ING. RAUL F. TORREGUITAR
ING. ALFREDO G. WEISS

CON EL AUSPICIO DE
Mellor-Goodwin S. A. C.

Héctor Guillermo Lorenzo

# COMBUSTION Y GENERACION DE VAPOR

HECTOR [illegible] LORENZO
TECNICO ELECTROMECANICO
MATRICULA Nº 542

EDITOR
Mellor-Goodwin S. A. C.
Buenos Aires
1968

# *Presentación*

*Con la publicación de este libro se alcanza una meta que ha constituido nuestro deseo durante muchos años. La primera etapa fue la publicación de la revista CALOR, la cual ya ha cumplido 12 años de publicación consecutiva, y ahora ofrecemos este libro, que servirá como tomo de referencia para los ingenieros que ejercen en la profesión, como también de enseñanza para los estudiantes avanzados. Como se trata de un renglón muy especializado de la ingeniería, son pocas las publicaciones que cubren tanto campo como éste, y en el idioma castellano no existe otra edición similar.*

*Su preparación ha insumido muchas horas de trabajo e incluye las ideas de muchos especialistas, pero debe reconocerse especialmente el enorme trabajo y la dedicación del Ing. Raúl F. Torreguitar y del Ing. Alfredo G. Weiss.*

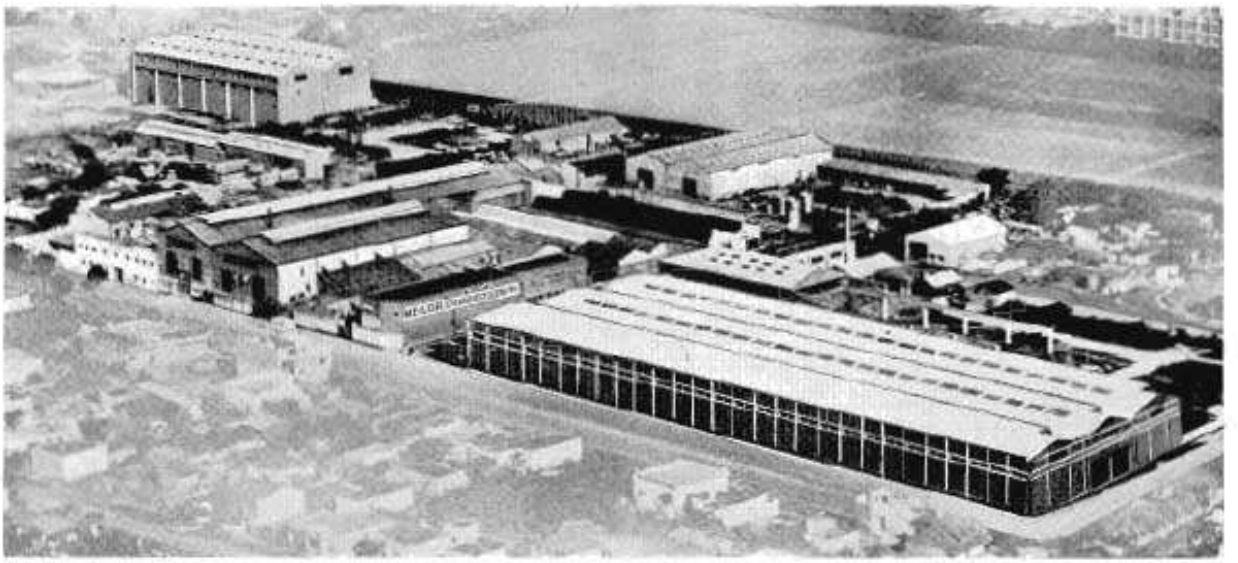
*Espero que todos los ingenieros de habla castellana que trabajen en el campo de la liberación y utilización del calor, encuentren en este libro un amigo y mentor en la solución de sus problemas.*

ING. CARLOS MELLOR

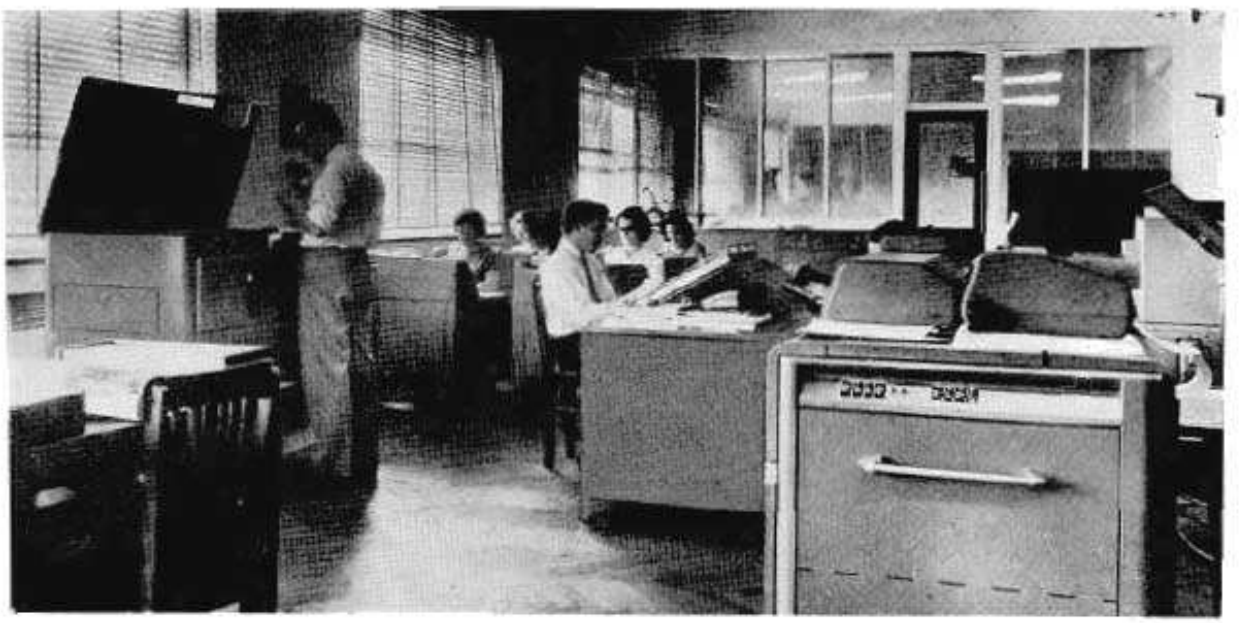
# El porqué de este libro

Este libro está destinado especialmente al ingeniero o técnico que debe encarar problemas de generación de vapor y de combustión industrial, sin ser especialista en estas materias. Se lo ha escrito básicamente para ayudar a resolver los problemas que se plantean constantemente al ingeniero de fábrica que, además de ocuparse de los equipos de proceso debe entender, calcular, revisar y mantener las instalaciones de servicios generales. Por lo tanto se han incluido muchos datos prácticos y ejemplos de cálculos, especialmente en aquellos aspectos que más fácilmente se presentan como problemas en la fábrica: determinaciones de volúmenes de aire y gases, transmisión de calor, pérdidas de presión y transporte de fluidos por cañerías. No es un tratado teórico, ya que los temas se han tratado con criterio práctico, y con el fin de que el libro llegue a servir de herramienta de trabajo en el escritorio del ingeniero. Creemos, además, que tiene un contenido básico suficiente como para ayudar también a los estudiantes que deban empezar a profundizar los temas de generación de vapor y de combustión industrial. Entendemos que un libro así era necesario, y creemos que además será útil. Si ello es así, se habrá cumplido nuestro propósito.

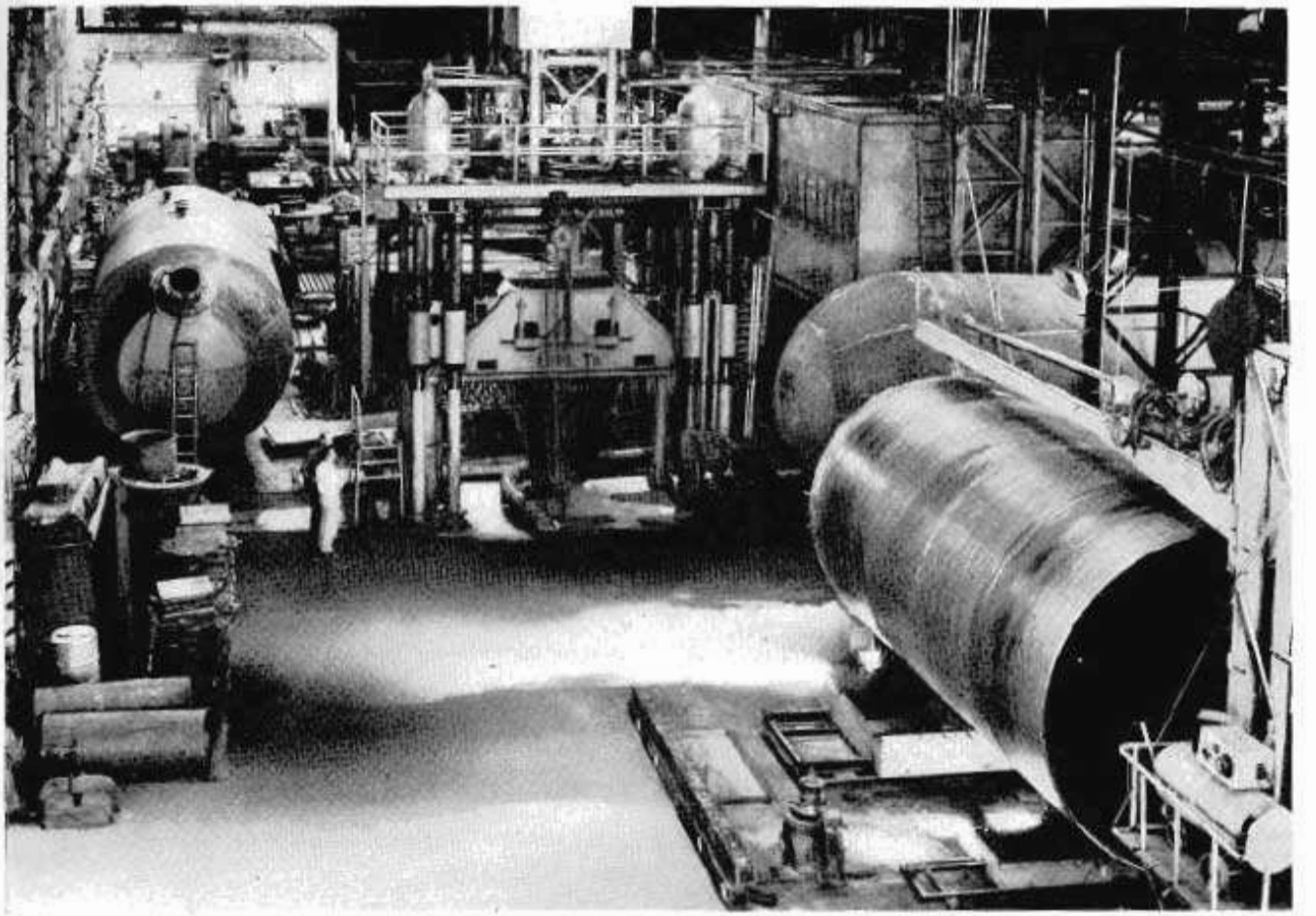
R. F. T.
A. G. W.



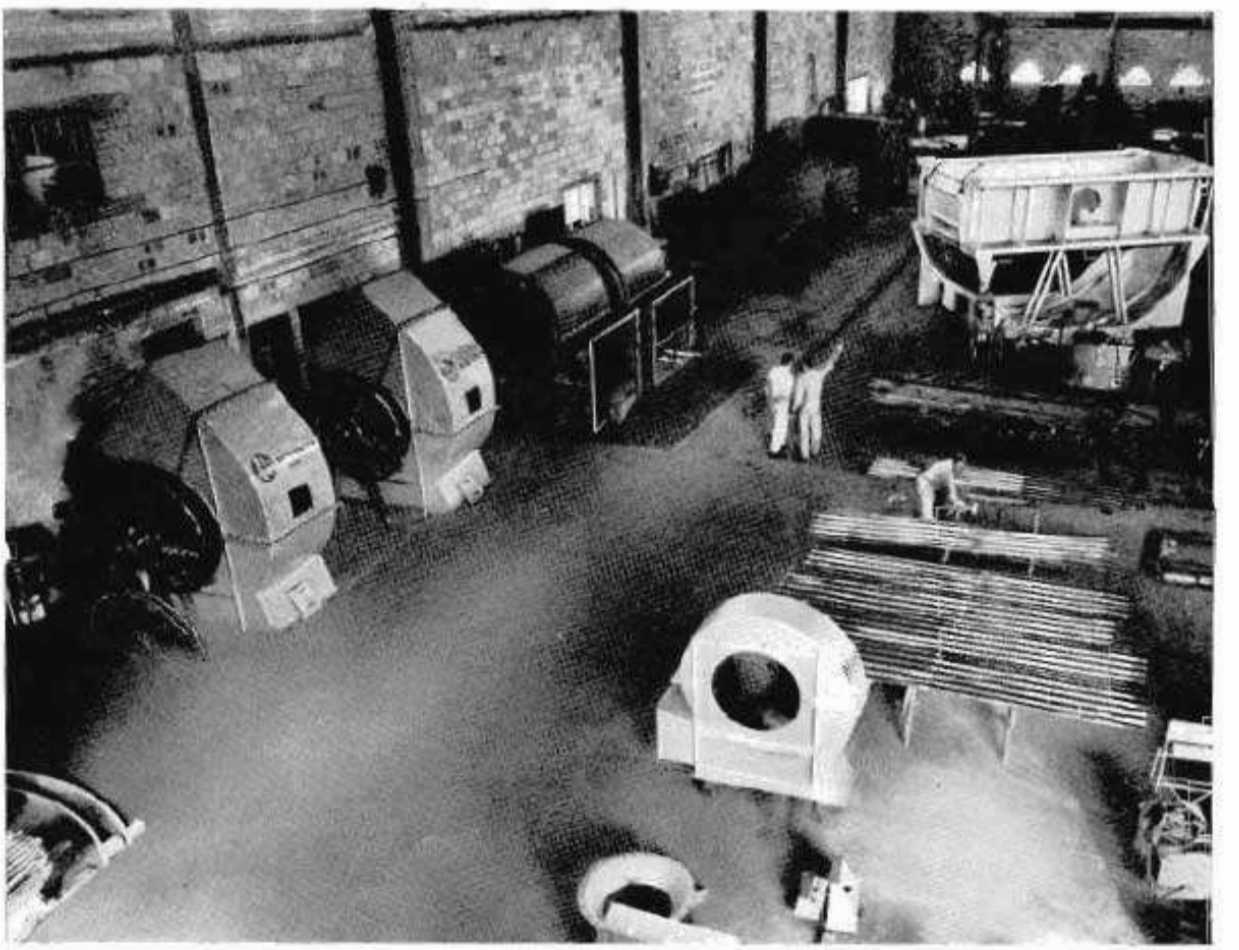
Vista aérea del principal taller metalúrgico de Sud América dedicado a la fabricación de generadores de vapor.



Oficina donde se realiza por medio de computadoras electrónicas la sistematización de datos técnicos-económicos.



Vista del interior del taller metalúrgico dedicado a la fabricación de generadores de vapor y tanques para gas licuado en chapas de grandes espesores.



Nave principal de un taller metalúrgico especializado en ventiladores industriales y calentadores de aire.

# INDICE


Pág.

CAPÍTULO 1

Combustión. Poder calorífico. - Análisis de los gases de combustión. - Exceso de aire. - Eficiencia de la combustión. - Temperatura teórica de la llama. - Aprovechamiento del calor. Rendimientos ..... 15

CAPÍTULO 2

Combustibles. - Petróleo. - Carbón. - Gas natural. Otros combustibles gaseosos. - Leña. Rezagos vegetales: bagazo, cascarillas, aserrín, etc. ..... 29

CAPÍTULO 3

Transmisión del calor. - Conducción. - Convección. - Transmisión a través de las paredes. - Diferencia media logarítmica de temperaturas. - Coeficiente de convección. - Radiación. - Coeficiente de transmisión total. - Radiación gaseosa. - Cálculo de la transmisión del calor por el método de los espesores equivalentes. Cálculo gráfico ..... 49

CAPÍTULO 4

Vapor. Propiedades. - Calor sensible. Calor latente. Sobrecalentamiento. Diagrama: Calor-Temperatura. - Entropía. Diagrama entrópico. - Diagrama de Mollier. - Reducciones de presión. - Expansiones. Compresiones - Calefacción - Reevaporaciones - Generación de energía. - Uso combinado del vapor. Generación de energía y calefacción ..... 79

CAPÍTULO 5

Transmisión del calor por medio de líquidos calientes. - Agua caliente a presión. - Otros líquidos transmisores del calor. - Aceites minerales. - Dowtherms. - Aroclors. - T. A. S. - Sales fundidas. - Usos en fase vapor ..... 91

CAPÍTULO 6

Generadores de vapor. Tipos principales. - Humotubulares. - Acuotubulares. - Circulación. Domos. Purificación del vapor. - Sobrecalentadores. - Cálculo de las superficies de calefacción. Datos básicos. - Cámaras de combustión. Temperaturas medias del hogar. - Superficies de convección y sobrecalentamiento. - Regulación del sobrecalentamiento. - Calderas para agua caliente ..... 103

CAPÍTULO 7

Recuperadores de calor. - Economizadores. - Calentadores de aire. - Cálculo de las superficies. - Mejoras del rendimiento. - Calderas de recuperación .. 121

Pág.

CAPÍTULO 8

Tiraje. - Sistemas de tiraje. - Tiraje natural. - Tiraje mecánico. - Tiraje forzado. - Tiraje inducido. - Sistema equilibrado. - Caldera presurizada. - Tiraje indirecto por eyector. - Ventiladores: tipos y características. - Leyes de funcionamiento. - Regulación del caudal. - Cálculos de las pérdidas de tiraje ..... 127

CAPÍTULO 9

Equipos de combustión. - Combustión de los líquidos. Quemadores. - Combustión del gas. Quemadores. - Combustión de los sólidos, carbón, leña, rezagos vegetales. Grillas y otros dispositivos de combustión ..... 145

CAPÍTULO 10

Mediciones que se necesita realizar para conocer la marcha y controlar una caldera. Instrumentos de medida. - Análisis de los gases. - Aparato Orsat. - Medición de los caudales. Cálculo de placas orificio. - Medidor de caldera y de relaciones..... 163

CAPÍTULO 11

Introducción. - Elementos integrantes de un sistema de control automático. - Sistema de diagramación. Símbolos usados. - Emisores de señales. - Controladores. Elementos de acción final. - Ejemplos de aplicación ..... 175

CAPÍTULO 12

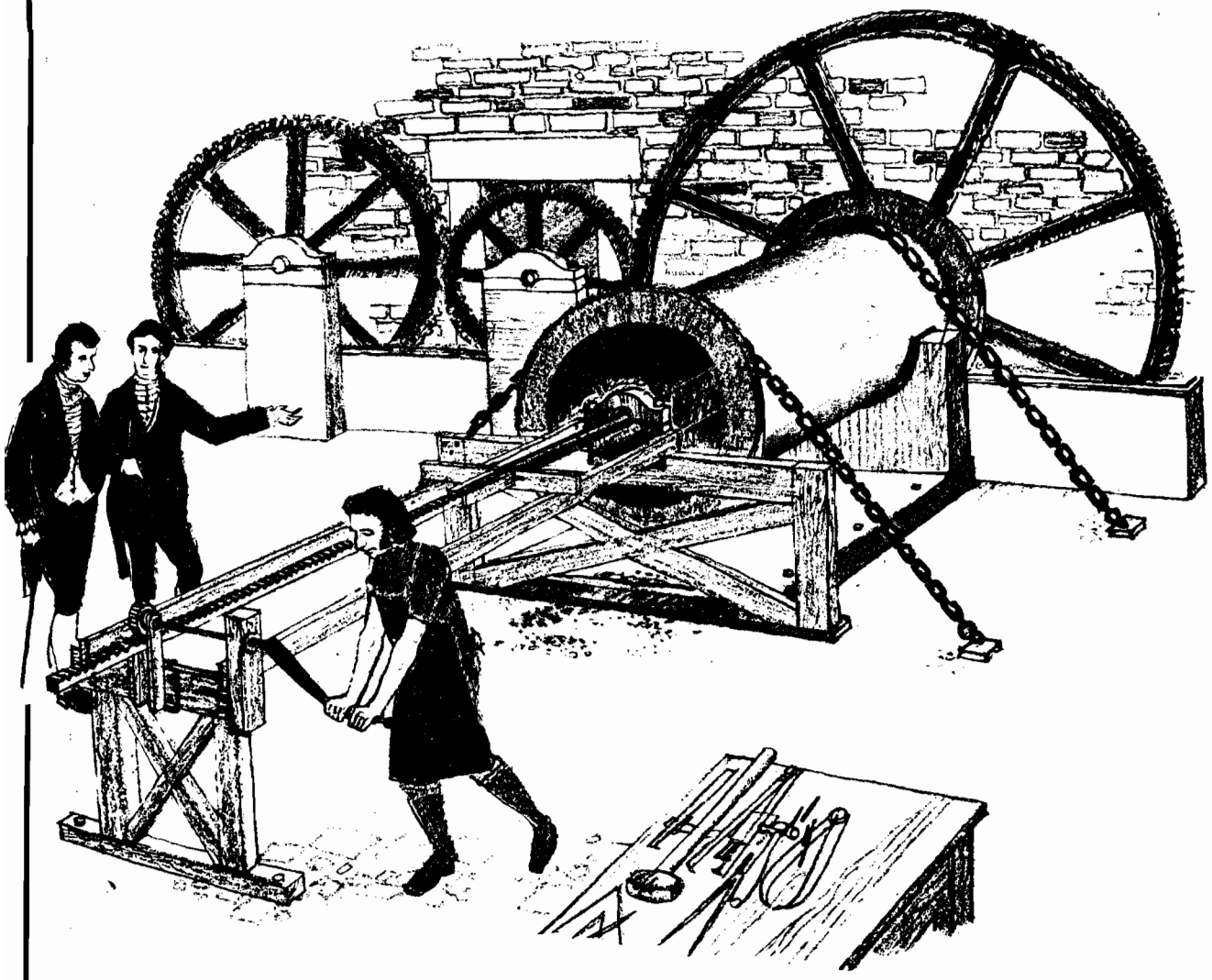
Agua de alimentación en las calderas. Su importancia. - Aguas naturales. Impurezas. - Incrustaciones y fangos. - Arrastres. Espuma. - Corrosiones. - Fragilidad cáustica. - Otras impurezas. - Método de tratamiento del agua. Tratamiento interno y externo. Régimen de purgas. Desgasificación. - Características convenientes que debe tener el agua de alimentación en una caldera. - Controles. - Condiciones del agua para calderas compactas 195

CAPÍTULO 13

Conducción de fluidos por cañerías. Generalidades. - Pérdidas de presión por rozamientos y torbellinos. - Cálculo de las pérdidas de presión en cañerías. - Aire, gases o vapor. - Petróleo y aceites. - Agua. - Datos comerciales..... 205

CAPÍTULO 14

Centrales termonucleares. - Principios generales. - La búsqueda del mejor rendimiento. - Los cuatro tipos básicos de reactor. - Otras posibilidades. - Para profundizar el tema ..... 217



"Rectificadora" de cilindros de máquinas a vapor de 1766, aseguraba una exactitud de "el espesor de una moneda" en el peor lugar. Así comenzó la industria de fabricación de máquinas motrices.

# 1

# CAPITULO PRIMERO

**COMBUSTION. PODER CALORIFICO. — ANALISIS DE LOS GASES DE COMBUSTION. — EXCESO DE AIRE. — EFICIENCIA DE LA COMBUSTION. — TEMPERATURA TEORICA DE LA LLAMA. — APROVECHAMIENTO DEL CALOR. RENDIMIENTOS.**

## Combustión. Poder calorífico.

La combustión es un fenómeno químico en el cual, ciertos elementos constitutivos de los combustibles se combinan con el oxígeno, quedando liberadas importantes cantidades de calor.

Los elementos que interesan a los efectos anteriores son: el carbono, el hidrógeno y en mucha menor proporción, el azufre. Este último, si bien no interesa mucho como combustible, tiene el inconveniente de ser, en ciertas circunstancias, el causante de corrosiones sobre las partes metálicas de calderas, economizadores; calentadores de aire, ventiladores de tiro inducido, registros y chimeneas metálicas. Es además el oxígeno otro elemento interesante que integra la composición de los combustibles.

Para la combustión se requieren grandes cantidades de oxígeno, que normalmente es suministrado por el aire, aunque debe tenerse en cuenta el que pueda hallarse en la composición misma del combustible, a fin de llegar a resultados exactos.

Los elementos básicos constitutivos del combustible carbono C, hidrógeno H, azufre S, y oxígeno O, están combinados de distintas maneras, desprendiéndose durante la combustión cantidades de calor que pueden variar, siendo preferible medirlo con una bomba calorimétrica, en la cual se quema una muestra de combustible en un ambiente de oxígeno, midiéndose el calor desprendido o poder calorífico del combustible.

También se puede establecer el poder calorífico en base a la composición química y realizar los correspondientes cálculos, pero, en general, se prefiere el primer método.

Con la bomba calorimétrica, se mide todo el calor desprendido en la combustión, inclusive el calor de vaporización del agua formada, ya que ésta se condensa.

El poder calorífico así determinado, es el llamado Poder Calorífico Superior. En cambio, cuando se desprecia el calor de vaporización del agua, recibe el nombre de Poder Calorífico Inferior. Ambos están ligados por la siguiente relación:

$$Pci = Pcs - 597\ (P)$$

o bien

$$Pci = Pcs - 597\ (9H + H_2O)$$

siendo P el porcentaje en peso del agua formada en la combustión más la humedad que el combustible trae en sí mismo, H el porcentaje de hidrógeno contenido en el combustible y $H_2O$ el porcentaje de humedad del mismo.

Las reacciones químicas originadas por la combustión son las siguientes:

| | |
|---|---|
| Carbono a oxído de carbono (1) ..... | $2C + O_2 = 2CO + Q$ |
| Carbono a anhídrido carbónico ..... | $2C + 2O_2 = 2CO_2 + Q$ |
| Oxido de carbono a anhídrido carbónico ..... | $2CO + O_2 = 2CO_2 + Q$ |
| Hidrógeno a agua ..... | $2H_2 + O_2 = 2H_2O + Q$ |
| Azufre a anhídrido sulfuroso ..... | $S + O_2 = SO_2 + Q$ |
| Metano a agua y anhídrido carbónico ..... | $CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O + Q$ |
| Acetileno a agua y anhídrido carbónico ..... | $2C_2H_2 + 5O_2 = 4CO_2 + 2H_2O + Q$ |
| Etileno a agua y anhídrido carbónico ..... | $C_2H_4 + 3O_2 = 2CO_2 + 2H_2O + Q$ |
| Propano a agua y anhídrido carbónico ..... | $C_3H_8 + 5O_2 = 3CO_2 + 4H_2O + Q$ |
| Butano a agua y anhídrido carbónico ..... | $2C_4H_{10} + 13O_2 = 8CO_2 + 10H_2O + Q$ |

(1) Combustión incompleta del carbono.
(Q) es el calor desprendido en la reacción.

Las cantidades de aire requeridas, los productos de combustión obtenidos y el calor desprendido en estas reacciones, son datos contenidos en las tablas Nos. 1 y 2. Con estos elementos, se pueden realizar todos los cálculos necesarios para resolver cualquier problema relacionado con la combustión.

Ejemplo: Supongamos que se trate de quemar carbón de Río Turbio, Manto La Dorotea y que responde al siguiente análisis.

*Carbón de Río Turbio, Manto La Dorotea*

| | Base seca | Base húmeda |
|---|---|---|
| | % | % |
| Carbono ..... | 67,1 | 61,0 |
| Hidrógeno ..... | 4,9 | 4,2 |
| Azufre ..... | 0,7 | 0,5 |
| Oxígeno ..... | 12,5 | 11,2 |
| Nitrógeno ..... | 0,8 | 0,6 |
| Cenizas ..... | 14,0 | 12,5 |
| Agua ..... | — | 10,0 |
| | 100,0 | 100,0 |

Poder calorífico superior 6.100 kcal/kg.
Poder calorífico inferior 5.800 » »
(Valores calculados tal cual se entrega el carbón, es decir, húmedo).

Con este análisis y los datos que nos dan las tablas Nos. 1 y 2, podemos realizar el cálculo que nos dará a conocer los productos obtenidos por la combustión y el aire necesario para la misma.

El primer paso consiste en considerar que el 11,2% de oxígeno (sobre la composición tal cual), se transforma en agua, tomando 1/8 de su peso del hidrógeno contenido en el mismo combustible. El total de agua será, entonces, de:

$$\underbrace{10}_{H_2O \text{ existente}} + \underbrace{11{,}2 + \frac{11{,}2}{8}}_{H_2O \text{ a formarse}} = \underbrace{22{,}6\ \%}_{H_2O \text{ total}}$$

El hidrógeno quedará reducido a:

$$\underbrace{4{,}2}_{H \text{ existente}} - \underbrace{\frac{11{,}2}{8}}_{H \text{ que formó agua}} = \underbrace{2{,}8\ \%}_{H \text{ total}}$$

La composición del combustible queda entonces así "corregida":

| | % |
|---|---|
| Carbono ..... | 61,0 |
| Hidrógeno ..... | 2,8 |
| Azufre ..... | 0,5 |
| Nitrógeno ..... | 0,6 |
| Cenizas ..... | 12,5 |
| Agua ..... | 22,6 |
| | 100,0 |

Con los datos que nos da la tabla N° 2 y la fórmula corregida, calcularemos ahora los productos de la combustión formados.

| Composición del combustible en peso | | Productos de combustión obtenidos en volumen m³/kg de combustible | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | $CO_2$ | $H_2O$ | $SO_2$ | $N_2$ |
| C | 0,610 | 1,189 | — | — | 4,526 |
| H | 0,028 | — | 0,303 | — | 0,620 |
| S | 0,005 | — | — | 0,003 | 0,014 |
| N | 0,006 | — | — | — | 0,005 |
| Ceniza | 0,125 | — | — | — | — |
| Agua | 0,226 | — | 0,273 | — | — |
| | 1,000 | 1,189 | 0,576 | 0,003 | 5,165 |

Los volúmenes son a 15 °C y 760 mm. c. a.

El total de los gases productos de la combustión es:

húmedo: 6,933 m³/kg de combustible
seco: 6,357 m³/kg de combustible

El porcentaje de anhídrido carbónico en los gases producidos resulta:

$$\text{húmedo: } \frac{1{,}189 \times 100}{6{,}933} = 17{,}1\ \%$$

$$\text{seco: } \frac{1{,}189 \times 100}{6{,}357} = 18{,}7\ \%$$

En la misma forma se calcula la composición porcentual completa:

| | Base seca | Base húmeda |
|---|---|---|
| | % | % |
| $CO_2$ ..... | 18,70 | 17,10 |
| $SO_2$ ..... | 0,05 | 0,05 |
| $H_2O$ ..... | — | 8,35 |
| $N_2$ ..... | 81,25 | 74,50 |
| | 100,00 | 100,00 |

En lo que antecede, está entonces especificado el resultado y por ciento de los productos obtenidos en volumen, al quemar 1 kg de carbón de Río Turbio, Manto La Dorotea; también puede hacerse el cálculo para obtener el resultado en peso, con los datos que surgen de la tabla N° 2.

Calcularemos ahora el aire necesario para la combustión, sobre la base de los datos contenidos en la tabla N° 2, tomando la composición del carbón "corregida", para considerar así la influencia del oxígeno contenido en la composición del mismo.

| Composición del combustible | | Aire necesario | |
|---|---|---|---|
| | | kg/kg | m³/kg |
| C | 0,610 ... | 7,03 | 5,73 |
| H | 0,028 ... | 0,96 | 0,78 |
| S | 0,005 ... | 0,02 | 0,02 |
| N | — ... | — | — |
| Ceniza | — ... | — | — |
| Agua | — ... | — | — |
| | | 8,01 | 6,53 |

Aire necesario 8,01 kg/kg de combustible, o 6,53 m³/kg a 15° C y 760 mm. c. a.

## TABLA N° 1

*Pesos y volúmenes específicos de los productos de la combustión*

| Elementos | | Peso específico kg/m³ | Volumen específico m³/kg |
|---|---|---|---|
| Anhídrido carbónico | $CO_2$ .. | 1,875 | 0,533 |
| Anhídrido sulfuroso | $SO_2$ .. | 2,771 | 0,360 |
| Agua (vapor) | $H_2O$ . | 0,762 | 1,210 |
| Nitrógeno | $N_2$ ... | 1,191 | 0,838 |
| Oxígeno | $O_2$.... | 1,355 | 0,706 |
| Aire | —.... | 1,225 | 0,815 |

Los volúmenes son a 15° C y 760 mm. c. a.

El peso específico y volumen específico de una mezcla de gases se saca proporcionalmente.

## TABLA N° 2

*Datos básicos para los cálculos de la combustión*

| Reacción Química de la combustión | Poder calorífico | | Aire requerido para la combustión de 1 kg de combustible | | Productos de la combustión de 1 kg de combustible | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | En peso kg/kg | | | | En volumen m³/kg | | | |
| | Sup. kcal/kg | Inf. kcal/kg | kg | m³ | $CO_2$ | $H_2O$ | $SO_2$ | $N_2$ | $CO_2$ | $H_2O$ | $SO_2$ | $N_2$ |
| C a $CO_2$ | 7,751 | 7,751 | 11,53 | 9,40 | 3,66 | — | — | 8,86 | 1,95 | — | — | 7,42 |
| $H_2$ a $H_2O$ | 33,605 | 28,392 | 34,34 | 27,99 | — | 8,94 | — | 26,41 | | 10,82 | — | 22,13 |
| S a $SO_2$ | 2,191 | 2,191 | 4,29 | 3,50 | — | — | 2,00 | 3,29 | — | — | 0,72 | 2,76 |
| $CH_4$ a $SO_2$ y $H_2O$ | 13,133 | 11,836 | 17,27 | 14,07 | 2,74 | 2,25 | — | 13,28 | 1,46 | 2,72 | — | 11,13 |
| $C_2H_2$ a $CO_2$ y $H_2O$ | 11,825 | 11,427 | 13,30 | 10,84 | 3,38 | 0,69 | — | 10,22 | 1,80 | 0,83 | — | 8,56 |
| $C_2H_4$ a $CO_2$ y $H_2O$ | 11,904 | 11,162 | 14,81 | 12,07 | 3,14 | 1,29 | — | 11,39 | 1,67 | 1,56 | — | 9,54 |
| $C_3H_8$ a $CO_2$ y $H_2O$ | 11,913 | 10,969 | 15,70 | 12,80 | 2,99 | 1,63 | — | 12,07 | 1,59 | 1,97 | — | 10,11 |
| $C_4H_{10}$ a $CO_2$ y $H_2O$ | 11,719 | 10,824 | 15,49 | 12,62 | 3,03 | 1,55 | — | 11,91 | 1,61 | 1,87 | — | 9,98 |

Los volúmenes son a 15° C y 760 mm. c. a.

**Análisis de los gases de combustión.**

Hemos visto que los gases de combustión están formados por: anhídrido carbónico $CO_2$, anhídrido sulfuroso $SO_2$, nitrógeno $N_2$ y agua $H_2O$ en estado de vapor. Esta última puede figurar o no, según consideremos a los gases, húmedos o secos respectivamente.

Los gases se pueden analizar para establecer su composición con el aparato de Orsat, de sencillo manejo, cuyos detalles describiremos más adelante. Este elemento permite establecer el porcentaje de anhídrido carbónico $CO_2$, oxígeno $O_2$ y óxido de carbono CO, existentes en los gases de combustión, dándonos una idea muy exacta de la eficiencia de ésta. El Orsat trabaja sobre la composición de gases secos.

Para la combustión es necesario que el oxígeno que normalmente se toma del aire llegue a tiempo y en cantidades adecuadas, para ponerse en contacto con el combustible y pueda producirse la combustión. La falla de alguno de los factores aludidos, causa disminuciones en la eficiencia de ésta.

Ejemplo: supongamos que quemamos carbono purísimo tomando oxígeno del aire; los productos de combustión serían: anhídrido carbónico y nitrógeno.

Como el aire está compuesto de 21 % de oxígeno, $O_2$, y 79 % de nitrógeno, $N_2$, en volumen, los productos de combustión serían: 21 % de anhídrido carbónico $CO_2$ y 79 % de nitrógeno $N_2$. Si analizáramos estos gases el aparato de Orsat, nos daría 21 % de anhídrido carbónico $CO_2$, 0 % de oxígeno $O_2$ y 0 % de óxido de carbono CO; esto ocurriría si le entregamos al combustible el aire requerido para la combustión completa, o sea el 100 % necesario.

Ahora bien, si nuestro combustible no fuera carbono purísimo, sino que tuviera también hidrógeno, es decir fuera uno de los varios hidrocarburos existentes, el aire de combustión tendría que repartirse entre el carbono y el hidrógeno. Luego, nuestro Orsat, al analizar esos gases, no nos daría 21 % de anhídrido carbónico $CO_2$, sino una cifra algo menor.

En el ejemplo anterior al quemar carbón de Río Turbio, el porcentaje de $CO_2$ obtenido era de 18,7 debido a que el oxígeno había quemado también el hidrógeno y azufre presentes.

Exagerando el ejemplo, si quemáramos solamente hidrógeno, no habría porcentaje alguno de anhídrido carbónico, ya que el agua sería el único producto de la combustión, y el Orsat nos hubiera acusado: $CO_2 = 0$ %, pero nuestra combustión hubiera sido igualmente eficiente.

En otras palabras, el oxígeno del aire sumado al del combustible propio, sirven para quemar el carbono, el hidrógeno y el azufre. El análisis de los gases variará según la composición del combustible, aunque se trabaje sin exceso de aire; por lo tanto, el porcentaje de anhídrido carbónico será distinto en cada caso, tal como figura en la tabla N° 3, para los combustibles más usuales.

TABLA N° 3

*Composición química de los combustibles. Porcentaje teórico de $CO_2$. Valores prácticos.*

| Combustible | Composición porcentual base seca | | | | | | % $CO_2$ con 100 % aire | Valores prácticos | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $CO_2$ | $H_2$ | $S_2$ | $N_2$ | $O_2$ | Cza | | % $CO_2$ | % $O_2$ | % Exc. aire |
| Fuel-Oil ..... | 87,7 | 12,0 | 0,2 | — | — | 0,1 | 15,7 | 12/13 | 3/4 | 15/25 |
| Carbón R. Turbio (1) ..... | 67,1 | 4,9 | 0,7 | 0,8 | 12,5 | 14,0 | 18,7 | 14/16 | 4/8 | 20/40 |
| Carbón R. Turbio (2) ..... | — | — | — | — | — | — | — | 15/16 | 4/6 | 20/25 |
| Gas natural (3) ..... | 76,0 | 23,0 | — | 1,0 | — | — | 12,1 | 10/11 | 1/2 | 5/10 |
| Celulósicos (1) ..... | 50,2 | 7,0 | — | — | 42,0 | 0,8 | 20,8 | 13/15 | 4/8 | 20/40 |

(1) Quemando en trozos sobre grillas.

(2) Quemando pulverizado.

(3) La composición del gas natural en volumen es:

$CH_4$ — 90 %
$C_2H_4$ — 7 %
$C_3H_4$ — 2 %
Inertes — 1 %

**Exceso de aire.**

En la práctica, siempre se trabaja con algún exceso de aire sobre el teórico necesario. Con sólo suministrar al combustible el aire necesario y por buena que fuera la mezcla, siempre quedaría, luego de producida la combustión, combustible sin quemar y algo de oxígeno libre. Por lo tanto, para asegurar la combustión completa, se añade un cierto exceso de aire y en esa forma se asegura que con una relativa abundancia de éste, todo el combustible encuentre el oxígeno necesario para quemarse por completo. Este exceso de aire se reflejará en el análisis de los gases.

Habíamos dicho en el ejemplo anterior que el porcentaje de anhídrido carbónico $CO_2$, era de 18,7. Este valor era el resultado de quemar el carbón con el 100 % del aire necesario. Supongamos ahora que le suministramos al combustible el doble del aire necesario; tomemos por caso el 200 %. Luego, el porcentaje de anhídrido carbónico $CO_2$ bajará a 9,23 % habiéndose diluido en una masa mayor de aire y gases.

Aquí se observará que hay oxígeno libre que no ha encontrado combustible con quien combinarse.

El aire tiene 21 % de oxígeno en volumen y si al combustible le suministramos 100 % del aire necesario, no quedaría oxígeno libre; pero si le inyectamos 200 %, la mitad del oxígeno entregado queda en libertad y tendremos el doble del necesario. Luego, un análisis realizado con el Orsat nos daría: 9,23 % de $CO_2$ y 10,60 % de $O_2$.

Vemos entonces porqué el anhídrido carbónico y el oxígeno existentes en los gases de una chimenea, dan una ajustada idea del exceso de aire con que se está trabajando.

La tabla N° 3 también suministra los valores que razonablemente pueden establecerse del $CO_2$ y $O_2$, en una combustión bien llevada. Véanse también las tablas N$^{os}$. 6, 10, 11, 17 y el gráfico N° 11 del capítulo 2.

La relación en los porcentajes de $CO_2$, $O_2$ y exceso de aire para los distintos combustibles, se puede ver claramente en el gráfico N° 1. Si bien el porcentaje de $CO_2$ varía considerablemente para los distintos combustibles trabajando con un mismo exceso de aire, el porcentaje de oxígeno, es prácticamente igual cualquiera sea el combustible quemado.

Por otra parte, debe tenerse en cuenta, que en hornos industriales, tales como los utilizados para la fabricación de cemento, acero, vidrio y otras industrias en las que el proceso libera ciertas cantidades de $CO_2$, el control de la combustión sólo puede realizarse eficazmente controlando el contenido de $O_2$ en los gases de combustión (humos), toda vez que el control de $CO_2$ puede dar resultados falseados por la circunstancia señalada (el agregado de proporciones variables de $CO_2$ liberado por el proceso de fabricación en sí).

**Eficiencia de la combustión.**

Los distintos equipos usados para quemar los combustibles, tienen por misión fundamental, poner en íntimo contacto al aire de combustión con el combustible, en la cantidad requerida y en la oportunidad adecuada. De ello deriva la eficiencia de la combustión que se logra quemando el combustible completamente, con el mínimo de exceso de aire posible.

