los valores bajos que proporcionan esta ecuación se debe fundamentalmente al régimen de experimentación escogido por Petukhov y Yushin, en conclusión: la cooperación debida a la conducción molecular en niveles bajos de flujo, principalmente considerando números de Pe, menores que 400, es patrón dominante ya que, el número de Nu no excede en gran proporción al valor obtenido por concepto de la conducción molecular.

El valor reportado por estos autores en un régimen 100% laminar fué de  $Nu = 48/11 = 4.36364$ .

La otra ecuación obtenida pro Petukhov y Yushin, se refiere a condiciones de flujo turbulento ( $Pe > 400$ ) y proporciona valores más bajos en el número de Nu, con respecto a los obtenidos por Lyon y Martinelly. Para valores de  $Pe > 400$  Petukhov y Yushin obtuvieron:

$$Nu = 5 + 0.041 (Pe)^{0.8}$$

Pe	$Pe^{0.8}$	$0.041 Pe^{0.8}$	Nu
400	120	4.9480	9.9480
800	210.12	8.6150	13.6150
1000	251.18	10.2987	15.2987
4500	836.70	34.3047	39.3047
10000	1584.89	64.9806	69.9806
50500	5789.39	237.3651	242.3651
73000	7774.246	318.7440	323.7440
100 000	10 000	410.0	415.0

Se puede observar nuevamente de esta ecuación que: dentro de un límite netamente turbulento, la cooperación debido a la conducción molecular es, ó se puede considerar despreciable. Experimentos realizados con valores y considerando límites en el número de -

Pr tales como:  $0.057 < Pr < 0.0075$  fueron llevados a cabo por Subbotin. Trabajó con Na. dentro de un régimen netamente turbulento  $Re > 4100$  obteniendo la ecuación:

$$Nu = 5.0 + 0.025 (Pe)^{0.8}$$

Según observaciones de otros investigadores es probablemente la más adecuada para cálculos en diseño de equipo, fundamentalmente para equipo que disipa calor en reactores rápidos de cría.

Pe	(Pe) <sup>0.8</sup>	0.025 (Pe) <sup>0.8</sup>	Nu
100	39.8107	0.99526	5.99526
500	144.269	3.6067	8.6067
900	230.884	5.7721	10.7721
3000	604.9186	15.1229	20.12296
6000	1053.2246	26.33061	31.33061
10000	1584.8931	39.6223	44.6223
25000	3298.7697	82.4692	87.4692
50000	5743.4917	143.5872	148.5872
60000	6645.3980	166.134951	171.134951
75000	7944.1788	198.6044	203.6044
100000	10 000.000	250.0	255.0000

### 3.5 Selección de Modelos

El modelo seleccionado para los propósitos de este trabajo es:

$$Nu = 5.0 + 0.025 (Pe)^{0.8}$$

Esta selección está basada fundamentalmente en informes hechos por otros investigadores, en los cuales recomiendan el uso de esta ecuación para aplicar al diseño de equipo, todo ello basado en las desviaciones mostradas en la práctica respecto a los modelos. Dado que los objetivos de este traba-



jo estan encausados directamente al diseño de equipo mediante la estimación de áreas de transferencia, estas ecuaciones cumplen de una manera total para tales propósitos.

Por lo que respecta al resto de los modelos matemáticos, no han sido reportados aun en la literatura pruebas a nivel planta piloto; por otra parte, dentro de estos modelos existen parámetros difíciles de estimar ( $\zeta, E_M$ ), en este caso podemos citar a -- las ecuaciones de DWYER y LYON.

Los valores de números de Nu, calculados se salen en un 10% con respecto a la ecuación de LYON y MARTINELLI que ha sido la clásica para estimar equipo.

### 3.6 Propuesta de Evaluación de Coeficientes Individuales.

En general, se tiene un modelo fenomenológico que involucran una relación de mecanismos:

$$Nu = C_1 Re^a Pr^b \quad (3-1)$$

En donde:  $C_1, a, b$ , son constantes empíricas evaluadas en un determinado intervalo experimental. --  
Desarrollando la ecuación (3-1):

$$\frac{hD}{k} = C_1 \frac{D \bar{v} \rho^a}{\mu} \frac{C_P \mu^b}{k}$$

$$\frac{hD}{k} = C_1 D^a \bar{v}^a \rho^a \mu^{-a} C_P^b \mu^b k^{-b}$$

$$h = C_1 \frac{D^a}{D} \bar{v}^{-a} \rho^a \mu^{-a} C_p^b \mu^b k^{-b}$$

$$h = C_1 D^{a-1} \bar{v}^{-a} \rho^a \mu^{b-a} C_p^b k^{1-b} \quad (3-2)$$

Considerando como referencia una temperatura de 100°C y un diámetro igual a 1" (de la tubería):

$$h \left[ \begin{array}{l} \varnothing = 1'' \\ \\ t = 212^\circ\text{F} \end{array} \right] = C_1 \left( \frac{1}{12} \right)^{a-1} \cdot \bar{v}^{-a} \cdot \rho^a \cdot \mu^{(b-a)} \cdot C_p^b \cdot k^{(1-b)}$$

(3-3)

$t = 212^\circ\text{F} \quad t = 212^\circ\text{F} \quad t = 212^\circ\text{F} \quad t = 212^\circ\text{F}$

Por otro lado, es posible determinar el coeficiente de transferencia de calor a cualquier temperatura y cualquier diámetro de trabajo, así:

$$h \left[ \begin{array}{l} \varnothing = \varnothing \\ \\ t = t \end{array} \right] = \frac{h \left[ \begin{array}{l} \varnothing = 1'' \\ \\ t = 212^\circ\text{F} \end{array} \right]}{h \left[ \begin{array}{l} \varnothing = 1'' \\ \\ t = 212^\circ\text{F} \end{array} \right]} \cdot h \left[ \begin{array}{l} \varnothing = \varnothing \\ \\ t = t \end{array} \right] \quad (3-4)$$

Desarrollando la ecuación (3-4):

$$h \left[ \begin{array}{l} \varnothing = \varnothing \\ \\ t = t \end{array} \right] = \frac{h \left[ \begin{array}{l} \varnothing = 1'' \\ \\ t = 212^\circ\text{F} \end{array} \right] \cdot C_1 \left( \frac{d}{12} \right)^{a-1} \cdot (\bar{v})^a \cdot \rho^a \cdot \mu^{(b-a)} \cdot C_p^b \cdot k^{(1-b)}}{C_1 \left( \frac{1}{12} \right)^{a-1} \cdot (\bar{v})^a \cdot \rho_{/212^\circ\text{F}}^a \cdot \mu_{/212^\circ\text{F}}^{(b-a)} \cdot C_p^b /_{212^\circ\text{F}} \cdot k_{/212^\circ\text{F}}^{(1-b)}}$$

$$h \left[ \begin{array}{l} \varnothing = \varnothing \\ \\ t = t \end{array} \right] = h \left[ \begin{array}{l} \varnothing = 1'' \\ \\ t = 212^\circ\text{F} \end{array} \right] \left( \frac{d/12}{1/12} \right)^{a-1} \cdot \left( \frac{\rho}{\rho_{/212^\circ\text{F}}} \right)^a \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{/212^\circ\text{F}}} \right)^{(b-a)} \cdot \left( \frac{C_p}{C_p_{/212^\circ\text{F}}} \right)^b \cdot \left( \frac{k}{k_{/212^\circ\text{F}}} \right)^{(1-b)}$$

Haciendo  $F_d = \left(\frac{d/12}{1/12}\right)^{a-1} = (d)^{a-1}$  = Factor de corrección del diámetro y:

$$F_t = \left(\frac{\rho}{\rho/212^\circ\text{F}}\right)^a \cdot \left(\frac{\mu}{\mu/212^\circ\text{F}}\right)^{(b-a)} \cdot \left(\frac{C_p}{C_p/212^\circ\text{F}}\right)^b \cdot \left(\frac{k}{k/212^\circ\text{F}}\right)^{(1-b)}$$

$F_t$  = Factor de corrección de la temperatura, se obtiene:

$$h \left[ \begin{array}{l} \phi = \phi \\ = h \\ t = t \end{array} \right] \phi = 1'' \quad \cdot F_d \cdot F_t \quad t = 212^\circ\text{F}$$

(3-5)

Es conveniente hacer notar que los términos involucrados dentro del factor de corrección de temperatura son todos aquellos que se ven alterados al modificar dicha variable.

Desarrollando la ecuación (3-3) que corresponde a el -- coeficiente de transferencia base y agrupando los términos constantes en una sola se tiene:

$$h \left[ \begin{array}{l} \phi = 1'' \\ = C_T (\bar{v})^a = h_o \\ t = 212^\circ\text{F} \end{array} \right] \quad (3-6)$$

Linealizando la ecuación (3-6):

$$\text{Log } h_o = \text{Log } C_T (\bar{v})^a$$

$$\text{Log } h_o = \text{Log } C_T + a \log \bar{v} \quad (3-7)$$

Se obtiene finalmente una ecuación de la forma  $y = mx + b$  que corresponde a una ecuación de primer orden con pendiente igual a "a" y ordenada al origen igual a  $\text{Log } C_T$ , si se grafica  $\log h_o$  Vs  $\log v$ . La gráfica correspondien

te será como se muestra en la figura 3-1:

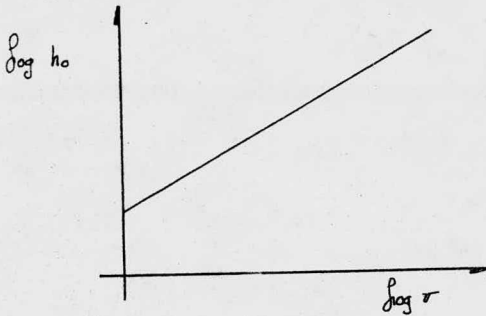


Figura 3-1

La ecuación 3-5 se puede escribir:

$$\left. \begin{array}{l} \vartheta = \vartheta \\ h \\ t = t \end{array} \right\} = h_o F_t F_d \quad (3-7)$$

Por otro lado, de una manera general el factor de corrección de la temperatura es:

$$F_d = (d)^{a-1}$$

El valor de "a" se obtiene de los modelos matemáticos presentados aquí; finalmente, el valor de "a" es de -0.8, más adelante se explicará como se obtiene este valor.

Si se grafica  $F_d$  Vs  $d$  se observa que a medida que aumenta el diámetro de la tubería disminuye el factor de corrección por concepto del diámetro.

De igual forma se definió anteriormente el factor de corrección de temperatura como:

$$F_t = \left(\frac{\rho}{\rho/212^\circ\text{F}}\right)^a \cdot \left(\frac{\mu}{\mu/212^\circ\text{F}}\right)^{(b-a)} \cdot \left(\frac{C_p}{C_p/212^\circ\text{F}}\right)^b \cdot \left(\frac{k}{k/212^\circ\text{F}}\right)^{(1-1)}$$

Nuevamente el valor de "a" y "b" es constante e igual a 0.8 quedando el valor de  $F_t$ , como:

$$F_t = \left(\frac{\rho}{\rho/212^\circ\text{F}}\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{C_p}{C_p/212^\circ\text{F}}\right)^{(0.8)} \cdot \left(\frac{k}{k/212^\circ\text{F}}\right)^{0.2}$$

Las propiedades físicas involucradas dentro del factor de corrección de temperatura son evaluadas mediante -- fórmulas empíricas mostradas en el apéndice 1.

### 3.7 Propuesta de un método de Optimización de Equipo de -- Transferencia Térmica.

El objetivo de este método, es obtener valores para los diferentes equipos tratados aquí para diámetros específicos, en función de la longitud total y del costo por unidad de tiempo, tal como lo muestra la figura 3-2:

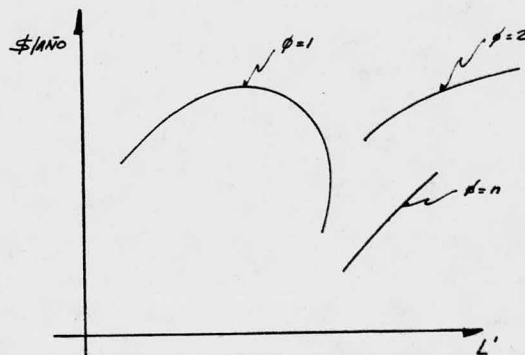


Figura 3-2

De acuerdo a la ecuación de diseño:

(3-8)

$$Q = U A M L T D$$

En donde:

- Q = Calor total transferido
- U = Coeficiente total de transferencia térmica
- A = Área de transferencia de calor
- MLTD = Diferencia de temperatura media logarítmica

El parámetro a estimar es el área de transferencia, la cual esta determinada por:

(3-9)

$$A = L_{\text{total}} \frac{\text{Área de Transferencia}}{L \text{ (Unidad de Long.)}}$$

Por otra parte, el coeficiente de transferencia total de calor es estimado a partir de:

(3-10)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_2}$$

En donde:

- U = Coeficiente total
- $h_n$  = Coeficiente parcial para la transferencia de calor
- x = Espesor de la pared
- k = Conductividad térmica de la pared

Normalmente k tiene un valor alto comparado con h, de modo que la expresión (3-10) puede ser simplificada a:

(3-11)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}$$

Estas simplificaciones son válidas para estimar el área de transferencia de los diferentes equipos.

Por otro lado, para estimar el coeficiente parcial de transferencia, será necesario evaluar primeramente el coeficiente base en función de una velocidad determina-

da, posteriormente estimar  $F_t$  y  $F_d$  como se planteo en párrafos anteriores. Finalmente la ecuación para estimar el coeficiente parcial de transferencia es:

$$h = h_o F_t F_d \quad (3-12)$$

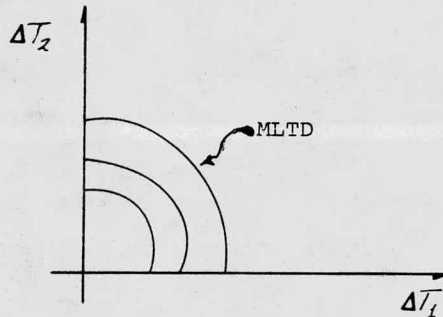
En donde:

$h_o$  = Coeficiente de película base.

$F_t$  = Factor de Corrección de temperatura.

$F_d$  = Factor de corrección de diámetro.

Por último la diferencia media logarítmica de temperatura (MLTD)\* es posible evaluarla mediante la gráfica mostrada en el apéndice 4 como nos muestra la figura 3-3.



En donde:

$\Delta T_1$  = Diferencia de temperatura en el extremo 1.

$\Delta T_2$  = Diferencia de temperatura en el extremo 2.

ó también es posible evaluarla mediante la fórmula:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (3-13)$$

\* Esta temperatura es referida a temperatura de proceso.

En base a tener un intervalo amplio para el cuál es posible concluir el diseño óptimo, es preferible seleccionar valores extremos y medios de diámetro de tuberías, esto permite obtener una visión más amplia del comportamiento de un determinado modelo.

En función a las consideraciones dadas, la primera matriz para obtener el coeficiente de película base por dentro de los tubos es:

$$\begin{array}{c|c}
 v & \\
 \hline
 \begin{array}{c} d \\ d_1 \end{array} & \begin{array}{c} v_1 \dots \dots \dots v_m \\ h_{0,1,1} \end{array} \\
 \vdots & \\
 \begin{array}{c} d_n \end{array} & \\
 & h_{0,m,n}
 \end{array}$$

(1)

En donde:

- dn = Diámetro (in)
- vm = Velocidad (ft/seg)
- h<sub>0</sub> = Coeficiente de película base.

Después es necesario multiplicar la matriz por el Ft, además de multiplicar cada columna por el factor Fd - de acuerdo con el diámetro dado para obtener el coeficiente base según la figura anterior. La fig. 2-2 muestra tales modificaciones:

$$\begin{array}{c|c}
 v & \\
 \hline
 \begin{array}{c} d \\ d_1 \end{array} & \begin{array}{c} h_{1,1} \end{array} \\
 \vdots & \\
 \begin{array}{c} d_n \end{array} & \\
 & h_{m,n}
 \end{array}$$

(2)





$\Delta t$  = Diferencia de temperatura

s = Suscrito para el lado de corazas

t = Suscrito para el lado de tubos.

Se sugiere los siguientes pasos:

$$1.- \quad m_t = \frac{(m)}{(\theta)} = \frac{lb}{hr}$$

$$2.- \quad \frac{m_t}{P_t} = \frac{(m)/(\theta)}{(m)/(L)^3} = \frac{(L)^3}{(\theta)} = \frac{ft^3}{hr}$$

$$3.- \quad \frac{m_t}{t} \cdot \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ seg}} = \frac{(L)^3}{(\theta)} = \frac{ft^3}{\text{seg}} = \text{F.C.S. (t)}$$

$$4.- \quad \frac{\text{F.C.S.} \cdot t}{\bar{v}_t} = \frac{(L)^3/(\theta)}{(L)/(\theta)} = (L)^2 = ft^2 = \text{A.F. (t)}$$

En donde:

$\bar{v}_t$  = Velocidad media a través de tubos

A. F.  $_t$  = Area total de flujo en los tubos.

$$5.- \quad \frac{\text{A.F.} \cdot t}{a} = \frac{(L)^2}{(L)^2/(\text{tubo})} = \frac{ft^2}{ft/\text{tubo}} = \text{No. tubos}$$

En donde:

a = Area de sección transversal de cada tubo.