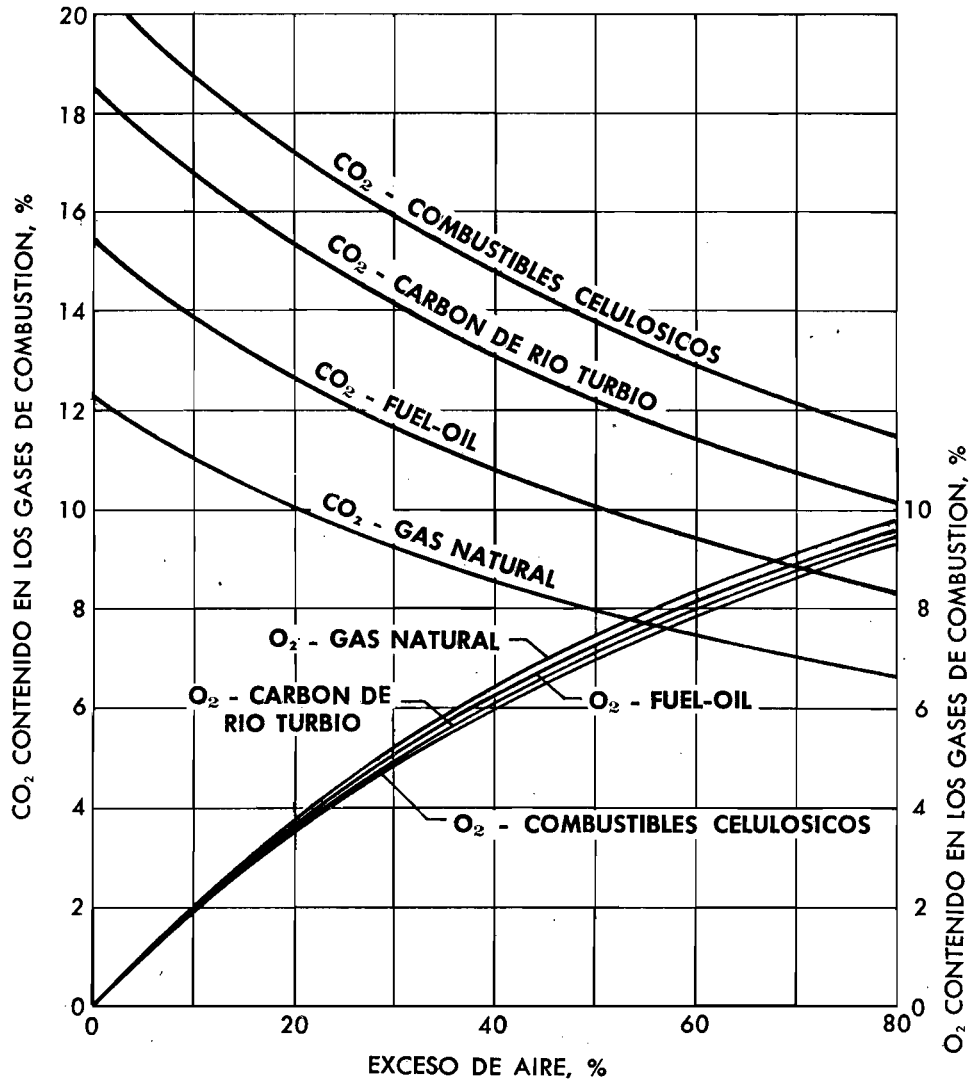
También puede ocurrir en la combustión que aunque se suministre el aire necesario, el carbono, que es el más difícil de quemar, no se logre hacerlo por completo. Al quemarlo a medias no forma anhídrido carbónico sino óxido de carbono, liberando así solamente una parte del calor ($^1/_3$ aproximadamente). Esto se debe siempre a una deficiente mezcla del aire y del combustible, que es acusada en el análisis de gases con el Orsat, revelando la presencia de óxido de carbono.

Naturalmente que con un mayor exceso de aire, el óxido de carbono desaparecerá, quemándose por completo, pero este exceso significa una disminución en el rendimiento.

Otra deficiencia en la combustión, es la producción de humo (pequeñas partículas de hollín) o carbono sin quemar, y también revela combustión incompleta, debido a deficiente mezcla del aire y el combustible en cantidad y oportunidad; por lo tanto, los equipos de combustión eficiente son los capaces de quemar el combustible con el mínimo exceso de aire y sin producción de óxido de carbono ni humo.

GRAFICO N° 1

## RELACION ENTRE EL PORCENTAJE DE $CO_2$ Y EL EXCESO DE AIRE DE LOS GASES DE COMBUSTION



**Temperatura teórica de la llama.**

En la combustión se liberan crecidas cantidades de calor, que causan las altas temperaturas de las llamas y gases de combustión.

La temperatura teórica de la llama es la alcanzada como consecuencia de los aportes de calor, que son:

a) calor aportado por el aire de combustión. También puede aportar calor el gas combustible, si está precalentado.

b) calor liberado en la combustión.

Todo este calor está contenido en los gases de combustión.

Conociendo la cantidad del aire ingresado por kg de combustible quemado y que está fijada por el porcentaje de anhídrido carbónico $CO_2$ con que se trabaja, y conociendo su temperatura y el calor específico de los gases resultantes, nuestro problema está determinado.

Ejemplo: quemando carbón de Río Turbio con aire a temperatura ambiente, digamos 30° C, tomando como base del cálculo 0° C y suponiendo que se trabaja sin exceso de aire, nuestro porcentaje de anhídrido carbónico $CO_2$ es de 18,7 %; por lo tanto:

Calor aportado por el aire (calor específico) 0,241 (véase tabla N° 4):

8,01 kg/kg × 0,241 cal/kg °C × (30° C — 0° C) = 57,7 kcal/kg

Poder calorífico inferior del combustible = 5.800,0 kcal/kg

Total 5.857,7 kcal/kg

o sea: 5.857,7 kcal aportadas por kg de combustible quemado. Este calor producirá la elevación de temperatura de los gases, el cual se calcula en forma inversa al cálculo anterior.

Temperatura de la llama:

$$\frac{5.857{,}7 \text{ kcal/kg}}{0{,}27 \times 9{,}01} = 2.407° \text{ C.}$$

TABLA N° 4

*Calor específico medio para gases y vapor de agua a presión constante, entre 0° C y t° C*
*kcal/kg °C.*

| Temp. t° | $O_2$ | Aire | $N_2$, CO | $H_2$ | $SO_2$ | $CO_2$ | $H_2O$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 0,218 | 0,241 | 0,249 | 3.445 | 0,139 | 0,202 | 0,462 |
| 100 | 0,219 | 0,243 | 0,251 | 3,467 | 0,144 | 0,209 | 0,464 |
| 200 | 0,221 | 0,244 | 0,252 | 3,490 | 0,149 | 0,217 | 0,466 |
| 300 | 0,222 | 0,246 | 0,254 | 3,512 | 0,155 | 0,225 | 0,468 |
| 400 | 0,224 | 0,247 | 0,255 | 3,534 | 0,159 | 0,232 | 0,470 |
| 500 | 0,225 | 0,249 | 0,257 | 3,557 | 0,164 | 0,238 | 0,473 |
| 600 | 0,226 | 0,250 | 0,259 | 3,579 | 0,167 | 0,243 | 0,476 |
| 700 | 0,228 | 0,252 | 0,261 | 3,601 | 0,170 | 0,248 | 0,479 |
| 800 | 0,229 | 0,253 | 0,262 | 3,624 | 0,174 | 0,253 | 0,484 |
| 900 | 0,231 | 0,255 | 0,264 | 3,646 | 0,177 | 0,257 | 0,490 |
| 1.000 | 0,232 | 0,256 | 0,266 | 3,668 | 0,179 | 0,260 | 0,495 |
| 1.100 | 0,233 | 0,258 | 0,267 | 3,690 | 0,181 | 0,263 | 0,500 |
| 1.200 | 0,235 | 0,260 | 0,269 | 3,713 | 0,182 | 0,265 | 0,506 |
| 1.300 | 0,236 | 0,261 | 0,271 | 3,735 | 0,184 | 0,268 | 0,513 |
| 1.400 | 0,238 | 0,263 | 0,272 | 3,758 | 0,186 | 0,270 | 0,520 |
| 1.500 | 0,239 | 0,264 | 0,274 | 3,780 | 0,188 | 0,273 | 0,527 |
| 1.600 | 0,240 | 0,266 | 0,276 | 3,802 | 0,189 | 0,275 | 0,535 |
| 1.800 | 0,243 | 0,269 | 0,279 | 3,847 | 0,192 | 0,280 | 0,554 |
| 2.000 | 0,246 | 0,272 | 0,282 | 3,891 | 0,194 | 0,283 | 0,578 |

El calor específico de una mezcla de gases se establece proporcionalmente.

donde 0,27 es el calor específico de los gases de combustión valor promedio (véase tabla N° 4), siendo 9,01 el peso de los gases, formado por los 8,01 kg de aire más 1 kg de combustible que al quemarse se transforma, integrando con el aire los gases de combustión. Esta sería la temperatura teórica de la llama del carbón de Río Turbio quemado sin exceso de aire.

Veamos cuál es el resultado quemando con cierto exceso de aire, por ejemplo, el 30 %: bajará el porcentaje de anhídrido carbónico $CO_2$ a 14,3 % y se incrementará el peso del aire de combustión aportado a 10,41 kg/kg.

Calor aportado por el aire:

$$10{,}41 \text{ kg/kg} \times 0{,}241 \text{ kcal/kg °C} \times (30° \text{ C} - 0° \text{ C}) = 74{,}9 \text{ kcal/kg}$$

Poder calorífico del combustible = 5.800,0 kcal/kg

Total 5.874,9 kcal/kg

Temperatura teórica de la llama:

$$\frac{5.874{,}9 \text{ kcal/kg}}{0{,}27 \text{ kcal/kg °C} \times 11{,}41 \text{ kg/kg}} = 1.907° \text{ C}$$

Es decir, se ha producido una fuerte reducción de la temperatura, debido a que se está quemando con exceso de aire.

Por otra parte, es muy conveniente, usar aire de combustión caliente, ya que contribuye a una mayor economía. Se lo calienta recuperando calores perdidos en la chimenea. Veamos ahora qué pasa con las temperaturas de la llama:

Supongamos que calentamos el aire de combustión a 200° C y que seguimos trabajando con el 30 % de exceso de aire, o sea anhídrido carbónico $CO_2$, 14,3 %.

Tendríamos:

Calor del aire:

$$10{,}41 \text{ kg/kg} \times 0{,}241 \text{ kcal/kg °C} \times (200° \text{ C} - 0° \text{ C}) = 499{,}7 \text{ kcal/kg}$$

Poder calorífico del combustible = 5.800,0 kcal/kg

Total 6.299,7 kcal/kg

Y la temperatura de la llama:

$$\frac{6.299{,}7 \text{ kcal/kg}}{0{,}27 \text{ kcal/kg °C} \times 11{,}41 \text{ kg/kg}} = 2.044° \text{ C}$$

Es decir ha habido un considerable aumento de temperatura, como era de suponer. En la práctica, estas temperaturas no se alcanzan sino en el centro de la masa de llama y las reales promedias son bastante más bajas, pues en el mismo instante que queda liberado, se transmiten por radiación, mucho calor a las paredes más frías que rodean las llamas en el hogar de la caldera u horno.

Este tema será considerado en el capítulo 4.

**Aprovechamiento del calor. Rendimientos.**

Los combustibles se queman para aprovechar su calor. La combustión nos entrega gases calientes a altas temperaturas y en ellos está contenido el calor desprendido en la misma.

El aprovechamiento de ese calor es función de las calderas, hornos, calentadores, etc. En general, no es posible aprovechar el calor contenido en los gases totalmente, debiendo dejarse escapar éstos por las chimeneas a temperaturas tales que significan una real pérdida. Si se ingresa el aire de combustión a 30° C y luego los gases escapan a 350° C, es evidente que hay una pérdida de calorías.

Por otra parte, como siempre debemos trabajar con un cierto exceso de aire, variable según las circunstancias, tendremos una pérdida adicional, pues este exceso ingresará al hogar, se calentará, cederá algo de su calor a la caldera o aparato calefaccionado, pero en definitiva se llevará a la chimenea una parte del calor que contiene, aumentando las pérdidas.

Ejemplo: supongamos que quemamos en una caldera carbón de Río Turbio, con un 30 % de exceso de aire, es decir, el anhídrido carbónico será de 14,3 %.

Supongamos nuevamente que el aire se halla a 30° C; luego tenemos:

Calor aportado por el aire:

$$10{,}41 \text{ kg/kg} \times 0{,}241 \text{ kcal/kg °C} \times (30° \text{ C} - 0° \text{ C}) = 74{,}9 \text{ kcal/kg}$$

Poder calorífico del combustible = 5.800,0 kcal/kg

Total 5.874,9 kcal/kg

El calor desechado por la chimenea escapando los gases a 350° C, o sea 320° C más de la temperatura que entraron, por lo tanto:

$$11{,}41 \text{ kg/kg} \times 0{,}27 \text{ kcal/kg °C} \times (350° \text{ C} - 30° \text{ C}) = 986 \text{ kcal/kg}$$

El porcentaje de pérdida es entonces:

$$\frac{100 \times 986 \text{ kcal/kg}}{5.874{,}9 \text{ kcal/kg}} = 16{,}7 \text{ \%}$$

Esta pérdida podría recuperarse en parte, colocando un economizador o calentador de aire que enfríe algo más los gases antes de enviarlos a la chimenea. Supongamos que enfriamos estos gases a 250° C.

Entonces tenemos:

$$11{,}41 \text{ kg/kg} \times 0{,}27 \text{ kcal/kg °C} \\ (250° \text{ C} - 30° \text{ C}) = 678 \text{ kcal/kg}$$

y las pérdidas serían:

$$\frac{100 \times 678 \text{ kcal/kg}}{5.874{,}9 \text{ kcal/kg}} = 11{,}5 \ \%$$

Es decir, se habrían disminuido las pérdidas en un 5 % aproximadamente.

Para facilitar estos cálculos se han elaborado los gráficos adjuntos al fin del capítulo.

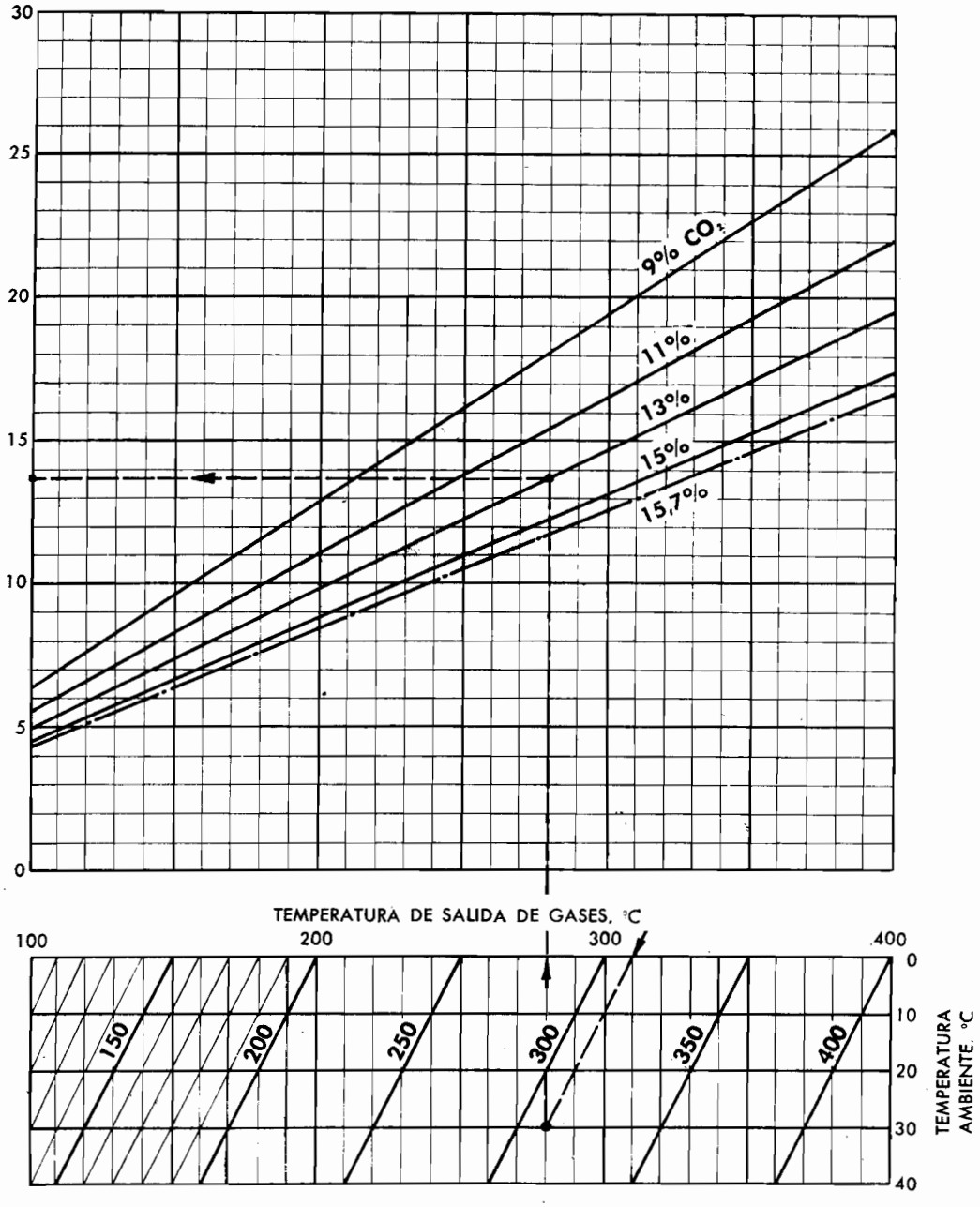
El N° 2 sirve para calcular las pérdidas quemando fuel-oil con distintas temperaturas de salida a la chimenea, distintas temperaturas de aire ambiente y distintos excesos de aire, o sea porcentajes de $CO_2$. El N° 3, ídem para el carbón de Río Turbio. El N° 4 para el gas natural y el N° 5 para los combustibles celulósicos; pero a este gráfico se le ha añadido una corrección para los distintos porcentajes de humedad. La leña, bagazo, aserrín, cascarillas, son de composición similar, variando solamente la humedad, lo que influye en los resultados.

GRAFICO Nº 2

## FUEL-OIL

### PERDIDAS POR SOBRETEMPERATURA EN LA CHIMENEA

P.c.s. 10.300 kcal/kg.
P.c.i 9.700 kcal/kg.




CALCULOS REALIZADOS EN BASE AL PODER CALORIFICO INFERIOR

EJEMPLO:

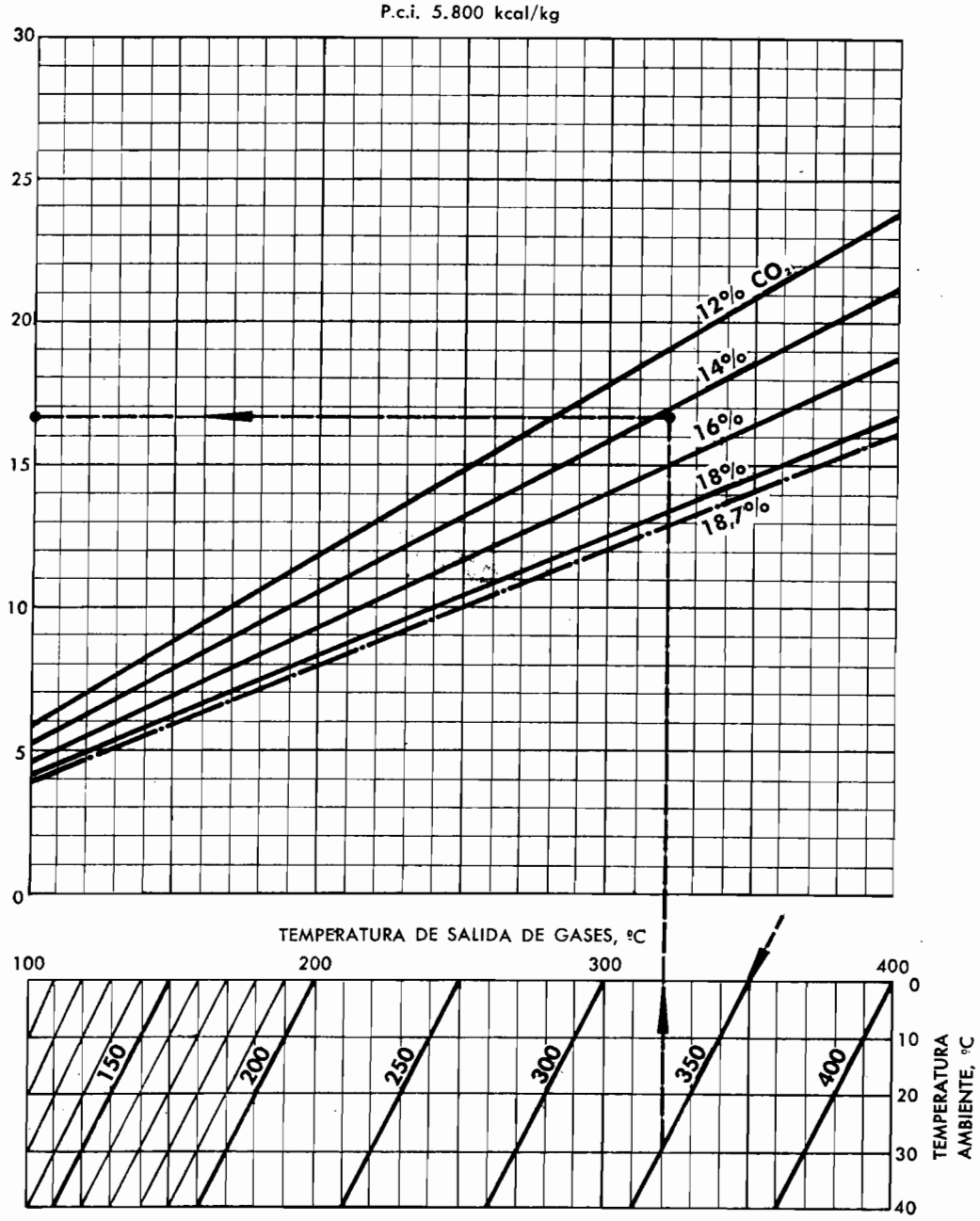
TEMP. AMBIENTE: 30ºC; TEMP. SALIDA DE GASES: 310ºC; $CO_2$ = 13% PERDIDA: **13,7%**

GRAFICO Nº 3

## CARBON DE RIO TURBIO

### PERDIDAS POR SOBRETEMPERATURA EN LA CHIMENEA

P.c.s. 6.100 kcal/kg
P.c.i. 5.800 kcal/kg




CALCULOS REALIZADOS EN BASE AL PODER CALORIFICO INFERIOR

EJEMPLO:

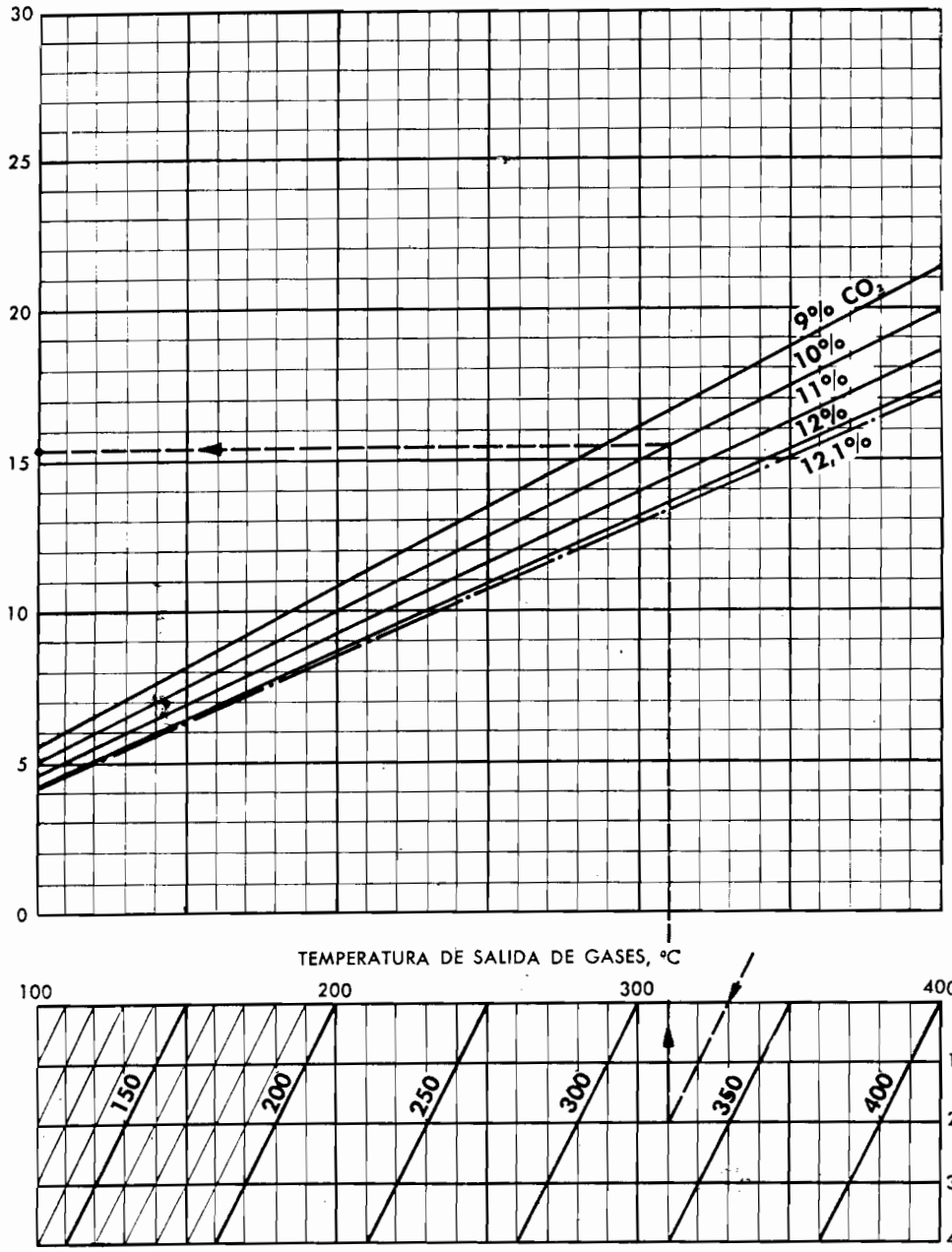
TEMP. AMBIENTE: 30°C; TEMP. SALIDA DE GASES: 350°C; $CO_2$ = 14,3% PERDIDA = 16,7%

GRAFICO Nº 4

## GAS NATURAL

### PERDIDAS POR SOBRETEMPERATURA EN LA CHIMENEA

P.c.s. 9.340 kcal./ $m^3$ - 12.200 kcal/kg.
P.c.i. 8.400 kcal/$m^3$ - 11.050 kcal/kg.




CALCULOS REALIZADOS EN BASE AL PODER CALORIFICO INFERIOR

EJEMPLO:

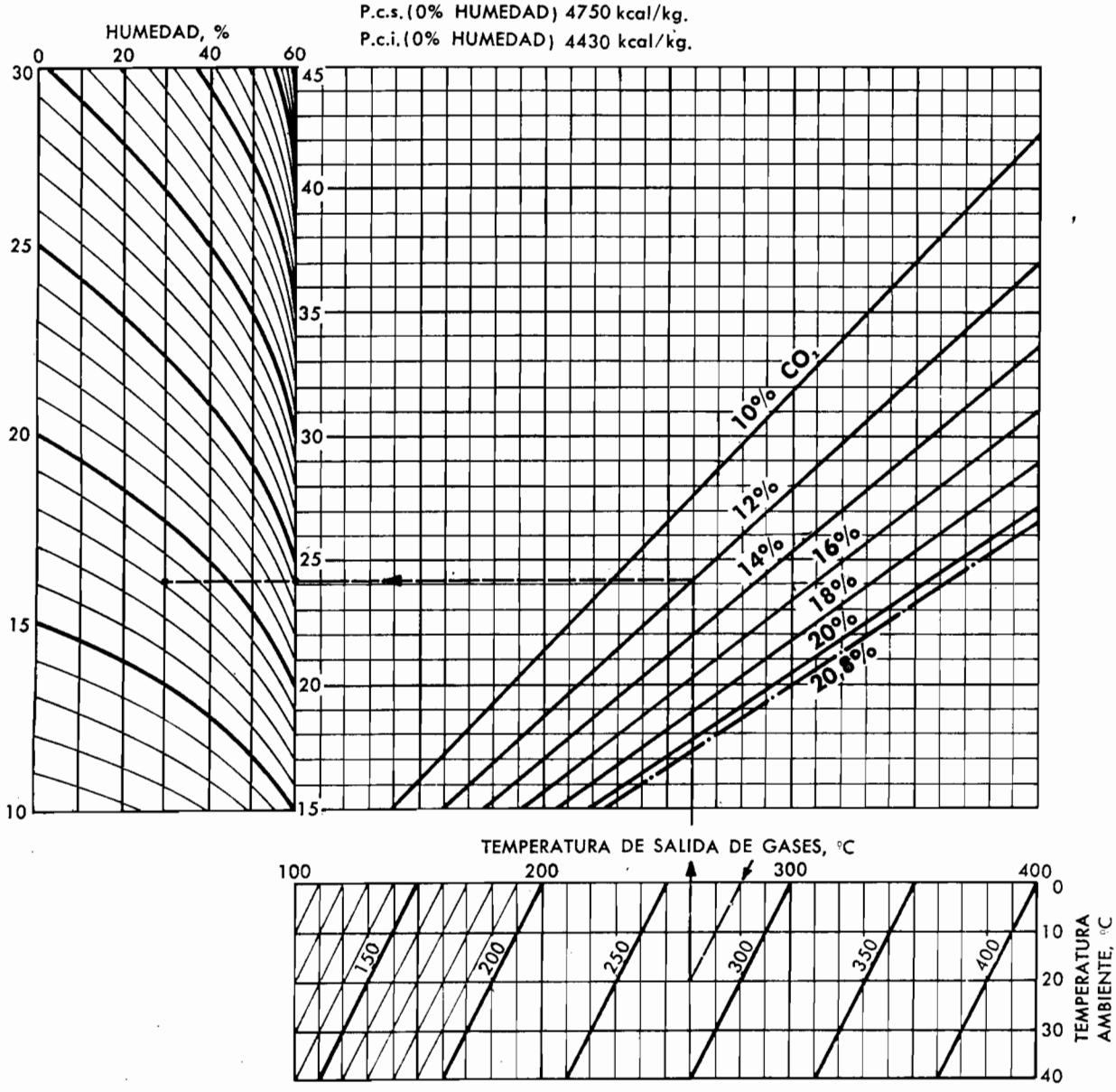
TEMP. AMBIENTE 20°C; TEMP. SALIDA DE GASES :330°C; $CO_2$ :10% PERDIDA = **15,3%**

GRAFICO Nº 5

## COMBUSTIBLES CELULOSICOS

### PERDIDAS POR SOBRETEMPERATURA EN LA CHIMENEA

P.c.s. (0% HUMEDAD) 4750 kcal/kg.
P.c.i. (0% HUMEDAD) 4430 kcal/kg.




CALCULOS REALIZADOS EN BASE AL PODER CALORIFICO INFERIOR

EJEMPLO:

TEMP. AMBIENTE : 20°C - TEMP. SALIDA DE GASES : 280°C - $CO_2$ : 12%

PARA HUMEDAD 60% = PERDIDA: **24,1%** PARA HUMEDAD 30% = PERDIDA: **18,2%**

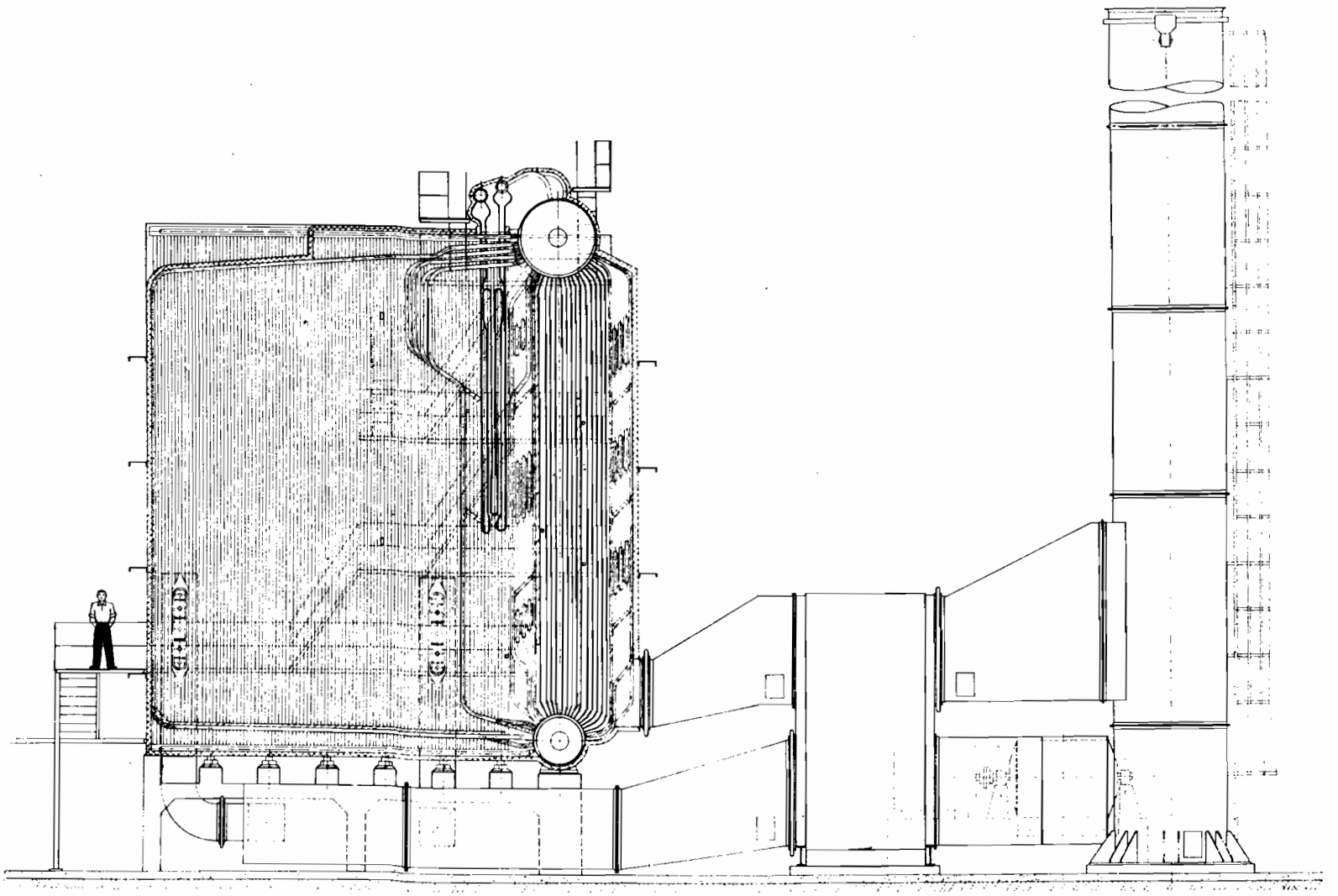


Diagrama de un generador de vapor de fabricación nacional, tipo VU-50, para una evaporación máxima de 160.000 Kg/h. a 32 atm. de presión. (Y.P.F., Dest. La Plata).

# 2

# CAPITULO SEGUNDO

**COMBUSTIBLES. — PETROLEO. — CARBON. — GAS NATURAL. OTROS COMBUSTIBLES GASEOSOS. — LEÑA. REZAGOS VEGETALES: BAGAZO, CASCARILLAS, ASERRIN, ETC.**

## Combustibles.

Los combustibles usuales en la industria, ya sean líquidos, sólidos, gaseosos, etc., presentan una serie de características que les son propias. Para quemarlos eficazmente, es necesaria la adopción de medidas y la utilización de equipos especiales, adecuados a cada uno de ellos.

Debe tenerse en cuenta una característica propia que presentan los combustibles, según la cantidad de gases producida en la combustión.

El petróleo, carbón, gas natural, o sea los combustibles que podemos llamar nobles, producen de 15 a 18 kg de gases cada 10.000 calorías liberadas.

En cambio, los combustibles pobres: leña, bagazo, cascarillas, etc., producen de 22 a 25 kg de gases cada 10.000 calorías.

Esta diferencia es importante de tener en cuenta en el cálculo de los aparatos que utilicen el calor. En especial las calderas deben ser diseñadas cuidadosamente cuando se trata de instalaciones para utilizar dos combustibles distintos. Por ejemplo: bagazo y petróleo.

Seguidamente se detallan las propiedades y características de cada combustible en particular.

## Petróleo.

Es un producto mineral de compleja y variada constitución, que difiere de acuerdo a las zonas de extracción, dando lugar a distintos productos al procederse a su destilación y elaboración.

Los petróleos crudos se destilan obteniéndose de ellos una gama variada de combustibles y productos industriales.

Los combustibles que nos interesa tratar en esta obra, son los denominados con el nombre genérico de diesel-oil y fuel-oil.

Desde el punto de vista del proceso de elaboración, los combustibles derivados del petróleo se clasifican en destilados y residuales.

Los destilados, son obtenidos como lo indica su nombre, por destilación de los crudos y se producen de distintos tipos y características. El diesel-oil es uno de ellos. El fuel-oil, en cambio, es el residuo que queda en los alambiques de destilación. De ahí el nombre de residual.

Los combustibles destilados, como los residuales, deben responder a ciertas características básicas perfectamente definidas. El mantener la constancia de ellas, es una de las labores en que los destiladores ponen especial empeño.

El fuel-oil residual es un combustible que para ciertos usos resulta demasiado pesado. Por ello, se preparan mezclas de proporciones fijas de fuel-oil y diesel-oil, consiguiéndose así disponer de varios tipos que se adaptan mejor a las distintas necesidades.

En el mercado argentino se conocen como combustibles industriales, derivados del petróleo, el fuel-oil residual, la mezcla 90/10 ó sea 90 % de fuel-oil y 10 % de diesel-oil, la mezcla 70/30 y el diesel-oil.

Los combustibles derivados del petróleo, tienen una serie de características que es importante conocer, para proceder a su manipuleo y combustión en forma adecuada. Ellas son: el poder calorífico, la composición química, la viscosidad, el punto de escurrimiento, el punto de inflamación, el contenido de azufre, el contenido de cenizas, el peso específico, el contenido de humedad y los usos comerciales.

*Poder calorífico.*

Poder calorífico, es el calor desprendido en la combustión. Su mejor determinación es el ensayo en la bomba calorimétrica, quemándolo con oxígeno, si bien el método es algo lento y costoso. Por ello se usan mucho las fórmulas aproximadas para su determinación.

Una de las fórmulas usadas es la siguiente:

$$Pcs = 8.100\ C + 34.200 \left( H_2 - \frac{O_2}{8} \right) + 2.230\ S$$

donde Pcs es el poder calorífico superior, C el porcentaje de carbono, H el de hidrógeno, O el de oxígeno y S el de azufre, tomados de la composición del combustible.

*Composición química.*

La composición del fuel-oil varía según el crudo de origen, pero siempre es conveniente conocerla siquiera en forma aproximada. Puede aceptarse como término medio la composición siguiente:

| | | | |
|---|---|---|---|
| C = | 82 | - 87 | % |
| H = | 10 | - 15 | % |
| O = | 1 | - 2 | % |
| N = | 0,2 | - 0,5 | % |
| S = | 0,1 | - 1 | % |
| $H_2O$ = | 0,5 | - 1,5 | % |
| Ceniza = | rastros | | |

*Viscosidad.*

Es una de las características de mayor importancia para el manipuleo y adecuada operación de los equipos de combustión.

El conocer la viscosidad de un líquido (o un gas) nos da idea de la resistencia que opone dicho fluido al movimiento; por ejemplo, a fluir por una cañería.

La viscosidad se mide como el esfuerzo que debe hacerse para deformar un cubo de líquido o gas de 1 $cm^3$ (1 x 1 x 1 cm) de modo que la cara superior se desplace con relación a la cara inferior, a la velocidad de 1 cm/seg., ésta es la *viscosidad absoluta*, cuya unidad de medida es el Poise, Po y su centésima parte el centipoise cP. El Poise se expresa en gr (masa)/cm seg.

Si se relaciona esta viscosidad con la densidad, se tiene lo que se llama *viscosidad cinemática*, cuya unidad de medida es el Stoke, St y el centistoke cSt, que es su centésima parte. El Stoke se expresa en $cm^2$/seg.

Se acostumbra a designar la viscosidad absoluta por la letra $\mu$ (mu) y la viscosidad cinemática por la letra $\nu$ (nu). (Véase también sobre este tema el capítulo 12). También se usa mucho determinar la viscosidad por procedimientos experimentales que miden el tiempo (seg) que tarda en fluir el líquido, en un aparato de características dadas (escalas Saybolt Furol, Saybolt Universal, Redwood I y II), o bien por la relación del tiempo de fluencia del petróleo con relación al del agua (Grados Engler), también en un aparato de características dadas.

El gráfico N° 6 que figura en la página siguiente, permite pasar de una escala a otra en forma rápida. También en la tabla N° 5 se pueden leer las equivalencias.

La viscosidad varía inversamente a la temperatura; disminuye cuando ésta aumenta, siendo por ello absolutamente necesaria al fijar una viscosidad, establecer la temperatura correspondiente.

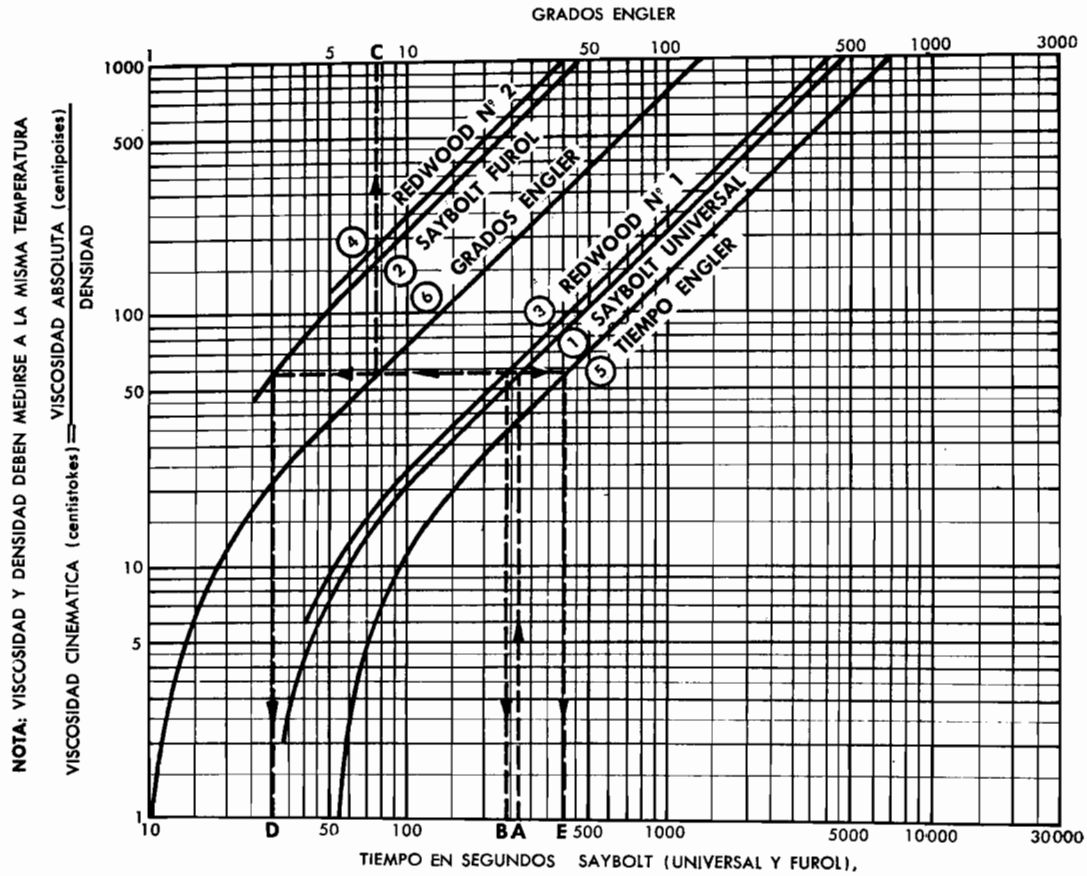
El conocimiento de las viscosidades en el petróleo, es de suma importancia para calcular tuberías de conducción, asegurar el adecuado funcionamiento de las bombas y sobre todo, la correcta operación de los equipos de combustión.

Conviene recordar algunos datos prácticos. Para que no haya inconvenientes en el bombeo, la viscosidad no debe ser mayor de 650 cSt tratándose

de mover grandes volúmenes (10 m³/h), debiendo bajar a 150 cSt para menores caudales (500 lts/h). Ello puede requerir a veces el calentamiento del petróleo para alcanzar esa viscosidad, siendo siempre necesario tratándose del fuel-oil residual; con las mezclas, puede ser imprescindible en tiempo frío, pero nunca es necesario con el diesel-oil. Igual consideración cabe con respecto a la operación de los quemadores que según cada tipo, tienen requerimientos de viscosidades distintas para una adecuada operación. Este tema será tratado en el capítulo 9.

GRAFICO Nº 6

## CONVERSION DE ESCALAS DE VISCOSIDAD




LAS RECTAS HORIZONTALES CORRESPONDEN A UN MISMO PETROLEO QUE SE HALLA A UNA MISMA TEMPERATURA.

**EJEMPLO DE CONVERSION:** CONVERTIR 270 SEG. SAYBOLT UNIVERSAL A OTRAS ESCALAS DE VISCOSIDAD. SE PARTE DEL PUNTO **A** (270 S.S.U.) SUBIENDO HASTA LA CURVA DE ESTA VISCOSIDAD (1). SE TRAZA LA HORIZONTAL POR ESE PUNTO Y DESDE CADA INTERSECCION CON LAS CURVAS DE OTRAS ESCALAS DE VISCOSIDAD SE TRAZAN VERTICALES; HACIA ABAJO PARA LAS ESCALAS 2, 3, 4 Y 5 HACIA ARRIBA PARA LA 6.

LOS VALORES LEIDOS RESULTAN LOS EQUIVALENTES A 270 S.S.U. Y SON:

(2) SEGUNDOS SAYBOLT FUROL (D): 31

(3) SEGUNDOS REDWOOD Nº 1 (B): 240

(5) SEGUNDOS (O TIEMPO) ENGLER (E): 410

(6) GRADOS ENGLER (C): 7,6

EN LA ESCALA DE LA IZQUIERDA SE LEE EL VALOR EN c. S. t.

## TABLA N° 5

*Equivalencia de viscosidades*

| Saybolt Universal (Segundos) | Redwood N° I (Segundos) | Engler (Grados) | Saybolt Furol (Segundos) | Cinemática (Centistokes) | Saybolt Universal (Segundos) | Redwood N° I (Segundos) | Engler (Grados) | Saybolt Furol (Segundos) | Cinemática (Centistokes) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 35 | 32,2 | 1,18 | — | 2,69 | 500 | 441 | 14,2 | 51 | 108,0 |
| 40 | 36,2 | 1,32 | — | 4,30 | 550 | 485 | 15,6 | 56 | 119 |
| 45 | 40,6 | 1,46 | — | 5,90 | 600 | 529 | 17,0 | 61 | 130 |
| 50 | 44,9 | 1,60 | — | 7,39 | 650 | 573 | 18,5 | 66 | 141 |
| 55 | 49,1 | 1,75 | — | 8,87 | 700 | 617 | 19,9 | 71 | 151 |
| 60 | 53,5 | 1,88 | — | 10,40 | 750 | 661 | 21,3 | 76 | 162 |
| 65 | 57,9 | 2,02 | — | 11,92 | 800 | 705 | 22,7 | 81 | 173 |
| 70 | 62,3 | 2,15 | — | 13,15 | 850 | 749 | 24,2 | 86 | 184 |
| 75 | 67,6 | 2,31 | — | 14,28 | 900 | 793 | 25,6 | 91 | 195 |
| 80 | 71,0 | 2,42 | — | 15,85 | 950 | 837 | 27,0 | 96 | 206 |
| 85 | 75,1 | 2,55 | — | 17,10 | 1.000 | 882 | 28,4 | 100 | 216 |
| 90 | 79,6 | 2,68 | — | 18,22 | 1.200 | 1.058 | 34,1 | 121 | 260 |
| 95 | 84,2 | 2,81 | — | 19,51 | 1.400 | 1.234 | 39,8 | 141 | 303 |
| 100 | 88,4 | 2,95 | — | 20,9 | 1.600 | 1.411 | 45,5 | 160 | 346 |
| 110 | 97,1 | 3,21 | — | 23,0 | 1.800 | 1.587 | 51,0 | 180 | 390 |
| 120 | 105,9 | 3,49 | — | 25,2 | 2.000 | 1.763 | 57 | 200 | 432 |
| 130 | 114,8 | 3,77 | — | 27,4 | 2.500 | 2.204 | 71 | 250 | 541 |
| 140 | 123,6 | 4,04 | — | 30,2 | 3.000 | 2.646 | 85 | 300 | 650 |
| 150 | 132,4 | 4,32 | — | 32,3 | 3.500 | 3.087 | 99 | 350 | 757 |
| 160 | 141,1 | 4,59 | — | 34,5 | 4.000 | 3.526 | 114 | 400 | 865 |
| 170 | 150,0 | 4,88 | — | 37,0 | 4.500 | 3.967 | 128 | 450 | 974 |
| 180 | 158,8 | 5,15 | — | 39,1 | 5.000 | 4.408 | 142 | 500 | 1.080 |
| 190 | 167,5 | 5,44 | — | 40,7 | 5.500 | 4.849 | 156 | 550 | 1.190 |
| 200 | 176,4 | 5,72 | 23,0 | 41,6 | 6.000 | 5.290 | 170 | 600 | 1.300 |
| 220 | 194,0 | 6,28 | 25,3 | 44,0 | 6.500 | 5.730 | 185 | 650 | 1.410 |
| 240 | 212 | 6,85 | 27,0 | 52,0 | 7.000 | 6.171 | 199 | 700 | 1.510 |
| 260 | 229 | 7,38 | 28,7 | 56,7 | 7.500 | 6.612 | 213 | 750 | 1.620 |
| 280 | 247 | 7,95 | 30,5 | 60,1 | 8.000 | 7.053 | 227 | 800 | 1.730 |
| 300 | 265 | 8,51 | 32,5 | 64,8 | 8.500 | 7.494 | 242 | 850 | 1.840 |
| 325 | 287 | 9,24 | 35,0 | 70,4 | 9.000 | 7.934 | 256 | 900 | 1.950 |
| 350 | 309 | 9,95 | 37,2 | 75,7 | 9.500 | 8.375 | 270 | 950 | 2.060 |
| 375 | 331 | 10,7 | 39,5 | 81,1 | 10.000 | 8.816 | 284 | 1.000 | 2.160 |
| 400 | 353 | 11,4 | 42,0 | 86,5 | | | | | |
| 425 | 375 | 12,1 | 44,2 | 92,0 | | | | | |
| 450 | 397 | 12,8 | 47,0 | 97,4 | | | | | |
| 475 | 419 | 13,5 | 49,0 | 102,8 | | | | | |

Es normal determinar las viscosidades a las siguientes temperaturas:

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Saybolt Universal ..... | 37,8° C | (100° F) | Redwood N° I ..... | 60° C | (140° F) |
| | 99° C | (210° F) | | 93° C | (200° F) |
| Saybolt Furol ..... | 25° C | (77° F) | Redwood N° II ..... | 25° C | (77° F) |
| | 50° C | (122° F) | | 30° C | (86° F) |
| Redwood N° I ..... | 21,1° C | (70° F) | Engler..... | 20° C | — |
| | 37,8° C | (100° F) | | 50° C | — |
| | | | | 100° C | — |

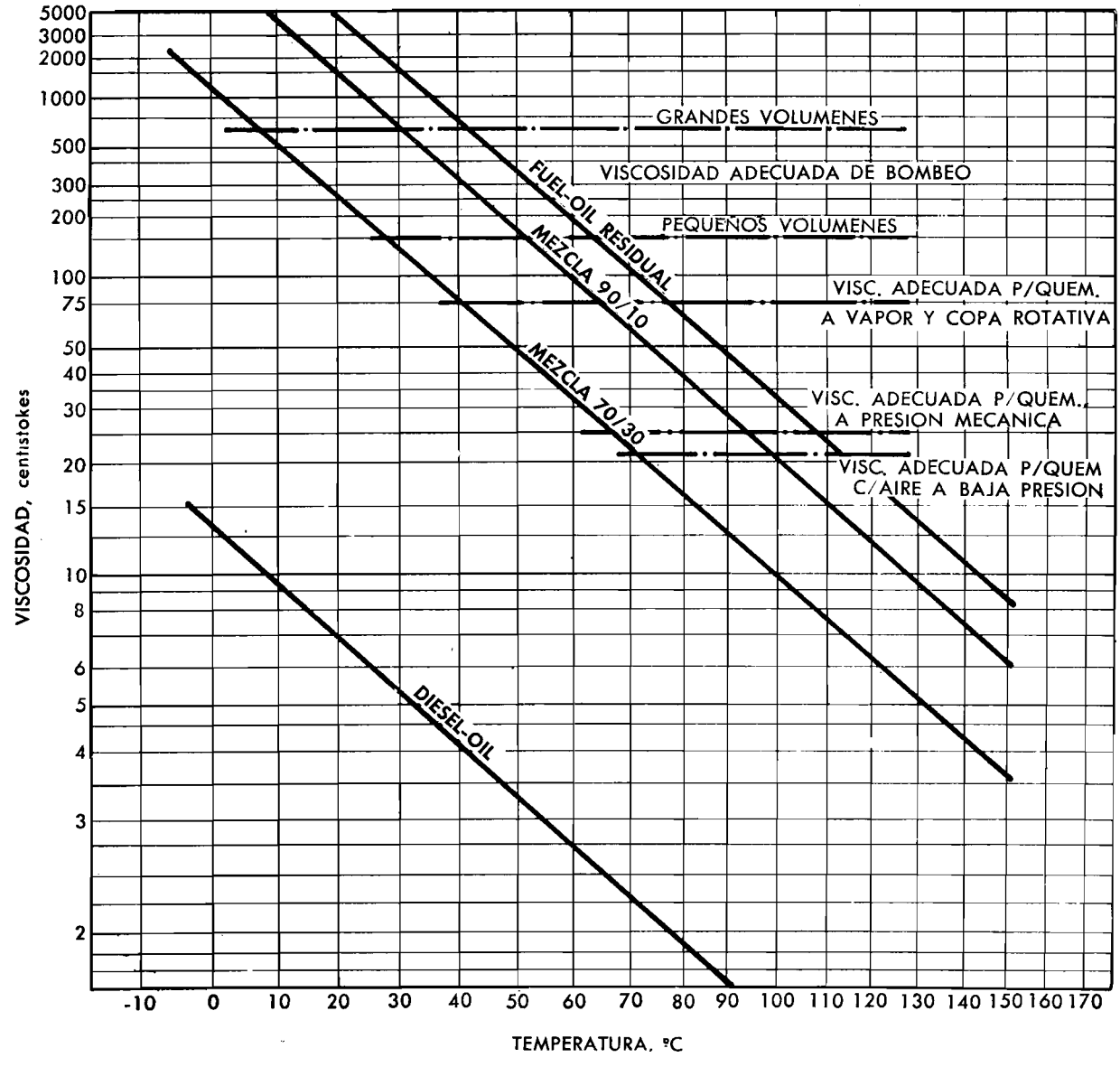
En el gráfico N° 7 figuran curvas donde se muestran las variaciones de viscosidad según las temperaturas para el fuel-oil pesado (residual), para la mezcla 90/10, para la mezcla 70/30 y para el diesel-oil. Se indican también en el mismo gráfico, las zonas de viscosidades convenientes para el bombeo y operación de los distintos tipos de quemadores.

Debe recordarse, que el calentamiento no conviene excederlo de los valores recomendados en cada caso, toda vez que pueden producirse vaporizaciones parciales, que perturban la marcha de los equipos (quemadores y bombas).

Es de interés también conocer las características de una mezcla, ya sea para alivianar un petróleo muy viscoso, o bien simplemente como resultado de mezclar en un tanque combustibles de diferentes partidas.

GRAFICO N° 7

**VISCOSIDAD / TEMPERATURA PARA COMBUSTIBLES DERIVADOS DEL PETROLEO**



El peso específico promedio se aprecia sencillamente, conociendo los porcentajes de la mezcla.

Supongamos que mezclamos 70 % de diesel-oil de p. e. 0,880 con 30 % de fuel-oil residual de p. e. 0,945; el resultado de la mezcla será:

$$\text{p. e.} = 0{,}7 \times 0{,}880 + 0{,}3 \times 0{,}945 = 0{,}899$$

La viscosidad de la mezcla puede establecerse, con ayuda del gráfico N° 8. Conociendo los porcentajes de la mezcla y sus viscosidades, el procedimiento es sencillo.

Supongamos mezclar 40 % de fuel-oil de 100 cSt con 60 % de fuel-oil de 750 cSt. En el gráfico, el punto A corresponde a 100 cSt y el punto B a 750 cSt. Uniéndolos por una línea, el punto intermedio correspondiente a 40 % del liviano con el 60 % del pesado, dándonos la viscosidad de la mezcla, que en nuestro caso es de 320 cSt.

*Punto de escurrimiento.*

Este punto está definido por la temperatura en la cual el petróleo comienza a fluir. El ensayo a los fines de la comparación debe ser realizado en condiciones normales. Este punto puede estar fijado por una cierta proporción de parafina contenida en el petróleo que al enfriarse forma una red de cristales que impiden la fluencia del líquido o bien por una viscosidad sumamente alta. Este aspecto de las propiedades físicas, es de interés con respecto a la fluencia del combustible dentro de los tanques de almacenaje a la intemperie. Puede ello ser un problema en tiempo frío.

*Punto de inflamación.*

La temperatura en la cual el combustible desprende vapores que al mezclarse con el aire forma una mezcla inflamable se la denomina *punto de inflamación*. Este ensayo se realiza también en un aparato y con un método definido.

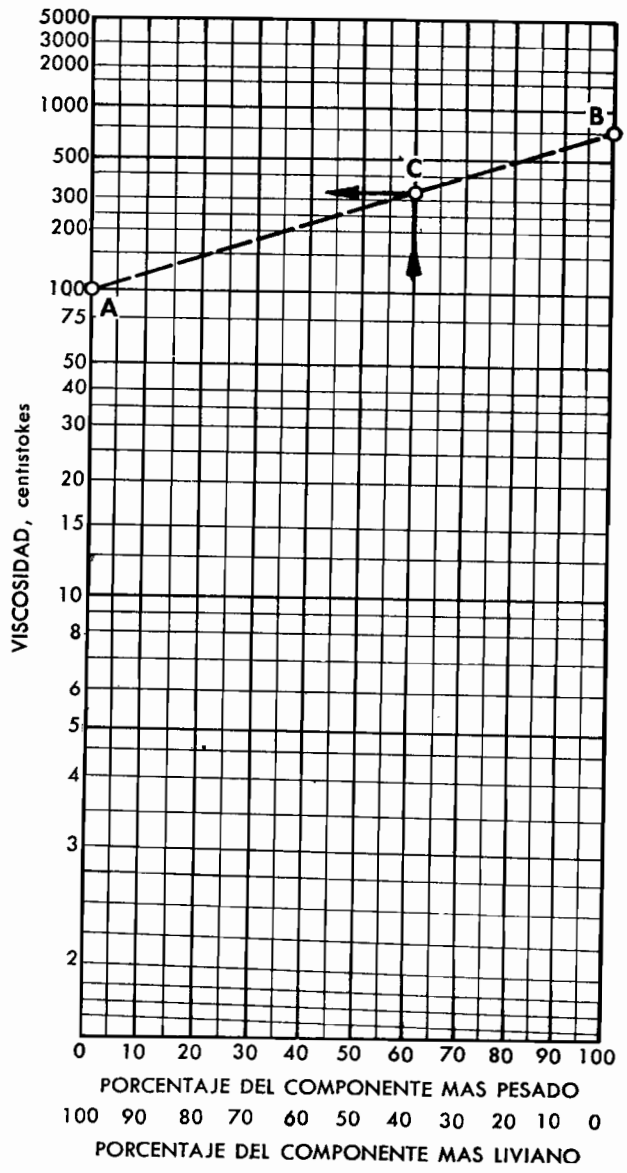
El punto de inflamación da una referencia de la peligrosidad del combustible, especialmente con miras a su manejo.

*Contenido de azufre.*

El azufre es un elemento cuya presencia en los combustibles es perjudicial, encontrándose en el petróleo y en los carbones. El petróleo suele tenerlo en porcentajes variables según sus orígenes. Al quemarse produce anhídrido sulfuroso, que en presencia del vapor de agua y del oxígeno, pasa fácilmente a ácido sulfúrico. Este, a temperaturas suficientemente bajas, si llega a condensarse, ataca las partes metálicas de las calderas, economizadores, etc., produciendo serias corrosiones.

GRAFICO N° 8

**NOMOGRAMA PARA HALLAR LA VISCOSIDAD DE UNA MEZCLA**



El gráfico N° 9 nos señala las temperaturas en las cuales el ácido sulfúrico se condensa: es el llamado punto de rocío. Debe evitarse la condensación, menteniendo las superficies metálicas a temperaturas suficientemente altas, con lo que quedan protegidas de las corrosiones.

*Contenido de cenizas.*

Como todo producto natural, el petróleo siempre lleva impurezas formadas por sales minerales, que luego de producida la combustión, quedan bajo la forma de cenizas. Entre los componentes de las cenizas, son especialmente nocivos el sodio y el vanadio. Ellos atacan el níquel y sus aleaciones (sobrecalentadores de alta temperatura y paletas de turbinas a gas).

*Peso específico.*

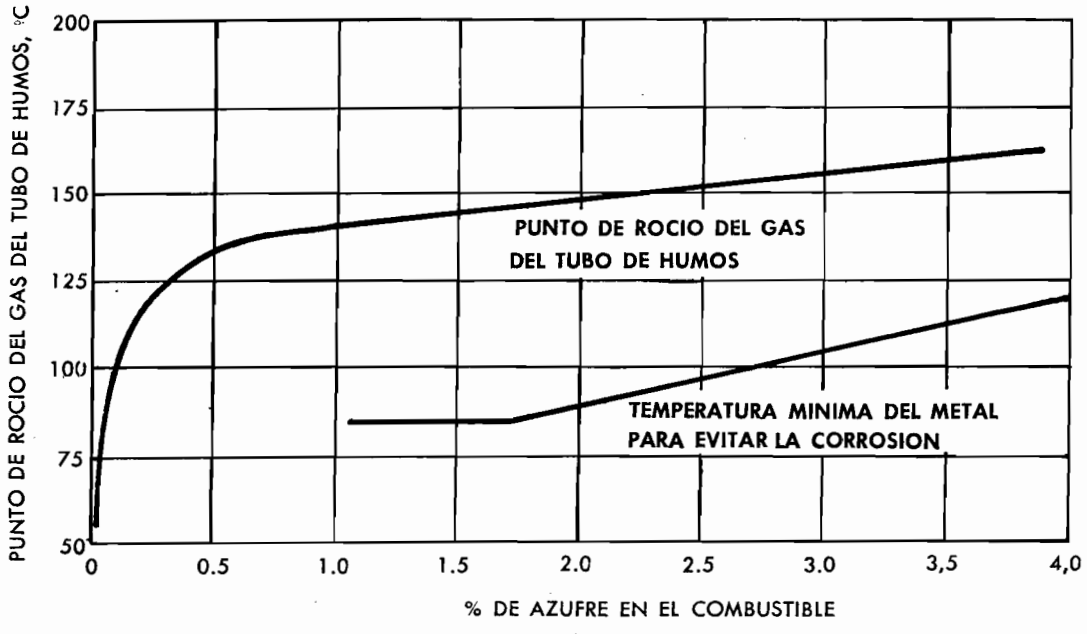
Otro punto en la caracterización de los combustibles líquidos, es el peso específico. También se usa la denominada gravedad API (American Petroleum Institute), ésta es una unidad empírica, que se relaciona con el peso específico a la misma temperatura con la siguiente fórmula:

$$\text{Gravedad API (a 15,6° C)} = \frac{141{,}5}{\text{p.e. (a 15,6° C)}} - 131{,}5$$

Se miden los grados API con un hidrómetro y se hace luego la corrección por temperaturas. (10° API corresponden a peso específico 1). En realidad el peso específico no tiene una real importancia para definir la calidad del petróleo.

GRAFICO N° 9

**PUNTO DE ROCIO DE LOS GASES EN FUNCION DEL CONTENIDO DE AZUFRE**



*Calor específico.*

El calor específico es de interés para los cálculos de calentamiento del combustible. Para el fuel-oil puede tomarse 0,40 kcal/kg °C y para el diesel-oil 0,50 kcal/kg °C.

*Humedad.*

La humedad que puede estar mezclada con el combustible es una impureza. Al estado libre 1 -1,5 % no causan inconvenientes; al estado emulsionado pueden admitirse porcentajes mayores.

*Aire de combustión.*

En la tabla N° 6 se transcriben la cantidad de aire de combustión necesario para diversos valores de $CO_2$.

*Comercio.*

El fuel-oil se vende por tonelada sobre la base de las características fijas que hemos comentado. En las tablas 7, 8 y 9 se resumen los datos de los combustibles ofrecidos al mercado argentino.

TABLA N° 6

*Composición. Poderes caloríficos, aire de combustión necesario de los combustibles Fuel Oil y Diesel Oil*

| Composición promedio % | |
|---|---|
| C | 82 — 87 |
| H | 10 — 15 |
| O | 1 — 2 |
| N | 0,2 — 0,5 |
| S | 0,1 — 1 |
| $H_2O$ | 0,5 — 15 |
| Ceniza | rastros |

| Poder calorífico | kcal/kg |
|---|---|
| Superior | 10.400 |
| Inferior | 9.700 |

*Aire de combustión necesario para el Fuel Oil y Diesel Oil*

| $CO_2$ | Exceso de aire | Aire necesario | |
|---|---|---|---|
| % | % | m³/kg | kg/kg |
| 15,7 | 0 | 11,6 | 14,2 |
| 14,2 | 10 | 12,7 | 15,6 |
| 12,9 | 20 | 13,9 | 17,0 |
| 11,9 | 30 | 15,1 | 18,4 |
| 11,0 | 40 | 16,2 | 19,9 |
| 10,2 | 50 | 17,4 | 21,3 |

TABLA N° 7

*ESSO S. A. P. A.*

*Características de los combustibles*

| | Diesel Oil | A2 70/30 | A 90/10 | B Residual |
|---|---|---|---|---|
| Poder calorífico superior kcal/kg | 10.780 | 10.530 | 10.450 | 10.400 |
| Peso específico a 15,4 °C | 0,862 | 0,924 | 0,940 | 0,950 |
| Viscosidad | | | | |
| Cinemática, cSt | 5,20 (37,8 °C) | 49 (50 °C) | 170 (50 °C) | 420 (50 °C) |
| Redwood I, seg. | 39 | 200 | 665 | 1.650 |
| S. Universal, seg. | 43 | 230 | 750 | 1.900 |
| S. Furol, seg. | | 26 | 75 | 190 |
| Punto de inflamación, °C | 74 | 74 | 74 | 74 |
| Punto de escurrimiento, °C | —4 | 0 | 1 | 2 |
| Residuo carbonoso, % Conradson | 0,02 | — | — | 9 |
| Contenido de azufre, % | 0,25 | 0,30 | 0,30 | 0,40 |
| Cenizas, % | 0 | 0,03 | 0,04 | 0,05 |
| Agua | — | vest. | vest. | vest. |

TABLA N° 8

*SHELL C. A. P. S. A.*

*Características de los combustibles*

| | Diesel Oil | Fuel Oil N° 1 (70/30) | Fuel Oil N° 2 (90/10) | Fuel Oil N° 4 Residual |
|---|---|---|---|---|
| Poder calorífico superior kcal/kg | 10.690 | 10.515 | 10.440 | 10.360 |
| Peso específico a 15,4 °C | 0,880 | 0,915 | 0,930 | 0,945 |
| Viscosidad | | | | |
| Cinemática, cSt | 5 (37,8 °C) | 84 (37,8 °C) | 360 (37,8 °C) | 940 (37,8 °C) |
| Redwood I, seg. | — | 340 | 1.450 | 3.800 |
| S. Universal, seg. | 42 | — | — | — |
| S. Furol, seg. | — | — | — | — |
| Punto de inflamación, °C | 85 | 88 | 90 | 95 |
| Punto de escurrimiento, °C | — | — | — | — |
| Residuo carbonoso, % Conradson | 0,05 | 6 | 7 | 9,70 |
| Contenido de azufre, % | 0,8 | 0,6 | 0,5 | 0,4 |
| Cenizas, % menor de | 0,01 | 0,04 | 0,04 | 0,06 |
| Agua y sedimentos | — | — | — | — |

TABLA N° 9

*Y. P. F.*

*Características de los combustibles*

| | Diesel-Oil | 70/30 | Residual |
|---|---|---|---|
| Poder calorífico superior kcal/kg | 10.700 | 10.420 | 10.300 |
| Peso específico a 15,4 °C | 0,820 - 0,889 | 0,908 | 0,855 - 0,970 |
| Viscosidad | | | |
| Cinemática, cSt | 5,4 (37,8 °C) | 44 (50 °C) | 368-590 (50 °C) |
| Redwood I, seg. | — | — | — |
| S. Universal, seg. | 55 | — | — |
| S. Furol, seg. | — | 25 | 170 - 280 |
| Punto de inflamación, °C | 55 | 55 | 65 |
| Punto de escurrimiento, °C verano | 5 | — | — |
| Punto de escurrimiento, °C invierno | —5 | —5 | 8 |
| Residuo carbonoso, % | 0,15 | — | — |
| Contenido de azufre, % Conradson | 0,7 | 0,1 | 1 |
| Cenizas, % | 0,01 | 0,21 | 0,15 |
| Agua y sedimentos | 0,1 | 0,1 | 1 |

**Carbón.**

El carbón es también un combustible de origen mineral. Son muy amplias sus variedades de constitución, propiedades, etc., y es menester un conocimiento claro de ellas para utilizarlo adecuadamente.

En la Argentina sólo se dispone hoy de carbón del yacimiento de Río Turbio y coque de petróleo en cantidades de cierta significación (aún no se explotan otros yacimientos), por lo cual insistiremos especialmente en esos dos tipos. Para quemar eficazmente los carbones, conviene conocer: el poder calorífico, la composición química, la clasificación por tipos, la densidad, la dureza, el contenido de azufre y de humedad, el porcentaje de cenizas y sus temperaturas de fusión, las propiedades de coquificación, los problemas vinculados al almacenaje y los usos comerciales.

*Poder calorífico.*

El poder calorífico superior de un carbón se determina igual que para otros combustibles, con el calorímetro. Se usan además algunas fórmulas aproximadas, como en el caso del petróleo:

$$Pcs = 8.100\ C + 34.200\left(H_2 - \frac{O_2}{8}\right) + 2.230\ S$$

donde Pcs es el poder calorífico superior; C, H, O, S, representan los porcentajes en peso de carbono, hidrógeno, oxígeno y azufre, de la fórmula de constitución. Esta fórmula da resultados con un 2-3 % de error.

El poder calorífico de un carbón, es constante para un mismo origen, hecha la corrección de posibles variaciones de humedad, pero cambia bastante con los distintos tipos, desde 8.000 kcal/kg para una antracita, hasta 4.000 kcal/kg para un lignito.

*Composición química.*

Para el carbón, la composición o fórmula se expresa en dos formas: la primera es el análisis sumario, que solamente nos indica los elementos combustibles y los no combustibles en el que se determinan:

Humedad
Materias volátiles
Carbono fijo
Ceniza

Elementos con los cuales se puede definir la forma de quemarlo.

La segunda forma de análisis es la composición detallada, dada en el análisis elemental, por los porcentajes de los cuerpos simples que la constituyen que varían bastante, llegando a encontrarse dentro de los límites siguientes:

| | % |
|---|---|
| Carbono = | 50 - 96 |
| Hidrógeno = | 2 - 6 |
| Oxígeno = | 2 - 40 |
| Nitrógeno = | 0,5 - 3 |
| Azufre = | 0,5 - 7 |
| Cenizas = | 2 - 30 |
| Agua = | 3 - 40 |

Con los datos de estos análisis, se pueden realizar los cálculos para la combustión, etc.

*Clasificación.*

Las grandes variaciones en la composición, traen aparejadas una serie de características adicionales, que han servido como base para realizar la clasificación de los carbones.

| Tipo | Composición media | | |
|---|---|---|---|
| | Carbono fijo % | Materia volátil % | Humedad % |
| Antracita | 84 - 96 | 1,5 - 10 | 3 - 6 |
| Semiantracita | 84 - 83 | 10 - 11 | 6 - 5 |
| Semibituminoso | 65 - 83 | 11 - 32 | 5 - 3 |
| Bituminoso | 47 - 65 | 32 - 41 | 3 - 11 |
| Sub-bituminoso | 42 - 47 | 41 - 34 | 11 - 23 |
| Lignito | 37 - 42 | 34 - 19 | 23 - 43 |

Con contenidos variables de ceniza, según origen y tratamiento en la mina.

Antracita es un carbón con bajo contenido de volátiles y baja humedad, arde con llama corta, azul y casi sin humo, no se ablanda ni aglomera al quemarse y tiene un alto poder calorífico. Para quemar bien, requiere hornos calientes y adecuadamente diseñados. Se usa más como combustible doméstico que industrial, siendo uno de los carbones más duros.

Semiantracita, es un grado inferior, algo más blando y con un contenido de carbono fijo algo menor.

Quema más fácilmente que la antracita, con llama más larga y algo amarilla. Produce algo de humo. No es un combustible muy abundante.

Semibituminoso, es un carbón con alto contenido de carbono fijo. Arde bien y con poco humo. Tiene un contenido de humedad bajo y es el carbón de mayor poder calorífico. Es de los carbones más solicitados.

Bituminoso, es un carbón con alto contenido de volátiles; quema con llama larga y amarilla, produciendo mucho humo. Se usa extensamente en la industria, en la fabricación de gas manufacturado y como combustible para gasógenos. Tiene un buen poder calorífico. Es el combustible más abundante. Los carbones bituminosos pueden ser coquificables o no. Los primeros producen un coque fuerte y apto para usos metalúrgicos como residuo de la fabricación de gas. Los segundos, dan un residuo pulverulento que no puede usarse en metalurgia.

Sub-bituminoso, es un carbón de alto contenido de volátiles que arde con llama larga y con mucho humo. Tiene una humedad más elevada y sufre mucho por la exposición a la intemperie. Puede ser coquificable o no, aunque el coque es poco resistente y posee un poder calorífico algo más bajo.

Lignito, es un carbón de calidad inferior, friable, de alta humedad, con un alto contenido de volátiles, arde con mucho humo y suele en general tener un alto contenido de ceniza. Su bajo poder calorífico, contribuye a que su transporte a largas distancias no convenga en general.

*Dureza.*

La dureza de los carbones varía siguiendo generalmente la escala de clasificaciones. La máxima es para la antracita y la mínima es para el lignito. Debe tenerse en cuenta, cuando se trata de instalaciones de carbón pulverizado.

Existen métodos que permiten determinar el índice de polvo, o sea en cierto modo la dureza, que da idea de la mayor o menor facilidad de molienda. Ello también se relaciona con la energía consumida al moler el carbón y la probable producción del molino.

*Azufre.*

El contenido de azufre varía mucho y cabe recordar lo dicho anteriormente al hablar del fuel-oil, sobre los inconvenientes que causa el azufre y las posibles corrosiones causadas por su presencia en los gases de combustión, cuando las temperaturas bajan de ciertos límites. (Ver gráfico N° 9).

*Humedad.*

Puede también variar entre límites amplios y se distingue entre la humedad inherente propia del carbón y la humedad superficial.

La humedad no causa mayores inconvenientes, salvo cuando se procede a la pulverización, en la cual los porcentajes de humedad superficial de arriba del 10 % disminuyen la producción de los molinos. Ello puede obviarse con sistemas de secado simultáneo en la molienda. Deben tenerse en cuenta los porcentajes de humedad, en la consideración comercial de los precios.

*Cenizas.*

Deben considerarse dos aspectos importantes de la ceniza en la combustión del carbón. El porcentaje en peso de cenizas y las temperaturas de deformación, fusión y licuación. Estos definen la forma que convendrá elegir para eliminarla y debe tenerse especialmente en cuenta la posibilidad que, de ser arrastradas por los gases de combustión, puede producirse su posterior adherencia en sobrecalentadores, tubos, etc., dificultando la limpieza.

*Coquificación.*

El coque es el carbono fijo, que queda luego de destilar el carbón, eliminando los elementos volátiles. Es un combustible de especial aplicación en la metalurgia, o bien como materia prima industrial.

No todos los carbones son coquificables. Algunos, luego del proceso de destilación, dan un residuo pulverulento inapto para el uso metalúrgico.

*Almacenaje.*

El carbón es almacenado normalmente en pilas al exterior, pero en general sufre por la intemperie, perdiendo calidad, baja el contenido de volátiles y algunos tipos se desintegran progresivamente.

Existe además, el serio peligro de las combustiones espontáneas. El carbón comienza a quemarse en el interior de la pila y no es posible apagarlo con agua ni ahogarlo. La única solución es remover la pila hasta llegar al fondo del incendio, cosa que resulta

difícil y costosa. Por lo tanto dentro de lo posible, no debe mantenerse el carbón almacenado mucho tiempo.

*Comercio.*

El carbón normalmente se vende por tonelada y sobre la base de un análisis tipo. Variaciones de constitución, poder calorífico, cenizas o humedad, son consideradas a los efectos de reajustes del precio. La granulometría también se establece en cada caso. Es importante para proyectar equipos de combustión.

*Abastecimientos nacionales. Río Turbio.*

En la Argentina disponemos hoy de carbón en cantidad, solamente del yacimiento de Río Turbio, Provincia de Santa Cruz. Existen en él varios mantos de distintas características y cualidades.

El Manto Superior y el Manto La Dorotea, son los que presentan mejores posibilidades, habiéndose concentrado la explotación en especial en el Manto La Dorotea.

En la tabla N° 10, se transcriben los datos técnicos referentes a ese carbón.

Es un carbón sub-bituminoso de llama larga no coquificable, con un contenido de cenizas y humedad relativamente elevado.

*Coque de petróleo.*

El coque de petróleo es el residuo carbonoso de la destilación, se dispone en cantidades de significación y varía algo según la procedencia. Tiene un buen poder calorífico y un bajo contenido de cenizas. En la tabla N° 11 se transcriben los datos técnicos del coque de petróleo.

**Gas natural. Otros combustibles gaseosos.**

Desde hace algunos años, se dispone del gas natural para uso industrial, en cantidades considerables.

El gas es muy apreciado como combustible por su sencillez de manejo, facilidad de adaptación a procesos automáticos, posibilidad de alcanzar alta eficiencia térmica, limpieza, falta total de cenizas, ausencia de azufre, etc.

Todas estas cualidades de gran valor en la práctica, han hecho que el gas se use ampliamente, absorbiéndose siempre las disponibilidades ofrecidas, para suministros a la industria.

TABLA N° 10

*Características del carbón de Río Turbio*

| MANTO LA DOROTEA | | |
|---|---|---|
| *Análisis tal cual* (%) | | variación |
| Humedad | 10 | 9/11 |
| Materias volátiles | 36,5 | 35/37 |
| Carbono fijo | 41 | 40/42 |
| Cenizas | 12,5 | 11/13 |
| Pcs kcal/kg | 6.100 | 6.000/6.200 |
| Pci kcal/kg | 5.800 | — |
| *Análisis elemental* (%) | (base seca) | (base húmeda) |
| Carbono | 67,1 | 61,0 |
| Hidrógeno | 4,9 | 4,2 |
| Oxígeno | 12,5 | 11,2 |
| Nitrógeno | 0,8 | 0,6 |
| Azufre | 0,7 | 0,5 |
| Cenizas | 14,0 | 12,5 |
| Humedad | — | 10,0 |
| *Fusibilidad de las cenizas* | | |
| Ablandamiento °C | | 1.265 |
| Fusión °C | | 1.315 |
| Licuación °C | | 1.420 |
| *Características Físicas* | | |
| Peso kg/m³ | | 751 |
| *Granulometría* | | |
| Grueso mm | | 75—20 |
| Fino mm | | 20— 0 |

*Aire de combustión necesario para el carbón de Río Turbio*

| $CO_2$ | Exceso de aire | Aire necesario | |
|---|---|---|---|
| % | % | kg/kg | m³/kg |
| 18,7 | 0 | 8,01 | 6,53 |
| 16,9 | 10 | 8,81 | 7,14 |
| 15,5 | 20 | 9,61 | 7,79 |
| 14,3 | 30 | 10,41 | 8,44 |
| 13,2 | 40 | 11,21 | 9,08 |
| 12,3 | 50 | 12,01 | 9,73 |

Actualmente se dispone para el uso, de los siguientes gases combustibles:

Gas natural
Gas de destilería
Propano
Butano

El denominado gas manufacturado, que antiguamente era producido por la destilación del carbón y más tarde por otros sistemas de fabricación, ha desaparecido en la actualidad, siendo reemplazado por el gas natural, que cubre el mayor porcentaje del consumo.

El gas de destilería se produce en cantidades limitadas, estando en general su consumo, reducido a las cercanías de sus fuentes de origen.

El propano y el butano, que son llamados también gases líquidos, cubren fundamentalmente por ahora el campo del consumo doméstico, teniendo en la industria un uso bastante reducido.

Los combustibles gaseosos, que aquí tratamos, son de alto poder calorífico. Se usan también el gas de alto horno y el gas de gasógeno, de poder calorífico mucho menor: pero éstos son de un uso restringido. El primero en el ámbito de la planta siderúrgica, y el segundo en casos especiales.

Los combustibles gaseosos tienen sus características propias, que conviene conocer para su correcto manejo y para el proyecto adecuado de las instalaciones. Ellas son: el poder calorífico, la composición química, la densidad, la velocidad de ignición, las condiciones explosivas, las formas de suministro, los datos para la combustión y usos comerciales.

*Poder calorífico.*

El poder calorífico se determina con calorímetros, igual que otros combustibles. Para el butano y propano es fijo, variando algo, en cambio, para el gas natural y el gas de destilería, que suelen estar afectados, por ser de distinta procedencia, o bien por cambios en la marcha de las instalaciones de destilación, respectivamente.

Véanse las tablas Nos. 12 y 13.

También puede determinarse el poder calorífico superior, por la siguiente fórmula:

$$Pcs = 30{,}4\ CO + 30{,}5\ H_2 + 95{,}3\ CH_4 + 153\ C_2H_4$$

Donde:

Pcs = Poder calorífico superior
CO = % óxido de carbono
$H_2$ = % hidrógeno
$CH_4$ = % metano
$C_2H_4$ = % etano

Los porcentajes se consideran aquí en volumen.

TABLA N° 11

*Características del coque de petróleo*

| | Destilería de La Plata | Destilería Luján de Cuyo |
|---|---|---|
| *Análisis tal cual* | | |
| Humedad | 11,4 % | 11,0 % |
| Materias volátiles | 11,7 % | 10,5 % |
| Carbono fijo | 76,4 % | 78,1 % |
| Cenizas | 0,5 % | 0,4 % |
| Pcs kcal/kg | 7710 | 7900 |
| Pci kcal/kg | 7625 | 7815 |
| *Análisis elemental* | (base seca) | (base seca) |
| Carbono | 92,32 % | 92,66 % |
| Hidrógeno | 3,93 % | 4,10 % |
| Oxígeno | 1,86 % | 1,48 % |
| Nitrógeno | 0,67 % | 1,08 % |
| Azufre | 0,32 % | 0,18 % |
| Cenizas | 0,90 % | 0,50 % |
| Humedad | — | — |
| *Granulometría* | | |
| Mayor de 101,6 mm | 6,70 % | — |
| Mayor de 25,4 mm | 18,80 % | 24,90 % |
| Mayor de 12,7 mm | 11,80 % | 10,60 % |
| Mayor de 1 mm | 32,00 % | 24,40 % |
| Menor de 1 mm | 30,70 % | 40,10 % |

*Aire de combustión necesario para el coque de petróleo*

| $CO_2$ | Exceso de aire | Aire necesario | |
|---|---|---|---|
| % | % | kg/kg | m³/kg |
| 18,9 | 0 | 10,62 | 8,67 |
| 17,1 | 10 | 11,68 | 9,54 |
| 15,7 | 20 | 12,74 | 10,40 |
| 14,4 | 30 | 13,80 | 11,27 |
| 13,4 | 40 | 14,87 | 12,14 |
| 12,5 | 50 | 15,93 | 13,00 |

## TABLA N° 12

*Características de los combustibles gaseosos*

| Gas Combustible | Origen | Composición media | Poder calorífico superior kcal/m³ | Observaciones |
|---|---|---|---|---|
| Natural | Pozos de yacimientos petrolíferos | Varía, principalmente $CH_4$ | 9.300 | Usado para distribución en ciudades |
| Butano | Subproducto de destilación obtenido de petróleos livianos | $C_4H_{10}$ y algunas impurezas | 27.500 | Se licua fácilmente. Se vende licuado |
| Propano | Id. Id. | $C_3H_8$ y algunas impurezas | 22.400 | Id. Id. |
| Gas de agua carburado | Obtenido de gasógenos y enriquecido con fuel oil gasificado | 25 % $H_2$, 34 % CO, 15 % $CH_4$, 13 % $C_2H_4$, etc. | 4.500 | Usado para distribución en ciudades |
| Gas de hulla | Destilación del carbón | 48 % $H_2$, 32 % $CH_4$, 6 % CO, 6 % $N_2$, etc. | 4.500 | Id. Id. |
| Gas de aceite | Obtenido del fuel-oil | 54 % $H_2$, 27 % $CH_4$, 10 % CO, etc. | 9.000 | Id. Id. indistintamente con el gas natural |
| Gas de refinería | Subproducto de destilación de petróleo | $C_3H_8$, $C_4H_{10}$, y otros | 9.500/11.000 | Uso restringido a destilería y cercanías |
| Gas de gasógeno | Obtenido de madera, carbón, etc. | 59 % $N_2$, 22 % CO, 11 % $H_2$, 2 % $CH_4$, etc. | 1.200 | Uso directo en hornos, etc. Requiere purificación |
| Gas de alto horno | Obtenido de escape de alto horno | 58 % $N_2$, 27 % CO, 2 % $H_2$, 12 % $CO_2$, etc. | 90/120 | Usado en planta siderúrgica |

## TABLA N° 13

*Poder calorífico de los combustibles gaseosos*

| Tipo de gas | Poder calorífico superior | | Poder calorífico inferior | |
|---|---|---|---|---|
| | kcal/m³ | kcal/kg | kcal/m³ | kcal/kg |
| Gas natural | 9.300 | 12.500 | 8.400 | 11.300 |
| Gas refinería | 9.500/11.000 | — | — | — |
| Propano | 22.400 | 12.600 | 21.400 | 11.100 |
| Butano | 27.500 | 10.700 | 25.000 | 9.700 |

## TABLA N° 14

*Composición de los combustibles gaseosos*

| Tipo de gas | Composición % en volumen | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $CH_4$ | $C_2H_4$ | $C_3H_8$ | $C_4H_{10}$ | Otros hidrocarburos | $CO_2$ | $O_2$ | $N_2$ |
| Gas natural | 92,8 | 3,0 | 1,2 | 0,4 | 0,4 | 0,7 | 0,3 | 1,2 |
| Gas refinería | 80 | 4,0 | 7 | 4 | 3 | — | — | — |
| Propano | — | — | 100 | — | — | — | — | — |
| Butano | — | — | — | 100 | — | — | — | — |

A los grandes consumidores les conviene realizar el control periódico del poder calorífico, ya que las tarifas se ajustan sobre el contenido calórico del gas. Es normal apreciar el poder calorífico de los combustibles gaseosos por $m^3$, en lugar de hacerlo por kg.