6.- Encontrar en tablas el diámetro recomendado de co  
raza.

7.-  $D_s$  = Diámetro de coraza

$$8.- \quad (D_s)^2/0.785 = A_s$$

En donde;

$$A_s = \text{Area total de coraza (Sin tubos)}$$

$$9.- A_s - A.F.t = A_a$$

En donde:

$$A_a = \text{Area disponible para flujo en la coraza.}$$

$$10.- \frac{m_s}{s} = \frac{(m)/(\theta)}{(m)^3/(\theta)} = \frac{(L)^3}{(\theta)} = \frac{ft^3}{hr}$$

$$11.- \frac{m_s}{s} \cdot \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ seg}} = \frac{(L)^3}{(\theta)} = \frac{ft^3}{\text{seg}} = \text{F.C.S.}_s$$

$$12.- \frac{\text{F.C.S.}_s}{A_a} = \frac{(L)^3/(\theta)}{(L)^2} = \frac{(L)}{(\theta)} = \frac{ft}{\text{seg}} = \bar{v}_s$$

En donde:

$\bar{v}_s$  = Velocidad media a través de la coraza.

13.- De acuerdo con el paso número seis, es necesario seleccionar un arreglo y un espaciamiento, con estos valores encontrados a un diámetro equivalente (d.e.) encontrar el valor correspondiente para los factores  $F_d$  y  $F_t$ .

Lo expresado en párrafos anteriores es posible resumirlo como:

$$\frac{v}{d \cdot v_n} \times \frac{1}{\text{F.C.S.} \cdot t} = \frac{1}{\text{A.F.} \cdot t_n} = \text{M.A.} \cdot t$$

(4)

Mostrando la fig. (- 4 -) una relación de velocidades para obtener el area total de flujo con respecto a la tubería. ( $A.F.t_n$ ). El número de tubos se obtiene dividiendo la matriz  $\text{MA.F.t}_n$  entre la sección transversal de cada tubo (a)



La velocidad del fluido en la coraza se obtiene multiplicando el número de la matriz  $A_{a,m,n}$  por F.C.S.<sub>s</sub> tal como lo muestra la figura (- 8 -)

$$\begin{array}{c|c}
 & v \\
 \hline
 d & \frac{1}{A_{a,1,1}} \\
 & \frac{1}{A_{m,n}}
 \end{array}
 \cdot \text{F.C.S.}_s =
 \begin{array}{c|c}
 & v \\
 \hline
 & v_{s,1,1} \\
 & v_{s,m,n}
 \end{array}
 = M \text{ v.s.}$$

(8)

Con la matriz  $M \text{ v.s.}$ , el siguiente paso es evaluar el coeficiente base de película correspondiente a la -- parte externa de los tubos:

$$\begin{array}{c|c}
 & v \\
 \hline
 d & h_{0,1,1,s} \\
 & h_{0,m,n,s}
 \end{array}$$

(9)

La matriz representada por la figura (- 9 -) será -- multiplicada como lo marca anteriormente el paso número 13, por los factores de temperatura y diámetro --- ( $F_t$  y  $F_d$ ) para obtener finalmente el coeficiente de película:

$$\begin{array}{c|c}
 & v \\
 \hline
 d & h_{1,1,s} \\
 & h_{1,m,n,s}
 \end{array}$$

$$h_{1,1,1,s} = h_{0,1,1,s} \cdot F_t \cdot F_d$$

(10)

Finalmente, es obtenido el inverso de cada uno de los coeficientes contenidos en la fig. (- 10 -) para así obtener la matriz  $M_2$  representada por la figura (- 11 -):

$$\begin{array}{c|c} & v \\ \hline d & \frac{1}{h_{1,1,1,s}} \end{array} = M_2$$

$$\frac{1}{h_{1,m,n,s}}$$

(11)

Con  $M_1$  y  $M_2$ , representadas por las figuras (- 3 -) y (- 11 -) respectivamente, se procede a calcular el inverso del coeficiente total de transferencia, el cual esta representado por la matriz  $M_{\frac{1}{U}}$  por medio de la figura (- 12 -)

$$M_1 + M_2 = M_{\frac{1}{U}}$$

$$\begin{array}{c|c} & v \\ \hline d & \frac{1}{h_{1,1,1}} \end{array} + \begin{array}{c|c} & v \\ \hline d & \frac{1}{h_{1,1,s}} \end{array} = \begin{array}{c|c} & v \\ \hline d & \frac{1}{U_{1,1}} \end{array}$$

$$\frac{1}{h_{m,n}} + \frac{1}{h_{m,n,s}} = \frac{1}{U_{m,n}}$$

(12)

El valor comúnmente deseado para cuestiones de diseño es el área de transferencia de calor, entonces:

( 3-14)

$$A = Q \cdot \frac{1}{MLTD} \cdot \frac{1}{U}$$

De la ecuación anterior, los parámetros  $Q$  y  $MLTD$  son obtenidos en función de las condiciones de diseño que son conocidas, es decir, estan ligados con las propiedades del flujo, en consecuencia los parámetros a atacar para diseño de equipo son  $A$ , y  $U$ , en donde, practicamente  $A = f(U)$ .









$$\begin{array}{c|c}
 & v \\
 \hline
 d & L'_{1,1} (\$/ft) D_{1,1} \\
 & \\
 & \\
 & \\
 & L'_{m,n} (\$/ft) D_{m,n}
 \end{array}
 =
 \begin{array}{c|c}
 & v \quad 043 \\
 \hline
 d & \$LS_{1,1} \\
 & \\
 & \\
 & \\
 & \$LS_{m,n}
 \end{array}
 = M\$LS_{mn}$$

(17)

Sumando la matriz  $M_{L_{m,n}}$  con  $M_{\$LS_{m,n}}$ , y dividiendo entre el período legal de depreciación (en un año), se obtiene el costo por año del equipo físico, llamando a esta nueva matriz  $M_{\$P.E.C.}$  y que significa costo por año del equipo físico.

Que desde luego, se puede involucrar el costo de instalación, mediante la multiplicación de un factor adecuado.

Por otra parte, los cálculos correspondientes al consumo de energía se efectúan de la siguiente manera: por algún método estimar la caída de presión del fluido que circula a través de los tubos y de la coraza en cada caso, es recomendable tener esta caída de presión en psi/ft de longitud y que sea igual a  $(\Delta P/N)$  pasando a unidades de libras por pie cuadrado sobre pie, y dividiendo por la densidad del fluido, multiplicando esto por la longitud de cada equipo, esto puede ser determinado usando los nomogramas (-1) (-2) para obtener  $(\Delta P/N)$ , usando los datos básicos tales como, velocidad en los tubos para los diferentes diámetros, además de la matriz correspondiente a la velocidad del fluido en la coraza ( $M, v, s$ , fig. - 8 -) y el diámetro equivalente se obtienen dos matrices correspondientes, una para el lado de los tubos y otra para el lado de la coraza:

(18-a) Consumo de energía del lado de los tubos.

d	v	( P/N ) <sub>1,1</sub>	v <sub>m</sub>
d <sub>n</sub>			( P/N ) <sub>m,n</sub>

044

$$\cdot \frac{1}{t} \times \frac{(12)^2 \text{in}^2}{\text{ft}^2} = \text{M.E.T.N}$$

(18-a)

(18-b) Consumo de energía del lado de la coraza.

d	v	( P/N ) <sub>S,1,1</sub>	v <sub>m</sub>
d <sub>n</sub>			( P/N ) <sub>S,m,n</sub>

$$\cdot \frac{1}{s} \times \frac{(12)^2 \text{in}^2}{\text{ft}^2} = \text{M.E.S.N}$$

(18-b)

Ahora, multiplicando cada matriz por  $(\frac{1b}{s})_t \delta_s$ , se obtiene la matriz potencia para los tubos y para la coraza por unidad de longitud; adicionando estas -- dos matrices, se obtiene:

	v <sub>1</sub>	v <sub>m</sub>			
d <sub>1</sub>	( P/N ) <sub>1,1</sub>			d <sub>1</sub>	( $\frac{P}{N}$ ) <sub>S,1,1,1</sub> ,
d <sub>n</sub>		( P/N ) <sub>m,n</sub>		d <sub>n</sub>	( $\frac{P}{N}$ ) <sub>S,m,n</sub>

$$\cdot (\frac{1b}{s})_t + \cdot (\frac{1b}{s})_s = \text{M.T.P.N.}$$

M.P.T.N. + M.P.S.N. = M.T.P.N. (19)

La matriz de la potencia total requerida por unidad de longitud, si se multiplica esta matriz por la matriz M<sub>L'E</sub>, mostrada en la figura (- 15 -) se obtiene la matriz M.T.P.

		L' <sub>1,1</sub>	
			L' <sub>m,n</sub>

M.T.P.N. = M.T.P.

(20)

## C A P I T U L O 4

### DESARROLLO DE FORMULAS PARA LA OBTENCION DE NOMOGRAMAS Y GRAFICAS.

- 4.0 APLICACION PARA LA ESTIMACION DE EQUIPO DE TRANSFERENCIA.
- 4.1 DESARROLLO DEL MODELO FENOMENOLOGICO DE TUBERIAS CIRCULARES APLICADO A LA ESTIMACION DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.
- 4.2 SECUENCIA DE CALCULO DEL PARAMETRO  $\alpha$  EN TUBERIAS CIRCULARES.
- 4.3 SECUENCIA DE CALCULO DE  $F_t$ .
- 4.4 SECUENCIA DE CALCULO DE  $F_d$ .
- 4.5 SECUENCIA DE CALCULO DE  $F(\alpha)$ .
- 4.6 APLICACION AL CALCULO DE EQUIPO.

El costo de energía se obtiene:

$$\text{M.T.P.} \times \left[ \frac{\text{ft lb}}{\text{H.P.}} \right]^1 \cdot \frac{1.340 \text{ H.P.}}{1 \text{ kw}} \cdot \frac{1}{\text{hr}} \cdot \frac{\text{kw-hr}}{\$} = \text{M}_{\$ . \text{T.E}}$$

La cual es la matriz que representa el costo total de energía, y si esta matriz es sumada con la matriz  $*\text{M}_{\$ \text{L.Sm,n}}$ , se obtiene la matriz  $\text{M}_{\text{T.C.}}$  y, la cual representa un costo total por año de cada uno de los intercambiadores. El proceso de selección es posible hacerlo mediante una gráfica análoga a la mostrada en la figura (- 17 -), y desde luego suponiendo que se comporta como una función continua:

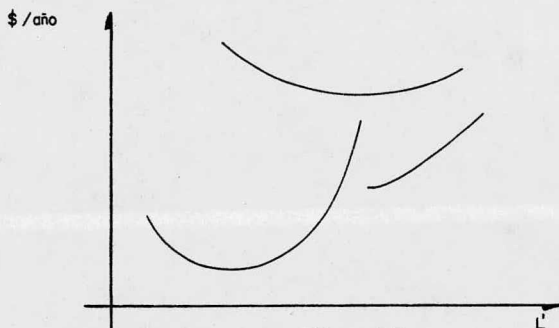


Fig. 17

De modo que es posible, seleccionar una unidad óptima bajo circunstancias especiales de restricciones, como longitud, en cuyo caso deberán acotar la longitud que servirá como límite en la selección, de tal forma que así quedará restringido el intervalo -- -- seleccionado de estimación.

\* La matriz  $\text{M}_{\$ \text{L.Sm,n}}$  representa el costo físico del equipo.

4.0 Desarrollo de Fórmulas, para la obtención de Nomogramas y Gráficas.

4.1 Desarrollo del modelo fenomenológico de tuberías circulares aplicado a la estimación de coeficientes de transferencia de calor.

De acuerdo con el modelo matemático seleccionado en el capítulo 3, se desarrollará la metodología propuesta anteriormente para la estimación de coeficientes individuales.

Desarrollando el modelo:

$$Nu = 7.0 + 0.025 (Pe)^{0.8}$$

En donde:

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

$$Pe = Re Pr$$

$$Re = \frac{D v \rho}{\mu}$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

La metodología desarrollada anteriormente es aplicable únicamente a modelos matemáticos expresados por productos, por consiguiente; es necesario introducir un parámetro para ajustar el modelo fenomenológico al proceso propuesto aquí para la estimación de coeficientes de transferencia de calor. Así:

$$Nu = 7.0 + 0.025 (Pe)^{0.8} = \alpha 0.025 (Pe)^{0.8} \quad (5.1)$$

$$\therefore \alpha = \frac{Nu}{0.025 (Pe)^{0.8}} = \frac{7.0 + 0.025 (Pe)^{0.8}}{0.025 (Pe)^{0.8}}$$

$$\alpha = \frac{7}{0.025 (Pe)^{0.8}} + 1 \quad (5.2)$$

De la fórmula anterior el parámetro  $\alpha$  variará en función de  $T$ ,  $v$ , y  $\phi$ , que son las variables consideradas aquí para la estimación del coeficiente base de transferencia de calor.

Finalmente: (5.3)

$$Nu = 0.025 \alpha (Pe)^{0.8}$$

Desarrollando en base al procedimiento mostrado anteriormente:

$$\frac{hD}{k} = 0.025 \left( \frac{Dv\rho}{\mu} \frac{C_p\mu}{k} \right)^{0.8} \quad (5.4)$$

$$h = 0.025 D^{-0.2} \rho^{0.8} C_p^{0.8} k^{0.2} v^{0.8}$$

Tomando como base una temperatura de 212°F y un diámetro de 1", se tiene:

$$\left. \begin{array}{l} \phi = 1" \\ h \\ t = 212^\circ\text{F} \end{array} \right\} = 0.95 \alpha v^{0.8} = h_o \quad (5.5)$$

Al definir el parámetro  $\alpha$  se mencionó que está en función de las variables principales de el método propuesto aquí, en consecuencia si se analiza la ecuación del coeficiente base de transferencia de calor se tendrá que:

$$\text{Log. } h_o = \text{Log. } 0.95 \alpha + 0.8 \text{ Log. } v \quad (5.6)$$

La pendiente de la ecuación es, 0.8; por lo que respecta a la ordenada al origen, es igual a Log. 0.95

$\alpha$ , la cual será variable, ya que el factor  $\alpha = f(\phi, T, v)$  en consecuencia, se tendrán diferentes líneas paralelas si se grafica Log.  $h_o V_s$ , Log v. - Así, las diferentes ecuaciones que se graficarán estarán dadas en función de los datos mostrados en la tabla 4-1.

No.	v	$\alpha$
1	1	7.2
2	3	3.6
3	7	2.3
4	9	2.05
5	12	1.85
6	14	1.75

TABLA 4-1

Las ecuaciones serán:

$$1.- \text{Log. } h_o = 0.8351 + 0.8 \text{ Log. } v$$

$$2.- \text{Log. } h_o = 0.53 + 0.8 \text{ log. } v$$

$$3.- \text{Log. } h_o = 0.34 + 0.8 \text{ Log. } v$$

$$4.- \text{Log. } h_o = 0.29 + 0.8 \text{ Log. } v$$

$$5.- \text{Log. } h_o = 0.25 + 0.8 \text{ Log. } v$$

$$6.- \text{Log. } h_o = 0.22 + 0.8 \text{ Log. } v$$

Estas ecuaciones son graficadas y mostradas en el apéndice 4. Cabe hacer notar que estas ecuaciones están determinadas a  $T = 212^\circ\text{F}$  y  $\phi = 1"$ .



Por otra parte, de acuerdo con el procedimiento mostrado en el capítulo 3 para estimar el coeficiente de parcial de transferencia de calor, se tiene que:

$$h \left[ \begin{array}{l} \varnothing = \varnothing \\ \varnothing = 1'' \\ h \\ t = t_h \end{array} \right] = \frac{t = 212^\circ\text{F}}{\varnothing = 1''} \cdot h \left[ \begin{array}{l} \varnothing = \varnothing \\ t = t \end{array} \right] \quad (5-7)$$

$t = 212^\circ\text{F}$

Desarrollando:

$$h \left[ \begin{array}{l} \varnothing = \varnothing \\ t = t \end{array} \right] = h_o \cdot \frac{0.025 (\alpha = f(T, \bar{v}, \varnothing)) (D/12)^{-0.2} (\rho)^{0.8}}{0.025 (\alpha = f(\bar{v})) (1/12)^{0.2} (\rho_{212})^{0.8}} \cdot \frac{(C_p)^{0.8} (k)^{0.2} (\bar{v})^{0.8}}{(C_{p212})^{0.8} (k_{212})^{0.2} (\bar{v})^{0.8}}$$

$$h \left[ \begin{array}{l} \varnothing = \varnothing \\ t = t \end{array} \right] = h_o \frac{(\alpha = f(T, \bar{v}, \varnothing))}{(\alpha = f(\bar{v}))} \cdot \left(\frac{D/12}{1/12}\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\rho}{\rho_{212}}\right)^{0.8} \cdot$$

$$\left(\frac{C_p}{C_{p212}}\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{k}{k_{212}}\right)^{0.2} \quad y,$$

$$F(\alpha) = \frac{\alpha(T, \bar{v}, \varnothing)}{\alpha(\bar{v})} \quad \text{se tiene:}$$

$$h \left[ \begin{array}{l} \varnothing = \varnothing \\ t = t \end{array} \right] = h_o \cdot F_d \cdot F_t \cdot F(\alpha) \quad (5-8)$$

En donde:

$F_d$  = Factor de corrección del diámetro.