*Composición química.*

La composición del gas natural varía algo, según las zonas de producción. Está constituido principalmente por metano $CH_4$ y pequeños porcentajes de otros hidrocarburos, y a veces, el gas natural suele traer apreciables cantidades de anhídrido carbónico.

El gas de refinería tiene composición variable, pero está formado, principalmente, por: propano, butano, pentano, metano, etano, algo de vapor de agua e inertes. El butano y propano son comercialmente puros y libres de otros componentes.

Las tablas Nos. 12 y 14 dan la composición media de los combustibles gaseosos usuales, y también de otros menos usados.

*Densidad.*

Es costumbre establecer la densidad de los gases, con relación al aire, dato que es de importancia para el cálculo de quemadores a inyección. El gas natural y el gas de refinería son más livianos que el aire; en cambio, el propano y el butano son más pesados. En el caso de estos dos últimos, interesa también el peso específico al estado líquido, a fin de calcular volúmenes de tanques, etc. (ver tabla N° 15).

TABLA N° 15

*Densidades de los combustibles gaseosos*

| Tipo de gas | Peso específico kg/m³ (1) | Densidad | |
|---|---|---|---|
| | | Gases con relación al aire | Líquidos con relación al agua |
| Natural (2) .... | 0,76 | 0,62 | — |
| Refinería (2) ... | 0,98 | 0,80 | — |
| Propano ..... | 1,91 | 1,56 (3) | 0,5 (4) |
| Butano ..... | 2,56 | 2,09 (3) | 0,58 (4) |

(1) En estado gaseoso a 15° y 760 mm.
(2) Estos valores pueden variar.
(3) En estado gaseoso.
(4) En estado líquido.

*Velocidad de ignición.*

En los gases mezclados con aire, la llama se propaga a velocidades variables según las proporciones de la mezcla. En el gráfico N° 10, se pueden ver estas variaciones de velocidad en función del porcentaje del aire teórico requerido para la combustión. Este dato es también importante para el cálculo de quemadores con mezcla previa, a fin de evitar retroceso de la llama o a la inversa, el soplado de la misma y apagado del quemador. Las velocidades de ignición varían mucho con los distintos gases. Por ello, cada uno debe ser considerado adecuadamente.

*Condiciones explosivas.*

Una chispa, un fósforo, etc., pueden causar en un ambiente en el cual haya mezcla de gas y aire en determinadas proporciones, una violenta explosión. Para ello es necesario que la proporción de gas y aire esté dentro de ciertos límites. Abajo del límite inferior, no se produce explosión y pasando el límite superior, se produce una ignición violenta, pero sin explosión.

La explosión, en cambio, con velocidades de propagación del orden de varios km por segundo, tiene todos los efectos conocidos. Deben por ello, realizarse las instalaciones con el cuidado requerido y el manejo debe ser el adecuado, a fin de prevenir este peligro, toda vez que las explosiones no solamente pueden suceder dentro de habitaciones, sino también dentro de hornos o calderas, etc.

En la tabla N° 16, se pueden ver los límites máximo y mínimo de concentraciones de gases, para evitar que exista el peligro de explosión.

TABLA N° 16

*Límites explosivos de una mezcla gaseosa*

| Tipo de gas | Límite % inferior | Límite % superior |
|---|---|---|
| Natural ..... | 5 | 14 |
| Gasógeno ..... | 18 | 75 |
| Propano ..... | 2,4 | 9,3 |
| Butano ..... | 1,9 | 8,5 |
| Manufacturado en general | 5 | 35 |

*Formas de suministro del gas.*

El gas que se suministra por redes, es principalmente el gas natural; en ciertas localidades se suministra propano vaporizado.

Las presiones de suministro son:

Gas natural 200 mm c. a.
Propano .. 280 mm c. a.

En algunas localidades las redes entregan el gas a 1,5—2 atm, reduciendo luego la presión por medio de una válvula a la presión de uso. Pero puede utilizarse directamente a esa presión, si es necesario.

Cuando el consumo es elevado y se toma el suministro directamente de un ramal de gasoducto a alta presión, ésta oscila mucho, pues varía según los requerimientos de la distribución. A causa de ello, es necesaria la instalación de una estación reductora de presión, medición y control. En estos casos, las presiones de uso generalmente oscilan entre 3 y 4 atm.

El propano y butano se entregan, normalmente, en tubos, camiones o vagones-tanque, a presión en estado líquido. La instalación de los recipientes para su almacenaje está regida por adecuadas especificaciones de seguridad.

El propano hierve a —40° C a la presión atmosférica y el butano lo hace a 0° C. Ello puede ocasionar que el butano no vaporice en días muy fríos. En algún caso puede ser necesario calentar el tubo o tanque que contenga el butano líquido.

*Aire de combustión.*

En la tabla N° 17 se detallan las cantidades de aire de combustión necesarias para los distintos gases combustibles y con distintos valores de $CO_2$ o sea diferentes excesos de aire.

GRAFICO N° 10

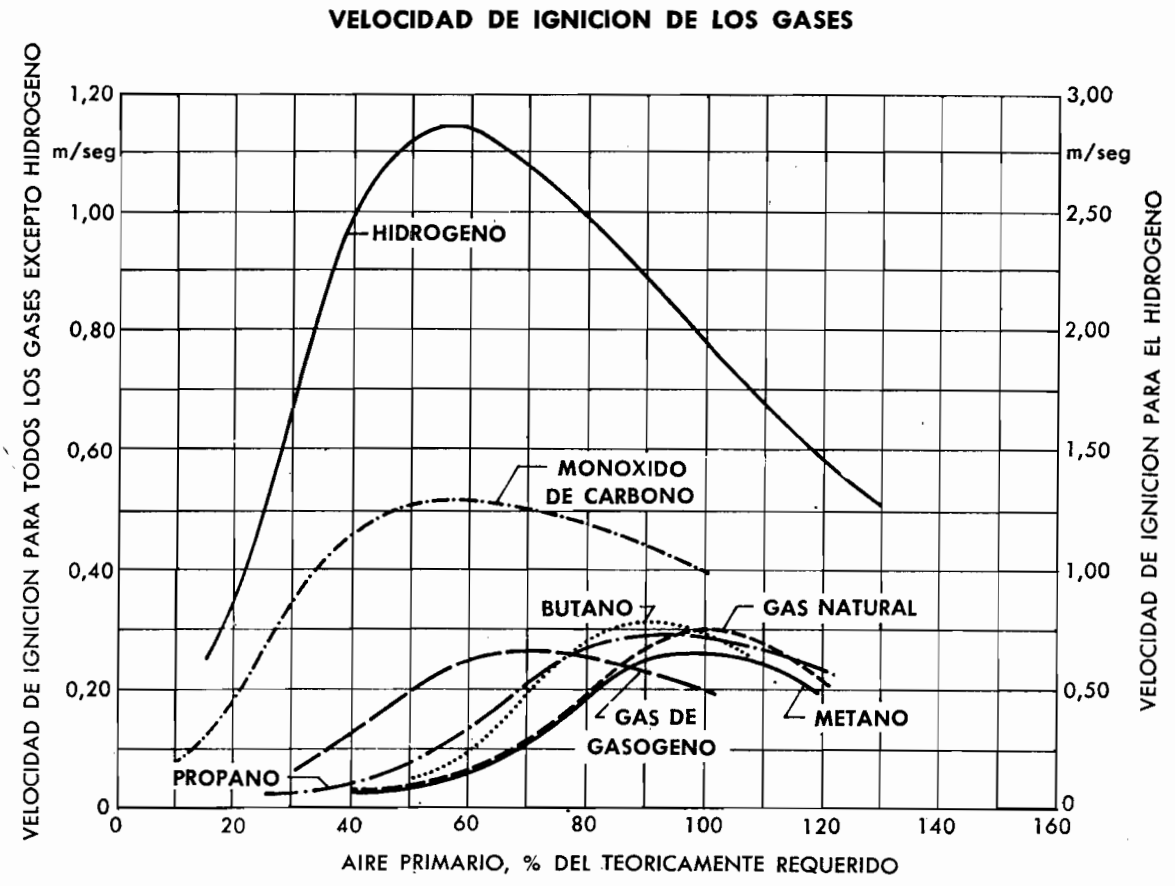


TABLA N° 17

*Aire de combustión necesario para el gas natural*

| $CO_2$ | Exceso de aire | Aire necesario | |
|---|---|---|---|
| % | % | kg/kg | m³/kg |
| 12,1 | 0 | 16,70 | 13,60 |
| 11,4 | 5 | 17,53 | 14,28 |
| 10,9 | 10 | 18,37 | 14,96 |
| 10,3 | 15 | 19,20 | 15,64 |
| 9,9 | 20 | 20,04 | 16,32 |

**Leña. Rezagos vegetales: bagazo, cascarillas, aserrín, etc.**

Años atrás, la leña fue un combustible de mucho uso. La extracción indiscriminada que se llevó a cabo en los bosques, a raíz de la escasez de combustibles, motivada por las dos guerras mundiales, redujo considerablemente las existencias, alargando los recorridos del transporte y encareciendo los costos.

Hoy el consumo de leña, se ha visto disminuido a las cercanías de las zonas de producción.

Los rezagos vegetales: aserrín, bagazo, cascarillas, etc., son consumidos también en sus zonas de producción. Salvo el bagazo, que es el combustible usado en la industria azucarera, los demás no revisten mayor importancia.

Para quemar adecuadamente los combustibles celulósicos, es necesario conocer sus características básicas, al igual que las de otros combustibles.

El poder calorífico, la composición química, el peso específico y la densidad aparente, la clasificación, el contenido de humedad, el contenido de cenizas y sus temperaturas de fusión. Los datos técnicos para la combustión y los usos comerciales, son elementos de juicio para utilizar los combustibles y proyectar adecuadamente las instalaciones.

*Poder calorífico.*

El poder calorífico de los combustibles celulósicos para los distintos tipos de leñas y rezagos, es prácticamente constante sobre base seca, exentos de humedad.

El poder calorífico puede fijarse en:

Pcs 4.750 kcal/kg
Pci 4.430 kcal/kg

En el caso de bagazo, que contiene sacarosa y otras impurezas, se considera que el poder calorífico es 1.825 kcal/kg con 50 % $H_2O$, con un aumento o disminución de 45 kcal cada 1 % que disminuye o aumenta la humedad.

La humedad, que es sumamente variable, modifica considerablemente los poderes caloríficos reales de los combustibles, tal cual se dispone de ellos.

El gráfico N° 11 permite determinar rápidamente los poderes caloríficos superior e inferior de un combustible, en base a su tenor de humedad.

*Composición química.*

En la composición química de los combustibles celulósicos, al igual que en los carbones, puede apreciarse el análisis sumario y el análisis elemental.

Los valores del análisis sumario, hecha abstracción de la humedad, varían muy poco, pudiendo aceptarse, sobre base seca, la siguiente composición porcentual:

| | % |
|---|---|
| Carbono fijo ..... | 23,4 |
| Materias volátiles . | 75,8 |
| Cenizas ..... | 0,8 |

El análisis elemental, es también bastante constante por las mismas razones y puede considerarse como promedio, la siguiente composición:

| | % |
|---|---|
| Carbono..... | 50,20 |
| Hidrógeno ..... | 7,00 |
| Oxígeno ..... | 42,00 |
| Ceniza ..... | 0,80 |

Sobre los datos anteriores pueden realizarse los cálculos de la combustión, pero debiéndose considerar especialmente el contenido de humedad.

*Peso específico. Densidad aparente.*

El peso específico de las maderas varía considerablemente. Las duras: quebracho, urunday, etc., son más pesadas que el agua. Las blandas son mucho más livianas y con contenido de humedad elevado: sauce, álamo, pino Paraná, etc. (ver tabla N° 18). La densidad aparente o de almacenaje, varía también (ver tabla N° 19), siendo bajísima para bagazo, aserrín, etc.

TABLA N° 18

*Peso específico de los combustibles celulósicos*

| Tipo | Humedad | kg/dm³ |
|---|---|---|
| Quebracho campana ..... | 9 % | 1,2 |
| Quebracho ..... | 14 % | 1,14 |
| Ñandubay ..... | 32 % | 1,06 |
| Leña fuerte mezcla ..... | 28 % | 0,84 |
| Eucalipto ..... | 20 % | 0,69 |
| Alamo ..... | 40 % | 0,58 |
| Sauce ..... | 40 % | 0,55 |

TABLA N° 19

*Densidad aparente de los combustibles celulósicos*

| Combustible | kg/m³ |
|---|---|
| Leña dura ..... | 600/700 |
| Leña floja ..... | 350/400 |
| Aserrín ..... | 300/350 |
| Bagazo ..... | 200/250 |
| Cascarillas ..... | 150/200 |

*Clasificación.*

Las leñas normalmente se denominan duras o fuertes, y blandas o flojas. La razón de esta clasificación, está basada en el peso específico y en el contenido de humedad.

Un trozo de quebracho de 10 dm³, de un peso específico de 1,15 y con un contenido de humedad del 14 % se reduce a 2,10 kg de carbón, formando una brasa duradera.

En cambio, un trozo de sauce también de 10 dm³, de 0,54 de peso específico y con 50 % de humedad, sólo producirá 0,54 kg de carbón. Esta leña, desde luego, arderá mucho más rápidamente que la otra, justificándose así la distinción anterior.

Aparte de la clasificación en leñas fuertes y flojas, el tenor de humedad es el factor que define su calidad.

Las leñas fuertes pueden ser tipo "verde" o "campana". La leña verde es obtenida de árboles vivos, oreada luego al aire. La leña "campana" es la obtenida de árbol seco, desprovista de corteza y sámago. Esta última tiene un porcentaje de humedad bastante bajo.

*Contenido de humedad.*

Como se ha dicho repetidamente, la humedad de los celulósicos varía ampliamente. La leña dura verde, oreada 6 meses, puede tener 30-40 % de humedad. La leña dura campana, puede tener de 8 a 15 %. Las leñas blandas, con 2 a 4 meses de oreo, pueden llegar al 40-50 %.

El bagazo, residuo de la fabricación del azúcar, varía del 45-55 %, influyendo en ello el tipo de trapiche que muele la caña, la época y el tiempo de cosecha. Los otros rezagos, cascarillas, aserrín, etc., varían mucho, siendo conveniente controlarlos en cada caso.

*Cenizas.*

El contenido de cenizas en los combustibles celulósicos es bajo: varía de 0,75 a 1,75 % (en casos aislados llega al 2 %).

Son importantes las temperaturas de ablandamiento, fusión y licuación. Ellas definen el proyecto de los hornos, fijando las temperaturas medias.

Pueden aceptarse como valores medios, los siguientes:

| | |
|---|---|
| Ablandamiento | 1.190° C |
| Fusión ..... | 1.215° C |
| Licuación .... | 1.350° C |

Estos valores fluctúan según la zona de procedencia del combustible, calidad de las tierras, usos de abonos, etc.

*Aire de combustión.*

El gráfico N° 11 permite fijar las cantidades de aire necesarias para quemar cualquier combustible celulósico, con distintos porcentajes de humedad y con distintos excesos de aire. También da los valores del poder calorífico.

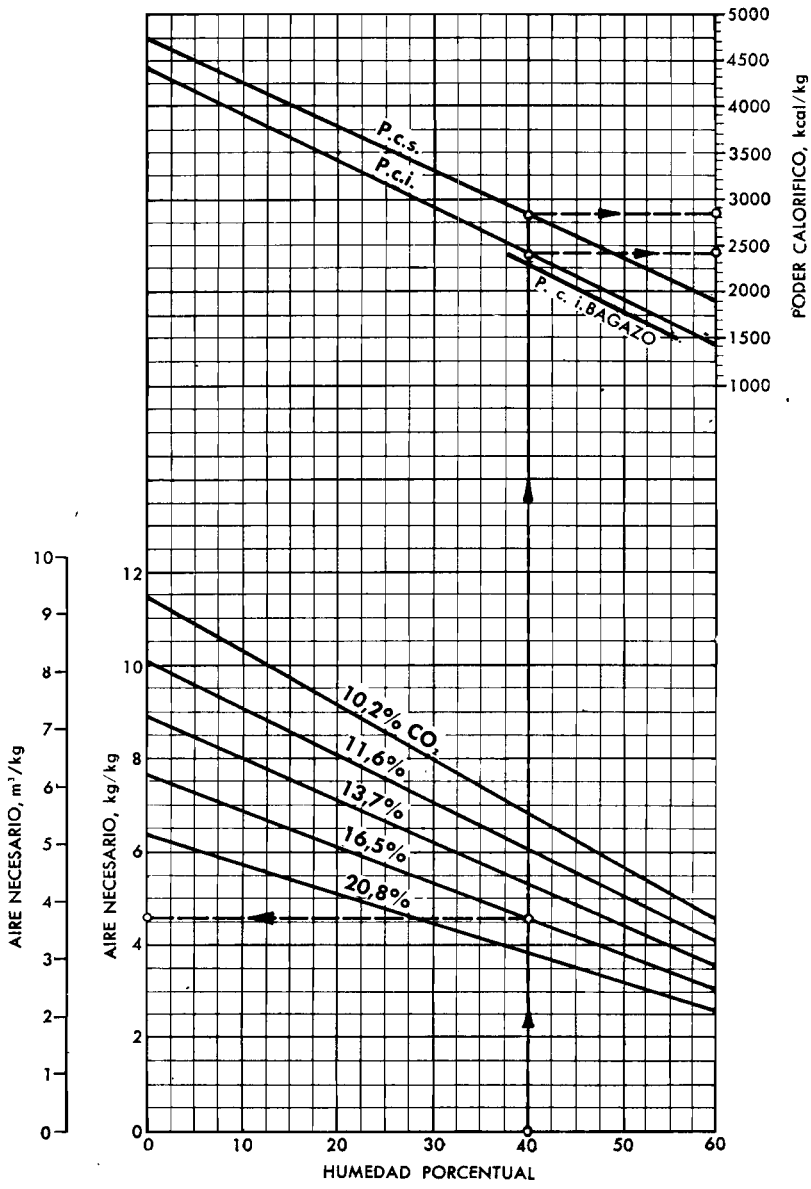
*Comercio.*

La leña se vende por tonelada, especificando características y tipos. Se acostumbra a trozarla para la industria, a la medida "ferrocarril", que establece diámetro máximo de 300 mm y largos de 600 mm, medidas adoptadas con el fin de facilitar el manipuleo y carga de los hornos. La leña blanda se suele vender al volumen. Los rezagos vegetales, en general, son comercializados en muy pequeña escala.

GRAFICO Nº 11

## COMBUSTIBLES CELULOSICOS

PODERES CALORIFICOS
AIRE DE COMBUSTION NECESARIO




EJEMPLO:

HUMEDAD PORCENTUAL: 40%

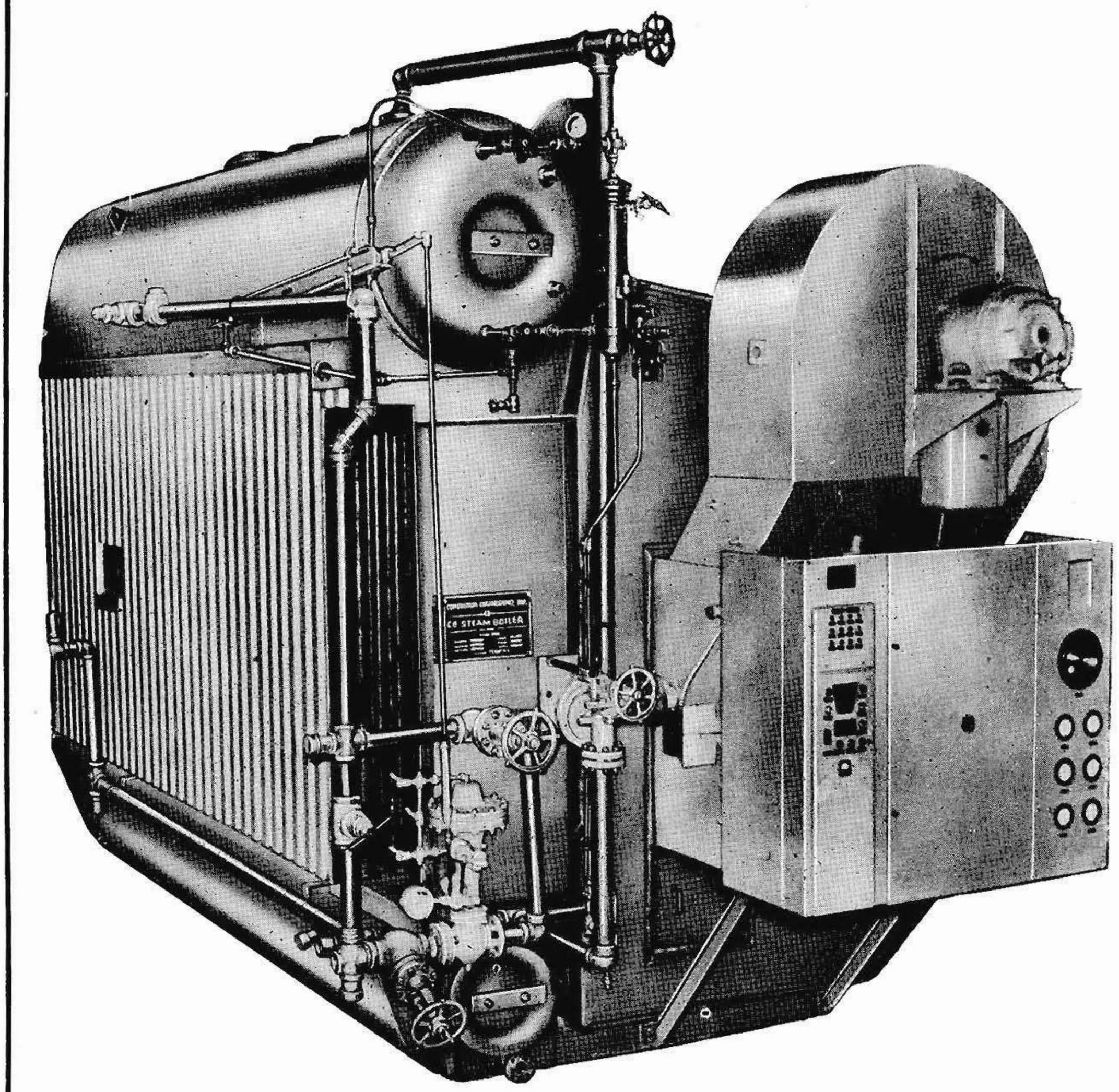
$CO_2$: 16,5

P. c. s.: 2840 kcal/kg

P. c. i.: 2400 kcal/kg

AIRE DE COMBUSTION NECESARIO: 4,30 kg/kg

3,70 m³/kg




Vista de una caldera tipo VP-12 W.

# 3

# CAPITULO TERCERO

**TRANSMISION DEL CALOR. — CONDUCCION. — CONVECCION. — TRANSMISION A TRAVES DE LAS PAREDES. — DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURAS. — COEFICIENTE DE CONVECCION. — RADIACION. — COEFICIENTE DE TRANSMISION TOTAL. — RADIACION GASEOSA. — CALCULO DE LA TRANSMISION DEL CALOR POR EL METODO DE LOS ESPESORES EQUIVALENTES. CALCULO GRAFICO.**

## Transmisión del calor.

El calor se transmite de un cuerpo caliente a otro más frío, por medio de alguna de las siguientes formas:

Conducción
Convección
Radiación

Para su mejor comprensión, conviene estudiar cada forma separadamente, pero sin olvidar que el calor se transmite simultáneamente por una o varias de dichas formas.

Los problemas vinculados a la transmisión del calor, han sido objeto de muchos estudios. Primero en forma teórica, con el fin de establecer leyes generales sobre el fenómeno físico, y luego en forma experimental y práctica, con el fin de determinar los coeficientes y valores necesarios para los cálculos.

En este libro se ha tratado primero de explicar el fenómeno. Una vez comprendido éste, se podrá hacer uso consciente de los datos prácticos, tomando los valores adecuados y dándoles a cada uno la correspondiente importancia, dentro del problema.

Hay valores que influyen poco en el resultado y es inútil extremar exactitud. En cambio, aquéllos cuya influencia es grande, deben apreciarse con prudencia. Un problema de transmisión de calor, lleva siempre implícito un cierto porcentaje de inexactitud, debido a muchos factores; por lo tanto, son inútiles los excesivos cuidados, en muchos de los casos.

## Conducción.

Paredes planas.

Cuando un sólido se calienta en un punto, el calor se transmite a través de él en todas direcciones. En el caso particular de una pared plana calentada de un lado, el calor se transmite a través de ella. Alcanzando el régimen estacionario, la cantidad de calor transmitida se hace en forma directamente proporcional a la superficie de la pared, a la diferencia de temperatura entre ambas caras de ella, al coeficiente de conducción e inversamente proporcional al espesor.

Matemáticamente, puede representarse así:

$$Q = \frac{kA\ (t_1 - t_2)}{b} \qquad [I]$$

Donde:

Q (kcal/h) = Cantidad horaria de calor
k (kcal m/m²h °C o kcal/mh °C) = Coeficiente de conducción
$t_1$, $t_2$ (°C) = Temperaturas a ambos lados de la pared
A ($m^2$) = Superficie considerada
b (m) = Espesor de la pared

## TABLA N° 20

*Conductibilidad térmica de materiales diversos con indicación de la temperatura a que ha sido establecido el coeficiente*

| | Temperatura °C | Conductibilidad kcal/mh °C |
|---|---|---|
| *Metales* | | |
| Acero dulce | 100 | 38,6 |
| | 600 | 31,2 |
| Aluminio | 0 | 174,0 |
| | 100 | 177,0 |
| | 200 | 184,4 |
| | 300 | 197,7 |
| | 500 | 231,0 |
| Bronce | 20 | 50,0 |
| | 100 | 60,0 |
| Cobre | 0 | 333,0 |
| | 100 | 324,0 |
| | 650 | 300,0 |
| Hierro (puro) | 0 | 64,0 |
| | 400 | 41,6 |
| Hierro (fundido) | 0 | 43,1 |
| | 100 | 41,6 |
| Latón 70-30 | 0 | 89,2 |
| | 400 | 99,7 |
| Níquel | 0 | 53,5 |
| | 300 | 47,6 |
| Oro | 20 | 250,0 |
| | 100 | 253,0 |
| Plata | 0 | 363,0 |
| | 100 | 357,0 |
| Plomo | 0 | 31,2 |
| | 200 | 26,7 |
| Zinc | 0 | 95,0 |
| | 200 | 92,2 |
| | 400 | 80,3 |
| *Materiales refractarios (Ladrillos)* | | |
| Refractario sílico-aluminoso | 200 | 0,86 |
| | 400 | 0,96 |
| | 600 | 1,00 |
| | 800 | 1,12 |
| | 1.000 | 1,20 |
| | 1.200 | 1,30 |
| | 1.400 | 1,36 |
| Refractarios de sílice | 200 | 0,90 |
| | 400 | 1,08 |
| | 600 | 1,22 |
| | 800 | 1,39 |
| | 1.000 | 1,53 |
| | 1.200 | 1,71 |
| | 1.400 | 1,87 |
| Refractarios de cromo | 200 | 1,20 |
| | 400 | 1,32 |
| | 600 | 1,40 |
| | 800 | 1,52 |
| | 1.000 | 1,62 |
| | 1.200 | 1,74 |
| | 1.400 | 1,83 |
| Refractario de magnesita | 200 | 4,02 |
| | 400 | 3,49 |
| | 600 | 3,04 |
| Refractario de magnesita *(Continuación)* | 800 | 2,65 |
| | 1.000 | 2,52 |
| | 1.200 | 2,40 |
| | 1.400 | 2,40 |
| *Refractarios aislantes* | | |
| Serie 16 | 200 | 0,10 |
| | 400 | 0,13 |
| | 600 | 0,15 |
| | 800 | 0,18 |
| Serie 20 | 200 | 0,13 |
| | 400 | 0,15 |
| | 600 | 0,18 |
| | 800 | 0,22 |
| | 1.000 | 0,24 |
| Serie 23 | 200 | 0,19 |
| | 400 | 0,22 |
| | 600 | 0,25 |
| | 800 | 0,29 |
| | 1.000 | 0,32 |
| | 1.200 | 0,36 |
| Serie 26 | 200 | 0,21 |
| | 400 | 0,23 |
| | 600 | 0,28 |
| | 800 | 0,32 |
| | 1.000 | 0,35 |
| | 1.200 | 0,39 |
| | 1.400 | 0,42 |
| Serie 28 | 200 | 0,27 |
| | 400 | 0,30 |
| | 600 | 0,33 |
| | 800 | 0,37 |
| | 1.000 | 0,40 |
| | 1.400 | 0,47 |
| Ladrillo aislante de diatomea | 200 | 0,07 |
| | 400 | 0,09 |
| | 600 | 0,11 |
| Ladrillo común de construcción | — | 0,50 |
| Ladrillo hueco de construcción | — | 0,30 |
| *Materiales aislantes diversos* | | |
| Magnesia 85 % | 40 | 0,058 |
| | 250 | 0,069 |
| Lana de vidrio | 40 | 0,045 |
| | 300 | 0,080 |
| Lana mineral | 40 | 0,033 |
| | 300 | 0,082 |
| Amianto en chapas | 40 | 0,145 |
| | 100 | 0,165 |
| | 150 | 0,175 |
| | 400 | 0,192 |
| Corcho | 0 | 0,031 |
| | 50 | 0,041 |
| Fieltro de pelo | 20 | 0,032 |

El coeficiente de conducción k, varía según los materiales y según la temperatura. En la tabla N° 20, hay una lista de los que se emplean principalmente en la industria: metales, aislantes, etc. y es usada para distintos cálculos mostrándonos el coeficiente de conducción y las temperaturas a las que éste ha sido determinado.

Ejemplo: Calculemos la cantidad de calor que transmite la pared de un horno, estando la cara interior a 600° C, y la exterior a 200° C, siendo su espesor de 230 mm. La pared es de refractario común. Según la tabla el coeficiente para el refractario entre 200° C y 600° C es:

$$k = 0{,}93 \text{ kcal/mh } ^\circ\text{C}$$

Aplicando la fórmula I tenemos:

$$Q = \frac{0{,}93 \text{ kcal/mh } ^\circ\text{C } (600 \,^\circ\text{C} - 200 \,^\circ\text{C})}{0{,}23 \text{ m}} =$$

$$\boxed{= 1.617 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}}$$

Paredes cilíndricas.

La fórmula anterior sufre una pequeña modificación, cuando se trata de superficies que no son planas. El caso más común para la técnica, es la superficie cilíndrica, para la cual la fórmula que corresponde es:

$$Q = \frac{k2\pi \text{ L } (t_1 - t_2)}{2{,}3 \log \left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \qquad [\text{II}]$$

Los símbolos son los mismos de la fórmula anterior, y además:

$\pi = 3{,}14$

L (m) = Largo del cilindro

$r_1$, $r_2$ (m) = Radios, interior y exterior de la superficie cilíndrica

Considerando a $t_1$ como la temperatura interior, si $(t_1 - t_2)$ es positivo, hay flujo de calor del interior hacia afuera; si la diferencia es negativa, el flujo es de afuera hacia adentro.

Es interesante observar que en la fórmula sólo aparece la relación $\frac{r_2}{r_1}$; por lo tanto la cantidad de calor transmitida es independiente del diámetro absoluto del cilindro. Pero si las temperaturas $t_1$ y $t_2$ fueran las mismas, tendríamos igual pérdida de calor en un tubo de ∅ 50 mm y de 25 mm de aislación que en un tubo de 150 mm ∅ y con una aislación de 75 mm. El material aislante deberá ser igual en ambos casos. Si la relación $\frac{r_2}{r_1}$ es menor de 2 puede usarse la fórmula para las superficies planas sin error grave, debiendo en este caso tomarse la media entre la superficie interna y externa.

Aclaremos el concepto con un ejemplo:

Tomemos un tubo de ∅ 150 mm con 25 mm de aislación de magnesia 85 %. Calculemos la pérdida de calor por metro de longitud, siendo las temperaturas: $t_1 = 120^\circ$ C y $t_2 = 20^\circ$ C. El coeficiente de conducción para la magnesia a 70 °C es 0,060 kcal/mh °C.

Aplicando la fórmula II:

$$Q = \frac{0{,}060 \text{ kcal/mh } ^\circ\text{C} \times 2 \times 3{,}14 \ (120 \,^\circ\text{C} - 20 \,^\circ\text{C})}{2{,}3 \log \left(\frac{0{,}100 \text{ m}}{0{,}075 \text{ m}}\right)} =$$

$$\boxed{= 132{,}3 \text{ kcal/m}^2\text{h}}$$

Con la fórmula de las superficies planas y tomando como valor de cálculo de ésta, la media entre interior y exterior, o sea la correspondiente a ∅ 175 mm que nos da 0,55 m² por metro de longitud cilíndrica, tendremos:

$$Q = \frac{0{,}060 \text{ kcal/mh } ^\circ\text{C} \times 0{,}55 \text{ m}^2 \ (120 \,^\circ\text{C} - 20 \,^\circ\text{C})}{0{,}025 \text{ m}} =$$

$$\boxed{= 132 \text{ kcal/m}^2\text{h}}$$

y el resultado es prácticamente igual. El mismo problema puede presentarse con hornos pequeños, donde con paredes planas muy gruesas, la diferencia de superficies internas y externas puede ser importante. En estos casos, conviene tomar la superficie media, obteniéndose así resultados suficientemente exactos en la mayoría de las veces.

Paredes compuestas.

Estudiemos ahora las paredes compuestas de varias capas de distintos materiales y por lo tanto, con

distinto coeficiente de conducción. Podemos decir que en estado de régimen, la cantidad de calor que pasará por hora de una capa a otra, será la misma. Tratándose de tres materiales diferentes tendremos:

$$Q = \frac{k_1\ (t_1 - t_2)}{b_1} = \frac{k_2\ (t_2 - t_3)}{b_2} = \frac{k_3\ (t_3 - t_4)}{b_3}$$

Los valores de $k_1$, $k_2$ y $k_3$ son conocidos. También serán conocidos los espesores $b_1$, $b_2$ y $b_3$ y las temperaturas extremas $t_1$ y $t_4$; puede deducirse entonces:

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{b_1}{k_1}} = \frac{t_2 - t_3}{\frac{b_2}{k_2}} = \frac{t_3 - t_4}{\frac{b_3}{k_3}}$$

y sumando antecedentes y consecuentes tenemos:

$$Q = \frac{t_1 - t_4}{\frac{b_1}{k_1} + \frac{b_2}{k_2} + \frac{b_3}{k_3}}$$

Con esta fórmula se resuelve el problema, pero no se pueden calcular las temperaturas intermedias $t_2$ y $t_3$, lo cual puede ser importante, sobre todo, cuando se trata de no exceder las temperaturas máximas de algunos materiales aislantes. Más adelante se verá cómo, por medio de los "espesores equivalentes", éstas pueden calcularse fácilmente. Para calcular Q se toman de las tablas los valores de k, que siempre deben elegirse a la temperatura de trabajo. Si hay variaciones importantes entre la cara caliente y la fría, pueden tomarse las temperaturas y valores promedios.

**Convección.**

La transmisión de calor por convección se realiza entre sólidos y fluidos (líquidos o gases).

Cuando un sólido, más claramente una pared sólida, a cierta temperatura está en contacto con un gas o líquido a distinta temperatura, tiene lugar la transmisión de calor por convección.

Las partículas del fluido, en contacto con la pared más caliente aumentan su temperatura y tienden a subir, en razón de su menor densidad. Al desplazarse las partículas calientes, son reemplazadas por las frías que a su vez se calientan y así sucesivamente, se repite el ciclo. Esta es la transmisión del calor por convección.

Cuando los desplazamientos del fluido son debidos al cambio de densidad, se llama *convección natural* y cuando es ayudado por ventiladores o bombas, se llama *convección forzada.*

El estudio de la transferencia de calor, desde una pared sólida a un fluido, es un poco complicado. Una pequeña capa de fluido permanece estacionaria, adherida a la pared o desplazándose muy lentamente. La transmisión del calor a través de ella se produce principalmente por conducción. Más allá de esa capa el fluido se mueve libremente y la convección se realiza como se ha dicho anteriormente.

El espesor de esta lámina varía con una serie de factores, teniendo ello directa influencia en la cantidad de calor transmitida.

Entre un sólido y un fluido la transmisión de calor por convección, es proporcional a la diferencia de temperaturas, a la superficie considerada y a un coeficiente propio de las condiciones en que se opere la transferencia.

Matemáticamente podemos escribir:

$$Q = a_c\ A\ (t_1 - t_2)$$

donde:

$a_c$ (kcal/m²h °C) = Coeficiente de convección

Siendo ya conocidos los otros valores.

El coeficiente $a_c$ varía muchísimo, desde pocas unidades para la convección natural a varios miles de kcal/m²h °C en el caso de vapores que se condensan. Es por lo tanto absolutamente necesario, elegir adecuadamente el coeficiente, a fin de tener resultados satisfactorios.

Afecta el valor del coeficiente, la temperatura, la viscosidad del fluido, la velocidad (si el movimiento es forzado), la posición de las superficies (si la convección es natural), la presión, etc. Influye, además, mucho en el coeficiente, el hecho de que el fluido cambie o no de estado, por ejemplo, un líquido que se evapore o un vapor que se condense.

**Transmisión a través de las paredes.**

Es normal en la técnica, el problema de conocer la transmisión del calor entre dos fluidos a través de una pared. Por ejemplo, calentar agua o aire

con vapor o agua caliente por medio de un serpentín o intercambiador.

En esas condiciones, debemos considerar primero: la convección desde el fluido más caliente a la pared; segundo: la conducción a través de la pared, y tercero: la convección desde la pared al fluido más frío. En el estado de régimen, las cantidades de calor transmitidas en cada una de las tres condiciones, serán las mismas.

Luego:

$$Q = a_{c_1} (t_1 - t_2) = \frac{k\ (t_2 - t_3)}{b} = a_{c_2} (t_3 - t_4)$$

o también:

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{a_{c_1}}} = \frac{t_2 - t_3}{\frac{b}{k}} = \frac{t_3 - t_4}{\frac{1}{a_{c_2}}}$$

y sumando antecedentes y consecuentes, tenemos:

$$Q = \frac{t_1 - t_4}{\frac{1}{a_{c_1}} + \frac{b}{k} + \frac{1}{a_{c_2}}}$$

y denominando

$$\frac{1}{\frac{1}{a_{c_1}} + \frac{b}{k} + \frac{1}{a_{c_2}}} = J$$

tendremos

$$Q = J\ (t_1 - t_4)$$

J, es el coeficiente de transmisión combinado. Recordemos además que $\frac{b}{k}$ es para pared sencilla; si fuera compuesta, la fórmula sería algo distinta, como ya se vio anteriormente. Las temperaturas superficiales de la pared, se pueden calcular por las siguientes expresiones:

$$t_2 = t_1 - \frac{Q}{a_{c_1}} \text{ y } t_3 = t_4 + \frac{Q}{a_{c_2}}$$

Con frecuencia, por ser b pequeño y k grande (paredes metálicas), la relación $\frac{b}{k}$ resulta muy chica y puede despreciarse; J queda entonces:

$$J = \frac{1}{\frac{1}{a_{c_1}} + \frac{1}{a_{c_2}}}$$

Este valor de J puede calcularse fácilmente por el gráfico N° 12, entrando en él con los valores de $a_{c_1}$ y $a_{c_2}$.

El despreciar $\frac{b}{k}$ lleva implícito suponer que:

$$t_2 - t_3 = t_p$$

siendo

$t_p$ (°C) = temperatura de la pared

La temperatura ($t_p$) puede calcularse así:

$$t_p = \frac{a_{c_1}\ t_1 + a_{c_2}\ t_4}{a_{c_1} + a_{c_2}}$$

Si uno de los valores de $a_c$ es pequeño con relación al otro, no vale la pena hallar el valor de J o sea el coeficiente combinado, sino que se usa el valor de $a_c$ más pequeño directamente.

**Diferencia media logarítmica de temperaturas.**

Tratándose de intercambiadores de calor por tubos o similares, es necesario establecer la diferencia media de temperaturas entre los fluidos que se calientan, enfrían, condensan o evaporan.

Como es sabido la disposición de circulación de los fluidos puede ser en contra-corriente o en corrientes paralelas o también puede ser el caso intermedio en que un fluido se evapora o condensa.