$F_t$  = Factor de corrección de temperatura.

$F(\alpha)$  = Factor de corrección por efecto molecular.  
(Cooperación a nivel molecular).

La ecuación (5-8) es la que determina la estimación del coeficiente parcial de transferencia de calor.

De una manera general:

$$h = f(h_o, F_d, F_t, F(\alpha))$$

Los valores de  $h_o$ ,  $F_d$ ,  $F_t$  y  $F(\alpha)$ , pueden ser obtenidos de las gráficas mostradas en el apéndice 4.

Como se observará esta forma de estimar el coeficiente parcial de transferencia de calor se lleva a cabo de una manera fácil y práctica siendo esto el objetivo principal de este trabajo.

#### 4.2

Secuencia de Cálculo del Parámetro  $\alpha$  en tuberías Circulares

Como se mencionó anteriormente, el parámetro  $\alpha$  fué definido para ajustar el modelo fenomenológico al criterio utilizado aquí para la estimación del coeficiente base de transferencia de calor. Finalmente  $\alpha$  quedó definida como:

$$\alpha = \frac{7}{0.025 (Pe)}^{0.8} + 1 \quad (4-2)$$

A una temperatura de 212°F y un diámetro igual a 1" se tendrá:

$$Pe = Re \times Pr$$

$$Re = \frac{D v \rho}{\mu} = \frac{1/12 \times 3600 \text{ ft/hr} \times 58 \text{ lb/ft}^3}{1.69 \text{ lb/hr ft}} = 10295$$

$$Pr = \frac{Cp\mu}{k} = \frac{0.33 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F} \times 1.69 \text{ lb/hr ft}}{49 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F ft}}} = 0.01139$$

Sustituyendo en la ecuación 4-2:

$$\alpha = \frac{7}{0.025 (10295 \times 0.01138)^{0.8} + 1}$$

$$\alpha \left. \begin{array}{l} \text{] } \varnothing = 1'' \\ \\ \text{] } t = 212 \end{array} \right\} = 7.196 \approx 7.2$$

Cabe hacer notar que las propiedades físicas que interviene en la evaluación de  $\alpha$  fueron calculadas mediante relaciones empíricas mostradas en el apéndice. También dentro del apéndice se muestran las gráficas de cálculo numérico de  $\alpha$  a diferentes velocidades diámetros y temperaturas.

Se combinarán diferentes variables que intervienen en el cálculo de  $\alpha$ , tales como temperatura diámetro y velocidad, con lo cual provocará un cambio en las propiedades físicas y esto es con el fin de ampliar el alcance -- al hacer la estimación de los coeficientes de transferencia de calor.

La tabla 4-2 muestra los diferentes valores que toman las propiedades físicas del sodio, trabajando con las temperaturas más comunes a la cual es manejado en intercambiadores de calor.

A continuación se presenta la forma de cálculo para realizar las gráficas del valor de  $\alpha$ . Se hicieron las posibles combinaciones entre velocidad, temperatura y diámetro.

$T = ^\circ\text{F}$	$= \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$	$C_p = \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$	$k = \frac{\text{BTU}}{\text{hr}^\circ\text{F ft}}$	$= \text{lb/hr ft}$
212	58	0.33	49	1.69
572	63.19	0.31	42.2	0.776
842	65.154	0.3032	38.6	0.49
1022	67.1	0.3003	36.63	0.475
1112	50.4	0.3000	35.73	0.46
1472	69.54	0.3029	32.6	0.435

TABLA 4-2

$$T = 212^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Pr} = 0.01138$$

VELOCIDAD $\frac{\text{ft}}{\text{Seg}}$	DIAM. in	No. REYNOLDS	$\alpha$
1	1	10295	7.195
3	1	30887	3.572
7	1	72069	2.306
9	1	92661	2.068
12	1	123548	1.848
14	1	144139	1.75
16	1	164731	1.674
1	2	20591	4.558
3	2	61774	2.477
7	2	144139	1.750
9	2	185322	1.613
12	2	247096	1.487
14	2	288279	1.43
16	2	329462	1.387
1	4	41182	3.043
3	4	123548	1.848
7	4	288279	1.43
9	4	370645	1.352
12	4	494193	1.279
14	4	576559	1.247
16	4	658924	1.222
1	6	61774	2.977
3	6	185322	1.613
7	6	432419	1.311
9	6	555967	1.254
12	6	741290	1.202
14	6	864838	1.178
16	6	988387	1.16
1	8	82365	2.173
3	8	247096	1.487
7	8	576559	1.247
9	8	741290	1.202
12	8	988387	1.16
14	8	1153118	1.142
16	8	1317849	1.127

$$T = 572^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Pr} = 0.0057$$

VELOCIDAD $\frac{\text{ft}}{\text{Seg}}$	DIAM. in	No. REYNOLDS	$\alpha$
1	1	24429	6.39
3	1	73287	3.15
7	1	171003	2.13
9	1	219861	1.93
12	1	293148	1.73
14	1	342006	1.65
16	1	390864	1.58
1	2	48858	4.09
3	2	146574	2.28
7	2	342006	1.65
9	2	439722	1.53
12	2	586296	1.42
14	2	684012	1.37
16	2	781728	1.33
1	4	97916	2.78
3	4	293148	1.73
7	4	684012	1.37
9	4	879444	1.30
12	4	1172592	1.24
14	4	1368024	1.21
16	4	1563456	1.19
1	6	146574	2.28
3	6	439722	1.53
7	6	1026018	1.27
9	6	1319166	1.22
12	6	1758888	1.17
14	6	2052036	1.15
16	6	2345184	1.14
1	8	195432	2.02
3	8	586296	1.42
7	8	1368024	1.21
9	8	1758888	1.17
12	8	2345184	1.14
14	8	2736048	1.12
16	8	3126912	1.11

$$T = 842^{\circ}\text{F}$$

$$Pr = 0.0038489119$$

V E L O C I D A D		DIAM.	
$\frac{\text{ft}}{\text{Seg}}$	$\frac{\text{ft}}{\text{hr}}$	in	$\alpha$
1	3600	1	5.99108
3	10800	1	3.07251
7	25200	1	2.05224
9	32400	1	1.86059
12	43200	1	1.68367
14	50400	1	8.6043
16	57600	1	1.5431
1	3600	2	3.86662
3	10800	2	2.19
7	25200	2	1.6043
9	32400	2	1.4942
12	43200	2	1.3926
14	50400	2	2.3471
16	57600	2	1.3119
1	3600	4	2.6464
3	10800	4	1.6876
7	25200	4	1.3471
9	32400	4	1.2838
12	43200	4	1.2255
14	50400	4	1.1993
16	57600	4	1.1791
1	3600	6	2.1903
3	10800	6	1.4942
7	25200	6	1.2509
9	32400	6	1.2052
12	43200	6	1.1630
14	50400	6	1.1441
16	57600	6	1.1295
1	3600	8	1.9456
3	10800	8	1.3926
7	25200	8	1.1993
9	32400	8	1.1630
12	43200	8	1.1295
14	50400	8	1.1145
16	57600	8	1.1029

$$T = 1022^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Pr} = 0.0039$$

VELOCIDAD $\frac{\text{ft}}{\text{Seg}}$	DIAM. $\emptyset = \text{in}$	No. REYNOLDS	$\alpha$
1	1	42378	5.711
3	1	127136	2.956
7	1	296652	1.993
9	1	381410	1.812
12	1	508547	1.645
14	1	593305	1.570
16	1	68063	1.512
1	2	84756	3.705
3	2	254268	2.123
7	2	593292	1.570
9	2	762804	1.466
12	2	1017072	1.370
14	2	1186584	1.327
16	2	1356096	1.294
1	4	169512	2.554
3	4	508536	1.645
7	4	1186584	1.327
9	4	1525608	1.267
12	4	2034144	1.212
14	4	2373168	1.188
16	4	2712192	1.169
1	6	254268	2.123
3	6	762804	1.466
7	6	1779876	1.236
9	6	2288412	1.193
12	6	3051216	1.153
14	6	3559752	1.136
16	6	4068288	1.122
1	8	339024	1.892
3	8	1017072	1.370
7	8	2373168	1.188
9	8	3051216	1.153
12	8	4068288	1.122
14	8	4746336	1.108
16	8	5424384	1.097



$$T = 1112^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Pr} = 0.0038$$

VELOCIDAD $\frac{\text{ft}}{\text{Seg}}$	DIAM. $\varnothing = \text{in}$	No. REYNOLDS	$\alpha$
1	1	32869	6.82
3	1	98608	3.42
7	1	630086	2.23
9	1	295826	2.00
12	1	394434	1.80
14	1	460173	1.704
16	1	525913	1.63
1	2	65739	4.34
3	2	197217	2.388
7	2	460173	1.704
9	2	591652	1.58
12	2	788869	1.46
14	2	920347	1.404
16	2	1051826	1.36
1	4	131472	2.92
3	4	394416	1.8
7	4	920304	1.404
9	4	118248	1.331
12	4	1577664	1.262
14	4	1840608	1.232
16	4	2103552	1.208
1	6	197208	2.388
3	6	591624	1.576
7	6	1380456	1.292
9	6	1774872	1.239
12	6	2366496	1.190
14	6	2760912	1.168
16	6	3155328	1.151
1	8	269944	2.079
3	8	788832	1.457
7	8	1840608	1.232
9	8	2366496	1.190
12	8	3155328	1.151
14	8	3618216	1.135
16	8	4207104	1.119

$$T = 1472^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Pr} = 0.00404$$

VELOCIDAD $\frac{\text{ft}}{\text{Seg}}$	DIAM. $\varnothing = \text{in}$	No. REYNOLDS	$\alpha$
1	1	47700	5.159
3	1	143100	2.727
7	1	333900	1.877
9	1	429300	1.717
12	1	572400	1.569
14	1	667800	1.503
16	1	763200	1.452
1	2	95400	3.389
3	2	286700	1.992
7	2	667800	1.503
9	2	858600	1.411
12	2	1144800	1.327
14	2	1335600	1.289
16	2	1526400	1.259
1	4	190800	2.372
3	4	572400	1.569
7	4	1335600	1.289
9	4	1717200	1.236
12	4	2289600	1.187
14	4	2671200	1.166
16	4	3052800	1.149
1	6	286200	1.992
3	6	858600	1.411
7	6	2003400	1.209
9	6	2575800	1.171
12	6	3434400	1.135
14	6	4006800	1.120
16	6	4579200	1.107
1	8	381600	1.788
3	8	1144800	1.327
7	8	2671200	1.166
9	8	3434400	1.135
12	8	4579200	1.107
14	8	5342400	1.095
16	8	6105600	1.085

#### 4.3 SECUENCIA DE CALCULO DE $F_t$ .

Al desarrollar la ecuación general que determina el valor estimado del coeficiente de transferencia de calor, se obtiene una relación de variables que se ven afectadas por la temperatura y son agrupadas en el término denominado  $F_t$  que indica una corrección correspondiente a la temperatura de operación; esta relación esta hecha con respecto a las propiedades físicas tomadas a una temperatura base (212°F) que es arbitraria y a las temperaturas a la cual el sodio líquido es trabajado dentro de los cambiadores de calor usados como equipo secundario en los reactores rápidos de cria para la obtención de calor a partir de una fuente nuclear.

Así en base a la ecuación 4.7 se obtiene:

$$F_t = \left(\frac{\rho}{\rho/212}\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{C_p}{C_p/212}\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{k}{k/212}\right)^{0.2} = \text{factor de corrección de temperatura. (4.12)}$$

En base a la tabla 4.1 es posible encontrar el valor de  $F_t$  a las diferentes temperaturas de operación, dichos valores son mostrados en la tabla 4.3.

Para una mayor objetividad es graficado  $F_t$ ,  $V_s$ ,  $T$ , siendo mostrada en el apéndice IV, Gráfica No. 2.

#### 4.4 SECUENCIA DE CALCULO DE $F_d$

De una manera análoga a la obtención del factor de corrección de temperatura se obtiene  $F_d$  que es el factor de corrección de diámetro. Esta relación involucrara sólo al diámetro, así, de la ecuación (4.6) se obtiene:

$$F_d = \left(\frac{D}{12}\right)^{0.2} = (D)^{-0.2} \quad (4.13)$$

= factor de corrección del diámetro.

T °F	$(\frac{\rho}{\rho/212})^{0.8}$	$(\frac{C_p}{C_p/212})^{0.8}$	$(\frac{k}{k/212})^{0.2}$	F <sub>t</sub>
212	1	1	1	1
572	1.0709674	0.95121393	0.970561	0.9887
842	1.097515	0.934484	0.953406	0.97782
1022	1.123661	0.927327	0.943470	0.983096
1112	0.893721	0.926586	0.939155	0.777723
1472	1.156232	0.933744	0.9217312	0.995123

TABLA 4-3

El número 12 que aparece en la relación del factor del diámetro es para tener el sistema dimensionalmente homogéneo. La tabla 4.4 muestra el valor que toma F<sub>d</sub> -- con diferentes diámetros:

Ø = in	F <sub>d</sub>
1	1
2	0.870
4	0.757
6	0.698
8	0.659

TABLA 4-4 F<sub>d</sub>

Una gráfica del factor de corrección del diámetro contra el diámetro se muestra en el apéndice IV(Gráfica No. 3).

#### 4.5 SECUENCIA DE CALCULO DE F (α)

Ya que F (α) es una relación del parámetro α estimado a cualquier temperatura, diámetro y velocidad de trabajo con respecto a una α estimada a una temperatura constante igual a 212°F, un diámetro igual a 1 in, y una veloci

dad que por definición de este método, será variable para su cálculo, se tendrá que considerar las figuras del apéndice 4 en donde se grafica  $\alpha$  Vs  $\phi$  a diferentes velocidades y temperaturas así, es posible determinar  $\alpha = f(T, \phi, v)$ . Por otra parte también dentro de este apéndice se encuentra una gráfica de  $\alpha$  Vs  $v$  a una temperatura de 212°F y un diámetro de 1 in, pudiéndose determinar  $\alpha = f(v)$ , así entonces:

$$F(\alpha) = \frac{\alpha = f(T, \phi, v)}{\alpha = f(v)} \quad (4-14)$$

Ejemplificando la ecuación 4-14 para obtener una mayor objetividad se tiene:

- 1.- De la gráfica 4 mostrada en el apéndice IV se muestra una curva de  $\alpha$  Vs  $v$  a una temperatura constante e igual a 212°F y un diámetro constante igual a 1 in, de ella se obtiene el valor de  $\alpha$  a la velocidad de trabajo.

Con respecto a la ecuación 4-14 se obtiene el valor de  $\alpha = f(v)$ .

- 2.- En relación a las condiciones de diseño ( $T, \phi, v$ ) es usada la grafica correspondiente para determinar el valor de  $\alpha = f(T, \phi, v)$ .

- 3.- Realizar la división de:

$$F(\alpha) = \frac{\alpha = f(T, \phi, v)}{\alpha = f(v)}$$

Suponiendo una  $T = 572^\circ\text{F}$ ,  $\phi = 2$  in y una  $\bar{v} = 10$  ft/seg.  $f(\alpha)$  será igual:

1.- Gráfica 4 - ALV

$$\alpha = f(\alpha) = 1.98$$

2.- Gráfica 6 - fig. 2 A LV

$$\alpha = f(T, \phi, v) = 1.53$$

3.-  $F(\alpha) = -1.53 / 1.98 = 0.773$

Obteniendo el valor de  $F(\alpha)$  se procede a substituirlo en la ecuación 4-8. ( $h = h_o f_t f_d F(\alpha)$ ).

APLICACION A LA ESTIMACION DE EQUIPO.  
(OPTIMIZACION)

De acuerdo a lo establecido en el capítulo 3 y tomando aquellos valores numéricos mas usuales reportados en la literatura para el diseño de este tipo de equipo, se presenta la aplicación del procedimiento de estimación de coeficientes y método de optimización.

El objetivo del procedimiento de optimización es determinar el equipo que conjuntamente sea económico y eficiente de una serie de posibles alternativas a tomar. Para realizar lo anterior, es necesario considerar una serie de valores mínimos que involucren: - costos de equipo de transferencia, los consumos de energía bajo una base común de tiempo de operación y depreciación.

Se trata de optimizar sin restricción en la longitud del equipo, a un intercambiador de calor Sodio-Sodio que opera por el lado de la coraza con un gasto máximo de 3.916 kg/seg a una temperatura de entrada  $t_1 = 330^\circ\text{C}$  y una temperatura de salida  $t_2 = 530^\circ\text{C}$ . - Por la parte de los tubos se alimenta sodio a una temperatura de  $T_1 = 550^\circ\text{C}$  y sale a  $T_2 = 380^\circ\text{C}$ .

Para disponer de una mayor capacidad de selección, se dispondrá de tubería de 1, 2 y 4 pulgs. (in). Con velocidades de trabajo de 3, 7 y 9 ft/seg.

1.- Temperaturas.