La fórmula para determinar la diferencia media de temperaturas, que también puede resolverse con el gráfico N° 13, es:

$$\Delta_{t_m} = \frac{\Delta_{t_1} - \Delta_{t_2}}{2{,}3 \log \left(\frac{\Delta_{t_1}}{\Delta_{t_2}}\right)}$$

donde

$\Delta_{t_m}$ (°C) = Diferencia de temperatura media logarítmica

$\Delta_{t_1}$ (°C) = Diferencia de temperatura inicial

$\Delta_{t_2}$ (°C) = Diferencia de temperatura final

GRAFICO Nº 12

## CALCULO DE COEFICIENTE DE TRANSMISION TOTAL DEL CALOR

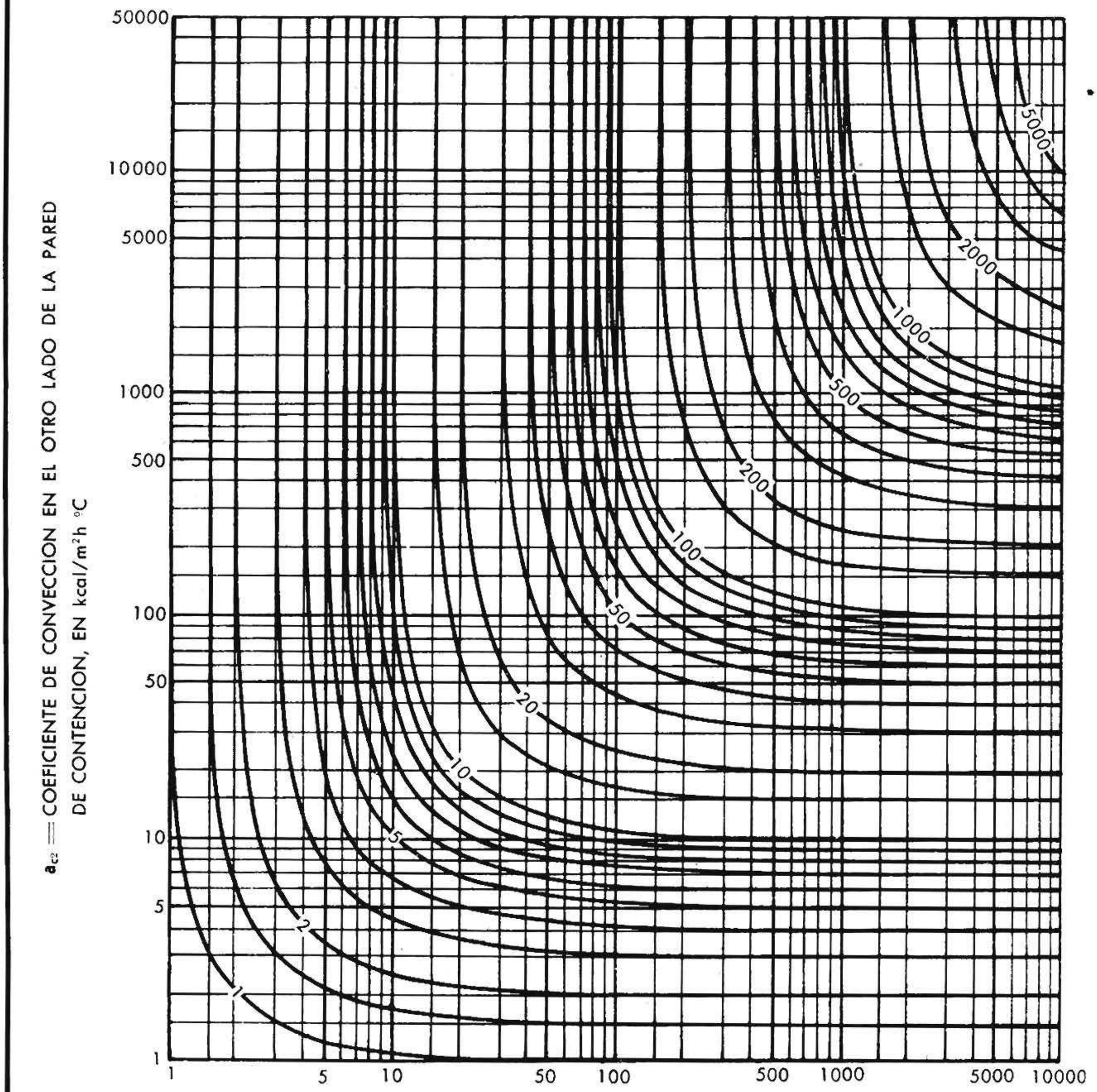
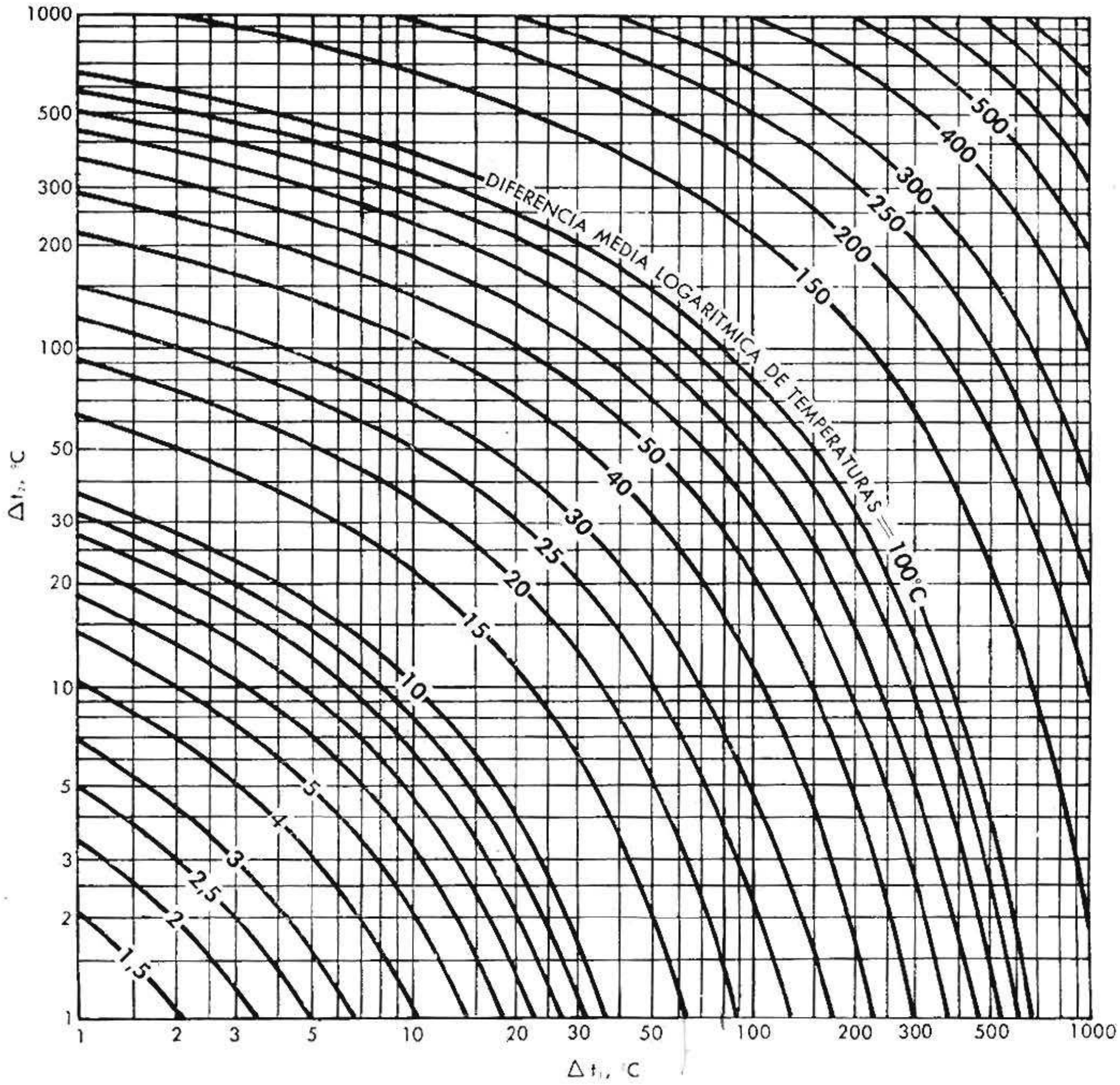
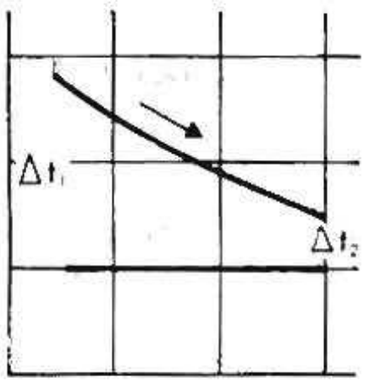


GRAFICO Nº 13

## DETERMINACION DE LA TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR

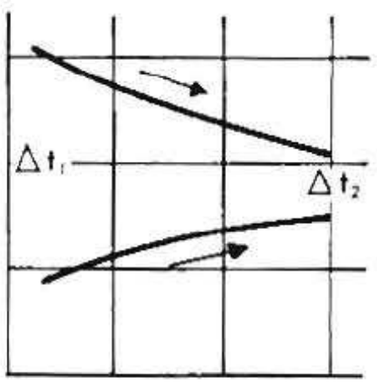



1



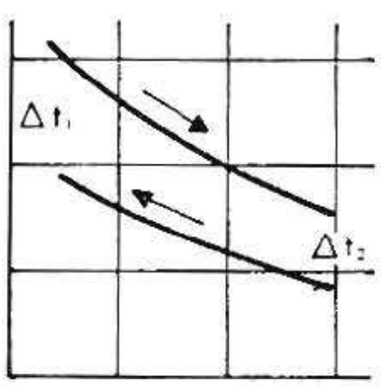

FLUIDO ENFRIANDOSE Y LIQUIDO EVAPORANDOSE

2



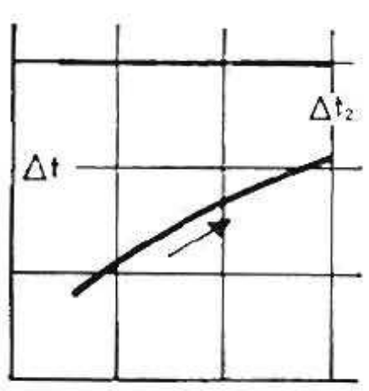

FLUJO PARALELO LIQUIDOS O GASES

3




CONTRACORRIENTE LIQUIDOS O GASES

4




VAPOR CONDENSANDO Y OTROS FLUIDOS CALENTANDOSE

$$\Delta tm = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{2{,}3 \log \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

**Coeficiente de convección.**

En la solución de los problemas térmicos, se presentan una serie de casos característicos, para los cuales se requiere conocer el coeficiente de convección.

Estos coeficientes, que han sido establecidos en base a minuciosos ensayos, responden a fórmulas matemáticas que dependen de distintas variables y son en general complicadas, existiendo valores elevados a potencias de exponentes fraccionarios, etc. Todo ello hace que su cálculo sea poco práctico. Por esta razón, se han preparado gráficos, en los cuales una curva o familia de curvas, permite hallar la solución en forma rápida y fácil.

Seguidamente se explica la forma de determinar los coeficientes para los casos más usuales.

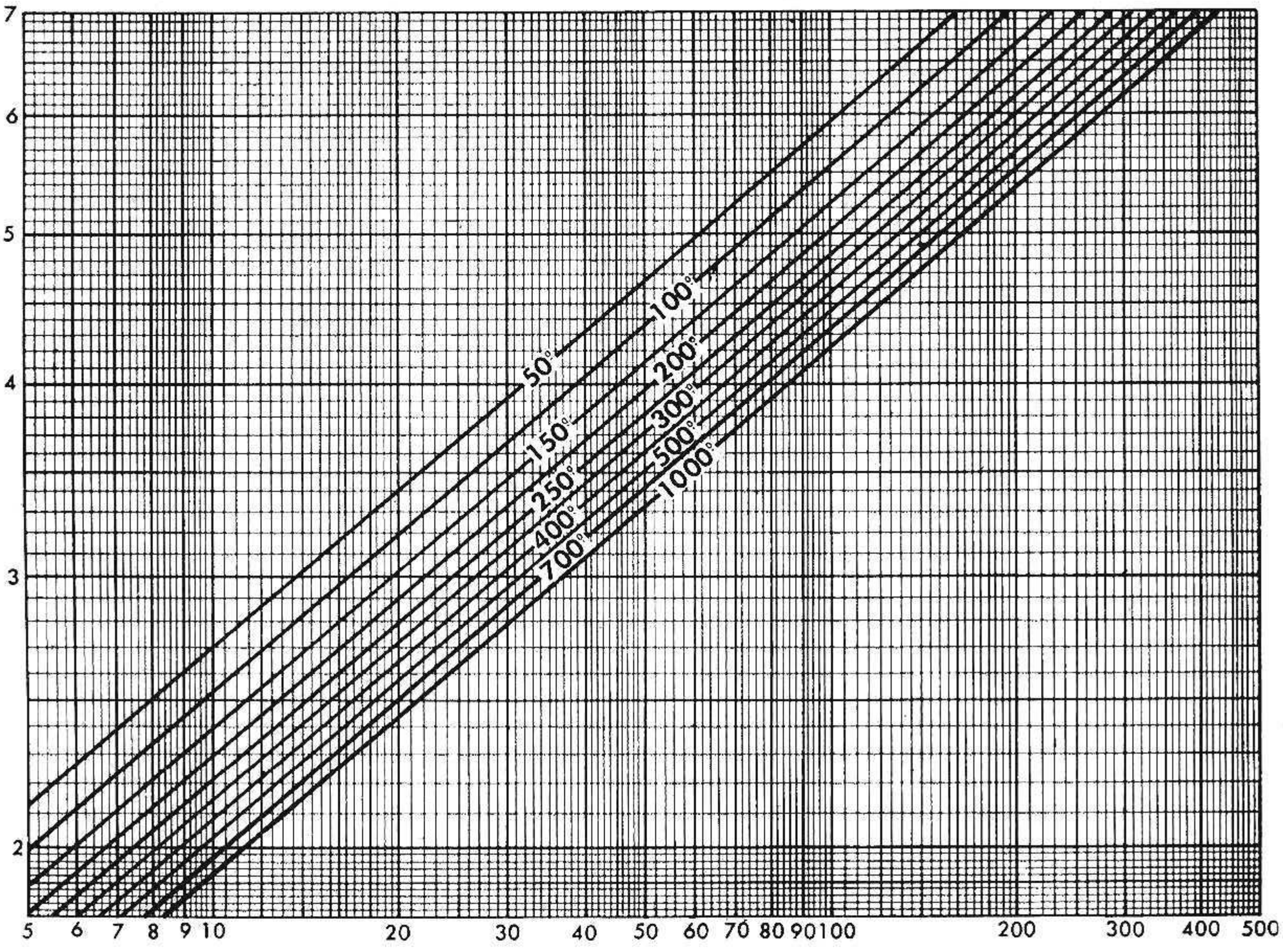
1° Convección natural de aire o gases, sobre superficies planas, interior o exterior de tubos. Superficies en posición vertical (caso N° 1).

El gráfico N° 14 permite establecer el coeficiente, entrando con la diferencia de temperaturas entre la superficie y el aire o gases. Eligiendo luego la recta cuyo valor corresponda a la temperatura media entre la pared y aire o gases.

Tratándose de superficies planas horizontales, que "miran" exteriormente hacia arriba o de tubos únicos horizontales, el valor puede aumentarse un 30 %; en cambio, si se trata de superficies horizontales que "miran" hacia abajo, el valor debe disminuirse en un 30 %.

GRAFICO N° 14 — CASO N° 1

**CONVECCION NATURAL DE AIRE O GASES SOBRE SUPERFICIES PLANAS DENTRO O FUERA DE TUBOS. SUPERFICIES EN POSICION VERTICAL**



2° Convección forzada de aire o gases, circulando dentro de tubos (caso N° 2).

El gráfico N° 15 permite establecer el coeficiente, entrando con la velocidad de flujo de aire o gases en abscisas, y eligiendo la recta cuya temperatura media se aproxime a la diferencia entre la del fluido y el tubo, corrigiendo luego el valor según sea el diámetro del mismo.

Cuando se trata de convección forzada y el aire o gases circulan por el exterior de un grupo de tubos, con la dirección del flujo paralela a ellos, se toma el diámetro equivalente, calculando por la fórmula:

$$\varnothing eq = \frac{4 \times \text{área}}{\text{perímetro}}$$

o más sencillamente por medio del gráfico N° 16 y entrando luego al gráfico N° 15.

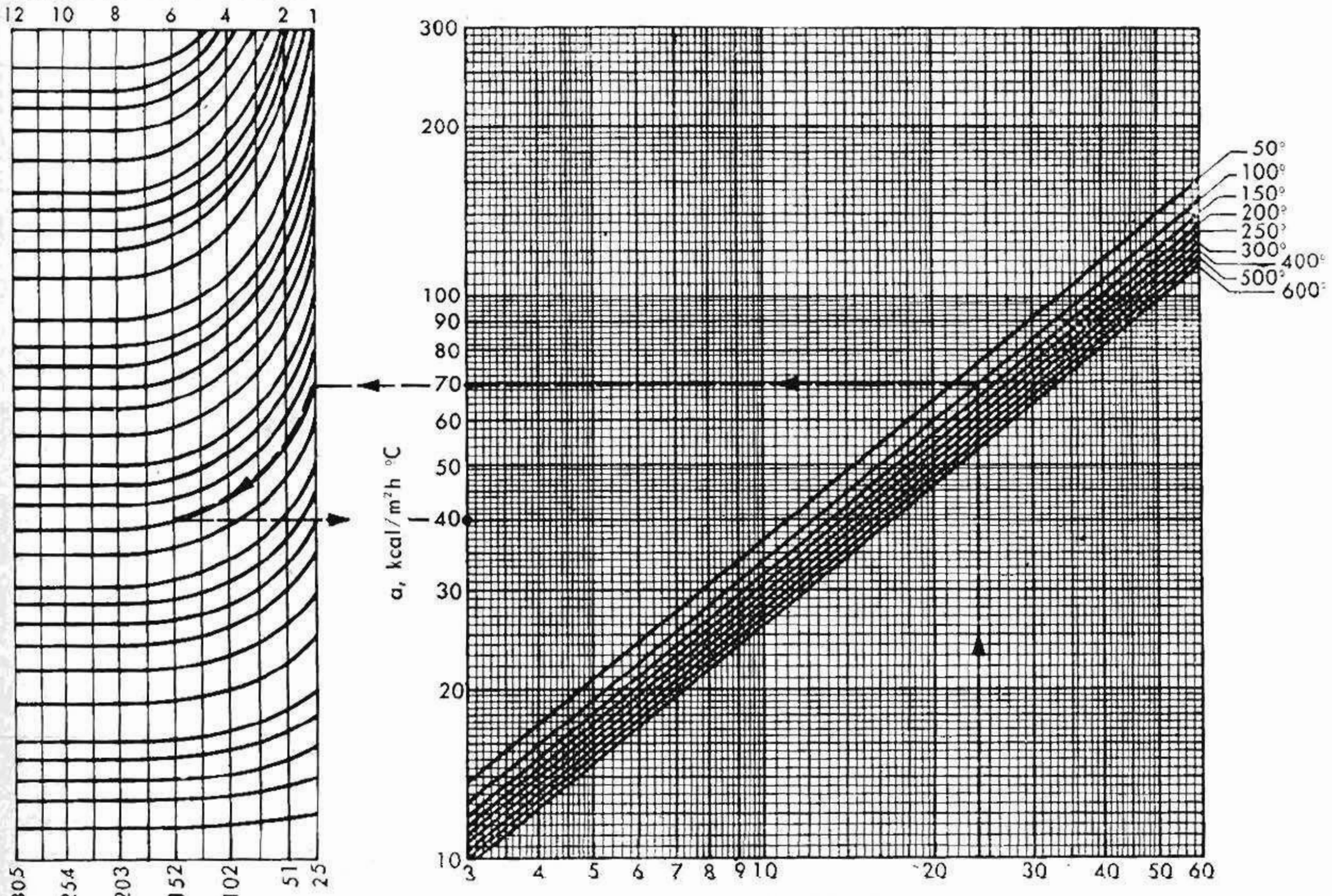
3° Convección forzada de aire o gases fuera de grupos de tubos, con dirección del flujo perpendicular a ellos (caso N° 3).

El coeficiente varía si los tubos están alineados o al tresbolillo. La determinación se hace con los gráficos N° 17 y 17 bis. Entrando con la temperatura y velocidad de los gases, haciendo intervenir el diámetro y número de filas sucesivas de tubos.

4° Convección forzada de vapor sobrecalentado circulando dentro de tubos (caso N° 4).

GRAFICO N° 15 — CASO N° 2

**COEFICIENTE DE CONVECCION FORZADA DE AIRE O GASES CIRCULANDO DENTRO DE TUBOS**



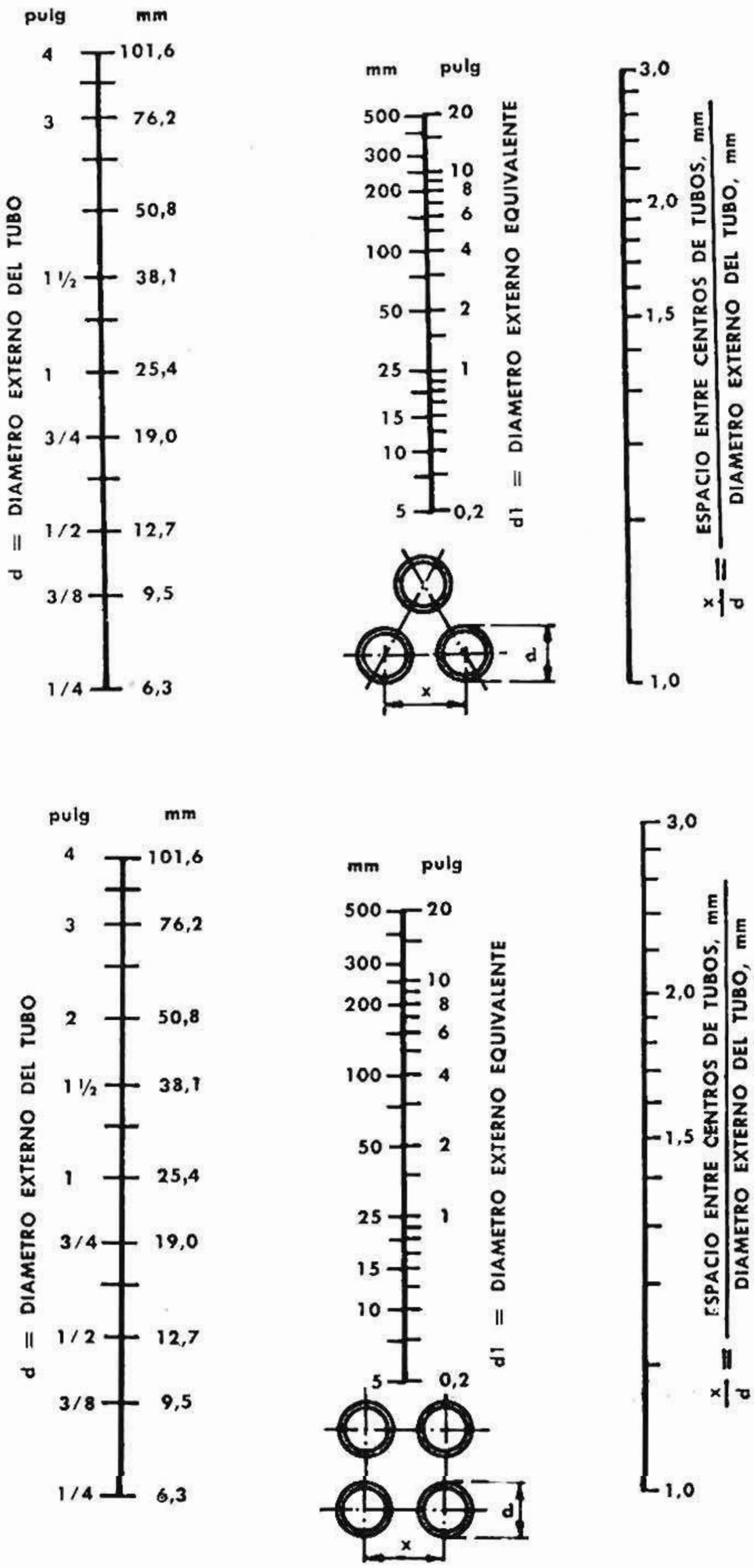

EJEMPLO:

VELOCIDAD = 24 m/seg; TEMPERATURA: 100° C, a CORRESPONDIENTE A Ø 25 mm = 70 kcal/m²h °C

a CORREGIDO PARA Ø 152 mm = 40 kcal/m²h °C

GRAFICO Nº 16

# DETERMINACION DEL DIAMETRO EQUIVALENTE DE HACES DE TUBOS

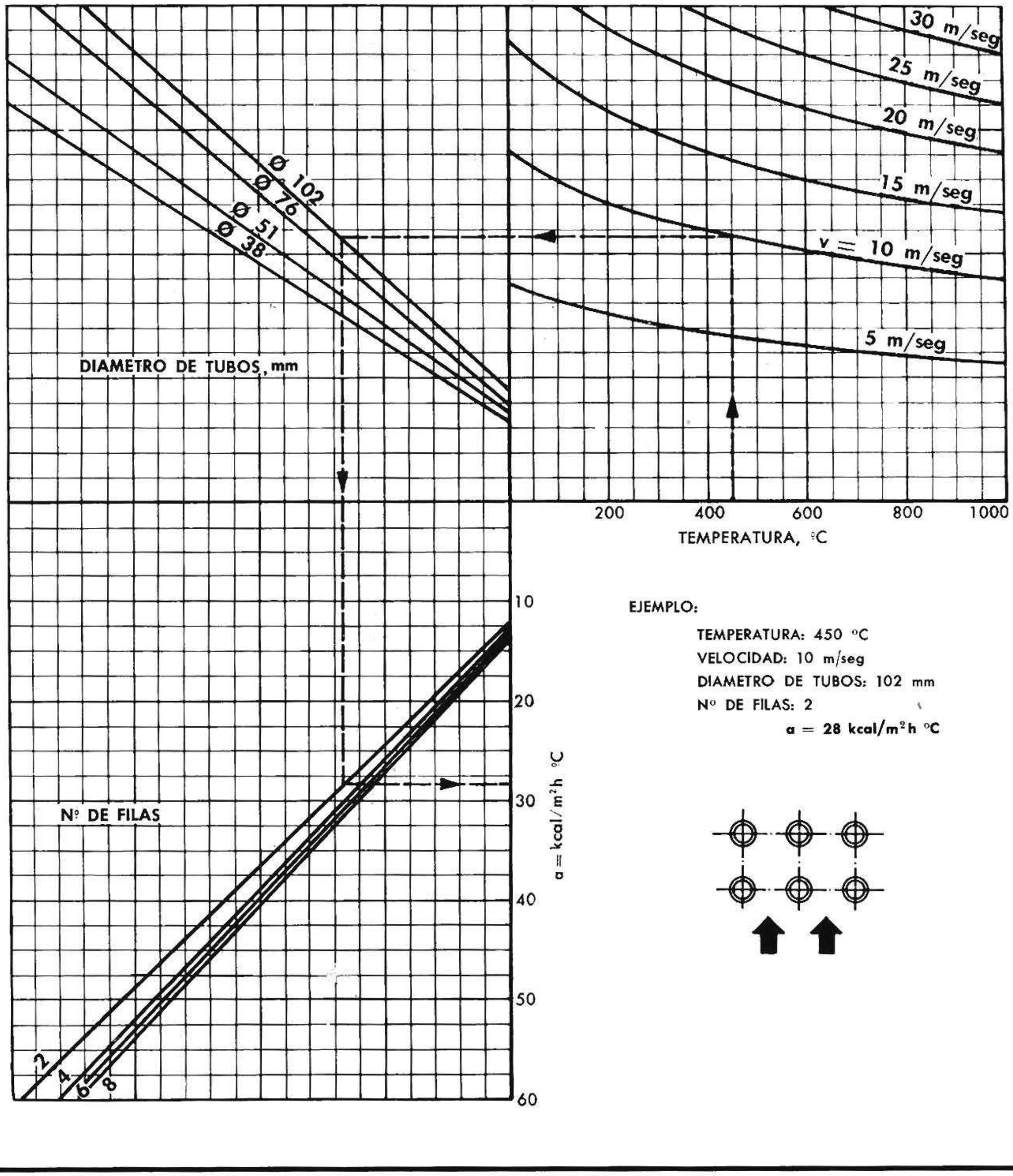



ESTE GRAFICO PERMITE DETERMINAR EL Ø eq, PARA LO CUAL SE ALINEA EL DIAMETRO DEL TUBO CON LA RELACION x/d. EN LA LINEA CENTRAL HALLAREMOS EL RESULTADO.

GRAFICO Nº 17

CASO Nº 3

## CONVECCION FORZADA DE AIRE O GASES CIRCULANDO FUERA DE HACES DE TUBOS CON DIRECCION DEL FLUJO PERPENDICULAR A ELLOS. TUBOS ALINEADOS




EJEMPLO:

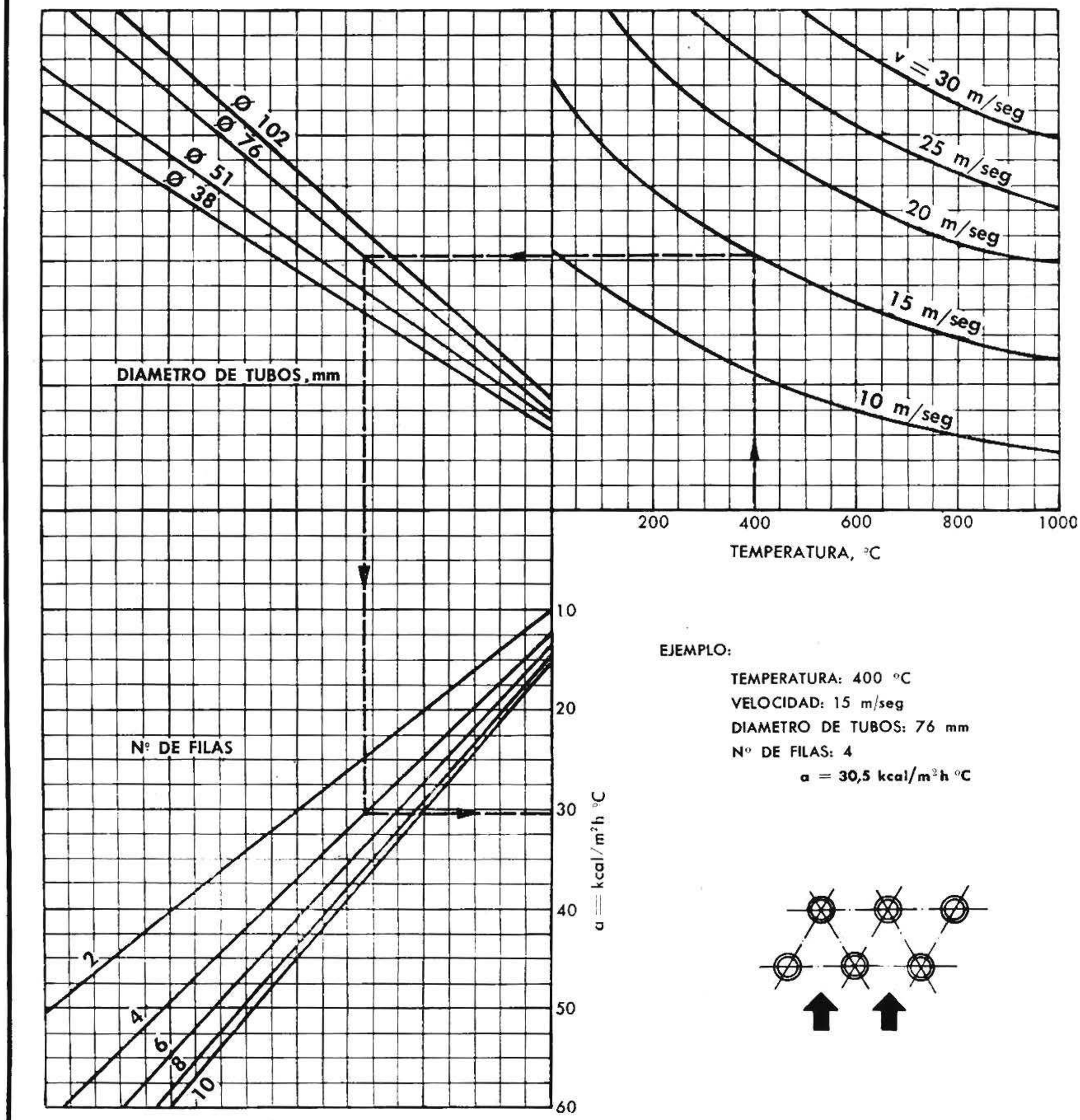
TEMPERATURA: 450 °C
VELOCIDAD: 10 m/seg
DIAMETRO DE TUBOS: 102 mm
Nº DE FILAS: 2

**a = 28 kcal/m²h °C**

GRAFICO Nº 17 BIS

CASO Nº 3

## CONVECCION FORZADA DE AIRE O GASES CIRCULANDO FUERA DE HACES DE TUBOS CON DIRECCION DEL FLUJO PERPENDICULAR A ELLOS. TUBOS EN TRESBOLILLO




EJEMPLO:

TEMPERATURA: 400 °C
VELOCIDAD: 15 m/seg
DIAMETRO DE TUBOS: 76 mm
Nº DE FILAS: 4

$a = 30{,}5$ kcal/m²h °C

El gráfico N° 18 permite determinar el coeficiente entrando con el valor de C que se elige de la tabla siguiente y que depende de la presión y temperatura media del vapor.

*Valores de C*

| Presión atm | Temperatura media del vapor °C | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 200 | 225 | 250 | 275 | 300 | 325 | 350 | 375 | 400 | 425 | 450 |
| 10 | 1,10 | 1,00 | 0,94 | 0,89 | 0,85 | 0,82 | 0,79 | 0,78 | 0,77 | 0,76 | 0,75 |
| 20 | | 2,28 | 1,98 | 1,81 | 1,68 | 1,59 | 1,50 | 1,45 | 1,40 | 1,36 | 1,34 |
| 30 | | | 3,52 | 2,97 | 2,65 | 2,44 | 2,30 | 2,17 | 2,08 | 2,00 | 1,94 |
| 40 | | | 5,82 | 4,55 | 3,88 | 3,45 | 3,13 | 2,95 | 2,80 | 2,67 | 2,58 |
| 50 | | | | 6,88 | 5,49 | 4,69 | 4,16 | 3,81 | 3,60 | 3,34 | 3,21 |
| 60 | | | | | 7,64 | 6,22 | 5,31 | 4,77 | 4,40 | 4,08 | 3,90 |
| 70 | | | | | 10,54 | 8,03 | 6,70 | 5,90 | 5,32 | 4,90 | 4,62 |
| 80 | | | | | 14,58 | 10,72 | 8,50 | 7,20 | 6,33 | 5,79 | 5,41 |
| 90 | | | | | | 13,92 | 10,60 | 8,80 | 7,60 | 6,79 | 6,27 |
| 100 | | | | | | 17,90 | 13,23 | 10,45 | 8,86 | 7,76 | 7,07 |

El valor obtenido del gráfico debe corregirse dividiéndolo por el valor de la tabla siguiente, según sea el diámetro del tubo usado.

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| ∅ (m) | 0,030 | 0,035 | 0,043 | 0,048 |
| Divisor | 0,571 | 0,585 | 0,604 | 0,615 |

Debe también corregirse el resultado anterior de acuerdo con la longitud de los tubos de la serpentina, dividiendo el resultado con los valores de la tabla:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| 1 (m) | 5 | 10 | 15 | 20 |
| Divisor | 1 | 1,120 | 1,145 | 1,161 |
| 1 (m) | 25 | 30 | 35 | 40 |
| Divisor | 1,174 | 1,186 | 1,195 | 1,203 |

5° Convección natural del agua sobre superficies verticales planas, exterior de tubos o interior de tubos. Puede también usarse para tubos únicos horizontales (caso N° 5).

El gráfico N° 19 permite determinar el coeficiente entrando con la diferencia de temperaturas entre la superficie y el agua, eligiendo la recta cuyo valor corresponda a la temperatura media entre pared y agua.

6° Convección forzada de agua dentro de tubos (caso N° 6).

El coeficiente se determina con ayuda del gráfico N° 20, en el cual se entra con la velocidad del agua y diámetro del tubo. El resultado debe corregirse según sea la temperatura media del agua entre entrada y salida.

| Temperatura, °C | 0° | 40° | 70° | 100° | 120° |
|---|---|---|---|---|---|
| Factor | 0,70 | 1,00 | 1,22 | 1,41 | 1,58 |

Cuando se trate de determinar el coeficiente, circulando el agua fuera de grupos de tubos y con dirección del flujo paralela a ella, se toma un diámetro equivalente (ver gráfico N° 16).

7° Convección natural del agua hirviendo sobre placas planas en cualquier posición (caso N° 7).

El coeficiente se determina con el gráfico N° 21 entrando con la diferencia de temperaturas entre la pared y el líquido y eligiendo la recta correspondiente a la presión.

Cuando el líquido hierve dentro de tubos verticales o inclinados que favorezcan la convección, el resultado se aumentará en un 25 %.

8° Convección natural de vapores condensándose sobre tubos horizontales (caso N° 8).

GRAFICO Nº 18

CASO Nº 4

## COEFICIENTE DE CONVECCION FORZADA DE VAPOR SOBRECALENTADO CIRCULANDO DENTRO DE TUBOS

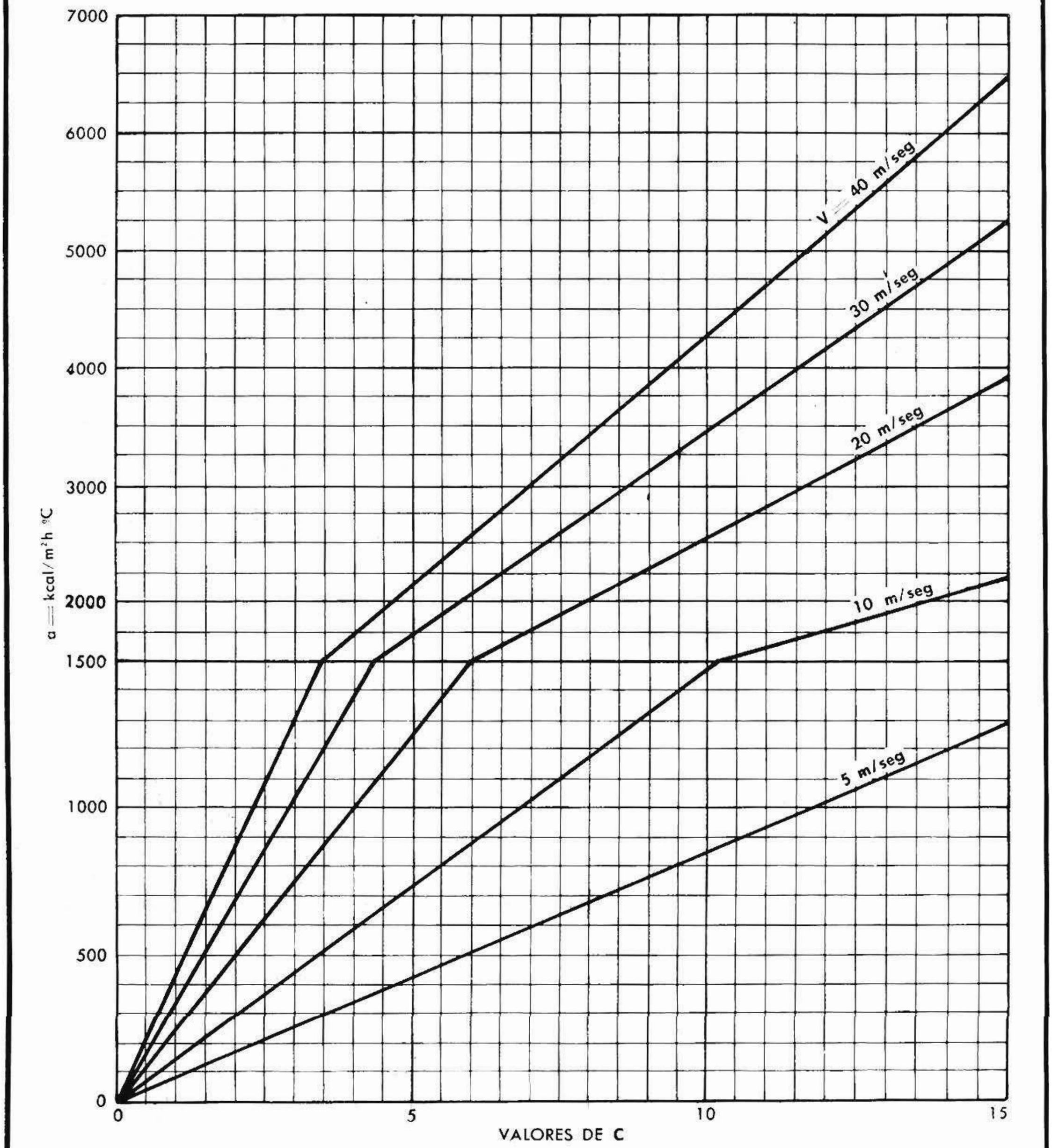
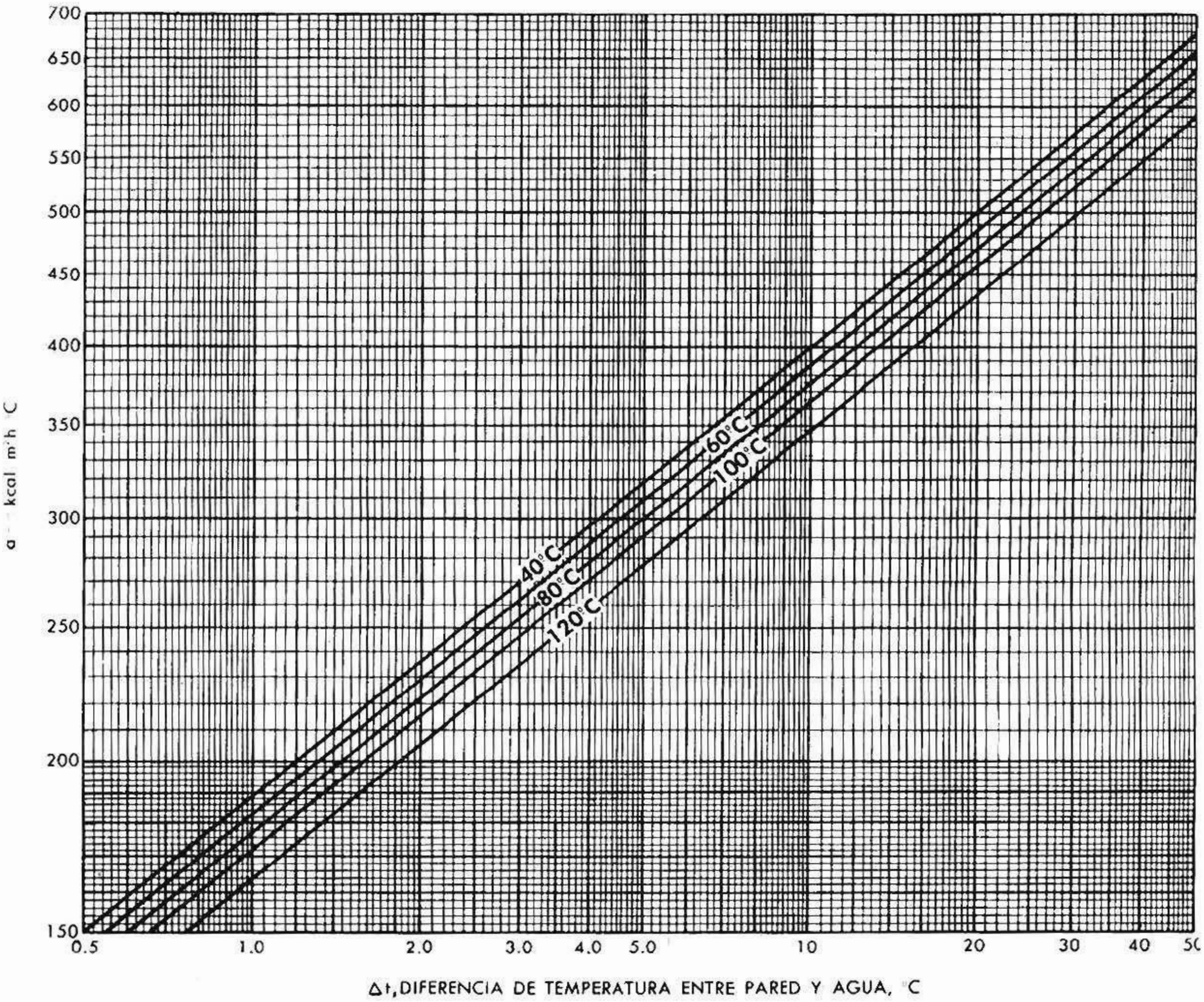


GRAFICO Nº 19

CASO Nº 5

## CONVECCION NATURAL DE AGUA SOBRE SUPERFICIES PLANAS, DENTRO O FUERA DE TUBOS SUPERFICIES EN POSICION VERTICAL



El coeficiente se determina con el gráfico N° 22 entrando con el valor de la condensación en kg/m² y el diámetro del tubo. El valor obtenido, se lo debe corregir por un factor de temperatura.

| Temperatura, °C | 0° | 40° | 60° |
|---|---|---|---|
| Factor | 0,75 | 1,00 | 1,24 |

| Temperatura, °C | 90° | 120° | 150° |
|---|---|---|---|
| Factor | 1,47 | 1,70 | 1,90 |

y por un factor que contemple la influencia del goteo del condensado sobre los tubos inferiores cuando estén colocadas varias filas de ellos, unos sobre otros, horizontalmente.

| N° de filas | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|---|
| Factor | 1,00 | 0,79 | 0,69 | 0,63 | 0,59 |

| N° de filas | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---|---|---|---|---|---|
| Factor | 0,55 | 0,52 | 0,50 | 0,48 | 0,46 |

| N° de filas | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 |
|---|---|---|---|---|---|
| Factor | 0,44 | 0,42 | 0,40 | 0,38 | 0,37 |

9° Convección forzada de petróleo o aceites circulando dentro o fuera de haces de tubos con la dirección flujo paralela a ellos (caso N° 9).