Fluido Caliente	Fluido Frío	Dif.
986 Alta tempt.	1022	36
626 Baja tempt.	716	90
360 Diferencias	306	54

$$MLTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{90 - 36}{\ln \frac{90}{36}} = 53.93^\circ F$$

## 2.- Balance de calor.

Lado de la coraza (s)

$$t_1 = 330^\circ C = 626^\circ F$$

$$t_2 = 530^\circ C = 986^\circ F$$

$$t_s = 360$$

$$W_s = 3.916 \text{ kg/seg} \times \frac{3600 \text{ seg}}{1 \text{ hr}} \times \frac{1 \text{ lb}}{0.45 \text{ kg}} = 31051.91 \text{ lb/hr}$$

Dentro del modelo fenomenológico el término de viscosidad quedo eliminado, de aquí todas las propiedades físicas están evaluadas a la temperatura promedio.

$$C_{P_s} = 0.3032 \text{ BTU/lb}^\circ F$$

$$q = 31051.91 \text{ lb/hr} \times 0.3032 \text{ BTU/lb}^\circ F \times 360^\circ F$$

$$q = 3'389,378.08 \text{ BTU/hr}$$

## 3.- Gasto másico, lado de los tubos.

$$T_1 = 550^\circ C = 1022^\circ F$$

$$T_2 = 380^\circ C = 716^\circ F$$

$$T_t = 306^\circ F$$

$$C_{P_t} = 0.3032$$

$$q = W C_p T$$

$$3'389,378.08 = W_t \times 0.3032 \text{ BTU/lb}^\circ F \times 306^\circ F$$

$$W_t = 36531.6 \text{ lb/hr}$$

$$W_t = 4.6070 \text{ kg/seg}$$

## 4.- Secuencia matricial.

La primera matriz es la que corresponde al coeficiente  $h_0$  del lado de los tubos. Los valores son obteni-



dos de la gráfica 1 A-IV.

d	v		
	3	7	9
1	5764	7254	7903
2	5764	7254	7903
4	5764	7254	7903

(1)

El coeficiente parcial del lado de los tubos se obtiene multiplicando cada uno de los elementos de la matriz (1) por  $F_t$ ,  $F_d$  y  $F(\alpha)$ .

Los factores  $F_t$  y  $F_d$  son evaluados mediante las tablas 4-3 y 4-4 ó por medio de las gráficas 2 y 3 del A-IV. Por lo que corresponde a  $F(\alpha)$  se estima en base a la gráfica 4 A-IV y gráfica 7 fig. 1 A-IV. Identificadas las gráficas que se usarán como ejemplo se estimará  $h_1$  correspondiente a la primera columna y primer renglón de la matriz (1).

Así:

$$h_0 = 5764$$

$$h = h_0 F_t F_d F(\alpha) \quad \text{Según 4-8}$$

$$F_t = 0.9778 \quad \text{Tabla 4.3}$$

$$F_d = 1 \quad \text{Tabla 4.4*}$$

$$F(\alpha) = \frac{= f(T, \phi, v)}{= \bar{f}(v)}$$

$$= f(T, \phi, v) \quad \text{Gráfica 7 fig. 1 A-IV}$$

$$= f(v) \quad \text{Gráfica 4 A-IV}$$

$$F(\alpha) = \frac{3.1}{3.57} = 0.8683$$

$$h = 5764 \times 0.9798 \times 1 \times 0.8683$$

\* El valor de  $F_d$  cambiará dentro de la matriz en función de los diferentes diámetros de trabajo.

$$h = 4904 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

De acuerdo con lo anterior la matriz (2) está constituida por:

v			
d	3	7	9
1	4904	5023	5036
2	2884	3411	3552
4	1995	2504	2607

(2)

Se obtiene el inverso de la matriz (2) y es llamada M1:

v			
d			
1	20.39	19.91	19.86 $\times 10^{-5}$
2	34.67	29.32	28.15 = M1
4	50.13	39.94	38.36

(3)

Para evaluar el coeficiente del lado de la coraza es necesario realizar el procedimiento sugerido en el capítulo 3, de acuerdo con lo expuesto en ese capítulo lo se tendrá:

a)  $W_t = 36532 \text{ lb/hr}$

b)  $\frac{W_t}{C_t \times 3600} = 0.1558 \frac{\text{ft}^3}{\text{seg}} \text{ (F.C.S.) } t$

c)  $\frac{\text{(F.C.S.) } t}{v_t} = \text{(A.F.) } t$

El inciso c) debe ser llevado a cabo por sistema matricial y representa el área de flujo correspondiente a la tubería

v			
d	3	7	9
1	0.0519	0.0223	0.0173
2	0.0519	0.0223	0.0173 = A.F.t.
4	0.0519	0.0223	0.0173

(4)

d)  $\frac{A.F.t}{a} = \text{No. de tubos}$

En donde:

a = Area de flujo de cada tubo ( $\text{in}^2$ ).

v			
d	3	7	9
1	8.65	3.7167	2.8833
2	2.22	0.95	0.74 = Mn
4	0.588	0.253	0.197

(5)

La matriz Mn da información acerca del número de tubos de cada intercambiador, como no es posible tener número de tubos fraccionarios entonces:

v			
d	3	7	9
1	9	4	3
2	3	1	1 = Mn
4	1	1	1

(6)

Recurriendo a un manual de diseño ó haciendo el cálculo correspondiente se determina el diámetro de la coraza:

( $\emptyset = \text{in}$ )

v	d	3	7	9
1	8	7	5	
2	8	4.5	4.5	= M.S.D.
4	6	6	6	

(7)

Con los diámetros de coraza determinados se procede ahora al cálculo del área de la coraza:

$$A = D^2/4 = 0.7854 D^2$$

v	d	3	7	9
1	0.3493	0.2674	0.1361	
2	0.3493	0.1104	0.1104	= M.A.S. (ft <sup>2</sup> )
4	0.1963	0.1963	0.1963	

(6)'

El área ocupada por los tubos es:

$$A_t = ft^2$$

v	d	3	7	9
1	0.0849	0.0695	0.0497	
2	0.0922	0.0307	0.0307	
4	0.1104	0.1104	0.1104	

(7)'

El área disponible de flujo es obtenida por diferencia entre el área de la coraza (6)' y el área ocupada por los tubos (7)':

v	d	3	7	9
1	0.2644	0.1979	0.0864	
2	0.2571	0.0797	0.0797	= M.A.a (ft <sup>2</sup> )
4	0.0859	0.0859	0.0859	

(8)

La velocidad del fluido en la coraza se obtiene multiplicando el inverso de la matriz M.A.a. por los  $\text{ft}^3/\text{seg}$  del lado de la coraza; estos son obtenidos:

$$W_s = 31051.94 \text{ lb/hr}$$

$$(\text{F.C.S})_s = \frac{31051.98 \text{ lb/hr}}{3600 \times 65.154 \text{ lb/ft}^3} = 0.1324 \text{ ft}^3/\text{seg}$$

0.5295	0.7074	1.6204	
0.5443	1.7566	1.7566	= M.v.S. (ft/seg)
1.6298	1.6298	1.6298	

(9)

Con la matriz representada en la figura (9) el siguiente paso es evaluar el coeficiente base de película correspondiente a la parte externa de los tubos, para esto es utilizada nuevamente la gráfica 1 A-IV del apéndice.

4713	3630	5470
4820	5000	5000
5478	5450	5450

(10)

La matriz (10) es multiplicada por  $F_t$ ,  $F_d$  y  $F(\ )$  -- para obtener el coeficiente de película del lado externo de los tubos.

639	582	1471
669	1431	1431
1340	1333	1333

(11)

Para el cálculo de todos los componentes de la matriz (11) se utilizaron las gráficas 4 A-IV, 3 A-IV, 2 A-IV y 7 fig. 1 A-IV.

A partir de la matriz (11) se obtiene el inverso de cada uno de sus elementos así:

	15.65	17.18	6.8 x 10 <sup>-4</sup>
	14.95	6.99	6.99 = M <sub>2</sub>
	7.46	7.5	7.5

(12)

En el capítulo 3 de este trabajo se especificó que para sustancias convencionales el término  $x/k$  era despreciable, ya que normalmente  $k$  poseía un valor más alto que el del coeficiente  $h$ , ya que aquí se está trabajando -- con metales líquidos y estos proporcionan un valor alto del coeficiente de transferencia es necesario considerar la relación  $x/k$ .

	3	7	9
1	9	9	9 x 10 <sup>-4</sup>
2	10	10	10 = $M \frac{x}{k}$
4	14	14	14

(13)

Para estos equipos el material utilizado es tubo de acero A.S.A, B.36.10 Cédula 40 con una conductividad térmica de  $360 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \text{ h } ^\circ\text{F/in}}$ .

Con  $M_1$ ,  $M_2$  y  $Mx/k$ , representadas respectivamente por -- las matrices (3), (12) y (13) se obtiene el coeficiente total de transferencia de calor, se logra haciendo la -- suma de las matrices nombradas anteriormente de acuerdo con la ecuación 3-10:



v				
d	3	7	9	
1	153	162	102	
2	163	114	113	= M.A.T. (ft <sup>2</sup> )
4	152	146	145	

(15)

El siguiente paso es multiplicar la matriz M.A.T. (15) por el inverso del área de transferencia por unidad de longitud de tubo para cada diámetro correspondiente:

v				
d	3	7	9	
1	494	470	296	
2	262	183	181	= M.L.T. (ft)
4	129	124	123	

(16)

La matriz (16) muestra la forma de obtener la matriz correspondiente a la longitud total de tubos. Esta matriz se divide por la matriz  $M_n$  (6). Para obtener así la longitud total de cada intercambiador:

v				
d	3	7	9	
1	49.33	117.5	98.6	
2	87.33	183	181	= M.L'.E. (ft)
4	129	124	123	

(17)

El costo de la tubería por cada ft es:

DIAMETRO (in)	\$/ft
1	7.31
2	16.45



DIAMETRO (in)	\$/ft
4	54.25
4.5	72.00
5	80.5
6	90.00
7.0	135.00
8	180.00

Multiplicando la matriz M.L.T. (16), que representa la longitud de tubo para cada diámetro correspondiente por el costo de la tubería por cada ft para obtener el costo de los tubos de cada unidad; esta matriz está representada por M.\$.L. (18).

v	d		
	3	7	9
1	3245	3435	2163
2	4310	3010	2977 = M.\$.L.
4	6998	6727	6672

(18)

Habiendo determinado el costo de los tubos por cada unidad, queda determinar ahora el costo que representa la coraza, para esto se recurre a la matriz que denota la longitud de cada unidad (M.L'.E), los datos de costos dados anteriormente y la matriz correspondiente al diámetro de coraza (M.S.D):

v	d		
	3	7	9
1	8879	15862	7888
2	15719	13176	13032 = M.\$.L.S.
4	11610	11160	11070

(19)

La matriz (19) representa el costo de la coraza de los diferentes equipos.

Sumando la matriz de costo de tubería (M.\$.L.) con la matriz que represente el costo de la coraza de cada unidad (M.\$.L.S) y dividiendo (10 años) se obtiene el costo por un año del equipo físico. La matriz que denota lo anterior esta representada por la figura (20) y corresponde a la matriz M.\$.P.E. y que significa costo por año del equipo físico.

	1212	1930	1005	
	2003	1618	1601	= M.\$.P.E.
	1860	1788	1774	

(20)

Habiéndose determinado el costo físico del equipo, lo que resta es considerar los consumos de energía; esto se logra determinando la caída de presión del lado de los tubos y de la coraza. Usando el nomograma correspondiente mostrado en el apéndice III, se tiene:

a) Caída de presión lado de los tubos lb/in <sup>2</sup>	v			
	d			
	1	73.93	176.25	148
	2	30.56	64	63
	3	1.16	1.11	1.10

(21-a)

b) Caída de presión  
lado de la coraza.

	0.05	0.061	0.08
	0.05	0.15	0.15
	0.072	0.072	0.072

(21-b)

Dividiendo las matrices (21-a) y (21-b) entre la densidad a la temperatura correspondiente se obtiene:

1.128	2.6907	2.2582
0.4663	0.976	0.96
0.0177	0.0169	0.0168

(22-a)

8	9	12
8	23	$23 \times 10^{-4}$
11	11	11

(22-b)

Las matrices anteriores tienen las unidades de  $\frac{\text{ft } \bar{\text{lb}}}{\text{lb m}}$ .

Multiplicando las matrices (22-1) y (22-b) por el gasto en lb/seg se obtiene la matriz que determina  $\frac{\text{ft } \bar{\text{lb}}}{\text{seg}}$ :

$$\left(\frac{\text{lb}}{\text{seg}}\right) \text{ tubos} = 36532 \text{ lb/hr} \times \frac{\text{hr}}{3600 \text{ seg}} = 10.1478$$

$$\left(\frac{\text{lb}}{\text{seg}}\right) \text{ coraza} = 31051.91 \text{ lb/hr} \times \frac{\text{hr}}{3600 \text{ seg}} = 8.6255$$

$\left(\frac{\text{ft } \bar{\text{lb}}}{\text{seg}}\right) \text{ tubos}$	11.45	27.30	22.92
	4.73	9.90	9.74
	0.18	0.17	0.17

(23-a)

$\left(\frac{\text{ft lb}}{\text{seg}}\right)$ coraza	7	7.76	10.35
	7	19.84	$19.84 \times 10^{-3}$
	9.5	9.5	9.5

(23-b)

Sumando las matrices (23-a) y (23-b) se obtiene la matriz de la potencia total requerida por unidad de longitud con las unidades  $\frac{\text{ft lb}}{\text{seg}}$ :

v	3	7	9
d	1	11.457	27.307
	2	4.737	9.9198
	4	0.1895	0.1795
			22.93
			9.7598 = MTPN
			0.1795

(24)

La potencia en H.P. se obtiene dividiendo la matriz - MTPN (22) por 550, así:

v	3	7	9
d	1	0.0208	0.04996
	2	0.009	0.018
	4	0.0003	0.0003
			0.0417
			0.0177 = H.P.
			0.0003

(25)

Haciendo la transformación correspondiente a \$/año que se obtiene por medio de las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned}
 & \times \frac{0.745 \text{ kw}}{1 \text{ H.P.}} \times \frac{8760 \text{ hr}}{1 \text{ año}} \times \frac{0.8 \$}{1 \text{ kw-hr}} = \\
 & = 5501.28 \text{ \$/año} \times \text{H.P.}
 \end{aligned}$$

Se multiplica la matriz H.P. (25) por el factor ---  
5501.28 \$/año H.P., para obtener el costo correspondien-  
te a el consumo de energía eléctrica, así:

v			
d			
1	114.42	274.83	229.39
2	49.50	99.01	97.36 = P.\$/año
4	1.650	1.650	1.650
	(26)		

Para determinar el costo total se recurre a las matrices correspondientes al costo de equipo (18) y (19), y a la de costo anual de la energía (26) para tener la suma total en la siguiente matriz:

	12238	19571	10280
	20078	16285	16106 = T.\$/año
	18609	17918	17743
	(27)		

En la matriz T.\$/año (27) que representa el costo total de equipo y energía por año, se puede apreciar, que el elemento con el menor valor corresponde a \$10,280/año.

Haciendo un análisis de las características de este elemento se ve que corresponde a un intercambiador de color con tubería de 1 in de  $\emptyset$  con un No. de tubos de 3, un diámetro de coraza de 5 in y una longitud de 98.6 ft.

Para una mayor objetividad, es posible, graficar los elementos de la matriz teniendo como parámetros, los diámetros de tubería referidos a ejes de longitud contra costo anual total estimado.

## 5.0 CONCLUSIONES

### 5.1 Modelos Matemáticos

Se estudiaron los modelos matemáticos más relevantes que aparecen en la literatura, el modelo seleccionado fué una ecuación propuesta por Lyon-Martinelli -- que ha sido la clásica para la estimación de coeficientes de transferencia cuando se utilizan metales líquidos. Las razones por las cuales esta ecuación es considerada como clásica es que al trabajar con ella en diseño de equipos piloto da una gran exactitud en sus predicciones, por su fundamento teórico y por su relativa simplicidad para explicar el fenómeno de transferencia térmica con metales líquidos.

### 5.2 Trazo de Gráficas para Estimación de Coeficientes Individuales.

De acuerdo con el modelo seleccionado se procedió -- con un tratamiento matemático que permitiera linealizar la ecuación y lograr de esta manera su representación gráfica. En el curso de este desarrollo se -- tuvo la complicación adicional de que el modelo seleccionado presentaba a la transferencia de energía térmica total como resultante de la contribución del fenómeno de la transferencia molecular y turbulenta de calor en forma de una combinación lineal, por lo cual se tuvo la necesidad de simplificar mediante la definición de un factor  $\alpha$  que hizo mas manejable la ecuación, finalmente se obtuvieron los valores de un coeficiente base en función de la velocidad los cuales mediante la multiplicación apropiada de factores que involucran tanto el diámetro, a la temperatura -- y a una combinación de ambos se da lugar al coeficiente individual de transferencia térmica en un caso -- particular.



La rapidez de estimación de estos valores es significativa respecto a los métodos tradicionales para la obtención de estos (factor de Colbourn).

### 5.3 Metodología de Optimización

Se propuso una serie de pasos siguiendo esquemas matriciales en los que se involucran la estimación de áreas en función de los coeficientes individuales de transferencia, en consecuencia, la cantidad de tubos y el diámetro de coraza recomendado para confinarlos dando un costo físico de equipo y el trabajo necesario para vencer las caídas de presión en ambas partes de la unidad todas ellas referidas al tiempo de depreciación y de operación de las unidades; todo ello dió como resultado una serie de gráficas en la que se tuvieron como parámetros los diámetros disponibles de tuberías graficados contra las longitudes y el costo de depreciación de operación de las distintas unidades, lo que finalmente, permite hacer una selección de la unidad que presente el menor -- costo por unidad de tiempo en su operación. Adicionalmente se puede introducir la cota superior que delimita la longitud del equipo que se puede instalar y poder de todas formas seleccionar dentro de ese intervalo la unidad que represente un mínimo de costo en equipo y operación.