GRAFICO N° 20

CASO N° 6

## CONVECCION FORZADA DE AGUA DENTRO DE TUBOS

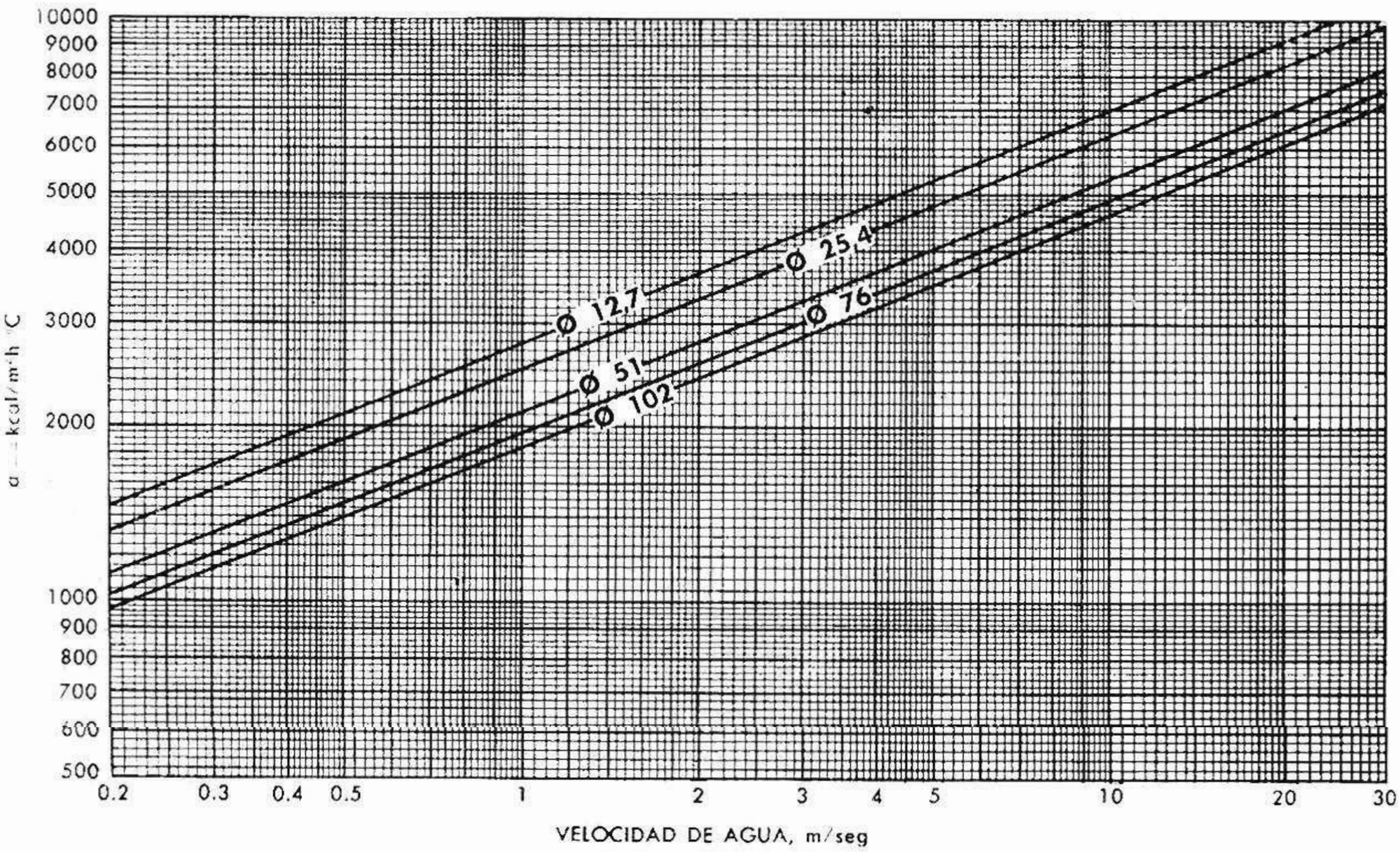
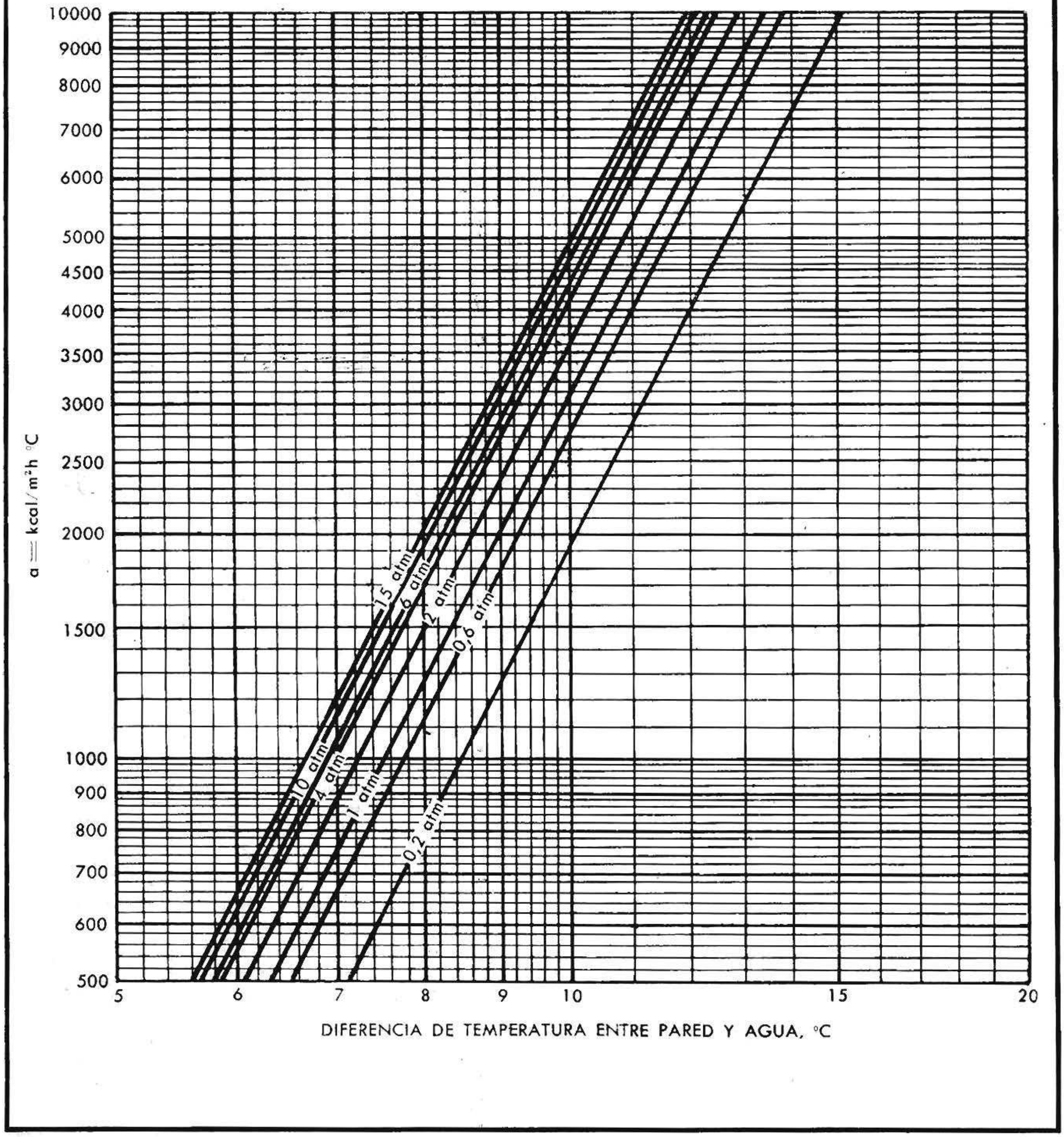


GRAFICO Nº 21

CASO Nº 7

## CONVECCION NATURAL DE AGUA HIRVIENDO SOBRE PLACAS PLANAS EN CUALQUIER POSICION



El coeficiente se obtiene con la ayuda del gráfico N° 23, entrando con la densidad del petróleo a la temperatura promedio en grados API (ver cap. 2) y el caudal en kg/h por tubo dividido por la longitud del tubo en metros. El valor obtenido se corrige por diámetro con la tabla siguiente:

| ∅ mm | 13 | 19 | 25 | 38 | 50 | 76 | 102 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Factor | 2,00 | 1,30 | 1,00 | 0,67 | 0,50 | 0,33 | 0,25 |

Se corrige por temperatura con los valores de la tabla:

| °C | 50° | 100° | 150° | 200° | 250° |
|---|---|---|---|---|---|
| Factor | 1,00 | 1,00 | 0,99 | 0,98 | 0,97 |

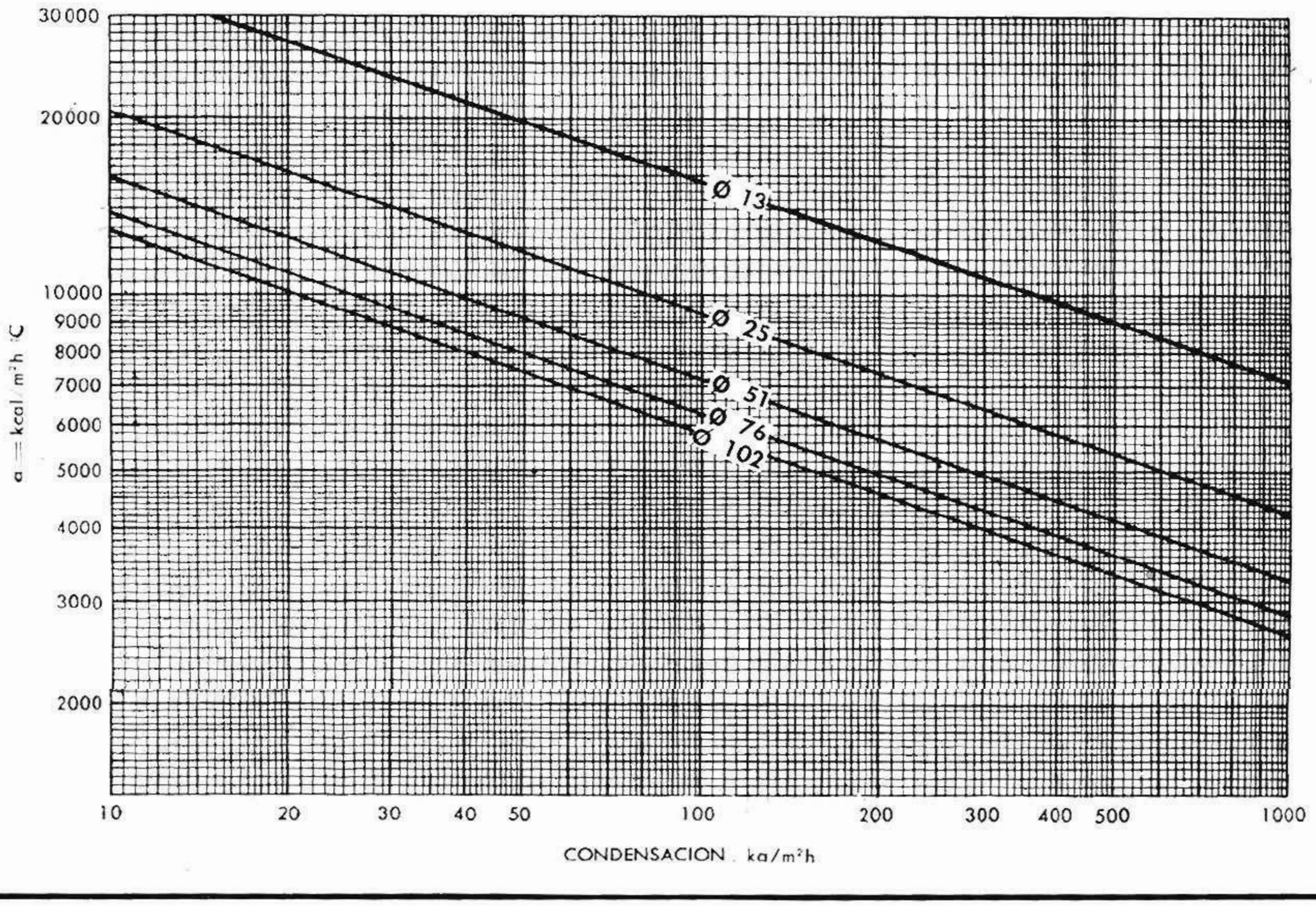
Los datos del gráfico son válidos siempre que los valores de kg/h tubo, divididos por el diámetro del tubo en centímetros no sean mayores que los valores de la tabla.

| Viscosidad cSt | Densidad A P I | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 10° | 20° | 30° | 40° | 50° | 60° |
| 4,3 | 230 | 250 | 270 | 280 | 300 | 320 |
| 7,4 | 410 | 440 | 480 | 400 | 530 | 570 |
| 10,4 | 570 | 620 | 660 | 690 | 730 | 780 |
| 15,8 | 860 | 920 | 980 | 1.030 | 1.100 | 1.160 |
| 21,0 | 1.140 | 1.210 | 1.300 | 1.390 | 1.440 | 1.550 |
| 32,3 | 1.800 | 1.940 | 2.070 | 2.190 | 2.320 | 2.330 |
| 41,6 | 2.450 | 2.630 | 2.800 | 2.980 | 3.160 | 3.340 |
| 64,8 | 3.680 | 3.950 | 4.210 | 4.460 | 4.710 | 4.980 |
| 86,5 | 4.930 | 5.290 | 5.630 | 5.960 | 6.320 | 6.680 |

Es de interés completar lo explicado anteriormente con algunos ejemplos que demuestren la forma de utilización de los gráficos, para determinación de los coeficientes de convección.

GRAFICO N° 22 — CASO N° 8

**CONVECCION NATURAL DE VAPORES CONDENSANDOSE SOBRE TUBOS HORIZONTALES**



Supongamos calcular un calefactor de agua a vapor. Se trata de calentar 4.000 kg/h de agua desde 20° C hasta 80° C. El vapor de calefacción será a una presión de 0,5 atm correspondiente a una temperatura de 110° C.

Tomemos para construir el calefactor, un tubo de ∅ 150 mm y coloquemos dentro 14 tubos de cobre de ∅ 16 mm exterior, considerando que el agua circula por los tubos y que el vapor baña el espacio entre éstos y el blindaje exterior.

La cantidad de calor a transmitir es:

$$Q = P \times C \times \Delta_t$$

$$Q = 4.000\ kg/h \times 1\ kcal/°C\ kg \times (80° C - 20° C) =$$

$$\boxed{= 240.000\ kcal/h}$$

la cantidad de vapor requerida será,

si $r = 550{,}8$ kcal/kg (calor de vaporización)

$$Q = \frac{240.000\ kcal/h}{550{,}8\ kcal/kg} = 435\ kg/h$$

La superficie de calefacción del calefactor estará dada por:

$$Q = J \times A \times \Delta_{t_m}$$

$$A = \frac{Q}{J \times \Delta_{t_m}}$$

Donde Q es conocido, $\Delta_{t_m}$ lo calculamos con el gráfico N° 13, en donde:

entrando en

abscisas con: $\Delta_{t_1} = 110° C - 20° C = 90° C$

y en ordenadas

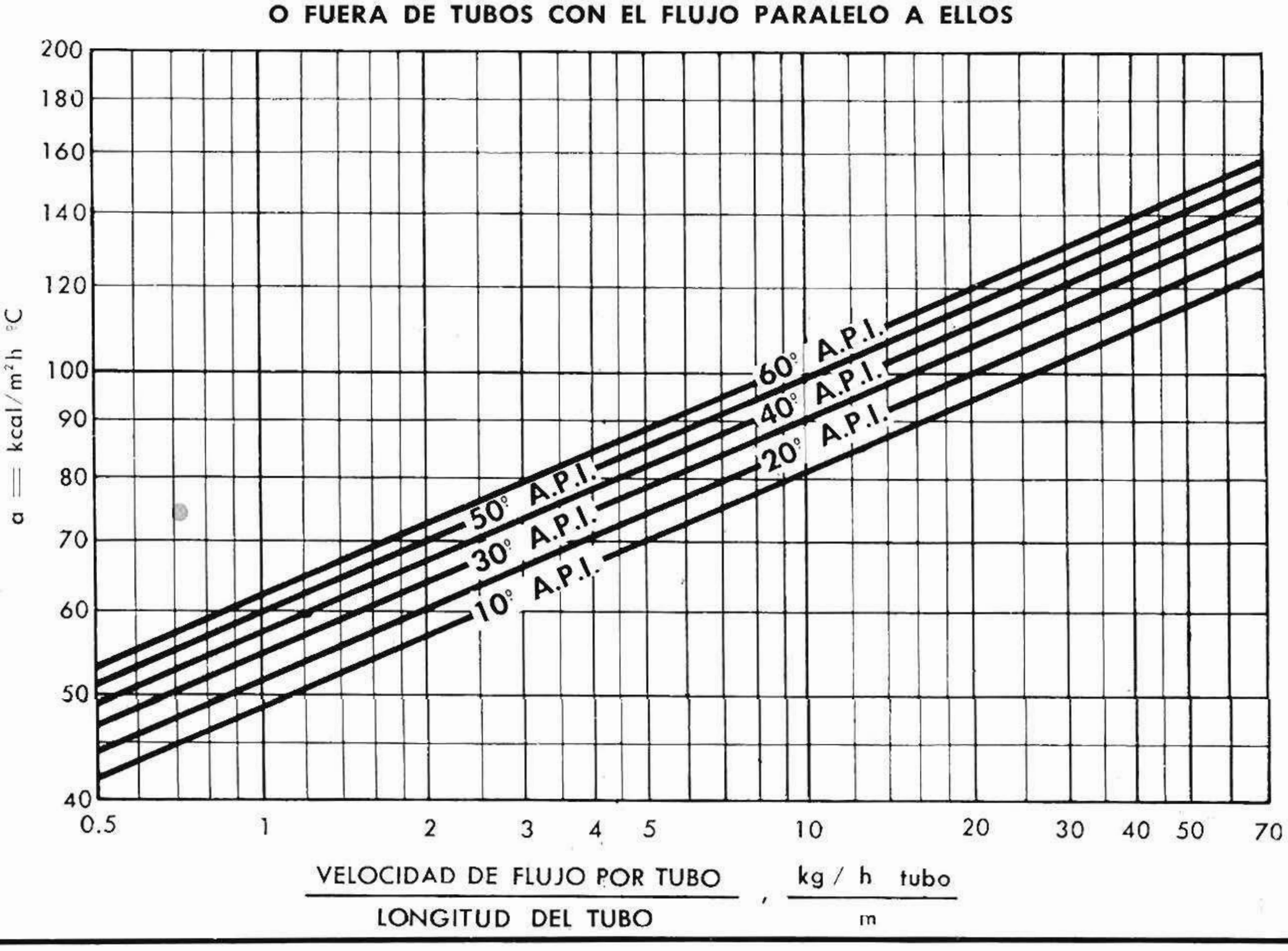
con: $\Delta_{t_2} = 110° C - 80° C = 30° C$

resulta: $\Delta_{t_m} = 55° C$

Falta ahora calcular el valor de J

$$J = \frac{1}{\frac{1}{a_{c_1}} + \frac{1}{a_{c_2}}}$$

GRAFICO N° 23 — **CONVECCION FORZADA DE PETROLEO CIRCULANDO DENTRO O FUERA DE TUBOS CON EL FLUJO PARALELO A ELLOS** — CASO N° 9



Calculemos $a_{c_1}$ o sea el coeficiente agua a tubo. Para ello usemos el gráfico N° 20.

Tomando una velocidad moderada de 0,5 m/seg, para evitar pérdidas de carga excesivas y con un tubo de ∅ 16 mm el coeficiente resulta:

$$a_{c_1} = 2.050 \text{ kcal/m}^2\text{h °C}$$

valor que corregido por el factor temperatura 1,07 llega a 2.194 kcal/m²h °C.

Con este valor y con una temperatura media del agua de 50° C, suponiendo 90° C la temperatura de los tubos, podemos calcular la superficie en forma aproximada.

$$A = \frac{240.000 \text{ kcal/h}}{2.194 \text{ kcal/m}^2\text{h °C} \times (90° \text{ C} - 50° \text{ C})} =$$

$$\boxed{= 2{,}73 \text{ m}^2}$$

Con esta superficie provisoria, podemos hallar la condensación por m²

$$\frac{435 \text{ kg/h}}{2{,}73 \text{ m}^2} = 159 \text{ kg/m}^2\text{h}$$

en el gráfico N° 22 podemos hallar $a_{c_2}$ resultando para ∅ 16 mm:

$$a_{c_2} = 9.500 \text{ kcal/m}^2\text{h °C}$$

Este valor debe corregirse por temperatura factor 1,47 (90° C) y por el número de tubos superpuestos en promedio 3, factor 0,69. Luego:

$$a_{c_2} = 9.500 \text{ kcal/m}^2\text{h °C} \times 1{,}47 \times 0{,}69 =$$
$$= 9.636 \text{ kcal/m}^2\text{h °C}$$

Ahora puede calcularse J con los valores de $a_{c_1}$ y $a_{c_2}$ hallados y resulta del gráfico N° 12:

$$J = 1.700 \text{ kcal/m}^2\text{h °C}$$

Luego, la superficie del calefactor resultará:

$$A = \frac{240.000 \text{ kcal/h}}{1.700 \text{ kcal/m}^2\text{h °C} \times 55° \text{ C}} = 2{,}56 \text{ m}^2$$

Como este valor no concuerda con el hallado anteriormente de 2,73 m², se deberá repetir el cálculo con el nuevo valor de la temperatura de los tubos, por ejemplo 95° C.

**Radiación.**

La radiación es una forma de transmisión del calor, por vibraciones electromagnéticas. Se transmite a través del vacío, gases y del aire.

Todos los cuerpos emiten y reciben radiaciones. Lo hacen proporcionalmente a la cuarta potencia de su temperatura absoluta y al poder emisivo de su superficie.

Así, entonces un cuerpo emite calor por radiación y recibe el calor emitido por otro, en la misma proporción, o sea según su poder emisivo y temperatura.

El intercambio de calor resultante es entonces:

$$Q = e \times A \times C \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

Donde:

e = Emisividad a la superficie. Sin unidades

A (m²) = Superficie considerada

C (4,96 kcal/m²h °K⁴) = Constante de radiación

$T_1$, $T_2$ (°K) = Temperaturas absolutas

(Se usa en la fórmula $\frac{T}{100}$ para trabajar con números más manejables).

Si ambos cuerpos tienen la misma temperatura, se irradian la misma cantidad de calor y el intercambio es cero.

El cuerpo perfectamente "negro" emite y recibe e = 1, o sea, tiene el máximo de poder de emisión y recepción. El "espejo" perfecto, en cambio, no emite ni recibe radiaciones, e = 0. Los cuerpos reales o "grises", emiten porcentajes variables según sea característico de su superficie.

Véanse las emisividades en la tabla siguiente.

TABLA N° 21

*Emisividad de distintos cuerpos según su superficie*

| | |
|---|---|
| Aluminio pulido ..... | 0,04 - 0,06 |
| Aluminio oxidado ..... | 0,11 - 0,19 |
| Hierro pulido ..... | 0,14 - 0,38 |
| Hierro oxidado ..... | 0,85 - 0,89 |
| Superficie c/pintura aluminio..... | 0,27 - 0,67 |
| Amianto ..... | 0,95 |
| Ladrillos comunes refractarios ... | 0,85 - 0,90 |

Si un cuerpo es pequeño con respecto al otro que lo envuelve, se toma la emisividad del más chico. Si son de tamaño parecido, se toma la emisividad media, según la fórmula

$$e = \frac{1}{\frac{1}{e_1} + \frac{1}{e_2} - 1}$$

La irradiación de un cuerpo caliente a otro más frío, se calcula por la fórmula anterior, o bien con el gráfico N° 24, que permite calcular las transferencias de calor con distintas emisividades; para ello se calcula el calor irradiado, se le resta el calor recibido, y se obtiene el resultado neto.

Ejemplo: Calculemos el calor perdido por radiación por la pared exterior de un horno de 10 m² de superficie y cuya temperatura es 150° C, estando los alrededores a 20° C, emisividad 0,8.

Según el gráfico, el calor emitido por la pared a 150° C, es 1.275 kcal/m²h y el calor recibido de los alrededores a 20° C es 300 kcal/m²h. La pérdida es la diferencia, que multiplicada por la superficie, nos da el total:

$$Q = (1.275 \text{ kcal/m}^2\text{h} - 300 \text{ kcal/m}^2\text{h}) \times 10 \text{ m}^2 = 9.750 \text{ kcal/h}$$

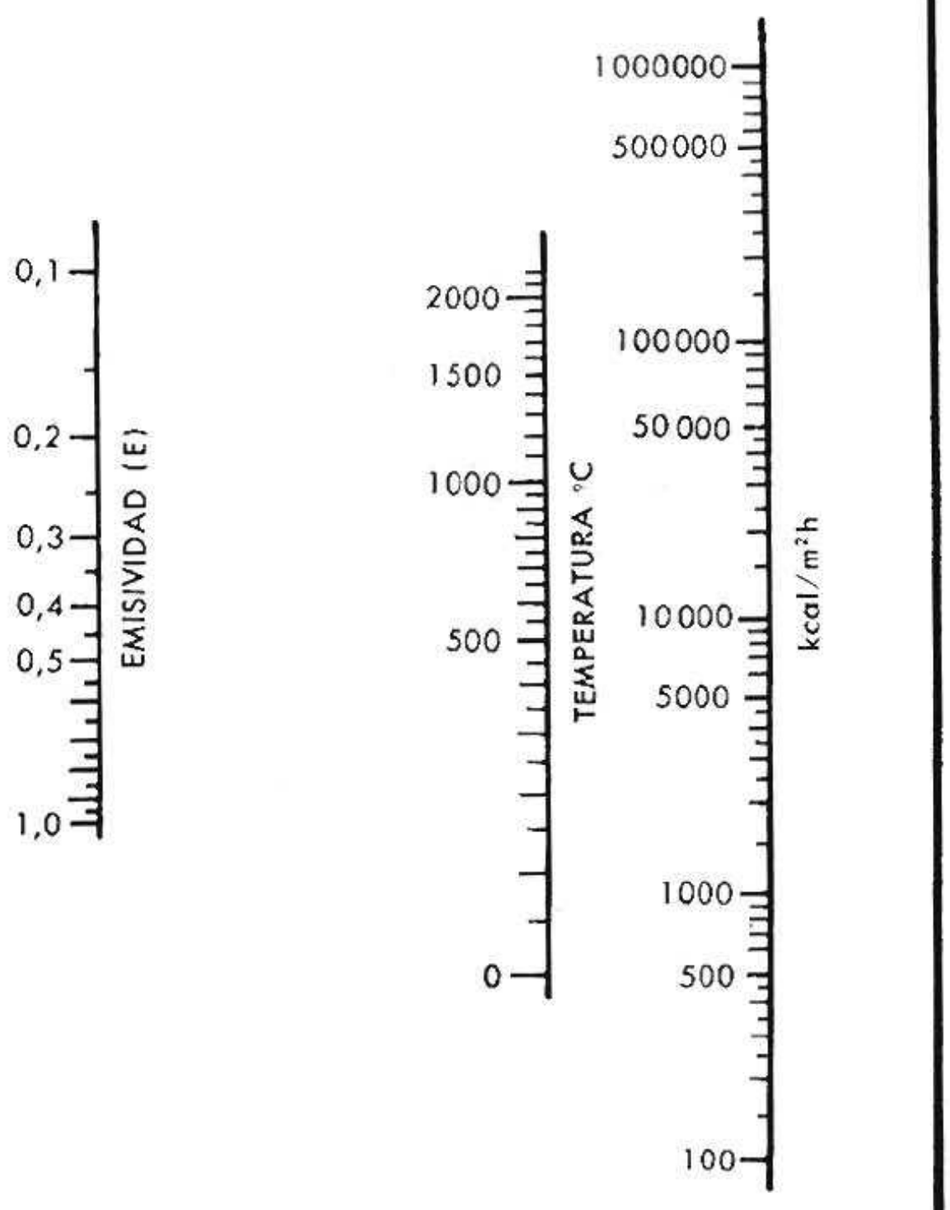
Coeficiente de radiación.

Se puede imaginar que se determine un "coeficiente de radiación" tal que:

$$Q = e \times A \times C\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] = e \times a_r \times A\ (t_1 - t_2)$$

GRAFICO N° 24

**CALOR EMITIDO POR RADIACION**




ESTE GRAFICO PERMITE DETERMINAR LA PERDIDA POR RADIACION DE UNA SUPERFICIE, ALINEANDO LA EMISIVIDAD Y LA TEMPERATURA: LA 3ª LINEA NOS DA DIRECTAMENTE EL VALOR BUSCADO.

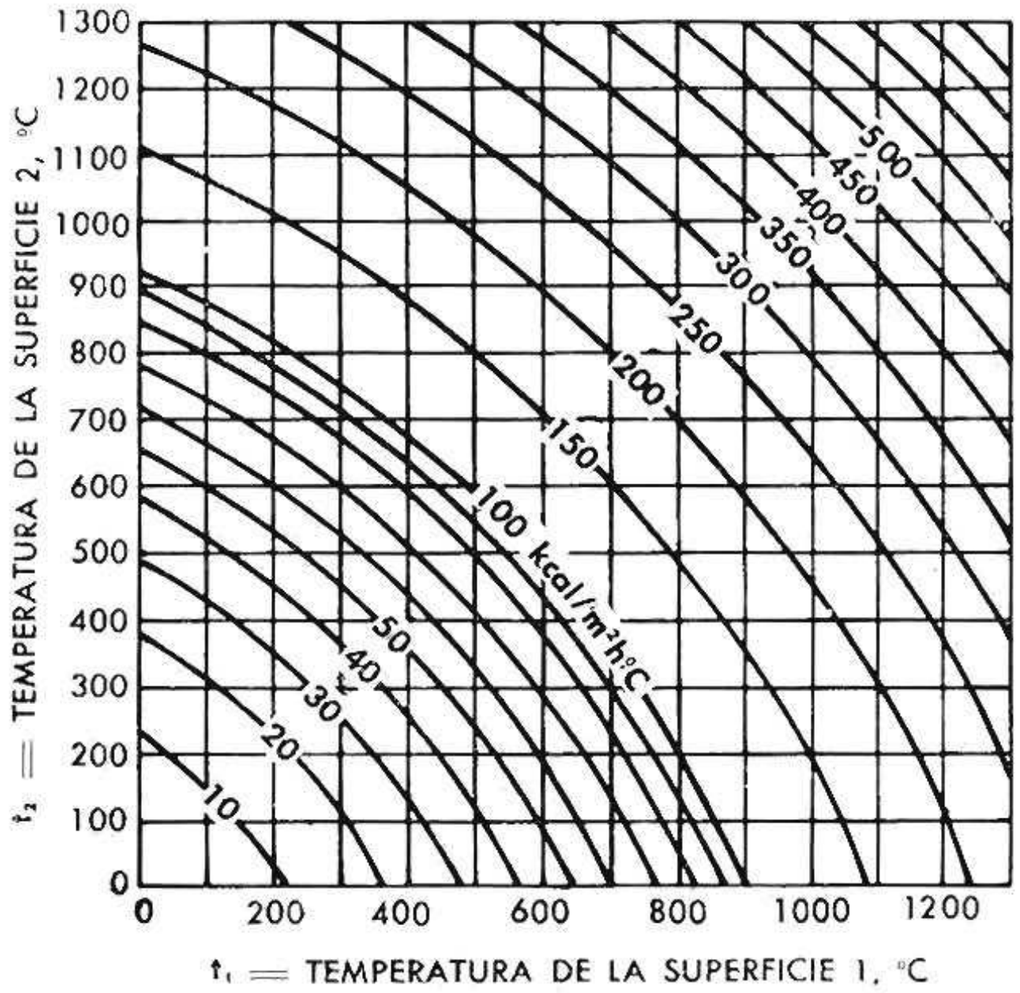
Este coeficiente varía naturalmente con las temperaturas y debe establecerse para cada relación de éstas, ya que está determinado por la fórmula:

$$a_r = \frac{C\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{t_1 - t_2}$$

El gráfico N° 25 permite calcular el coeficiente rápidamente, conociendo $t_1$ y $t_2$. Veamos el ejemplo anterior y calculemos las cosas por el método del coeficiente de radiación.

GRAFICO Nº 25

**ABACO PARA DETERMINAR EL COEFICIENTE DE RADIACION**




Primeramente, determinaremos éste por el gráfico Nº 25, que para $t_1 = 150°\,C$ y para $t_2 = 20°\,C$ resulta $a_r = \sim 9{,}4$ kcal/m²h °C.

Aplicando la fórmula y recordando que e = 0,8 tendremos:

$$Q = 0{,}8 \times 9{,}4 \text{ kcal/m}^2\text{h °C } (150 \text{ °C} - 20 \text{ °C}) =$$

$$= 977 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

que multiplicado por la superficie de 10 m² nos da el resultado de 9.770 kcal/h aproximado al hallado anteriormente.

Esta forma de calcular es más sencilla y sobre todo, como se verá, permite establecer coeficientes combinados de radiación y convección.

GRAFICO Nº 26

**PERDIDAS DE CALOR DE UNA SUPERFICIE AL AMBIENTE POR CONVECCION Y RADIACION**

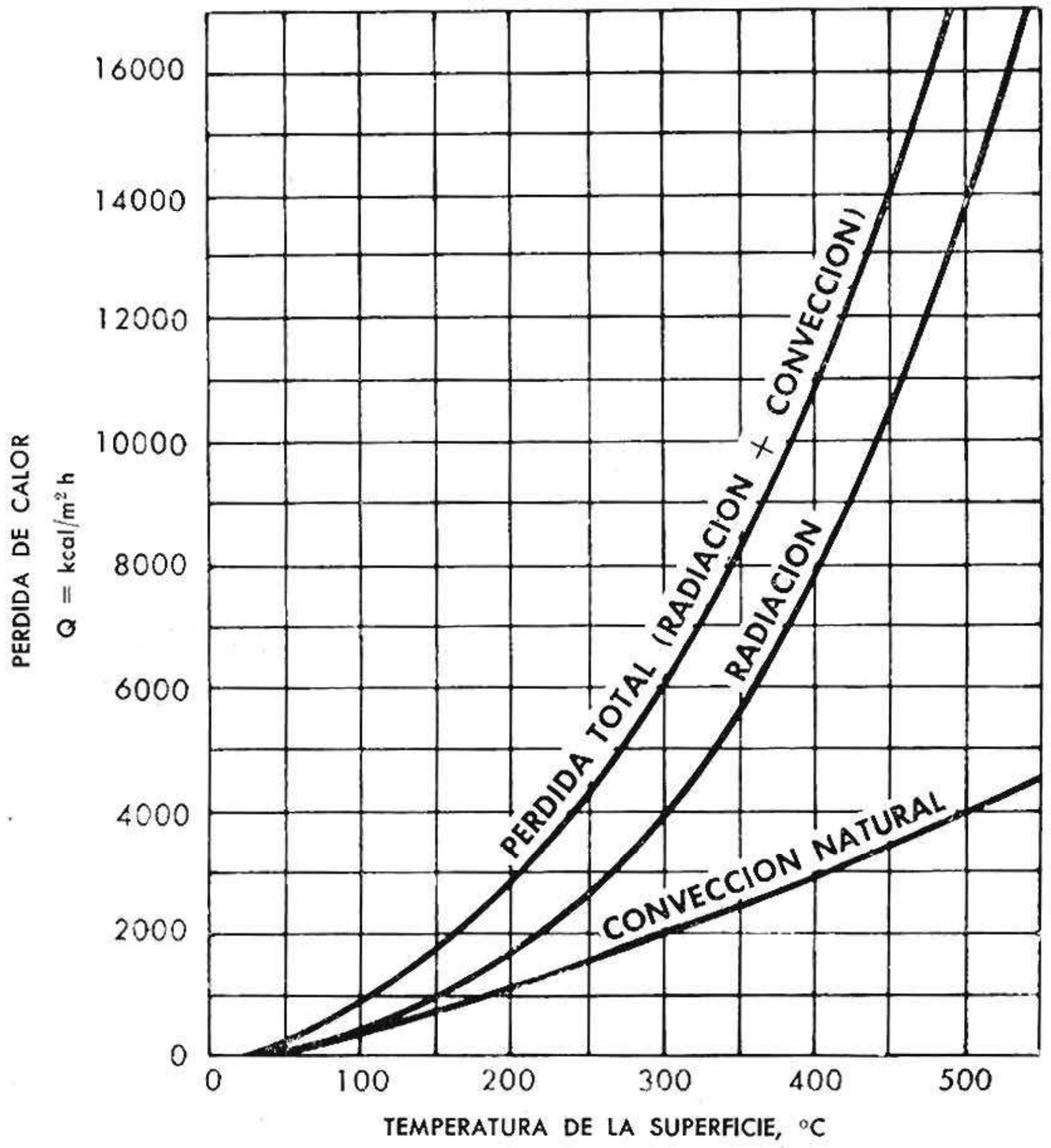


GRAFICO Nº 27

**COEFICIENTE DE RADIACION GASEOSA PARA EL ANHIDRIDO CARBONICO**

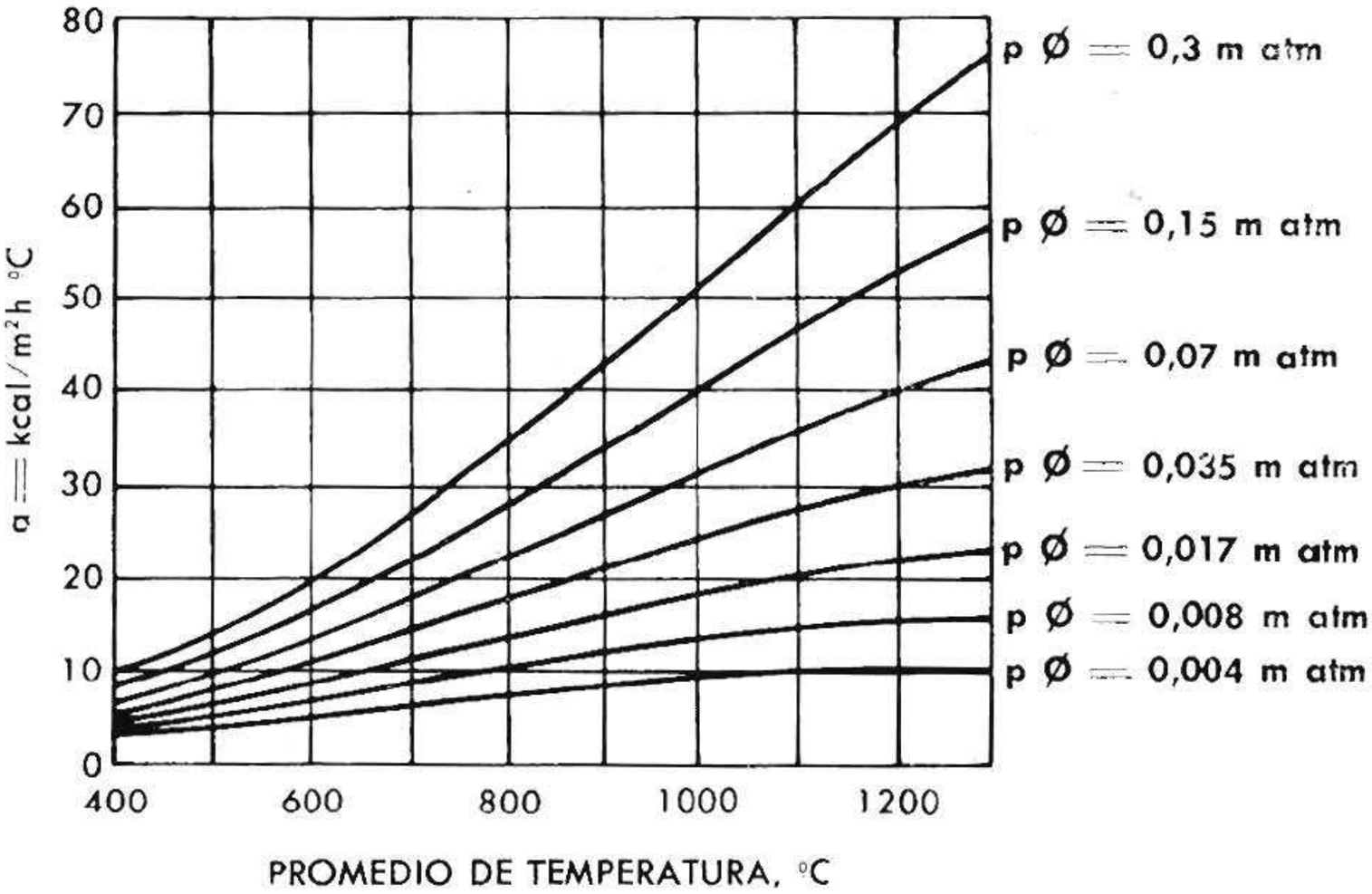
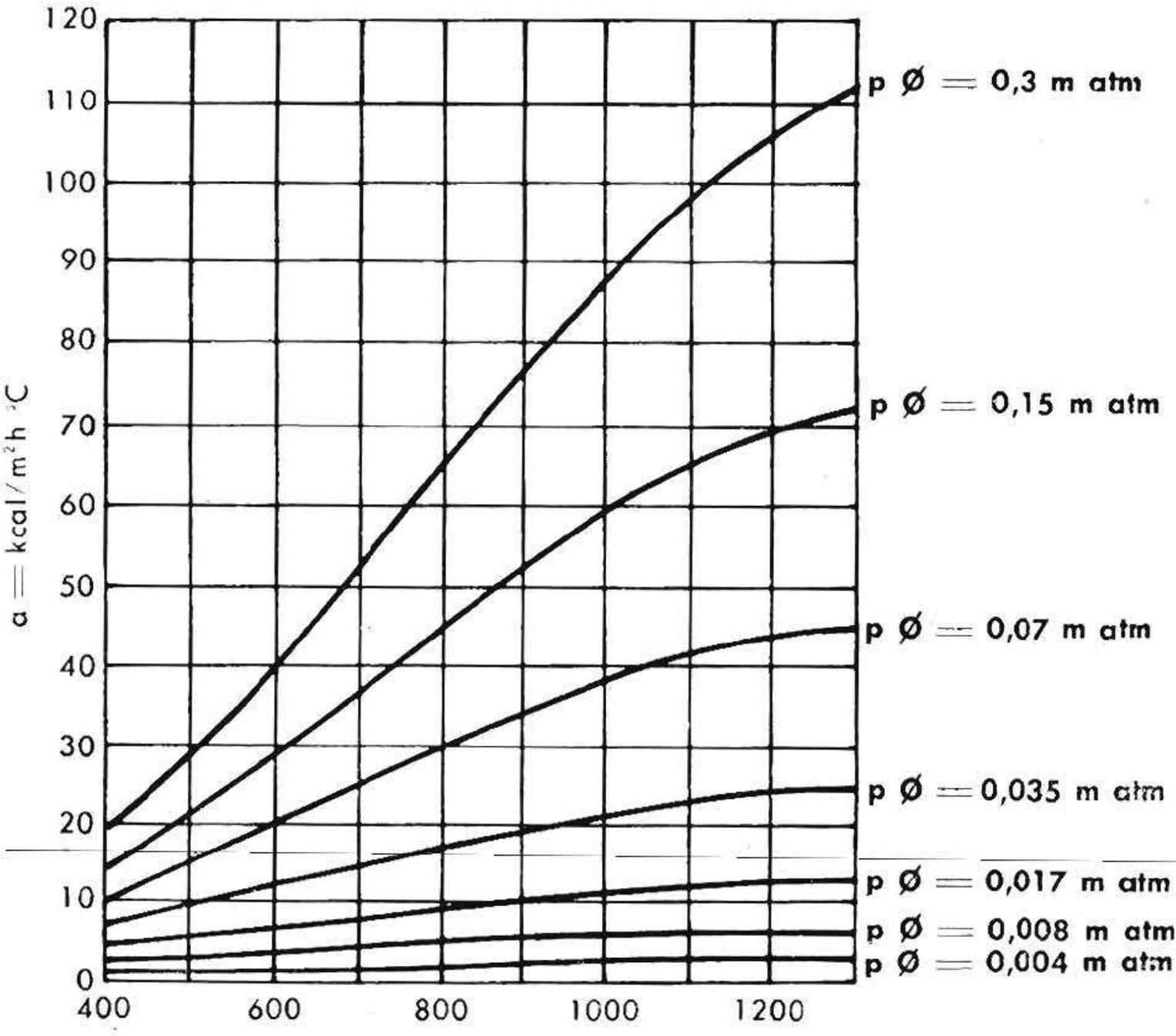



GRAFICO Nº 28

**COEFICIENTE DE RADIACION GASEOSA PARA EL VAPOR DE AGUA**



**Coeficiente de transmisión total.**

Una superficie caliente expuesta en un ambiente más frío, pierde calor por radiación y también por convección. Igualmente, una superficie fría puede también absorber calor en las dos formas.