Esta secuencia de cálculo se ilustra con un problema que puede ser de índole práctica.

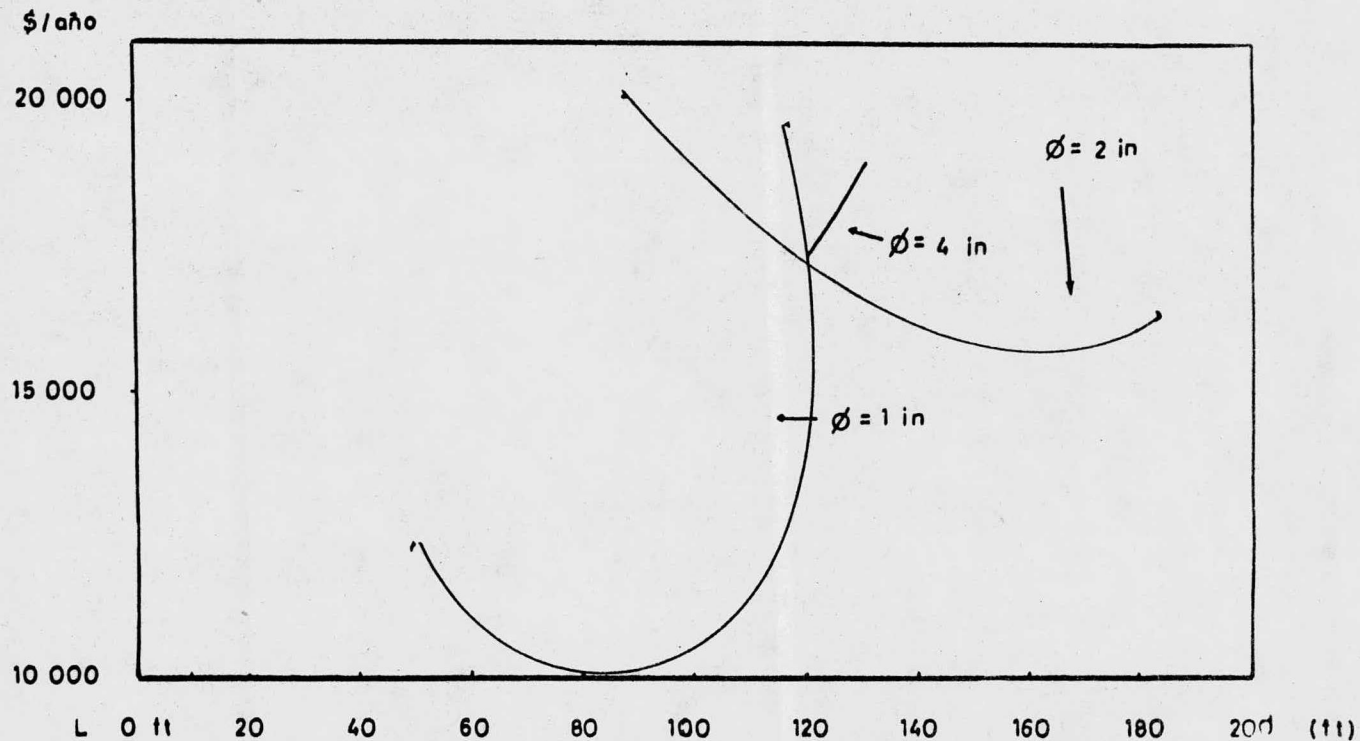
### 5.4 Proyección del Trabajo.

Mediante este estudio se trata de ampliar los critérios de selección de equipo de transferencia, así como también, la sistematización de pasos para lle-

gar a escoger o bien, para poder tener capacidad de decisión de aquellos equipos que se tengan que adquirir, que representen la máxima economía para una empresa.

Se puede implementar el algoritmo correspondiente para que esta secuencia se pueda programar en un lenguaje apropiado de programación. Esto podrá ser más útil y justificable cuando exista la necesidad de estimar unidades de intercambio de calor para distintos usos.





**GRAFICA 4.1** SISTEMA DE ECUACIONES OBTENIDAS DEL METODO DE OPTIMIZACION POR MEDIO DE SISTEMAS MATRICIALES.

A P E N D I C E S

## APENDICE I

- 1.0 BREVE HISTORIA Y JUSTIFICACION DEL USO  
DEL SODIO LIQUIDO EN REACTORES RAPIDOS  
DE CRIA.
- 2.0 COMPORTAMIENTO DEL SODIO LIQUIDO COMO  
AGENTE EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR.
- 3.0 PROPIEDADES FISICAS DEL SODIO.
- 4.0 PROPIEDADES QUIMICAS DEL SODIO

## APENDICE I

## 1.0 BREVE HISTORIA Y JUSTIFICACION

El Sodio líquido se ha utilizado eficazmente como refrigerante en los reactores nucleares desde las primeras etapas del desarrollo de reactores nucleares de potencia. Este ha sido mundialmente aceptado para la refrigeración de, al menos, la próxima primera generación de reactores rápidos de cría.

El primer reactor rápido de cría enfriado por Sodio -- fué el EBR-I en U.S.A. en 1951, y fué el primer reactor nuclear cuyo calor generado fué convertido en energía eléctrica. Al EBR-I le siguió en 1959 el BR-5 en la URSS. Y el reactor Dounreay en el Reino Unido. En 1963 entraron en operación en U.S.A. el EBR-II y el reactor Enrico Fermi. El siguiente reactor rápido de cría fue al Rapsodia en Francia en 1967. en 1969 el Se for en U.S.A. y el BR60 en la URSS.

Para extraer una considerable cantidad de energía del volúmen, relativamente reducido, del núcleo de un reactor de potencia sin que se alcance en ningún punto y - en ningún caso la correspondiente temperatura límite, se precisa disponer de un medio de refrigeración adecuado.

La utilización del Sodio líquido como refrigerante para los reactores rápidos se justifica por dos propiedades del Sodio, las cuales son de vital importancia para éste tipo de reactores. El Sodio no causa problemas en el proceso de cría en el corazón del reactor a la vez que posee un alto coeficiente de transferencia de calor a velocidades de flujo comparativamente bajas. - Su alta densidad de flujo calorífico es un prerrequisito de los reactores rápidos por razones económicas.

Además de estas propiedades ventajosas del Sodio líquido hay que enfrentar una importante desventaja del mismo, que es su fuerte reactividad con el oxígeno, por lo que hay necesidad de mantenerlo separado permanentemente del aire, agua ó vapor. Ello hace que el conocimiento de la tecnología del Sodio líquido sea condición indispensable para el desarrollo y explotación de las futuras centrales nucleares con reactores rápidos de cría, en las cuales la energía útil es generada con la ayuda de circuitos de vapor-agua similares a las usadas en las estaciones de potencia convencionales.

En general, su alto coeficiente de transferencia de calor, su baja presión de vapor, su amplio rango líquido y su estabilidad térmica son algunas de las propiedades que hacen atractivo al sodio para utilizarlo como agente en la transferencia de calor.

Los métodos de cálculo de áreas de transferencia de calor y coeficientes de transferencia de calor para equipos que trabajan con Sodio como agente en la transferencia, son muy similares a los métodos utilizados para el diseño de cambiadores de calor convencionales; solo que al tratarse Sodio líquido, las ecuaciones para obtener el coeficiente de transferencia de calor se modifican. Las buenas propiedades de transferencia de calor que posee el Sodio, hacen que con una pequeña diferencia de temperatura en las terminales del intercambiador de calor, (de 20 a 30°C), sea suficiente para transferir la cantidad de calor requerida sin necesidad de hacer uso de superficies de intercambio excesivamente grandes.

## 2.0 COMPORTAMIENTO DEL SODIO LIQUIDO COMO AGENTE EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR.

Cuando se transfiere calor utilizando para ello líquidos ordinarios (no metálicos) fluyendo en un canal por convección forzada, la mayor parte de la variación radial de temperatura ocurre en la subcapa laminar sobre la pared del canal y es aquí donde se presenta la mayor resistencia a la transferencia de calor. En estos mismos fluidos, la conductividad térmica molecular, que es la forma en que se transfiere el calor en la subcapa laminar, es pequeña comparada con la conductividad de eddy, la cual es el principal mecanismo de transferencia de calor en el centro turbulento y generalmente es el mecanismo controlante.

Para el caso del Sodio líquido, la conductividad térmica molecular es tan alta que compite con la conductividad de eddy. En realidad, en la parte más baja del régimen turbulento la transferencia de calor se lleva a cabo primordialmente por conducción molecular y en la mayoría de los sistemas y de las situaciones prácticas, la velocidad de flujo nunca llega a ser tan grande como para que la conducción molecular se pueda ignorar. El perfil de temperaturas para Sodio líquido fluyendo a través de un ducto, tiene menos pendiente cerca de la pared y es menos aplanado en el centro de turbulencia en comparación con los fluidos ordinarios.

En las correlaciones del coeficiente parcial de transferencia de calor ( $h$ ), éste es dado como parte del número Nusselt que es una función de los números de Reynolds y Prandtl.

El Sodio líquido se distingue por tener valores de Número de Reynolds muy altos y por consiguiente un alto grado de turbulencia, de rapidez de mezcla y un coeficiente de transferencia de calor por convección grande.

Por otro lado, el hecho de tener Números de Prandtl inferiores a la unidad, significa que en las cercanías de la pared el gradiente de temperatura es menor que el gradiente de velocidad.

El Sodio líquido tiene bajos valores de calor y viscosidad específicos y alta conductividad térmica que -- dan como resultado bajos números de Prandtl (de 0.004 a 0.03). Esto indica que la difusividad turbulenta y que las correlaciones de transferencia de calor son diferentes de aquellas de fluidos con número de Prandtl mayor.

La diferencia básica entre las relaciones para la transferencia de calor con Sodio líquido y con otros medios es que si el número de Reynolds se aproxima a cero, todavía existe una considerable transferencia de calor - debido a la alta conductividad térmica del Sodio.

### 3.0 PROPIEDADES FISICAS DEL SODIO.

El Sodio es miembro del grupo de los metales alcalinos, (grupo Ia de la tabla periódica de los elementos), con número atómico 11 y peso atómico de 22.991. Es uno de los elementos más comunes en la naturaleza; solo el oxígeno, sílice, aluminio, carbono y calcio son más abundantes en la corteza terrestre. Debido a su reactividad, nunca se encuentra libre pero si combinado en compuestos estables.

El Sodio puro tiene apariencia metálica, sólido es más dúctil que otros metales, y se puede deformar con los dedos, ser estrujado mecánicamente y cortado fácilmente. Debido a que es fuertemente reactivo con el oxígeno, cuando entra en contacto con el agua sobrevive una violenta reacción exotérmica.

Las aplicaciones industriales del Sodio son principalmente en forma de compuestos químicos, como reductor - energético, en la fabricación de antidetonantes para las gasolinas y en la preparación de varias sales de Sodio.

La característica predominante del Sodio líquido con respecto a su nueva aplicación, es decir, como refrigerante nuclear, es su muy alta conductividad térmica.

Con el Sodio se puede obtener un alto coeficiente de transferencia de calor a velocidades de flujo comparativamente bajas; inclusive con pequeñas diferencias de temperatura de transferencia de calor que se logra con el Sodio líquido representa una ventaja con respecto a las dimensiones de las superficies de transferencia requeridas para un flujo de calor dado.

El punto de fusión del Sodio, a una atmósfera de presión, es de  $97.82^{\circ}\text{C}$  valor que aumenta al incrementar la presión. Bajo una presión de 50000 atmosferas es de  $294^{\circ}\text{C}$ , pero este fenómeno no tiene ninguna importancia en aplicaciones ingenieriles a presiones ordinarias. El elevado punto de fusión del Sodio representa una -- desventaja ya que existe la necesidad de precalentar el sistema antes de operar, esto aunado a las dimensiones de los componentes para la transferencia de calor, ocasiona serios esfuerzos térmicos en ellos y en los materiales que contienen al Sodio.



La alta conductividad eléctrica del Sodio permite en muchos casos el uso de instrumentos de contacto directo como son medidores de nivel ó detectores de fuga y el uso de bombas y medidores de flujo electromagnéticos.

Una de las más importantes propiedades del Sodio es su alto punto de ebullición que es de  $881.39^{\circ}\text{C}$  a presión atmosférica. Esto permite operar a altas temperaturas con bajas presiones, que tiene un efecto favorable en el diseño mecánico de estos sistemas.

Entre los parámetros adimensionales que se usan en los cálculos y diseño de ingeniería, uno de los más importantes es el número de Prandtl, que es la relación de la viscosidad cinemática a la difusividad térmica ó la cantidad equivalente de la viscosidad absoluta por la capacidad calorífica sobre la conductividad térmica. - El número de Prandtl es una medida importante de la -- transferencia de calor turbulenta con relación a la -- transferencia de calor por conducción para un material. El Sodio líquido tiene un número de Prandtl bajo, ---- ( $Pr = 0.0057$  a una temperatura de  $300^{\circ}\text{C}$  y una presión de 1 atmósfera), debido a su alta conductividad térmica.

Densidad del Sodio líquido:

$$d = 0.9725 - 20.11 \times 10^{-5}t - 1.5 \times 10^{-7}t^2$$

$$d = \text{densidad gr/cm}^3$$

$$t = \text{temperatura } ^\circ\text{C}$$

La viscosidad. Tiene el Sodio en este caso, un comportamiento similar al agua.

$$\mu = d^{1/3} A \quad \text{Cd/T}$$

en donde:

$$A = \text{constante } 1.142 \times 10^{-3}$$

$$C = \text{constante } 739.8$$

$$\mu = \text{viscosidad en poises.}$$

$$T = ^\circ\text{C}$$

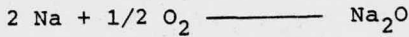
Conductividad térmica.

$$k = \frac{2.443 \times 10^{-2} (t + 273.16)}{6.8393 + 3.3873 \times 10^{-2}t + 1.7235 \times 10^{-5}t^2}$$

## PROPIEDADES QUIMICAS

- 1.- Se ha reportado que el sodio ha sido destilado con oxígeno seco. Sin embargo, el sodio arde rápidamente en atmósfera normal, pasando a la forma de humos densos de óxido.

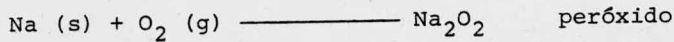
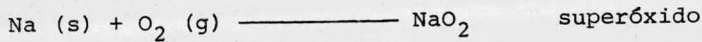
Reacción:



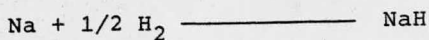
$$H^\circ/_{298} = - 100.7 \text{ Kcal/mol}$$

$$F^\circ/_{298} = - 91.4 \text{ Kcal/mol}$$

- 2.- La cinética de la reacción de sodio con oxígeno a bajas presiones y  $T = 250^\circ\text{C}$  muestra la formación de un superóxido --  $\text{NaO}_2$  seguida esta con una reacción truncante ó de pared con mas sodio hasta llegar a obtener un peróxido  $\text{Na}_2\text{O}_2$ . No es posible encontrar peróxido ó superóxido cuando es utilizado el sodio líquido.



- 3.- Es de gran importancia la reacción del sodio en contacto con la atmósfera, ya que el producto final después de un calentamiento es  $\text{Na}_2\text{O}$  este producto ataca ó corroe considerablemente al envase que lo contiene.
- 4.- El sodio fundido se combina con el hidrógeno a  $T = 200^\circ\text{C}$ , para formar hidruro.



$$H^\circ/_{298} = -13.7 \text{ Kcal/mol}$$

La presión de disociación del hidruro puro excede una atmósfera a  $T = 420^{\circ}\text{C}$ .

- 5.- El sodio aparentemente no reacciona con el nitrógeno en un amplio rango de temperatura. Sin embargo, con la presencia de Nitrógeno activado a partir de una descarga eléctrica se encuentra que hay formación de nitruro ó ácido.
- 6.- En presencia de Carbón y óxidos metálicos el Na puede reaccionar con nitrógeno para formar Cianuro de Sodio.
- 7.- Reacciones con gases que contienen hidrógeno. Estas sustancias reaccionan generalmente con el desplazamiento de hidrógeno a partir de Sodio formándose sales de Sodio.

El sodio es fuertemente atacado por el HF a temperatura ambiente, mientras que con el HCl es atacado levemente hasta el punto de fusión.