Usando el método del coeficiente, la pérdida de calor de una superficie por radiación, es la siguiente:

$$Q_1 = a_r \ (t_1 - t_2)$$

la pérdida por convección de la misma superficie es:

$$Q_2 = a_c \ (t_1 - t_2)$$

y la pérdida de calor total por ambas formas de transmisión:

$$Q = Q_1 + Q_2 = (a_r + a_c) \ (t_1 - t_2)$$

fórmula con que se puede calcular fácilmente la pérdida de calor total, conociendo ambos coeficientes.

Un problema muy frecuente, consiste en calcular las pérdidas de una superficie al ambiente. Deben entonces calcularse las pérdidas por convección y por radiación. En el gráfico N° 26 están calculadas las pérdidas de una pared vertical, supuesto el coeficiente de emisividad de 0,8 y que los alrededores estén a 20° C. La emisividad de 0,8 corresponde al ladrillo, hierro oxidado, etc. Este gráfico es sumamente útil toda vez que pequeñas variaciones de emisividad o temperatura del ambiente exterior no influyen mayormente. Es un ejemplo más de lo dicho sobre relativa exactitud de los cálculos térmicos.

Para preparar este gráfico, se ha hecho uso de los datos de los gráficos N$^{os.}$ 14 y 25.

**Radiación gaseosa.**

Se había dicho que el aire y los gases eran transparentes a la radiación. No obstante, estudios relativamente recientes, han comprobado la emisión de radiaciones por parte de ciertos gases que en su molécula tiene tres o más átomos, es decir, el anhídrido carbónico, el vapor de agua, el amoníaco, los hidrocarburos, etc.

Como la radiación gaseosa es un fenómeno de tipo molecular, la intensidad de la emisión depende de algunas variables especiales que son: el espesor de la capa gaseosa, la presión parcial de gas y desde luego la temperatura.

Estudiando los factores actuantes, se han elaborado fórmulas, que traducidas a gráficos permiten establecer los "coeficientes de radiación gaseosa".

Ellos se determinan para el anhídrido carbónico y para el vapor de agua con los gráficos N° 27 y 28.

El valor de los coeficientes está dado como corresponde en kcal/m²h °C, siendo además expresado en función del valor de la temperatura promedio entre el gas emisor y la pared receptora y el producto $p \times \varnothing$, que representa la presión parcial del gas, y el diámetro de la masa gaseosa radiante. Debe tenerse en cuenta la emisividad de la superficie.

Los coeficientes obtenidos se suman y usan como si fueran coeficientes de radiación normales.

Si el espesor no fuera circular, se halla el diámetro equivalente por la expresión:

$$\varnothing_{eq} = \frac{4 \times \text{área}}{\text{perímetro}}$$

Veamos ahora un ejemplo completo de las formas de transmitir el calor que se han estudiado.

Vamos a determinar la pérdida de calor de una chimenea de $\varnothing$ 1.200 mm y construida en refractario común con un espesor de pared de 230 mm. Dentro circulan gases de combustión con tiraje natural, a 900° C con un valor de $CO_2 = 8$ % y de $H_2O = 10$ %. Calculemos la pérdida por metro cuadrado de superficie de chimenea, considerando el ambiente exterior a 20° C. El conducto es vertical.

Para resolver el problema conviene proceder por pasos:

1° La transmisión por convección natural de los gases a la cara interior del conducto. En el gráfico N° 14, la diferencia de temperaturas entre gases y pared, que apreciamos en un primer tanteo en 43,5° C, hallamos:

$$a_c = 3{,}2 \text{ kcal/m}^2\text{h °C}$$

2° La radiación gaseosa. De acuerdo a lo visto debemos establecer $p \times \varnothing$ para el $CO_2$ y el $H_2O$. La presión parcial equivale al porcentaje de gas en los humos, ya que estamos a presión atmosférica. El diámetro = 1,20 m.

$CO_2$ $p \times \varnothing = 0{,}08$ atm $\times$ 1,20 m = 0,096 atm m

$H_2O$ $p \times \varnothing = 0{,}10$ atm $\times$ 1,20 m = 0,120 atm m

Con estos valores, la temperatura media entre pared y gases que resulta de haber supuesto la pared a 856,5° C (43,5° C menor que los gases):

$$t_m = \frac{900^\circ\ C + 856{,}5^\circ\ C}{2} = 878{,}2^\circ\ C$$

Ahora en los gráficos N° 27 y 28 tenemos:

$a_r\ CO_2 = 28\ kcal/m^2h\ ^\circ C$

$a_r\ H_2O = 48\ kcal/m^2h\ ^\circ C$

Coeficientes que multiplicados por la emisividad del ladrillo (0,8) quedan:

$28\ kcal/m^2h\ ^\circ C \times 0{,}8 = 22{,}4\ kcal/m^2h\ ^\circ C$

$48\ kcal/m^2h\ ^\circ C \times 0{,}8 = 38{,}4\ kcal/m^2h\ ^\circ C$

3° Debemos ahora calcular la transmisión a través de la pared de ladrillos. Si suponemos que $t_2$, o sea la temperatura exterior de ésta es de 200° C, podemos hallar $t_1$ y verificar todo lo supuesto, para confirmar el cálculo o rehacerlo. En nuestro caso, el refractario tiene un coeficiente de conducción $k = 0{,}98\ kcal/m^2\ ^\circ C$ a la temperatura media de 528,2° C ($t_1$ supuesto = 856,5° C).

4° Tenemos seguidamente que calcular la pérdida al exterior. Si hemos supuesto $t_2 = 200^\circ$ C, esta pérdida es fácil de establecer con el gráfico N° 26 que nos da:

$$Q = 2.820\ kcal/m^2h$$

Ordenados los resultados tenemos:

| Pérdida al exterior por radiación y convección | Transmisión a través de la pared | Radiación gaseosa más convección de los gases a la superficie interior de la pared |
|---|---|---|
| Hallada con el gráfico N° 26 y supuesta<br>$t_2 = 200^\circ$ C<br>$Q = 2.820\ kcal/m^2\ h$ | Suponiendo:<br>$k = 0{,}98\ kcal/mh\ ^\circ C$<br>$b = 0{,}23\ m$<br>$t_1 = 856{,}5^\circ\ C$<br>$t_2 = 200^\circ\ C$<br><br>resulta:<br>$Q = \frac{k\ (t_1 - t_2)}{b}$<br><br>$Q = \frac{0{,}98\ kcal/mh\ ^\circ C\ (856{,}5^\circ\ C - 200^\circ\ C)}{0{,}23\ m}$<br><br>$Q = 2.797\ kcal/m^2h$ | Determinados:<br>$a_c = 3{,}2\ kcal/m^2\ h\ ^\circ C$<br>$a_rCO_2 = 22{,}4\ kcal/m^2\ h\ ^\circ C$<br>$a_rH_2O = 38{,}4\ kcal/m^2\ h\ ^\circ C$<br>Total $a = 64{,}0\ kcal/m^2\ h\ ^\circ C$<br><br>Siendo<br>$t_{gases} = 900^\circ\ C$<br>$t_1 = 856{,}5^\circ\ C$<br>$Q = a\ (t_g - t_1)$<br>$Q = 64{,}0\ kcal/m^2h^\circ\ C\ (900^\circ\ C - 856{,}5^\circ\ C)$<br>$Q = 2.784\ kcal/m^2h$ |

Este resultado está dentro de una aproximación razonable, suponiendo $t_2 = 200^\circ$ C, $t_1 = 860^\circ$ C y deduciendo con estos valores los coeficientes necesarios para el cálculo.

Si no hubieran coincidido los resultados, se hubiera debido tantear nuevamente con otras temperaturas.

Este ejemplo nos señala varias cosas:

1° La radiación gaseosa es importante con relación a la convección.

2° Si no hubiesen gases radiantes, sino solamente aire caliente a la misma temperatura, la transmisión a la pared y la temperatura de ésta hubieran sido mucho menores.

---

*Nota:* El sumar directamente los coeficientes de radiación del $CO_2$ y del $H_2O$ lleva implícito un pequeño error (5 %).

**Cálculo de la transmisión del calor por el método de los espesores equivalentes.**

**Cálculo gráfico.**

El problema que nos planteáramos anteriormente es de difícil solución y se hubiera complicado mucho más todavía, si la pared hubiese estado formada por varias capas de distintos materiales y hubiera sido necesario determinar las temperaturas intermedias, a los efectos de verificar que no se excedieran las temperaturas máximas admisibles de algunos de ellos. Debemos señalar nuevamente que, en general, es suficiente utilizar las superficies medias internas y externas y luego hallar los resultados por metro cuadrado. El método gráfico del espesor equivalente facilita mucho el trabajo para solucionar estos problemas, como veremos seguidamente:

Desde el punto de vista de la transmisión del calor, una pared de un espesor determinado, construida con un material de una conductividad calorífica dada, es lo mismo que otra pared con la mitad del espesor, pero con una conductibilidad menor, igual a la mitad.

Es así entonces, que una pared compuesta de dos o tres materiales distintos, puede reemplazarse a los efectos de cálculo térmico por otra de una conductibilidad uniforme, pero de un espesor distinto que, térmicamente equivalga a la anterior.

Si elegimos una conductibilidad de 1 kcal/mh °C. que es la equivalente a la conductibilidad media del ladrillo refractario sílico-aluminoso a 600 °C y consideramos esa conductibilidad como normal, podemos establecer los espesores equivalentes, para los distintos materiales que intervienen en la construcción de hornos, calderas, secaderos y demás aparatos, en la relación de sus conductibilidades. Podemos reemplazar los distintos espesores reales, por otros espesores virtuales del material *normal*, pero que térmicamente sean iguales.

En la tabla N° 22 tenemos las equivalencias de espesores de distintos materiales con relación al material *normal* de 1 kcal/mh °C. La equivalencia en los más conductores, será un espesor mayor de material *normal* y en los menos conductores, a la inversa. Podemos ahora por medio del gráfico N° 29 hacer los cálculos de transmisión del calor, en forma rápida y sencilla.

Un ejemplo aclarará el uso del diagrama. Vamos a determinar la pérdida de calor por m² de pared de un horno formada por 115 mm de refractario sílico-aluminoso y 63 mm de ladrillo aislante se-

TABLA N° 22

*Espesores equivalentes de distintos materiales con relación al material normal de 1 kcal/mh °C*

| Material | Temperatura | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 40 | 100 | 200 | 400 | 600 | 800 | 1.000 | 1.200 | 1.400 |
| Refractario sílico-aluminoso | — | — | 1,16 | 1,04 | 1,00 | 0,89 | 0,84 | 0,77 | 0,74 |
| Refractario de sílice | — | — | 1,11 | 0,93 | 0,82 | 0,72 | 0,65 | 0,58 | 0,54 |
| Refractario de cromo | — | — | 0,83 | 0,76 | 0,71 | 0,66 | 0,62 | 0,58 | 0,55 |
| Refractario de magnesita | — | — | 0,25 | 0,29 | 0,33 | 0,38 | 0,40 | 0,42 | 0,42 |
| Refractario aislante - Serie 16 | — | — | 10,00 | 7,70 | 6,70 | 5,50 | — | — | — |
| Serie 20 | — | — | 7,70 | 6,70 | 5,50 | 4,50 | 4,20 | — | — |
| Serie 23 | — | — | 5,30 | 4,50 | 4,00 | 3,40 | 3,10 | 2,80 | — |
| Serie 26 | — | — | 4,80 | 4,30 | 3,60 | 3,10 | 2,90 | 2,60 | 2,40 |
| Serie 28 | — | — | 3,70 | 3,30 | 3,00 | 2,70 | 2,50 | 2,30 | 2,10 |
| Ladrillo de diatomea | — | — | 14,30 | 11,10 | 9,10 | — | — | — | — |
| Ladrillo común | 2,00 | — | — | — | — | — | — | — | — |
| Ladrillo hueco | 3,30 | — | — | — | — | — | — | — | — |
| Magnesia 85 % | 17,20 | — | 14,50 | — | — | — | — | — | — |
| Lana de vidrio | 22,20 | — | — | 12,50 | — | — | — | — | — |
| Lana mineral | 30,00 | — | — | 12,20 | — | — | — | — | — |
| Amianto | 6,90 | 6,00 | 5,70 | 5,20 | — | — | — | — | — |
| Chapa de hierro | — | — | — | 0,024 | — | — | — | — | — |

rie 20. Supongamos la cara interior del horno a 1.000° C; la cara intermedia entre el refractario y el aislante, la apreciamos en 800° C y además, la cara exterior a 150° C. En estas condiciones el ladrillo refractario trabajará a una temperatura media de 900° C y el aislante a 475° C.

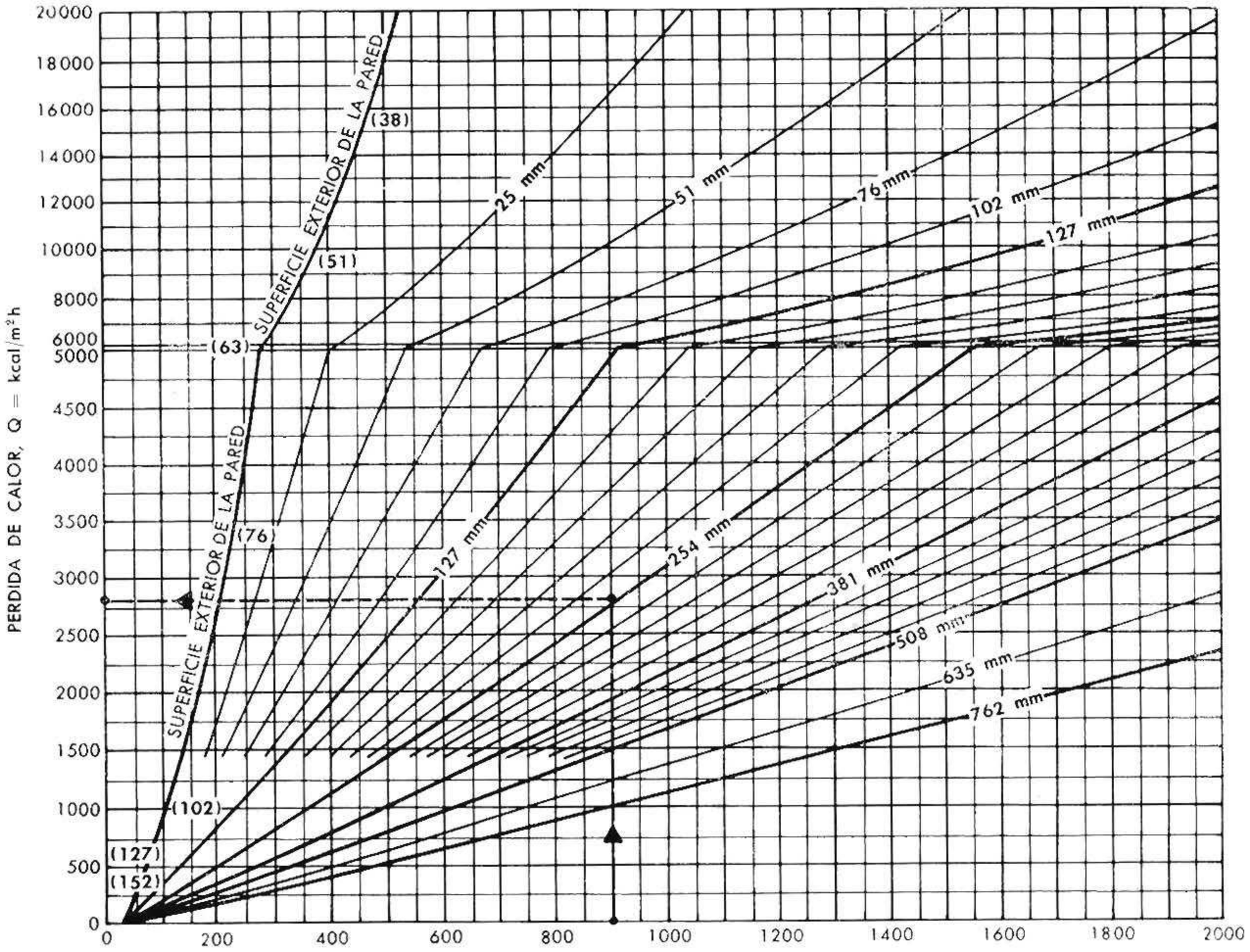
Para estas temperaturas, el ladrillo refractario tiene un espesor equivalente de 0,87 y el aislante uno de 6,25. Los espesores virtuales, parciales y totales serán entonces:

| | Espesor real | Temperatura media | Espesor equivalente | Espesor virtual (Espesor real x espesor equivalente) |
|---|---|---|---|---|
| Refractario .. | 115 mm | 900° C | 0,87 | 100 mm |
| Aislante ..... | 63 mm | 475° C | 6,25 | 394 mm |
| | | Total ..... | | 494 mm |

En el gráfico N° 29 vemos que, con 1.000° C la temperatura de la cara interna en abscisas y con

GRAFICO N° 29

**TRANSMISION DEL CALOR POR EL METODO DE LOS ESPESORES EQUIVALENTES**




TEMPERATURA EXTERIOR = 20°C  EMISIVIDAD SUPERFICIE EXTERIOR = 0,8

EJEMPLO:

TEMPERATURA INTERIOR DEL HORNO = 900° C

ESPESOR DE LA PARED: 249 mm

PERDIDA DE CALOR: **2800 kcal/m²h**

el espesor virtual de 494 mm, el eje de ordenadas nos da directamente la pérdida de calor que resulta ser de 1.550 kcal/m²h.

Del gráfico también surgen otras informaciones complementarias. Para hallar la pérdida de calor, debemos recorrer el gráfico horizontalmente desde la intersección temperaturas-espesor virtual de paredes, hacia el eje de ordenadas, cruzando una curva denominada "Superficie exterior de pared"; si de ese punto de intersección bajamos nuevamente al eje de abscisas, hallamos la temperatura exterior de la pared que, en nuestro caso, resultó ser 140° C. También puede hallarse la temperatura intermedia, o sea el plano de separación entre refractario y aislante. Para ello se busca, desde el espesor virtual de 494 mm, el punto que esté a 100 mm de la cara caliente, y en la vertical de ese punto hallamos la temperatura intermedia que resulta ser de 730°C. Como nuestras previsiones sobre temperaturas eran de 150° C exterior y 800°C intermedia, no vale la pena rehacer el cálculo.

Puede ocurrir que, constructivamente, existan malos contactos entre las distintas capas de materiales; pero a altas temperaturas ello no tiene influencia; en cambio, sí puede alterar los resultados a temperaturas más bajas.

Es de mucho interés, estudiar otras equivalencias, que pueden determinarse y hacerse figurar en el gráfico. Consideremos que cualquier resistencia al flujo de calor, puede expresarse por un cierto espesor virtual, de material *normal* de 1 kcal/mh °C. Supongamos calor transferido por convección. Si $a_c$ es el coeficiente y hay una caída de temperatura $(t_1 - t_2)$ entre el fluido y la pared, tendríamos:

$$Q = a_c \ (t_1 - t_2)$$

Es posible imaginar un espesor "b" de nuestro material normal de 1 kcal/mh °C que con la misma diferencia de temperatura $(t_1 - t_2)$ nos dé el mismo resultado en kcal/m²h.

Deberá entonces ser:

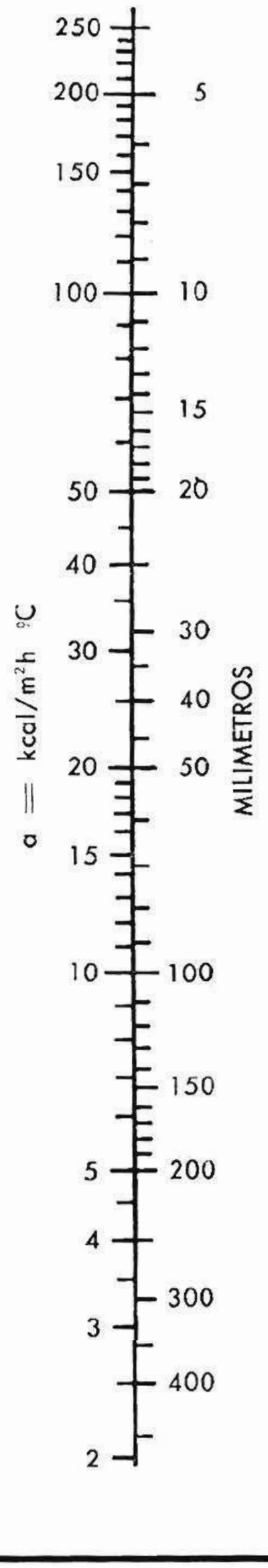
$$Q = a_c \ (t_1 - t_2) = \frac{1}{b} (t_1 - t_2)$$

Luego:

$$a_c = \frac{1}{b} \text{ o sea } b = \frac{1}{a_c}$$

GRAFICO Nº 30

**ESPESORES VIRTUALES QUE EQUIVALEN A COEFICIENTES DE CONVECCION O RADIACION**



En el gráfico N° 30 pueden leerse directamente los resultados de $\frac{1}{a_c}$ para distintos valores de $a_c$ y que representan el valor a añadir en mm para considerar una resistencia equivalente a la convección.

Naturalmente que lo dicho vale también para la radiación. Cuando ambas ocurren simultáneamente $a_c$ y $a_r$ deben sumarse y hallarse el espesor virtual equivalente a la suma. En el gráfico N° 29 figuran entre paréntesis, cifras al lado de la línea denominada "Superficie exterior de pared" que equivalen a la resistencia correspondiente a las pérdidas por convección y radiación de la cara exterior, a los alrededores, supuestos a 20° C y que la emisividad de la superficie exterior sea 0,8. Estos espesores varían desde 30 mm a 150 mm y corresponden a los valores del gráfico N° 26. Si se tratara de condiciones diferentes de convección natural y emisividad 0,8 con que ha sido construido el diagrama, se tendría un espesor mayor o menor del anotado. Sería necesario para leer exactamente la temperatura exterior, hacerlo antes o después de la línea "Superficie exterior de la pared", añadiendo o quitando un espesor equivalente adicional.

Repitamos el cálculo de la chimenea que habíamos realizado anteriormente por el método analítico, para aclarar conceptos del mejor uso del diagrama. Realicémoslo por pasos:

1° Suponiendo las temperaturas interior y exterior las mismas adoptadas antes, tenemos:

| | |
|---|---|
| Temperatura gases .... | 900° C |
| Temperatura interior de la pared..... | 856,5° C |
| Temperatura exterior de la pared..... | 200° C |
| Temperatura media de la pared..... | 528,2° C |
| Equivalente del refractario a 528,2° C .... | 1,02 |
| Espesor virtual del refractario..... | 230 mm x 1,02 = 235 mm |

2° Establecidos: a, $aCO_2$ y $aH_2O$ que totalizan a = 64 kcal/m²h °C, su espesor virtual resulta:

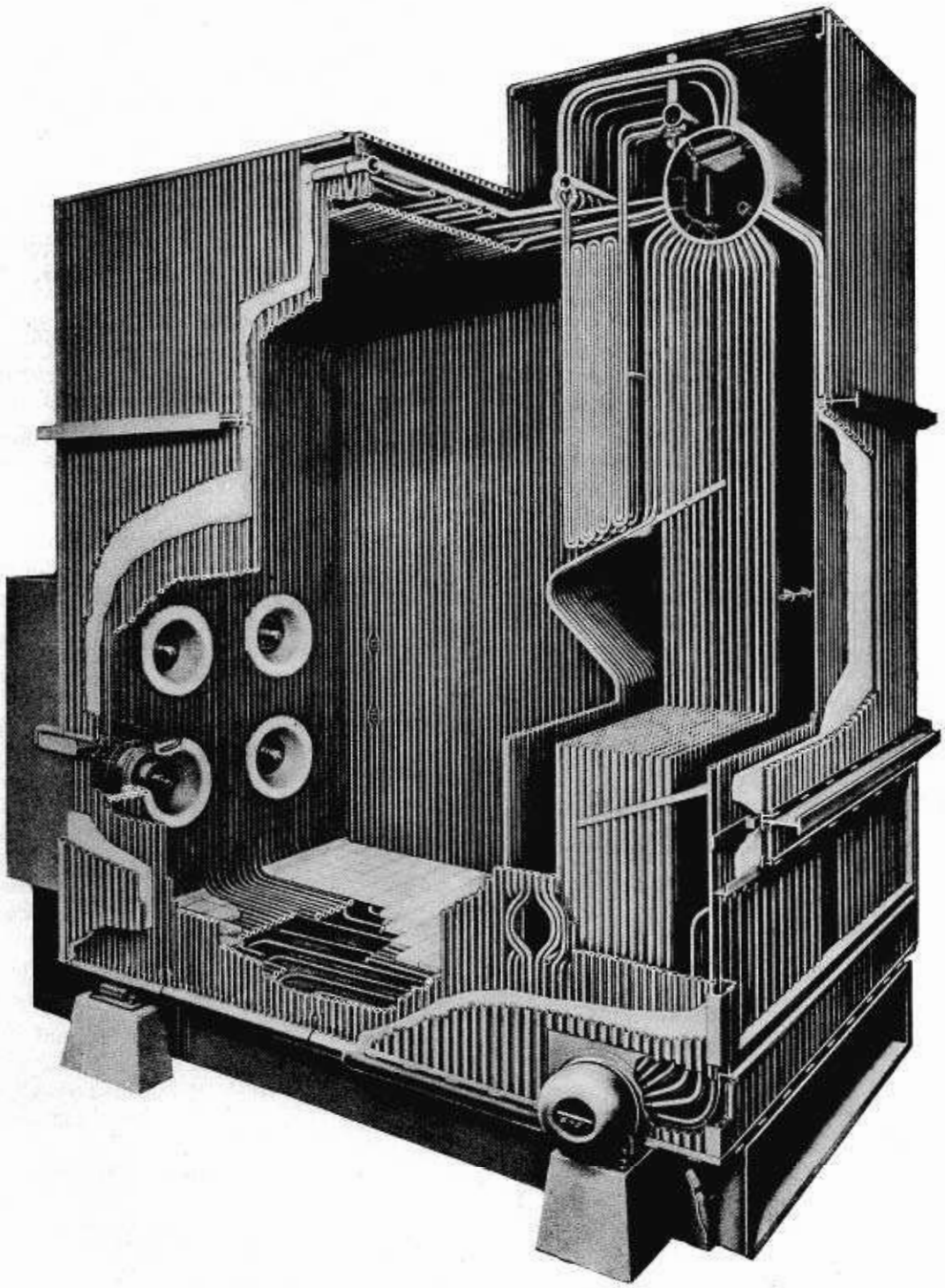
$$\frac{1 \text{ kcal/mh °C}}{64 \text{ kcal/m²h °C}} = 16 \text{ mm}$$

3° Suma de espesores virtuales:

| | |
|---|---|
| Radiación y convección | 16 mm |
| Pared refractaria ..... | 235 mm |
| Total ..... | 251 mm |

4° Determinar ahora las pérdidas con este espesor virtual total y la temperatura interior de 900° C utilizando el gráfico N° 29: resulta una pérdida de 2.800 kcal/m²h y una temperatura exterior de la pared de 215° C, coincidente con los calculados analíticamente.

Como se ve, el uso del gráfico es sencillo y rápido. El mismo nos permite realizar fácilmente, cálculos térmicos de paredes usando distintos materiales, sin llegar a sobrecalentar ninguno de ellos, dada la facilidad de leer las temperaturas intermedias.



Corte en perspectiva de un generador de vapor VU-60.

# 4

# CAPITULO CUARTO

**VAPOR. PROPIEDADES. — CALOR SENSIBLE. CALOR LATENTE. SOBRECALENTAMIENTO. DIAGRAMA CALOR-TEMPERATURA. — ENTROPIA. DIAGRAMA ENTROPICO. — DIAGRAMA DE MOLLIER. — REDUCCIONES DE PRESION. — EXPANSIONES. COMPRESIONES. — CALEFACCION. — REEVAPORACIONES. — GENERACION DE ENERGIA. — USO COMBINADO DEL VAPOR. GENERACION DE ENERGIA Y CALEFACCION.**

### Vapor. Propiedades.

El vapor es un extraordinario agente energético y térmico de múltiples usos en la industria. Posee una serie de cualidades valiosas, que hacen de él un elemento muy conveniente, utilizándoselo en muchas oportunidades en procesos térmicos.

Características:

- Alto contenido de calor.
- Entrega su calor a temperatura constante.
- Puede generar energía.
- De uso repetido.
- Puede generar energía y posteriormente ser usado para calefacción.
- Se genera en instalaciones de alto rendimiento.
- Limpio, inodoro e insípido.
- De fácil distribución y control.
- Puede acumularse, dentro de algunas limitaciones.

### Calor sensible. Calor latente. Sobrecalentamiento. Diagrama calor-temperatura.

Si en un recipiente con agua se mantiene la presión atmosférica constante y se le entrega calor, su temperatura aumenta progresivamente, hasta llegar a hervir. Este calor entregado al agua se llama "sensible". Si continuamos añadiendo calor luego de haber llegado a la temperatura de ebullición, ésta no aumenta, pero el agua se evapora progresivamente, tomando cada vez más calor, hasta que llega a vaporizarse por completo. Este calor se llama "latente"; con estas adiciones el agua se ha transformado en vapor saturado seco.

Supongamos que experimentamos desde 0° C hasta la temperatura de ebullición, 100° C, y a presión atmosférica. Un kg de agua, ha tomado 100 kcal de calor sensible. Para transformar el agua caliente en vapor se añaden 539 kcal más, como calor latente. Obtiénese así 1 kg de vapor saturado seco, a presión atmosférica.

Si añadimos más calor al vapor saturado, éste aumenta de temperatura y se convierte en vapor

sobrecalentado, manteniéndose siempre la presión atmosférica.

Si repetimos la experiencia a presiones menores que la atmosférica, el fenómeno se repite, con la diferencia de que la temperatura de ebullición es más baja, tomando menos calor sensible; en cambio, aumenta la cantidad de calor latente.

A presiones mayores que la atmosférica, ocurre a la inversa: el agua hierve a temperaturas más altas, tomando más calor sensible; en cambio, requiere menos calor latente para evaporarse.

El calor sensible se denomina $i$, el calor latente $r$ y la suma total $i_1$. La suma del calor sensible más el latente a medida que aumenta la presión, se va incrementando hasta llegar a un máximo de 30-32 atm absolutas y luego decrece nuevamente.

En las tablas N° 23 y 24 están tabulados los siguientes valores: presión, temperatura, calor sensible, calor latente, calor total y volumen específico del vapor saturado y sobrecalentado. Este último se comporta como un gas y se le aplican las leyes usuales de los mismos.

## TABLA N° 23

*Tabla de vapor saturado*

| ata<br>p | Grados C<br>$t_1$ | Cal<br>$i_1$<br>Calor total | Cal<br>$i$<br>Calor en el agua | Cal<br>$r$<br>Calor en el vapor | m³/kg<br>$v_1$<br>Volumen |
|---|---|---|---|---|---|
| 0,05 | 32,55 | 611,5 | 32,55 | 578,9 | 28,73 |
| 0,075 | 39,95 | 614,7 | 39,93 | 574,8 | 19,60 |
| 0,10 | 45,45 | 617,0 | 45,41 | 571,6 | 14,95 |
| 0,15 | 53,60 | 620,5 | 53,54 | 567,0 | 10,21 |
| 0,20 | 59,67 | 623,1 | 59,61 | 563,5 | 7,795 |
| 0,25 | 64,56 | 625,1 | 64,49 | 560,6 | 6,322 |
| 0,30 | 68,68 | 626,8 | 68,61 | 558,2 | 5,328 |
| 0,40 | 75,42 | 629,5 | 75,36 | 554,1 | 4,069 |
| 0,50 | 80,86 | 631,6 | 80,81 | 550,8 | 3,301 |
| 1,00 | 99,09 | 638,5 | 99,12 | 539,4 | 1,725 |
| 2 | 119,62 | 645,8 | 119,87 | 525,9 | 0,9016 |
| 3 | 132,88 | 650,3 | 133,4 | 516,9 | 0,6166 |
| 4 | 142,92 | 653,4 | 143,6 | 509,8 | 0,4706 |
| 5 | 151,11 | 655,8 | 152,1 | 503,7 | 0,3816 |
| 6 | 158,08 | 657,8 | 159,3 | 498,5 | 0,3213 |
| 7 | 164,17 | 659,4 | 165,6 | 493,8 | 0,2778 |
| 8 | 169,61 | 660,8 | 171,3 | 489,5 | 0,2448 |
| 9 | 174,53 | 662,0 | 176,4 | 485,6 | 0,2189 |
| 10 | 179,04 | 663,0 | 181,2 | 481,8 | 0,1981 |
| 11 | 183,20 | 663,9 | 185,6 | 478,3 | 0,1808 |
| 12 | 187,08 | 664,7 | 189,7 | 475,0 | 0,1664 |
| 13 | 190,71 | 665,4 | 193,5 | 471,9 | 0,1541 |
| 14 | 194,13 | 666,0 | 197,1 | 468,9 | 0,1435 |
| 15 | 197,36 | 666,6 | 200,6 | 466,0 | 0,1343 |
| 16 | 200,43 | 667,1 | 203,9 | 463,2 | 0,1262 |
| 17 | 203,35 | 667,5 | 207,1 | 460,4 | 0,1190 |
| 18 | 206,14 | 667,9 | 210,1 | 457,8 | 0,1126 |
| 19 | 208,81 | 668,2 | 213,0 | 455,2 | 0,1068 |
| 20 | 211,38 | 668,5 | 215,8 | 452,7 | 0,1016 |
| 22 | 216,23 | 668,9 | 221,2 | 447,7 | 0,0925 |
| 24 | 220,75 | 669,3 | 226,1 | 443,2 | 0,0849 |
| 25 | 222,9 | 669,4 | 228,5 | 440,9 | 0,0816 |
| 26 | 224,99 | 669,5 | 230,8 | 438,7 | 0,0785 |
| 28 | 228,98 | 669,6 | 235,2 | 434,4 | 0,0729 |
| 30 | 232,76 | 669,7 | 239,5 | 430,2 | 0,068 |
| 32 | 236,35 | 669,7 | 243,6 | 426,1 | 0,0638 |
| 34 | 239,77 | 669,6 | 247,5 | 422,1 | 0,06 |
| 36 | 243,04 | 669,5 | 251,2 | 418,3 | 0,0566 |
| 38 | 246,17 | 669,3 | 254,8 | 414,5 | 0,0535 |
| 40 | 249,18 | 669,0 | 258,2 | 410,8 | 0,0508 |
| 42 | 252,07 | 668,8 | 261,6 | 407,2 | 0,0483 |
| 44 | 254,87 | 668,4 | 264,9 | 403,5 | 0,0460 |
| 46 | 257,56 | 668,0 | 268,0 | 400,0 | 0,0439 |
| 48 | 260,17 | 667,7 | 271,2 | 396,5 | 0,0420 |
| 50 | 262,7 | 667,3 | 274,2 | 393,1 | 0,0402 |
| 55 | 268,69 | 666,2 | 281,4 | 384,8 | 0,0364 |
| 60 | 274,29 | 665,0 | 288,4 | 376,6 | 0,0331 |
| 65 | 278,51 | 663,9 | 293,5 | 370,4 | 0,0309 |
| 70 | 284,48 | 662,1 | 300,9 | 361,2 | 0,0280 |
| 80 | 293,62 | 658,9 | 312,6 | 346,3 | 0,0240 |
| 90 | 301,92 | 655,1 | 323,6 | 331,5 | 0,0210 |
| 100 | 309,53 | 651,1 | 334,0 | 317,1 | 0,0185 |
| 110 | 316,58 | 646,7 | 344,0 | 302,7 | 0,0164 |
| 125 | 316,26 | 639,3 | 358,5 | 280,8 | 0,0138 |
| 140 | 335,09 | 631,0 | 372,4 | 258,6 | 0,0118 |
| 160 | 345,74 | 618,3 | 390,8 | 227,5 | 0,0096 |
| 180 | 355,35 | 602,5 | 410,2 | 192,3 | 0,0078 |
| 200 | 364,08 | 582,3 | 431,5 | 150,8 | 0,0062 |
| 220 | 372,1 | 547 | 463,4 | 84 | 0,0045 |
| 224 | 373,6 | 532 | 478,0 | 54 | 0,0039 |
| 227 | 374,6 | 500 | 500 | — | 0,0032 |