Na + HF	—————	NaF + 1/2 H <sub>2</sub>	-71.8	-64.6
Na + HCl	—————	NaCl + 1/2 H <sub>2</sub>	-76.169	-69.016
Na + HBr	—————	NaBr + 1/2 H <sub>2</sub>	-81.37	
Na + HI	—————	NaI + 1/2 H <sub>2</sub>	-75.04	

## APENDICE II

1.6 COMPORTAMIENTO DE LOS MODELOS MATEMATICOS.  
(GRAFICAS)

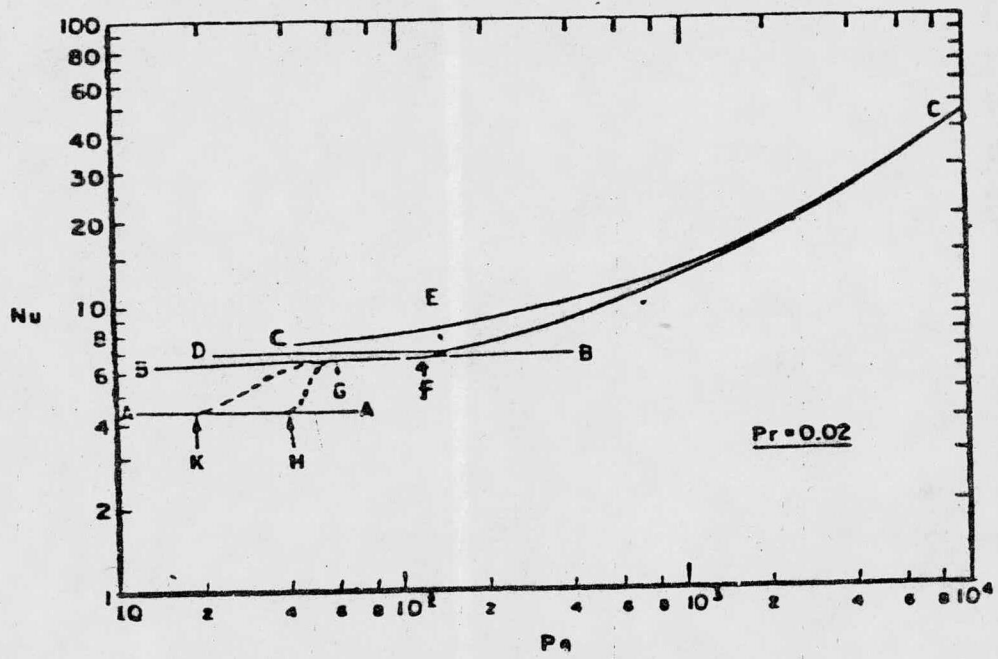


FIG. 1 COMPORTAMIENTO DE LOS DIFERENTES MODELOS MATEMATICOS, EN CONDICIONES DE ESTADO ESTACIONARIO.

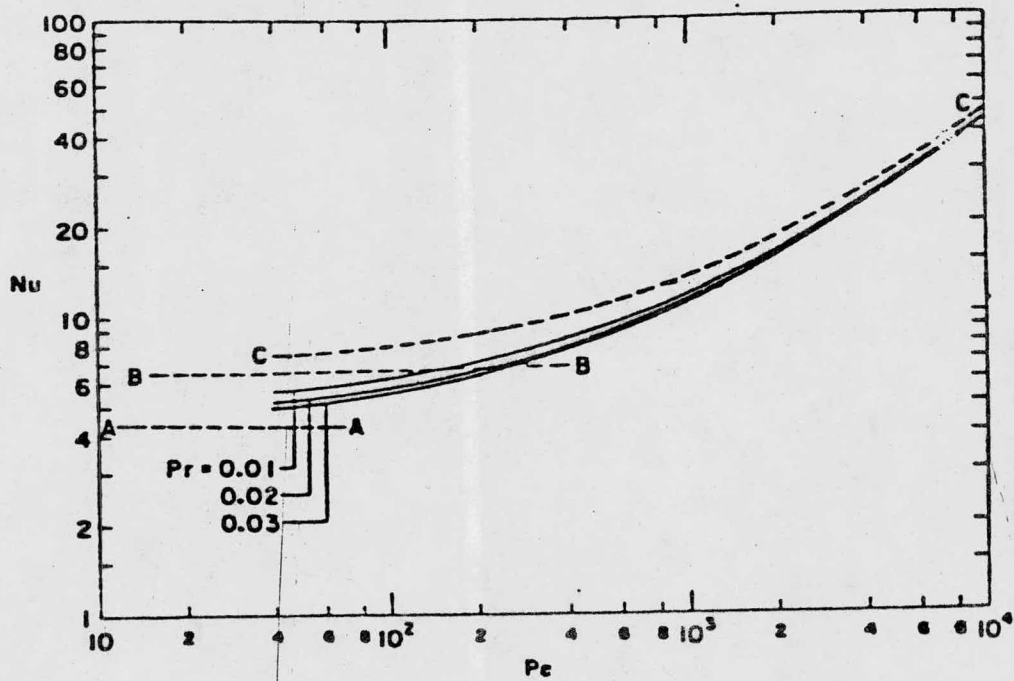


FIG. 2. LAS CURVAS SOLIDAS REPRESENTAN LA ECUACION DE BULEEV. ESTAS FUERON OBTENIDAS EN UN REGION ESTACIONARIO.

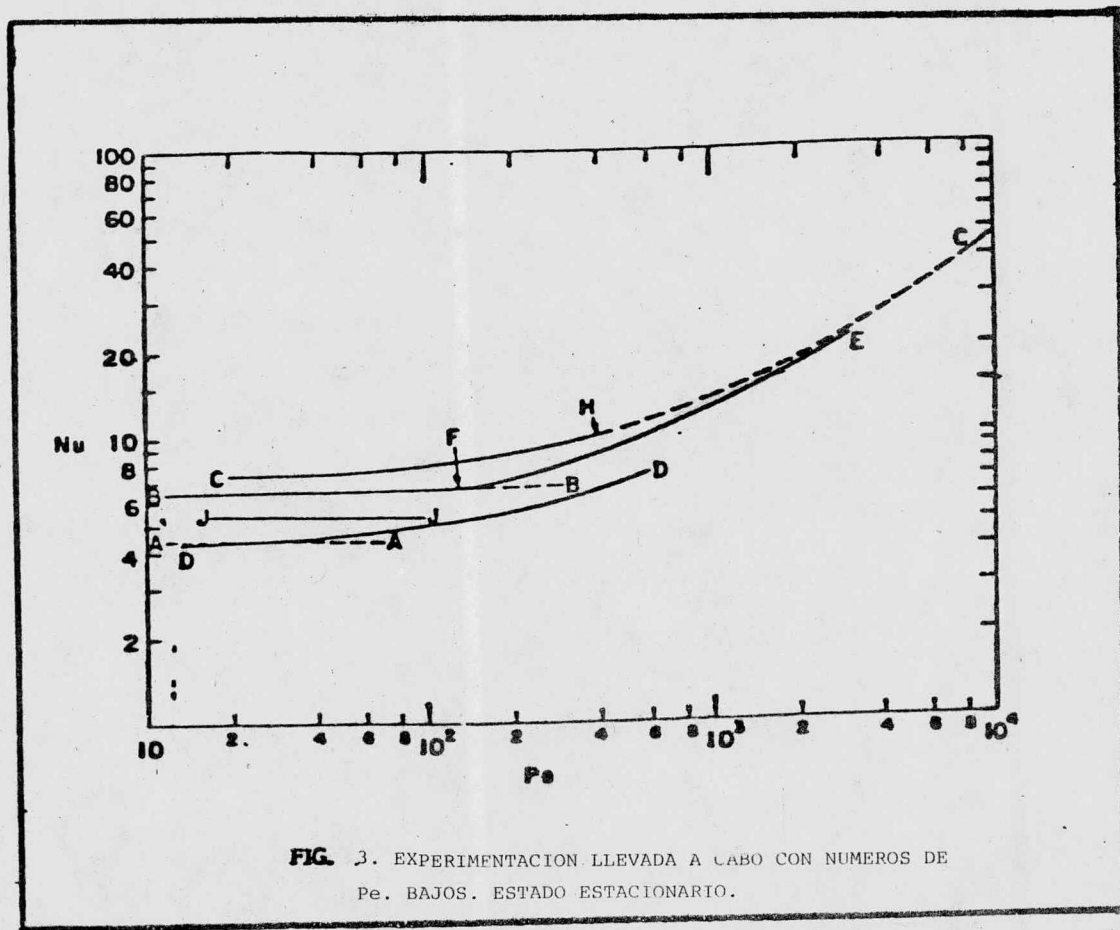
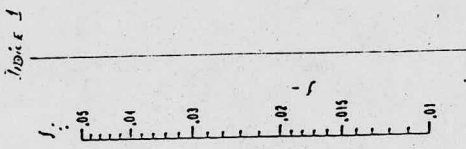
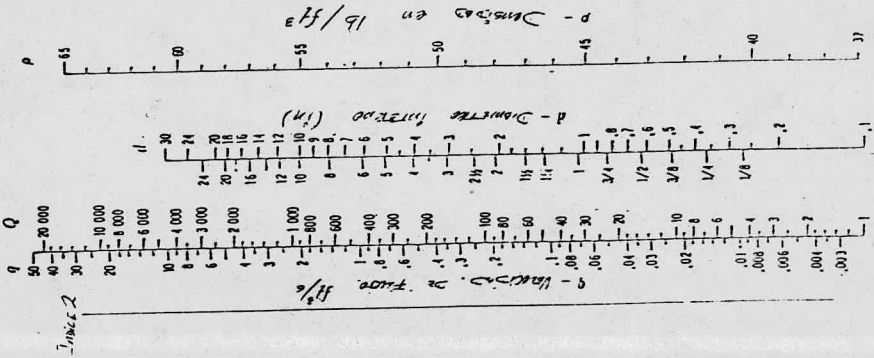
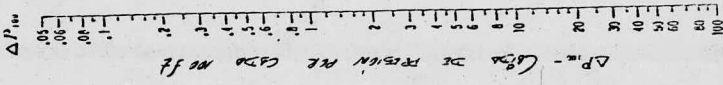


FIG. 3. EXPERIMENTACION LLEVADA A CABO CON NUMEROS DE Pe. BAJOS. ESTADO ESTACIONARIO.



APENDICE III.  
NOMOGRAMAS.





MONOGRAFIA PARA ESTIMAR CAIDAS DE PRESION

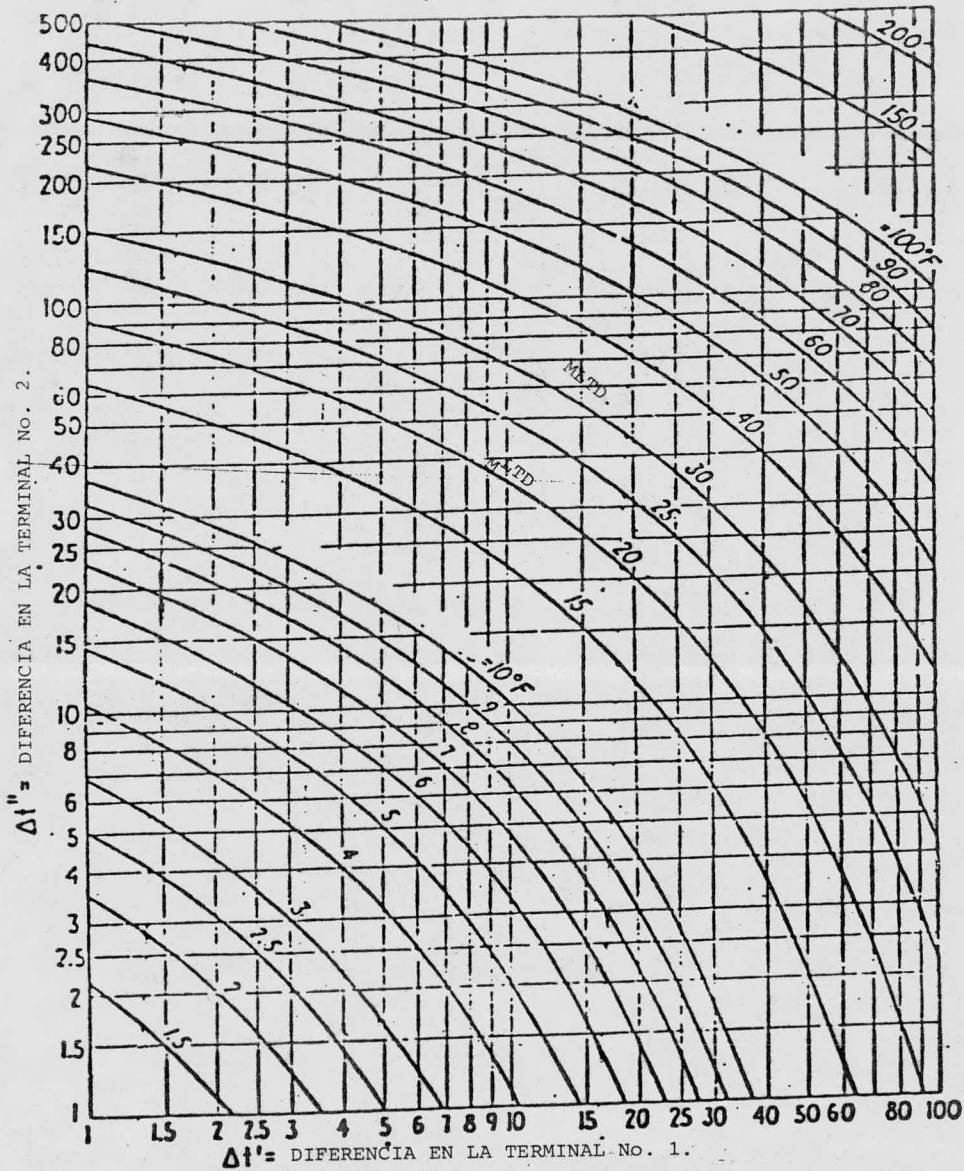


FIG. 3. DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA.

APENDICE IV.  
GRAFICAS Y RESULTADOS OBTENIDOS.

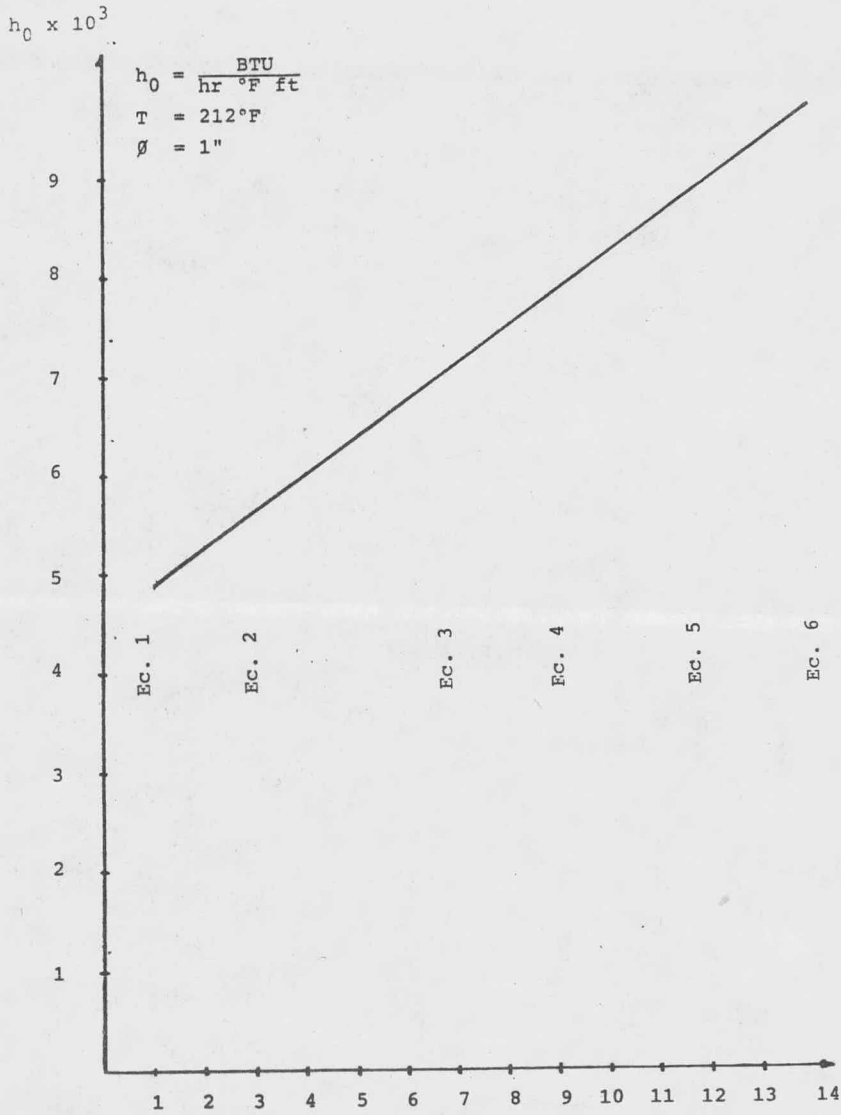


Fig. 1 A IV.

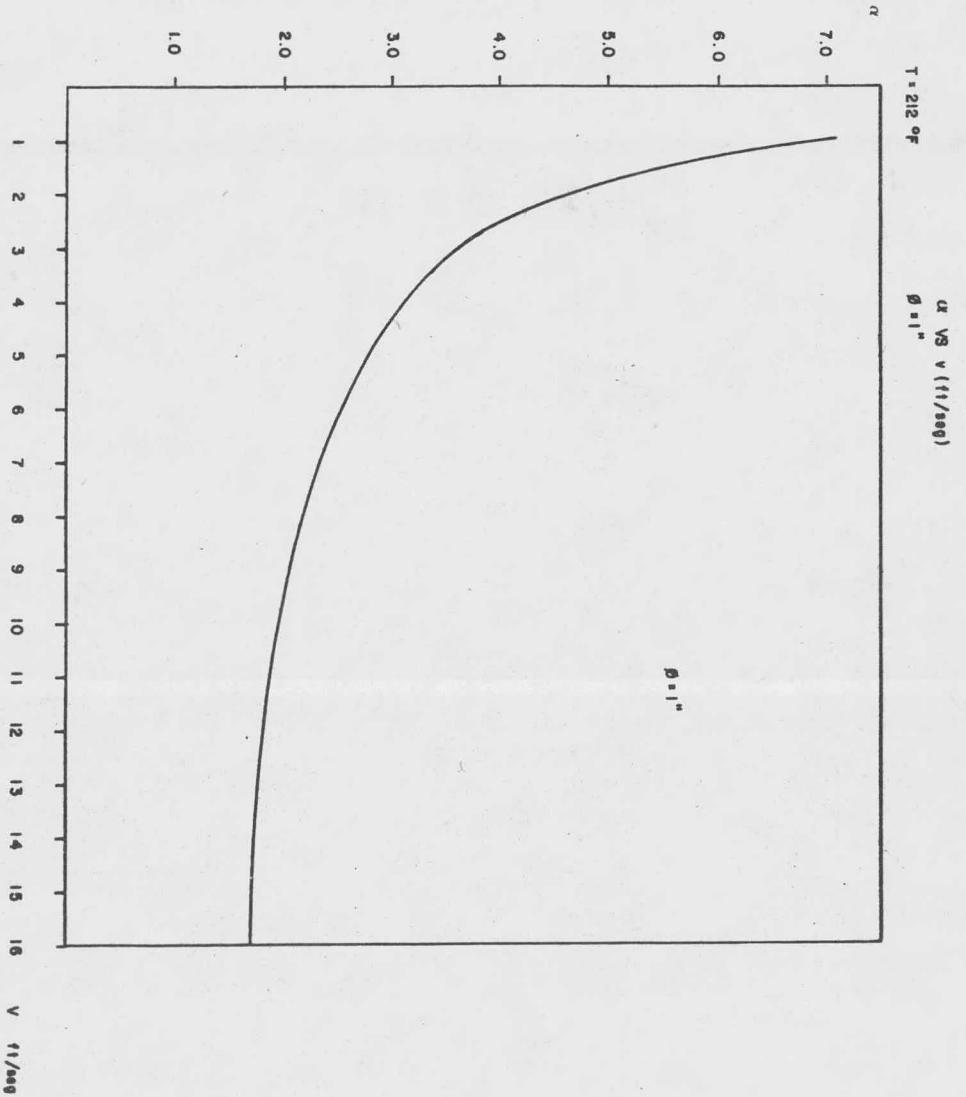
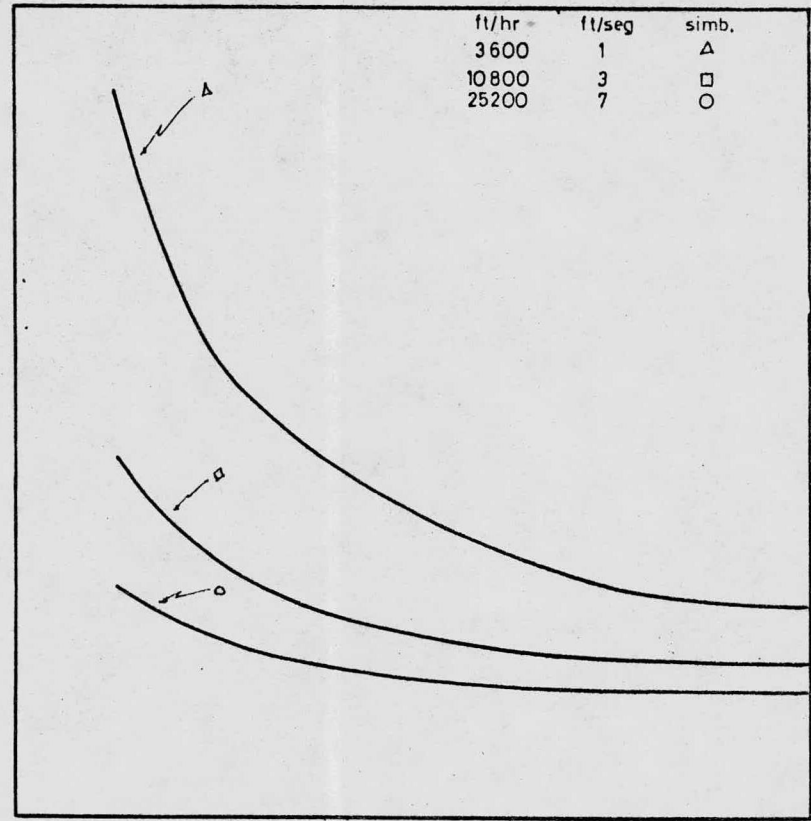


FIGURA 2 A.IV.

$\alpha$

8  
7  
6  
5  
4  
3  
2  
1



ft/hr	ft/seg	simb.
3600	1	$\Delta$
10800	3	$\square$
25200	7	$\circ$

T = 212°F

$$\alpha = \frac{7}{0.025 (Pe)^{0.8}} + 1$$

$$\alpha \propto V_5 \phi$$

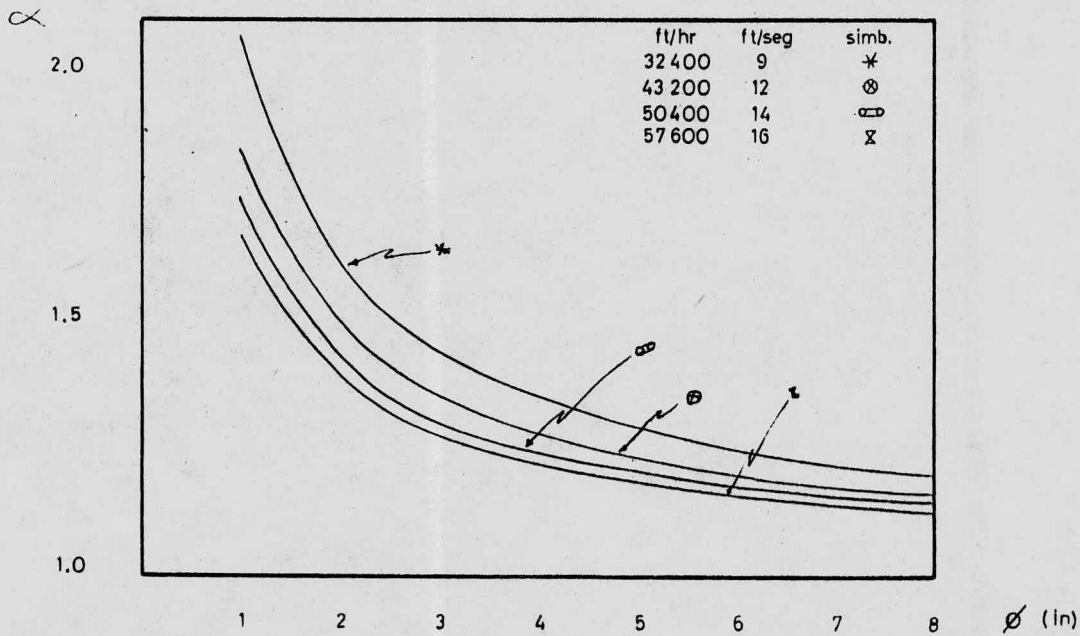
1 2 3 4 5 6 7 8  $\phi$  (in)

GRAFICA 5 FIG 1 A IV



T = 212°F

$$\propto V_5 \phi$$



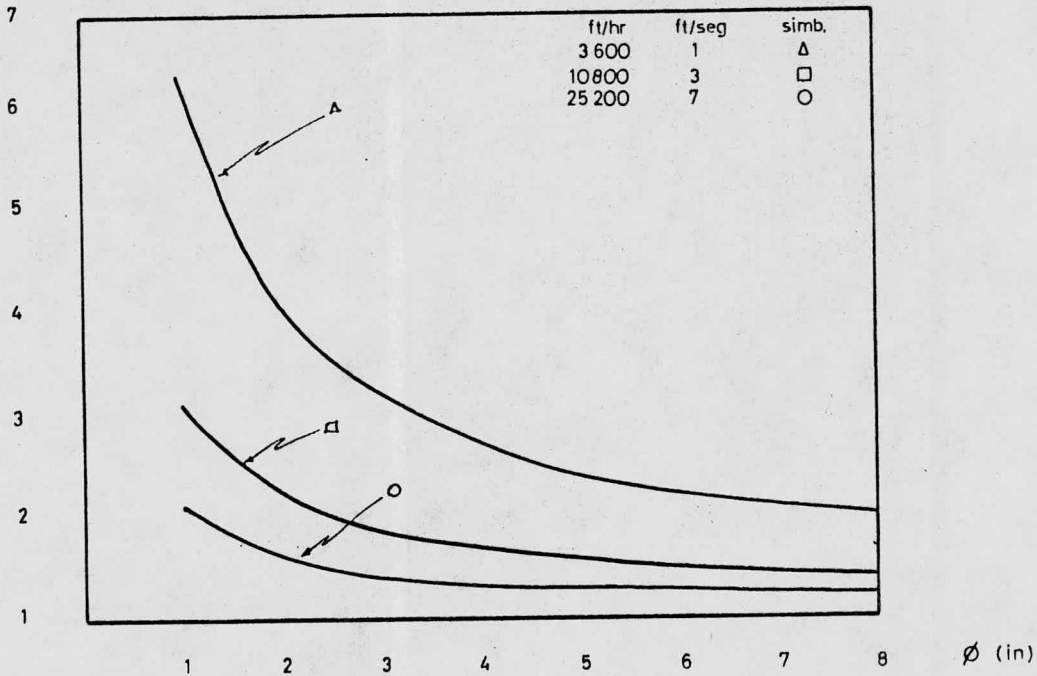
GRAFICA 5 FIG 2 A IV

T = 572°F

$\alpha \propto v_5 \phi$

$$\alpha = \frac{7}{0.025 (Pe)^{0.8}} + 1$$

$\alpha$



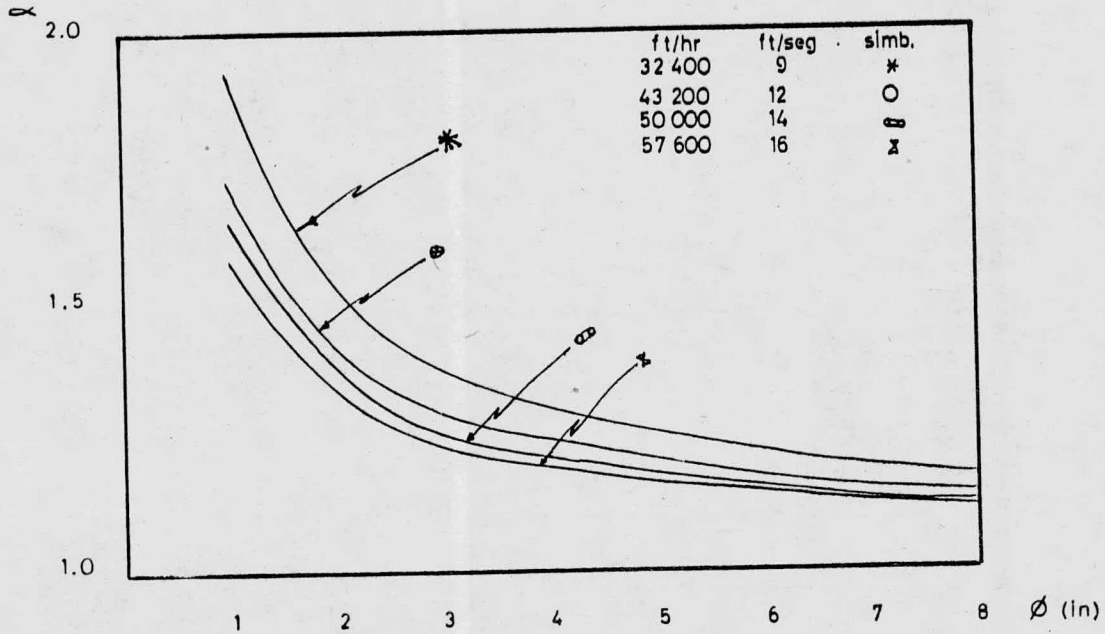
GRAFICA 6 FIG 1 A IV

T = 572°F

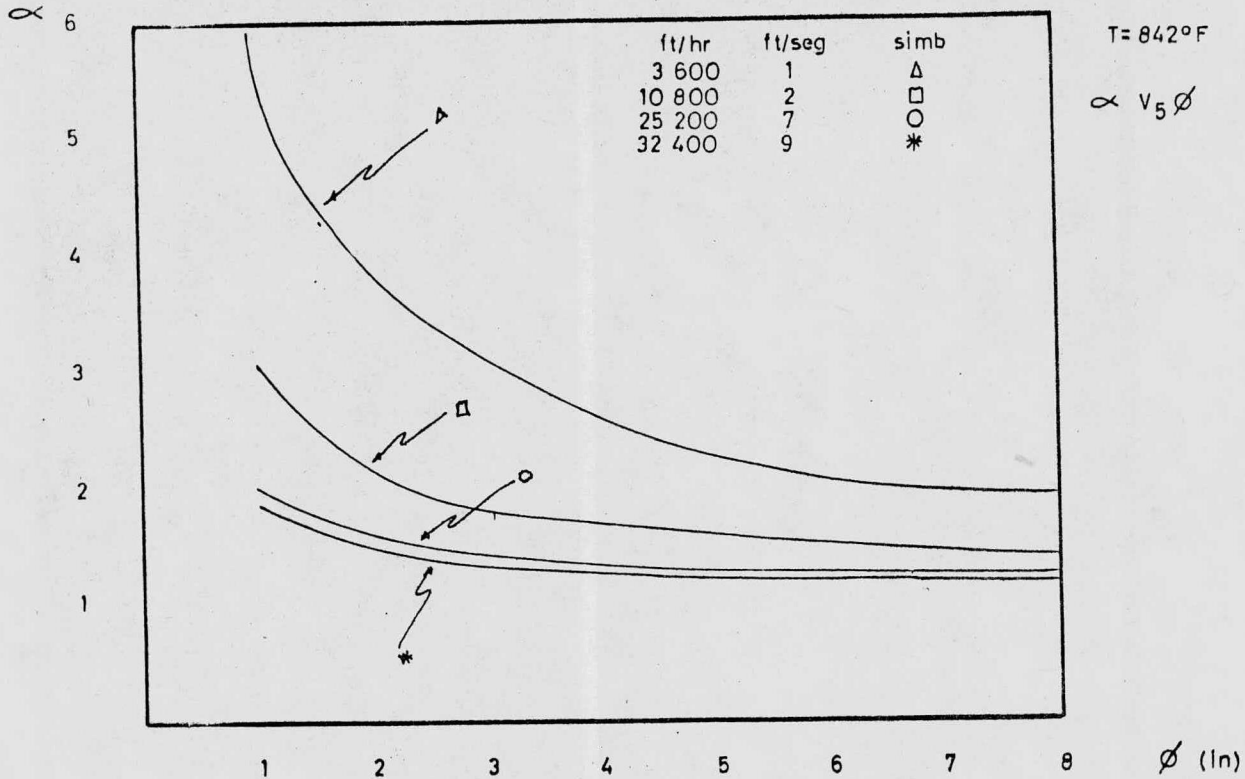
$\propto v_5 \phi$

$$\alpha = \frac{7}{0.025 (Pe)^{0.8}} + 1$$

$\propto_{100} = 7.4$



GRAFICA 6 FIG 2 A IV



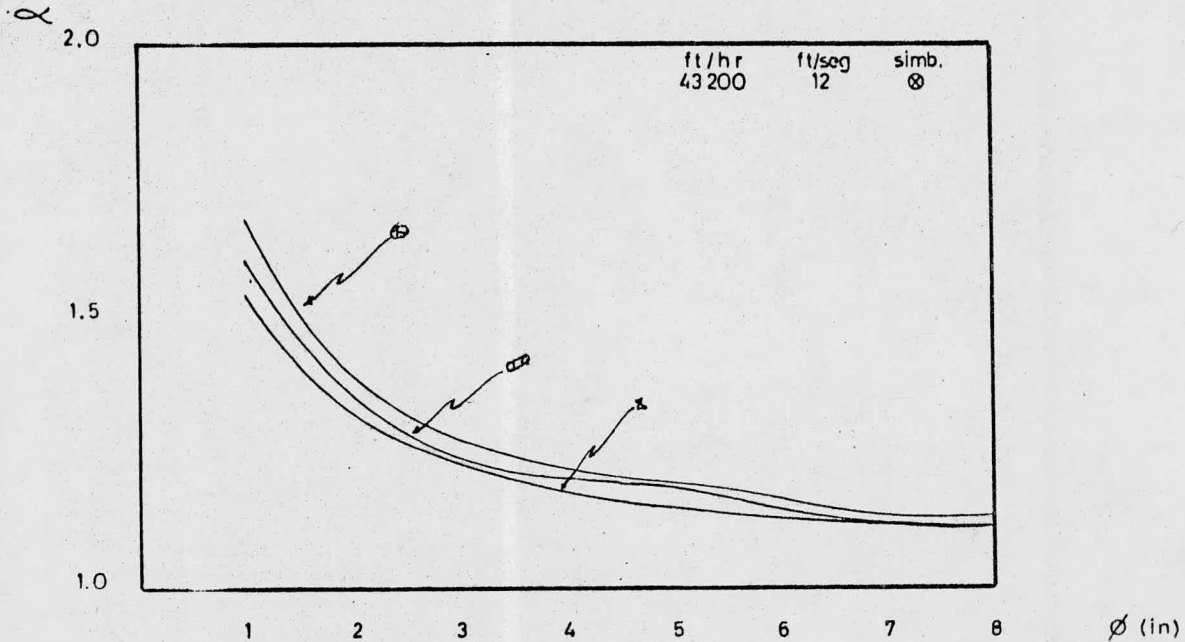
GRAFICA 7 FIG 1 A IV

T = 842°F

$$\propto V_5 \phi$$

$$\propto = \frac{7}{0.025 (Pe)^{0.8}} + 1$$

$$\propto_{100} = 7.4$$



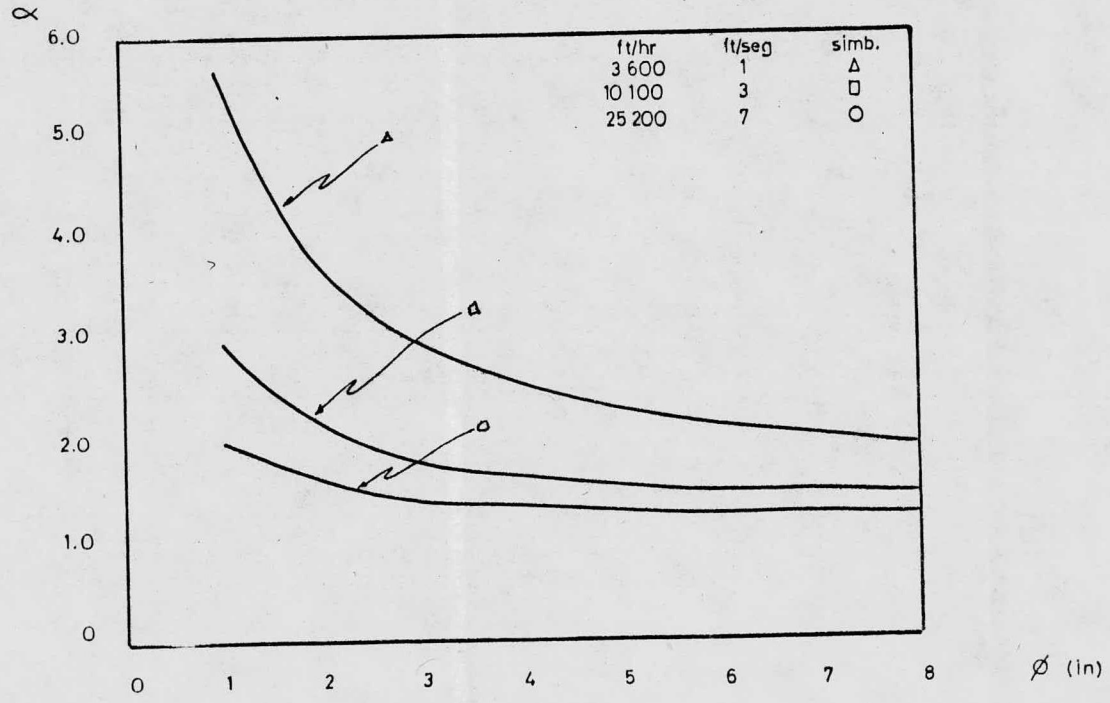
GRAFICA 7 FIG 2 A IV

T = 100°F

$\propto V_5 \phi$

$$\alpha = \frac{7}{0.025 (Pe)^{0.8}} + 1$$

$$\alpha_{100} = 7.4$$



GRAFICA 8 FIG 1 A IV

T = 1022°F

$\alpha \propto v_5 \phi$

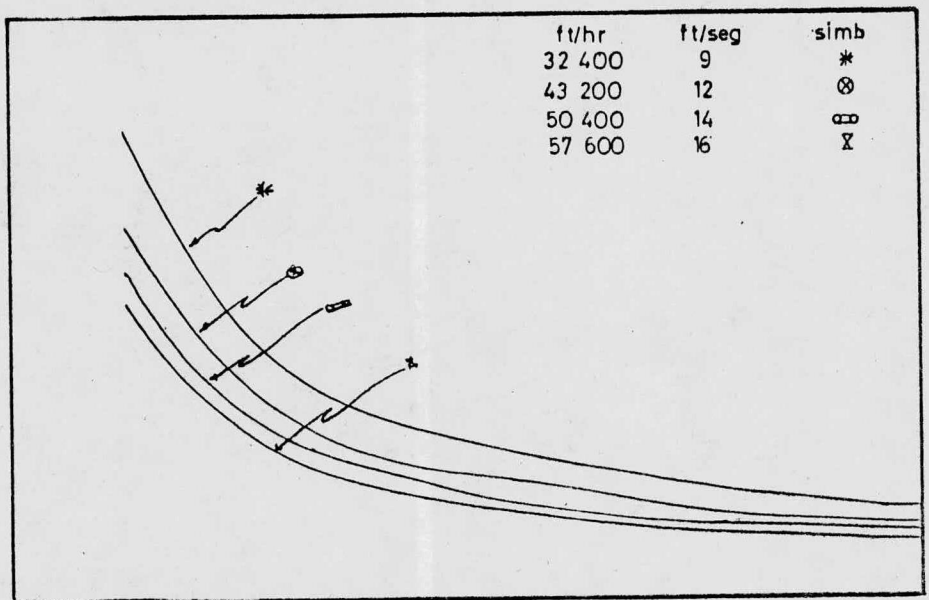
$$\alpha = \frac{7}{0.025 (Pe)^{0.8}} + 1$$

$$\alpha_{100} = 7.4$$

$\alpha$   
2.0

1.5

1.0



1

2

3

4

5

6

7

8

$\phi$  (in)

GRAFICA 8

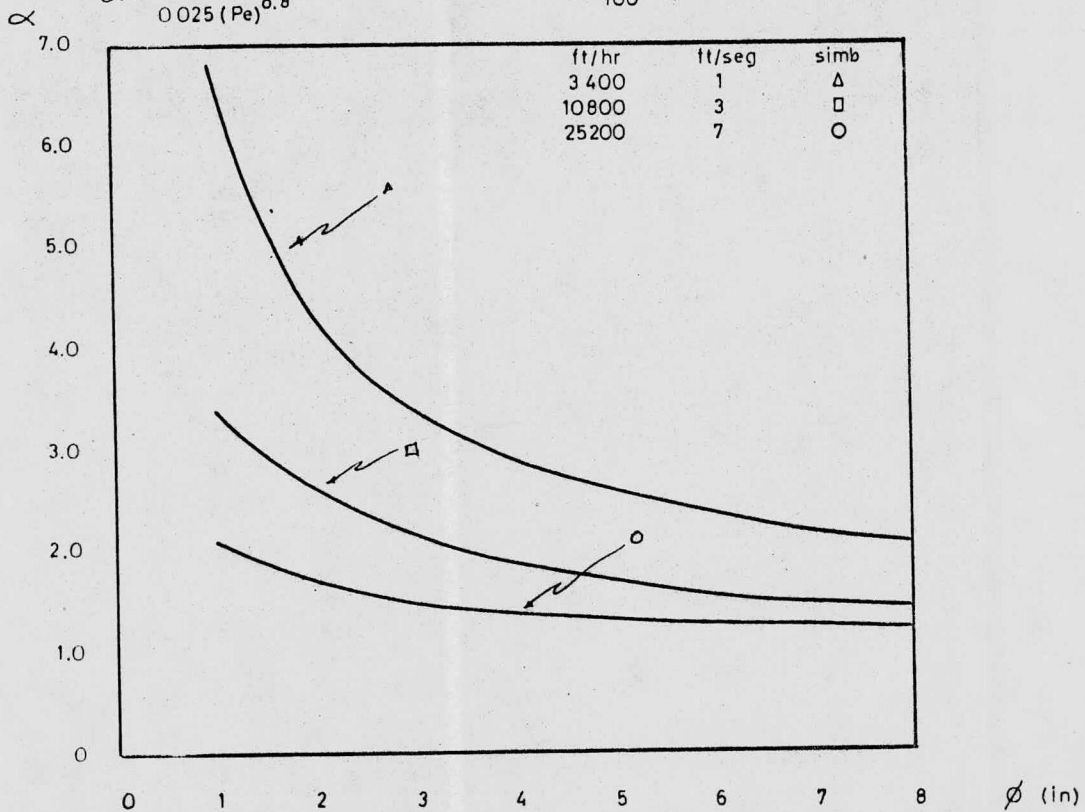
FIG 2 A IV

T = 1112°F

$\alpha \propto V_5 \phi$

$$\alpha = \frac{7}{0.025 (Pe)^{0.8}} + 1$$

$$\alpha_{100} = 7.4$$



GRAFICA 9 FIG 1 A IV



T = 1112°F

$$\alpha \propto V_5 \phi$$

$$\alpha = \frac{7}{0.025 (Pe)^{0.8}} + 1$$

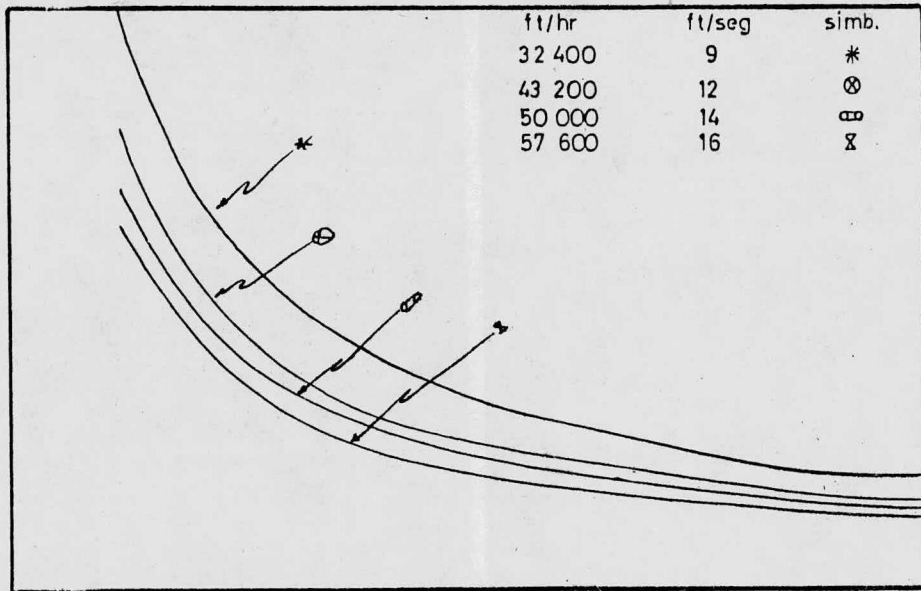
$$\alpha_{100} = 7.4$$

$\alpha$

2.0

1.5

1.0



1

2

3

4

5

6

7

8

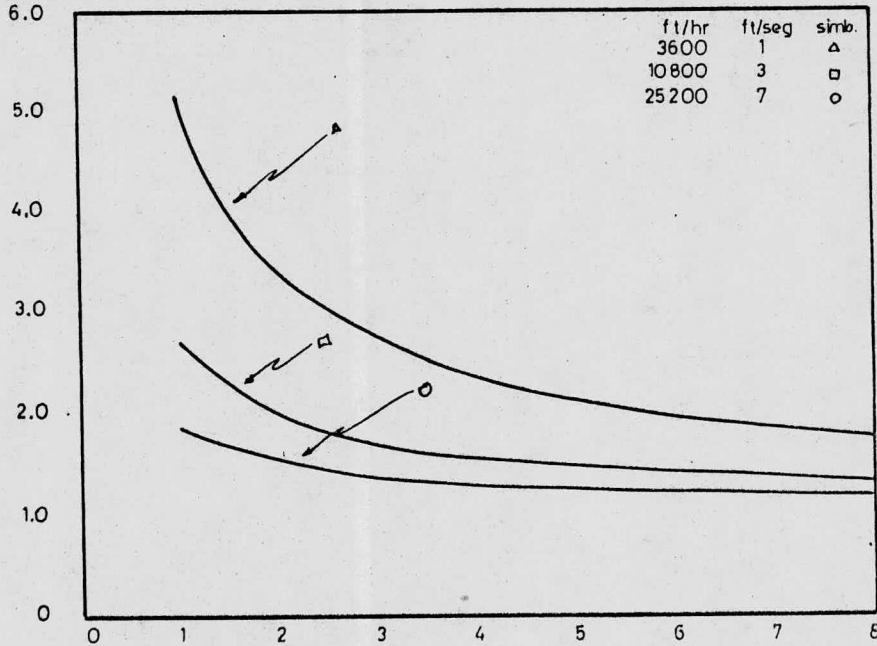
$\phi$  (in)

GRAFICA 9 FIG 2 A IV

T = 1472° F

$$\alpha = \frac{7}{0.025 (Pe)^{0.7}} + 1$$

$\alpha$



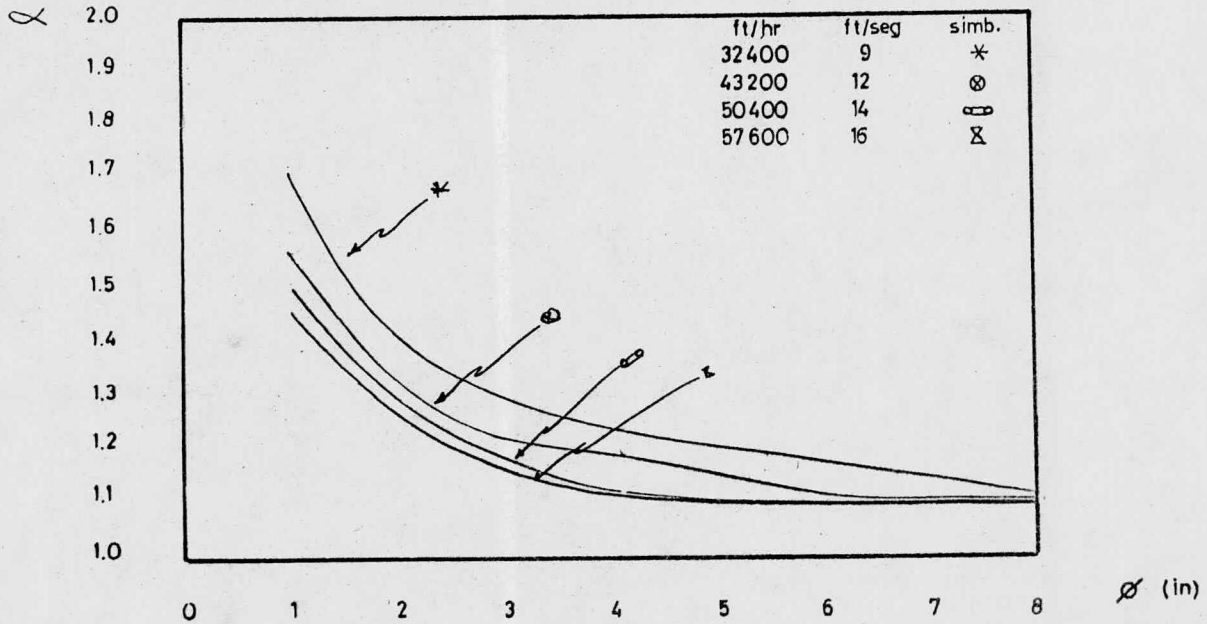
$\phi$  (in)

GRAFICA 10 FIG 1 A IV

$$\alpha \propto V_5 \phi$$

$$T = 1472^\circ \text{F}$$

$$\alpha = \frac{7}{0.025(\text{Pe})^{0.6}} + 1$$



GRAFICA 10 FIG 2 A IV

6.0

## BIBLIOGRAFIA

- 1 Hintenberger, H., *Annv. Rev. Nucl. Sci.* 12 (1962) 435.
- 2 Almen, O., Bruce, G., Lunden A., *Nucl. Instrum. Meth.* 2 (1958) 249.
- 3 Weinzierl, P., Viehbock, F., *Rpt SGAE-PH-2* (1964).
- 4 Lewis, L., Hayden, R., *Rev. Sci Instrum.* 19 (1948) 599.
- 5 Miche, M., C., *Rpt UCRL-2267* (1953).
- 6 Glenn, W., E., *Rpt. AECD-3337* (1952).
- 7 Bernas, R., J., *Phys. Radium* 14 (1953) 34.
- 8 Cassagnol, C., *Rpt. C.E.A. 1185* (1959).
- 9 Andersson, G., Hedin., B. Rudstam G., *Nucl. Instrum. - Meth.* 28 (1964).
- 10 Mc Caldin, J., Scharff, M., *Phys. Rev.* 124 (1965).
- 11 Uhler, S. Forsling W., *Astrom Ark. Fys.* (1961).
- 12 *Atomic Energy Reviw. Vol. IV No. 1* (1966).
- 13 Knodsen and Katz. *Momentum, Heat & Mass Transfer.* Mc-Graw Hill 1950.
- 14 *Fifth Edition, Chemical Engineers' Handbook.* Robert H. Perry & Cecil H. Chilton. Mc-Graw Hill.

- 15 Donald Q. Kern, CEESA  
Procesos de Transferencia de Calor
- 16 Liquid Metal Handbook. Mc-Graw Hill, 1968.
- 17 Principio de Operaciones Unitarias. C.E.E.S.A., 1970.  
Foust. A.S.