## TABLA N° 24

*Calor total y volumen específico de vapor recalentado*

| ata<br>p | Temperatura de vapor recalentado °C | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 300 | 320 | 340 | 360 | 380 | 400 | 420 | 440 | 460 | 480 | 500 | 520 | 540 |
| 2 | 732,9<br>1,342 | 742,5<br>1,39 | 752,2<br>1,437 | 761,9<br>1,485 | 771,7<br>1,532 | 781,5<br>1,58 | 791,4<br>1,627 | 801,4<br>1,674 | 811,5<br>1,722 | 821,7<br>1,769 | 831,9<br>1,816 | 842,2<br>1,864 | 852,7<br>1,911 |
| 4 | 731,7<br>0,6677 | 741,4<br>0,6918 | 751,2<br>0,7159 | 761,0<br>0,7399 | 770,8<br>0,7638 | 780,7<br>0,7877 | 790,7<br>0,8116 | 800,8<br>0,8354 | 810,9<br>0,8592 | 821,1<br>0,883 | 831,4<br>0,9068 | 841,7<br>0,9305 | 852,2<br>0,9542 |
| 6 | 730,5<br>0,4429 | 740,3<br>0,4592 | 750,2<br>0,4754 | 760,1<br>0,4915 | 770,0<br>0,5077 | 780,0<br>0,5237 | 790,0<br>0,5398 | 800,1<br>0,5558 | 810,3<br>0,5717 | 820,6<br>0,5876 | 830,9<br>0,6036 | 841,3<br>0,6194 | 851,8<br>0,6352 |
| 8 | 729,3<br>0,3305 | 739,2<br>0,3429 | 749,2<br>0,3552 | 759,2<br>0,3674 | 769,2<br>0,3796 | 779,2<br>0,3918 | 789,3<br>0,4039 | 799,5<br>0,4159 | 809,7<br>0,428 | 820,0<br>0,44 | 830,4<br>0,4519 | 840,8<br>0,4639 | 851,3<br>0,4759 |
| 10 | 728,1<br>0,2630 | 738,2<br>0,2731 | 748,2<br>0,283 | 758,3<br>0,2929 | 768,4<br>0,3028 | 778,4<br>0,3126 | 788,6<br>0,3223 | 798,8<br>0,332 | 809,1<br>0,3417 | 819,4<br>0,3514 | 829,8<br>0,361 | 840,3<br>0,3706 | 850,9<br>0,3802 |
| 12 | 726,8<br>0,2181 | 737,0<br>0,2265 | 747,2<br>0,2349 | 757,4<br>0,2433 | 767,5<br>0,2515 | 777,7<br>0,2598 | 787,9<br>0,2679 | 798,2<br>0,2761 | 808,5<br>0,2842 | 818,9<br>0,2923 | 829,4<br>0,3003 | 839,9<br>0,3084 | 850,5<br>0,3164 |
| 14 | 725,6<br>0,1859 | 735,9<br>0,1933 | 746,2<br>0,2006 | 756,4<br>0,2078 | 766,7<br>0,215 | 776,9<br>0,222 | 787,2<br>0,2291 | 797,6<br>0,2361 | 807,9<br>0,2431 | 818,3<br>0,2501 | 828,8<br>0,257 | 839,4<br>0,2639 | 850,0<br>0,2709 |
| 16 | 724,4<br>0,1618 | 734,8<br>0,1684 | 745,2<br>0,1748 | 755,5<br>0,1812 | 765,9<br>0,1875 | 776,2<br>0,1937 | 786,5<br>0,200 | 796,9<br>0,2062 | 807,3<br>0,2123 | 817,8<br>0,2184 | 828,3<br>0,2245 | 838,9<br>0,2306 | 849,6<br>0,2367 |
| 18 | 723,2<br>0,1431 | 733,7<br>0,149 | 744,2<br>0,1548 | 754,6<br>0,1605 | 765,0<br>0,1661 | 775,4<br>0,1717 | 785,8<br>0,1773 | 796,3<br>0,1829 | 806,7<br>0,1884 | 817,2<br>0,1938 | 827,8<br>0,1993 | 838,4<br>0,2047 | 849,1<br>0,2101 |
| 20 | 721,9<br>0,1281 | 732,6<br>0,1334 | 743,2<br>0,1387 | 753,7<br>0,1439 | 764,2<br>0,1491 | 774,7<br>0,1542 | 785,1<br>0,1592 | 795,6<br>0,1632 | 806,1<br>0,1692 | 816,7<br>0,1741 | 827,3<br>0,1791 | 837,9<br>0,184 | 848,7<br>0,1888 |
| 25 | 718,6<br>0,101 | 729,6<br>0,1055 | 740,6<br>0,1098 | 751,4<br>0,1141 | 762,1<br>0,1183 | 772,7<br>0,1225 | 783,3<br>0,1266 | 794,0<br>0,1307 | 804,6<br>0,1347 | 815,3<br>0,1387 | 826,0<br>0,1427 | 836,8<br>0,1466 | 847,6<br>0,1506 |
| 30 | 715,2<br>0,0830 | 726,8<br>0,0868 | 738,0<br>0,0906 | 749,1<br>0,0942 | 760,0<br>0,0978 | 770,8<br>0,1013 | 781,6<br>0,1048 | 792,4<br>0,1083 | 803,1<br>0,1117 | 813,9<br>0,1151 | 824,7<br>0,1184 | 835,5<br>0,1218 | 846,5<br>0,1251 |
| 35 | 711,6<br>0,070 | 723,6<br>0,0735 | 735,8<br>0,0768 | 746,6<br>0,080 | 757,8<br>0,0831 | 768,8<br>0,0862 | 779,8<br>0,0893 | 790,7<br>0,0923 | 801,6<br>0,0952 | 812,5<br>0,0982 | 823,4<br>0,1011 | 834,3<br>0,1039 | 845,3<br>0,1069 |
| 40 | 707,8<br>0,0603 | 730,5<br>0,0634 | 732,5<br>0,0664 | 744,1<br>0,0693 | 755,5<br>0,0721 | 766,8<br>0,0749 | 778,0<br>0,0776 | 789,1<br>0,0803 | 800,1<br>0,0829 | 811,1<br>0,0855 | 822,1<br>0,088 | 833,1<br>0,0906 | 844,2<br>0,0932 |
| 45 | 703,8<br>0,0526 | 717,1<br>0,0556 | 729,6<br>0,0584 | 741,6<br>0,061 | 753,3<br>0,0636 | 764,8<br>0,0661 | 776,1<br>0,0685 | 787,4<br>0,071 | 798,5<br>0,0733 | 809,7<br>0,0757 | 820,8<br>0,078 | 831,9<br>0,0803 | 843,1<br>0,0826 |
| 50 | 699,5<br>0,0465 | 713,6<br>0,0493 | 726,6<br>0,0519 | 739,1<br>0,0544 | 751,1<br>0,0567 | 762,8<br>0,059 | 774,3<br>0,0613 | 785,7<br>0,0635 | 797,0<br>0,0657 | 808,3<br>0,0678 | 819,5<br>0,0699 | 830,7<br>0,072 | 841,9<br>0,074 |
| 56 | 694,0<br>0,0405 | 709,2<br>0,0432 | 722,9<br>0,0456 | 735,9<br>0,0479 | 748,3<br>0,0501 | 760,3<br>0,0522 | 772,1<br>0,0543 | 783,7<br>0,0563 | 795,2<br>0,0583 | 806,6<br>0,0602 | 818,0<br>0,0621 | 829,2<br>0,064 | 840,6<br>0,0658 |
| 60 | 690,0<br>0,0371 | 706,0<br>0,0398 | 720,4<br>0,0421 | 733,7<br>0,0443 | 746,4<br>0,0464 | 758,7<br>0,0484 | 770,6<br>0,0504 | 782,4<br>0,0523 | 793,9<br>0,0541 | 805,5<br>0,056 | 816,9<br>0,0578 | 828,3<br>0,0595 | 839,7<br>0,0613 |
| 70 | 679,2<br>0,0303 | 697,7<br>0,0329 | 713,6<br>0,0351 | 728,1<br>0,0371 | 741,5<br>0,0391 | 754,4<br>0,0409 | 766,8<br>0,0426 | 778,9<br>0,0443 | 790,8<br>0,0459 | 802,6<br>0,0475 | 814,3<br>0,0491 | 825,9<br>0,0506 | 837,4<br>0,0522 |
| 80 | 666,8<br>0,025 | 688,3<br>0,0276 | 706,2<br>0,0297 | 722,0<br>0,0317 | 736,4<br>0,0335 | 750,0<br>0,0352 | 762,9<br>0,0367 | 775,4<br>0,0383 | 787,6<br>0,0397 | 799,7<br>0,0412 | 811,6<br>0,0426 | 823,4<br>0,044 | 835,2<br>0,0453 |
| 90 | — | 677,7<br>0,0233 | 698,1<br>0,0255 | 715,5<br>0,0274 | 730,9<br>0,0291 | 745,3<br>0,0307 | 758,8<br>0,0322 | 771,8<br>0,0336 | 784,4<br>0,0349 | 796,8<br>0,0362 | 808,9<br>0,0375 | 820,9<br>0,0388 | 832,9<br>0,040 |
| 100 | — | 666,0<br>0,0199 | 689,2<br>0,0221 | 708,4<br>0,024 | 725,2<br>0,0256 | 740,4<br>0,0271 | 754,6<br>0,0285 | 768,1<br>0,0298 | 781,1<br>0,0311 | 793,8<br>0,0323 | 806,2<br>0,0335 | 818,5<br>0,0346 | 830,6<br>0,0358 |
| 120 | — | — | 668,9<br>0,0167 | 692,7<br>0,0187 | 712,6<br>0,0203 | 730,0<br>0,0217 | 745,7<br>0,023 | 760,4<br>0,0242 | 774,3<br>0,0253 | 787,7<br>0,0264 | 800,6<br>0,0274 | 813,5<br>0,0284 | 825,9<br>0,0294 |
| 140 | — | — | 642,6<br>0,0125 | 674,3<br>0,0147 | 698,3<br>0,0164 | 718,4<br>0,0178 | 736,1<br>0,019 | 752,2<br>0,0201 | 767,1<br>0,0211 | 781,3<br>0,0221 | 794,9<br>0,023 | 808,2<br>0,0239 | 821,1<br>0,0248 |
| 160 | — | — | — | 651,8<br>0,0115 | 682,2<br>0,0133 | 705,9<br>0,0147 | 725,8<br>0,0159 | 743,4<br>0,017 | 759,5<br>0,018 | 774,7<br>0,0189 | 789,1<br>0,0198 | 802,8<br>0,0206 | 816,2<br>0,0214 |
| 180 | — | — | — | 620,2<br>0,0086 | 664,1<br>0,0108 | 692,2<br>0,0123 | 714,6<br>0,0135 | 734,1<br>0,0145 | 751,6<br>0,0155 | 767,8<br>0,0164 | 782,9<br>0,0172 | 797,4<br>0,018 | 811,2<br>0,0187 |
| 200 | — | — | — | — | 640,2<br>0,0087 | 676,6<br>0,0103 | 702,4<br>0,0115 | 724,0<br>0,0126 | 743,0<br>0,0135 | 760,5<br>0,0144 | 776,6<br>0,0151 | 791,6<br>0,0159 | 805,8<br>0,0166 |
| 220 | — | — | — | — | 606,8<br>0,0066 | 657,9<br>0,0086 | 689,3<br>0,0099 | 713,3<br>0,011 | 733,9<br>0,0119 | 752,8<br>0,0127 | 770,0<br>0,0134 | 785,7<br>0,0141 | 800,5<br>0,0148 |

Lo expuesto es una forma simplificada de expresión del proceso de vaporización, y hemos dejado de lado detalles que no interesan al ingeniero.

Si llevamos a un gráfico la experiencia anterior y tomando en abscisas las cantidades de calor y en ordenadas las temperaturas, tenemos el gráfico N° 31 (en él suponemos que el agua a 0° C tiene contenido de calor = 0). Primero se añade calor sensible, aumentando la temperatura del agua, luego se suministra calor latente y la temperatura permanece constante mientras que el agua se evapora, pero si se añade más calor el vapor se sobrecalienta, aumentando nuevamente la temperatura. Todo ello ocurre, como está indicado en el gráfico para diferentes presiones.

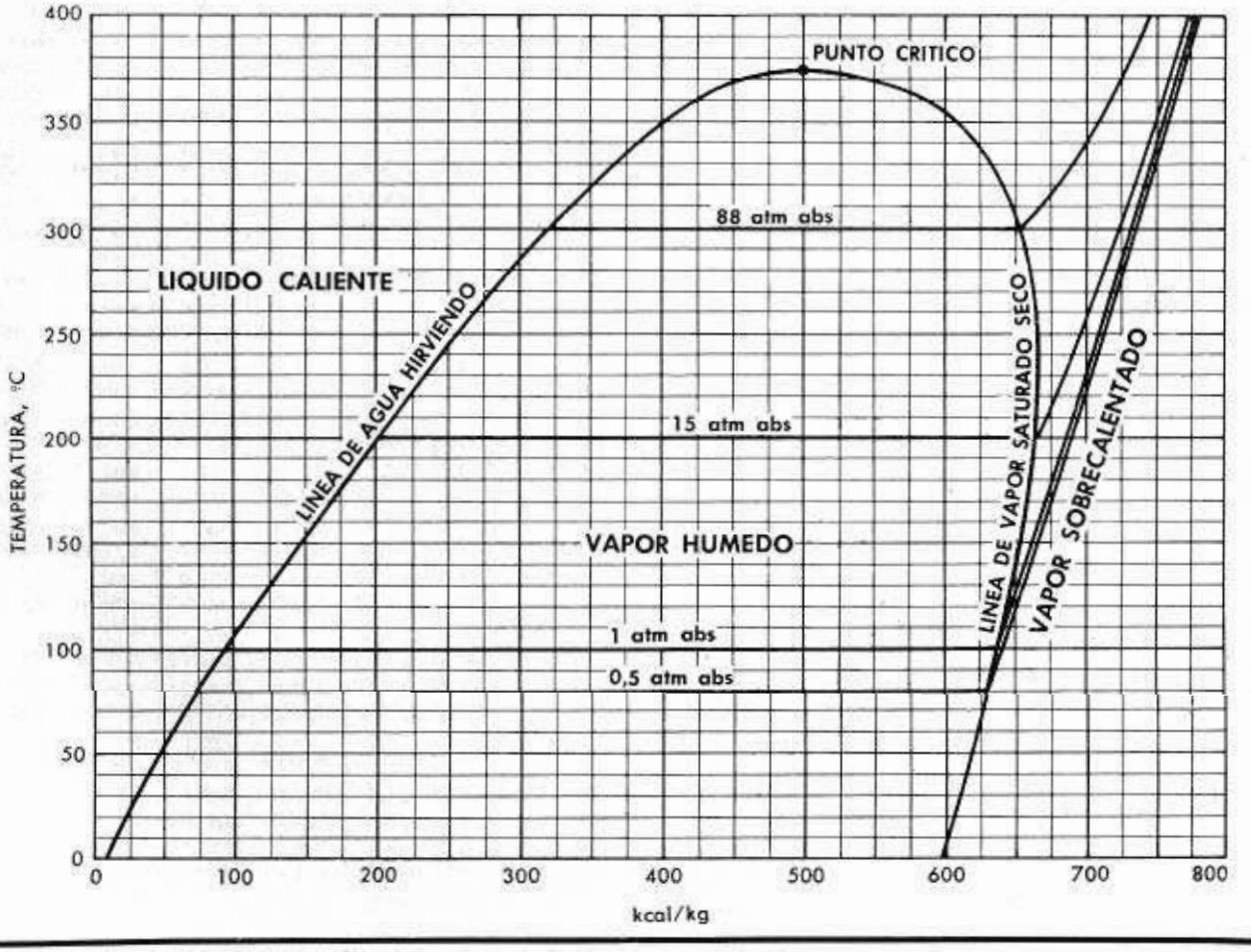
Vemos además que el gráfico N° 31 está dividido en tres partes: la región del líquido caliente, la región donde el vapor está parcialmente evaporado, llamada región del vapor húmedo, y la región del vapor sobrecalentado.

Estas zonas están separadas por la línea de agua hirviendo y la línea del vapor saturado seco, que son las líneas límite, uniéndose ambas en un punto que está a 374,6° C y 227 atm. abs. Este es el punto crítico del vapor. En él, el calor latente se ha reducido a cero y el calor sensible llega a 500 kcal/kg; el vapor y el agua no existen como fases separadas en el punto crítico.

En la zona del vapor húmedo, pueden trazarse las líneas de igual título del vapor, que indican el porcentaje del vapor y del agua. Correspondiendo dicho porcentaje a la cantidad de calor latente añadido.

GRAFICO N° 31

**REPRESENTACION GRAFICA DE LA CANTIDAD DE CALOR TEMPERATURA PARA EL VAPOR DE AGUA**



**Entropía. Diagrama entrópico.**

Si trazamos nuevamente el gráfico N° 31, pero colocando en las ordenadas, la temperatura absoluta T °K en lugar de t °C, y en abscisas ponemos la expresión $\frac{Q}{T}$, kcal/kg °K, en lugar de Q, tenemos trazado el diagrama entrópico, ya que $\frac{Q}{T} = S$ es la función denominada entropía. (lámina N° 1).

El concepto de entropía no es fácil de definir ni aclarar, pero la utilización de sus propiedades, facilita los cálculos y la solución de mucho problemas termodinámicos.

Puede decirse que la entropía mide la posibilidad de que el calor contenido en una masa de vapor sea más o menos útil, para ser aprovechado en generar energía o calentar. Una cantidad de vapor con un valor pequeño de su entropía, indica mayores posibilidades de utilización de su calor, que esa misma masa de vapor, con un valor grande de su entropía, aun cuando el calor contenido sea en ambos casos el mismo. Veamos un ejemplo para aclarar el concepto.

Un kg de vapor saturado a 0,1 atm abs y 45° C tiene en esas condiciones un contenido de calor de 617 kcal y una temperatura absoluta de 318° K; por lo tanto su entropía será:

$$S = \frac{Q}{T} = \frac{617 \text{ kcal/kg}}{318° \text{ K}} = 1{,}94 \text{ kcal/kg °K}$$

En cambio, 1 kg de vapor saturado a 160 atm abs y 345° C cuyo contenido de calor es casi igual al caso anterior, 618 kcal, su temperatura absoluta es 618° K, y nos dará una entropía:

$$S = \frac{618 \text{ kcal/kg}}{618 °\text{K}} = 1 \text{ kcal/kg °K}$$

Es evidente, que con el vapor a 160 atm abs se puede generar energía o calentar en un proceso industrial, en condiciones mucho mejores que lo que se podría con el vapor a 0,1 atm abs. Recuérdese, sin embargo, que el contenido de calor es casi igual en ambos casos.

El diagrama entrópico y las propiedades de la función entropía, son de especial interés para el estudio de los ciclos del vapor, ya sea generando energía, calentando en procesos industriales o en procesos combinados.

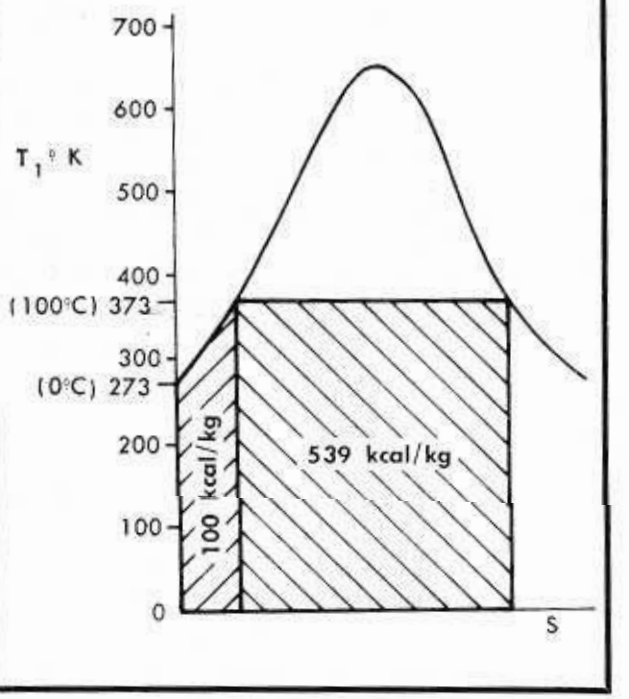
Del mismo diagrama puede obtenerse también información adicional, de sumo interés: la superficie del diagrama representa la cantidad de calor contenido en el agua o vapor. Efectivamente, si en ordenadas tenemos T y en abscisas $\frac{Q}{T}$, la superficie será:

$$\frac{Q}{T} T = Q$$

Esto merece una aclaración adicional: si calentamos el agua desde 0° a 100° C, y le entregamos 100 kcal/kg de calor sensible, la superficie entre la línea del agua hirviendo hasta los 100° C (373° K) y los ejes de referencia representará 100 kcal. Añadiendo más calor y evaporando el agua, hemos entregado 539 kcal/kg de calor latente. La superficie adicional representará 539 kcal y así sucesivamente (figura N° 1 y lámina N° 1).

FIGURA N° 1

**REPRESENTACION EN EL DIAGRAMA ENTROPICO DEL CALOR TOMADO POR EL AGUA AL EVAPORARSE**



En la zona del vapor húmedo, están trazadas las líneas de igual título que indican la cantidad de agua y vapor existentes; en las zonas del vapor húmedo y del vapor sobrecalentado, están indicadas las curvas de igual volumen específico; en la del vapor sobrecalentado, están indicadas las curvas de igual sobrecalentamiento, y en todas las zonas están trazadas las curvas de igual presión.

En algunos diagramas figuran también las curvas de igual cantidad de calor, que dan el valor correspondiente a la superficie, entre el punto considerado y los ejes de referencia.

En la construcción del diagrama, suponemos que el contenido de calor es cero a 0° C, igual como se ha supuesto anteriormente para el agua. Ello también significa entropía cero.

El diagrama entrópico es reemplazado, en general, con ventaja por el diagrama de Mollier, pero es conveniente estudiar en él los ciclos de generación de energía especialmente.

**Diagrama de Mollier.**

Para calcular superficies y conocer las cantidades de calor correspondientes a un determinado estado del vapor, se ha ideado el diagrama de Mollier. En él se indica en abscisas, la entropía, igual que en el diagrama entrópico, y en ordenadas, las cantidades de calor, en lugar de las temperaturas absolutas.

Todas las otras curvas, de información complementaria existentes en el diagrama entrópico, están también trazadas (ver lámina N° 2).

Se verá luego que el uso de este diagrama es muy práctico, pues para medir cantidades de calor no es necesario calcular superficies, sino leer directamente su valor en el eje de ordenadas.

**Reducciones de presión.**

Si se hace perder presión al vapor a través de una válvula reductora, tenemos el fenómeno de reducción de presión o estrangulación. Se entiende que el vapor no realiza trabajo alguno al pasar de una presión alta a otra más baja; consecuentemente, la cantidad de calor que tiene el vapor a baja presión, después de la estrangulación, es la misma que la que tenía anteriormente.

Supongamos tener vapor saturado a 10 atm. abs.; el contenido de calor total, según la tabla, es de 663 kcal/kg. Si le hacemos sufrir una reducción de presión (estrangulación) hasta 1 atm. abs. el vapor saturado tiene a esa presión un calor total de 638,5 kcal/kg, es decir, entonces hay un excedente de 24,5 kcal/kg. Estas calorías sobrantes, que están contenidas en el vapor, producen en él un cierto grado de sobrecalentamiento.

Ubiquemos en el diagrama de Mollier (lámina N° 2) el punto de 10 atm. abs. para el vapor saturado; veremos que en el eje de ordenadas el contenido de calor es 663 kcal/kg. Si reducimos la presión a 1 atm. abs., como la cantidad de calor se mantiene constante, para obtener el valor del nuevo estado del vapor, deberemos desplazarnos horizontalmente por la ordenada de 663 kcal/kg, hasta la intersección con la línea correspondiente a 1 atm. abs. El diagrama nos demuestra que la nueva condición del vapor cae en la zona de sobrecalentamiento, ya que la temperatura es de 150° C, y no de 100° C como correspondería a la de saturación.

El cálculo rápido de las condiciones finales del vapor, luego de una reducción de presión, se hace fácilmente, como se ve, por medio del diagrama de Mollier.

**Expansiones. Compresiones.**

Si a una masa de vapor a presión, contenida en el cilindro de una máquina, la hacemos expandir adiabáticamente, es decir, sin que haya pérdidas de calor por las paredes del cilindro, la expansión del vapor produce trabajo, pero al no haber pérdidas, toda la energía contenida en el mismo antes y después de la expansión está en parte contenida en el vapor y en parte transformada en trabajo. El sistema en conjunto no ha perdido energía; luego, la transformación es isoentrópica o de igual entropía.

Si en el diagrama de Mollier ubicamos vapor a 10 atm. abs. sobrecalentado a 400° C, su contenido de calor es 778,4 kcal/kg. Si se lo hace expandir adiabáticamente, o sea isoentrópicamente, hasta 1 atm. abs., vemos que su estado final es 1 atm. abs. y 120° C, es decir, que está ligeramente sobrecalentado teniendo 648 kcal/kg, la diferencia de contenido de calor entre el punto inicial y el final, es:

778,4 kcal/kg — 648 kcal/kg = 130,4 kcal/kg

Esta diferencia, es la que se ha convertido en trabajo en el cilindro de la máquina. Recordando que el equivalente mecánico de calor es E = 427 kcal/kgm, cada kg de vapor produce en la expansión:

130,4 kcal/kg × 427 kgm/kcal = 55.681 kgm/kg

El estado final después de la expansión hubiera sido parcialmente húmedo si el estado inicial hubiera tenido menor sobrecalentamiento o si hubiera sido saturado. Una parte del vapor se habría condensado, cediendo su calor para producir trabajo.

La compresión es el fenómeno inverso. Si comprimimos adiabáticamente una masa de vapor, también la transformación es isoentrópica, como vemos en el diagrama siguiendo la recta de igual entropía, si el vapor está inicialmente saturado, luego de la compresión estará sobrecalentado. Si el proceso comenzara con vapor húmedo, podría terminar saturado o aun sobrecalentado si se lo hubiera comprimido suficientemente; naturalmente que a la inversa de la expansión, la compresión absorbe trabajo. El estado final del vapor se estudia en forma fácil después de una reducción de presión, expansión o compresión, como se ha visto en el diagrama de Mollier.

**Calefacción.**

El vapor, como elemento de calefacción, es usado generalmente en forma indirecta, calentando principalmente gases o líquidos, a través de serpentines, paredes metálicas, etc. Para el cálculo de las superficies y cantidades de calor transmitidas, nos hemos referido en el capítulo 3.

El vapor tiene la inestimable ventaja de transmitir su calor a temperatura constante. Ella depende de la presión y puede fácilmente adoptarse la que convenga. Al ceder calor, el vapor se condensa y el agua formada debe purgarse continuamente para evitar la inundación de los serpentines. Se utilizan para ello purgadores o trampas. Si se desea trabajar a temperaturas menores de 100° C, se deberá mantener un adecuado vacío en la línea de descarga, para poder purgar el condensado.

Es muy importante prever adecuadamente la extracción de aire de los serpentines por medio de purgadores termostáticos, ya que éste es el principal enemigo de una buena transmisión de calor.

**Reevaporaciones.**

Habíamos visto que el agua al calentarse tomaba calor sensible y que éste era mayor a medida que aumentaba la presión.

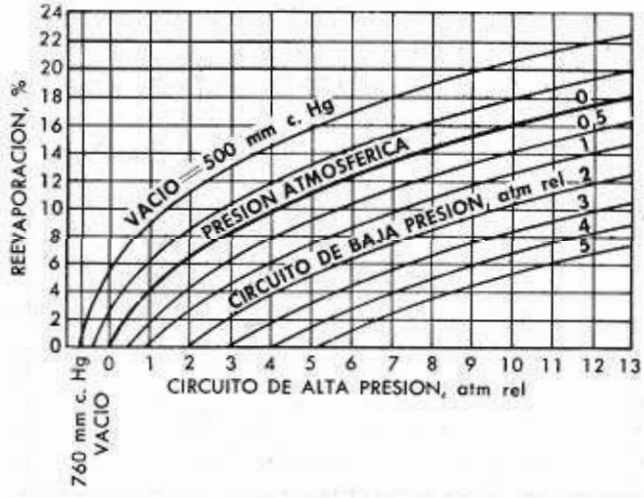
En un aparato calefaccionado por vapor, al purgarse el agua condensada, ésta tiene el calor sensible correspondiente a la presión de trabajo. Al pasar el agua a la presión reducida de la línea de descarga, la cantidad de calor sensible que corresponde a esa presión es menor. El excedente de calor contenido en el agua produce una reevaporación parcial.

Veamos un ejemplo. En un aparato calefaccionado por vapor a 7 atm. abs. el calor sensible del agua condensada es 165,6 kcal/kg. Si la descarga de la trampa es a 1 atm. abs., el calor sensible es 100 kcal/kg, las 65,6 kcal sobrantes, actúan vaporizando una parte del agua y el 12 % de ésta vuelve a convertirse en vapor a 1 atm. abs.

Lo ocurrido es un fenómeno similar al sobrecalentamiento experimentado por el vapor, luego de sufrir una reducción de presión, este vapor puede en ciertos casos, ser nuevamente utilizado en el proceso industrial. El gráfico N° 32 permite calcular el porcentaje de agua que se reevapora para distintas condiciones iniciales y finales de la presión.

GRAFICO N° 32

**PORCENTAJE DE AGUA REEVAPORADA CON DISTINTAS PRESIONES INICIALES Y FINALES DEL AGUA CALIENTE**

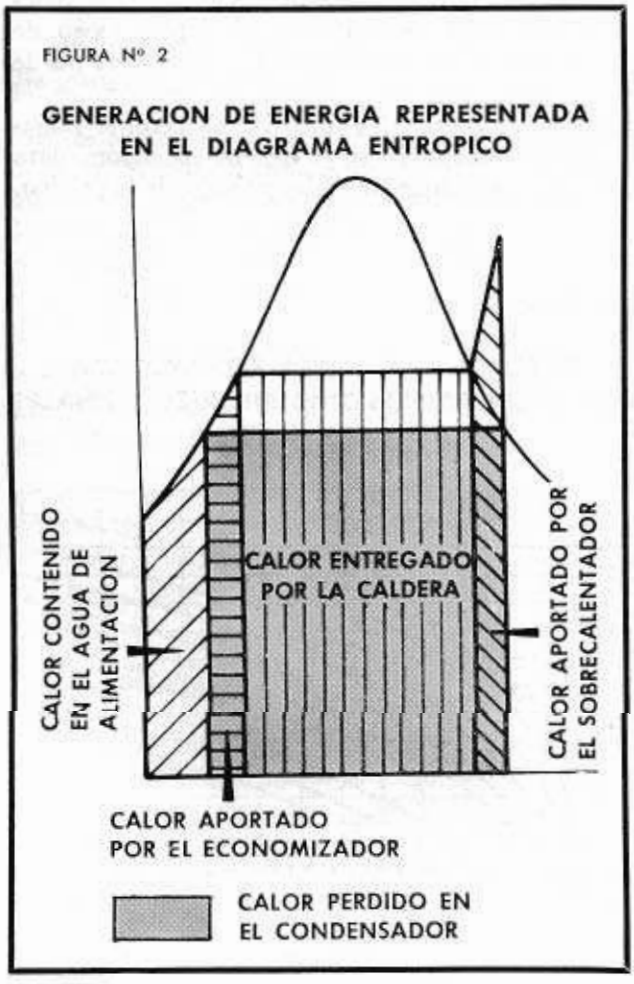


**Generación de energía.**

El vapor que produce una caldera puede generar energía, expandiéndose en una máquina o turbina de vapor. El rendimiento y demás condiciones finales del vapor, varían según son las presiones y temperaturas iniciales que se adopten. Es muy ilustrativo estudiar el proceso en el diagrama entrópico.

Si alimentamos una caldera con agua a 30° C, ésta ya tiene un cierto contenido de calor, representado por una superficie del diagrama. Al entrar en el economizador, el agua toma primero calor sensible y luego en la caldera toma calor latente evaporándose; pasa luego al sobrecalentador, donde toma algo más de calor. El calor que es entregado al agua por el economizador, caldera y sobrecalentador, está representado por sucesivas superficies del diagrama entrópico (ver la figura N° 2. Toda la superficie figura rayada).

FIGURA N° 2




Luego el vapor pasa a la máquina o turbina expandiéndose y produciendo trabajo, hasta llegar a la presión del condensador; posteriormente el agua se condensa, desechándose el calor contenido en el vapor de escape, con el agua de enfriamiento del condensador. Esto está representado en la misma figura por la superficie grisada. Para producir energía se ha entregado, pues, una cierta cantidad de calor y se ha desechado otra menor en el condensador.

El rendimiento del proceso se expresa así:

$$n = \frac{\text{Calor entregado} - \text{calor desechado}}{\text{Calor entregado}} \quad [I]$$

El rendimiento mejora cuando aumenta la superficie útil del diagrama.

Para ello son convenientes las siguientes medidas:

Aumentar la presión inicial lo más posible.

Bajar la presión final al mínimo.

Elevar el sobrecalentamiento razonablemente.

Existen otros medios que también conducen a mejorar el rendimiento, como ser el recalentamiento intermedio del vapor o el calentamiento regenerativo del agua de alimentación con extracciones del mismo de la máquina o turbina, luego que éste ha trabajado parcialmente.

En el diagrama de Mollier, si bien no se puede ver el proceso completo, ni se aprecia tan claramente el rendimiento, como se ve en el diagrama entrópico, se resuelve en cambio el problema más rápidamente. Las calorías del punto inicial del vapor y las del punto final luego de la expansión, se leen en ordenadas y el rendimiento se obtiene en forma inmediata en la fórmula I.

Las calorías transformadas en trabajo, son la diferencia de contenido de calor en el vapor, antes y después de la expansión y se expresan en unidades mecánicas, *por las relaciones:*

$$1 \text{ CVh} = 642 \text{ kcal}$$
$$1 \text{ kWh} = 860 \text{ kcal}$$

Los rendimientos de los ciclos varían, desde 14 % con vapor saturado a 7 atm. y escape libre, a 40,5 % con 70 atm. sobrecalentando a 480° C y

0,1 atm. en el condensador. Estos son ejemplos de distintas condiciones de trabajo.

Los rendimientos a que nos hemos referido, son propios del ciclo térmico, pero debe considerarse además el rendimiento de la máquina, que no transforma en trabajo mecánico toda la energía que recibe. La tabla N° 25 orienta sobre los rendimientos normales de turbinas de vapor, trabajando en distintas condiciones iniciales y finales.

Como ejemplo, calcularemos el consumo de vapor de una turbina de 2.000 CV que trabaja con vapor a 30 atm. y 300° C, siendo la temperatura del condensador de 45° C, lo que equivale a 0,1 atm.

El vapor a 30 atm. y 300° C tiene 715,2 kcal/kg y luego de la expansión hasta 0,1 atm. el contenido de calor se reduce a 495 kcal/kg (Mollier); se observa en el diagrama que el vapor está parcialmente húmedo, siendo su título 0,79, es decir, hay 21 % de agua.

El salto térmico es:

$$715{,}2 \text{ kcal/kg} - 495 \text{ kcal/kg} = 220{,}2 \text{ kcal/kg}$$

El rendimiento termodinámico es:

$$\eta = \frac{715{,}2 \text{ kcal/kg} - 495 \text{ kcal/kg}}{715{,}2 \text{ kcal/kg}} = 30{,}7\ \%$$

Recuérdese que la turbina no aprovecha íntegramente el salto térmico de 220,2 kcal/kg, dado que tiene su propio rendimiento. De la tabla N° 25 vemos que éste es 0.638.

Luego la máquina aprovechará:

$$220{,}2 \text{ kcal/kg} \times 0.638 = 140 \text{ kcal/kg}$$

Estas calorías aprovechadas producen un trabajo:

$$\frac{140 \text{ kcal/kg}}{642 \text{ kcal/CVh}} = 0{,}22 \text{ CVh/kg}$$

Para generar 2.000 CV la máquina consumirá por hora:

$$\frac{2.000 \text{ CV}}{0{,}22 \text{ CVh/kg}} = 9.090 \text{ kg/h}$$

o sea:

$$\frac{9.090 \text{ kg/h}}{2.000 \text{ CV}} = 4{,}54 \text{ kg/CVh}$$

Desde otro punto de vista, al no transformar la turbina todo el calor del salto térmico, la parte no aprovechada queda en la masa del vapor expandido, es decir, éste queda con más calor contenido de lo que hubiera correspondido. El diagrama de Mollier nos facilita el estudio del asunto.

## TABLA N° 25

*Rendimiento aproximado de turbinas a vapor*

*Supuestos : sobrecalentamiento, tamaño y velocidades adecuadas*

| Caída de presión atm. abs. | Potencia C. V. | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 250 | 500 | 750 | 1.000 | 2.000 | 3.000 | 4.000 | 5.000 | 7.500 | 10.000 |
| 70-30 | — | — | — | — | 59 | 62 | 64 | 65 | 67 | 68 |
| 30-7 | 47 | 54 | 57 | 59 | 64 | 67 | 68 | 69 | 71 | 72 |
| 7-1 | 61 | 65 | 67 | 68 | 71 | 73 | 74 | 75 | 76 | 76 |
| 1-0,1 | 64 | 68 | 70 | 71 | 74 | 76 | 78 | 79 | 80 | 80 |

Nota: Esta tabla da los rendimientos de turbinas a vapor en forma aproximada, para las caídas de presión señaladas en la columna de la izquierda.

Ejemplo: Una turbina de 1.000 C.V. con presión de entrada de 30 atm. y escape a una contrapresión de 7 atm. tiene un rendimiento de 59 %. Si se desea conocer el rendimiento de una máquina de 1.000 C.V. con una presión de entrada de 30 atm. y escape a 1 atm., debe considerarse como dos máquinas de 500 C.V.; la primera tendrá 54 % de rendimiento y la segunda 65 %. El rendimiento final será el promedio de ambos o sea 59,5 %.

(Estos datos son sólo para ser usados como orientación general).

Como no se aprovechan más que 140 kcal/kg, y como la presión del condensador es 0,1 atm., el punto final de la expansión se desplaza hacia la derecha del diagrama, hasta un punto que corresponda a un salto térmico de 140 kcal/kg, pero a una presión de 0,1 atm. Ese punto es a 575 kcal/kg y 0,1 atm. y su título es 0,93. Es decir, que ha habido un secado parcial del vapor, que corresponde a las calorías que no se transformaron en trabajo.

La expansión real no es la vertical teórica, sino sufre un desplazamiento a la derecha del diagrama (ver figura N° 3).

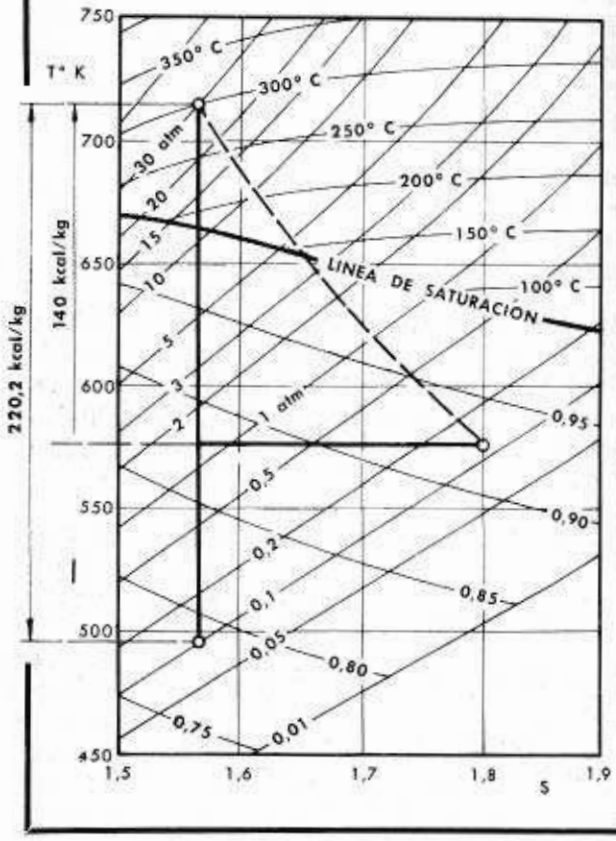
**Uso combinado del vapor.**
**Generación de energía y calefacción.**

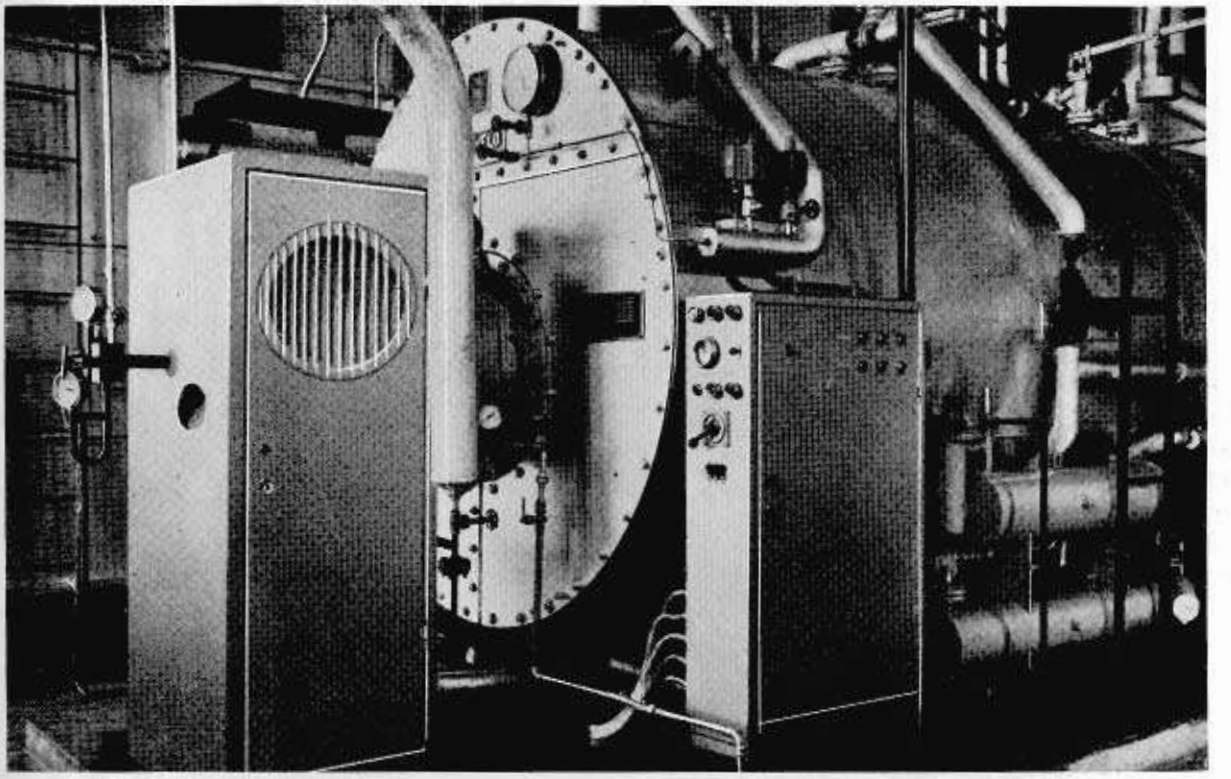
Se ha visto que en la generación de energía, casi todo el calor latente del vapor se desechaba en el condensador. En cambio, en los procesos de calefacción es éste, justamente, el que se aprovecha; de ahí nace la idea del uso combinado del vapor.

Para ello es conveniente producirlo a alta presión y temperatura, generar energía fijando la presión de escape en un valor razonable y utilizar ese vapor luego, para calefacción en el proceso industrial. La energía así obtenida, resulta a un precio muy económico en lo que respecta a combustible, ya que, debiendo producirse vapor para el proceso, es muy pequeña la cantidad de calor que se debe añadir para llevarlo a la presión y temperatura convenientes y realizar la generación adicional de energía.

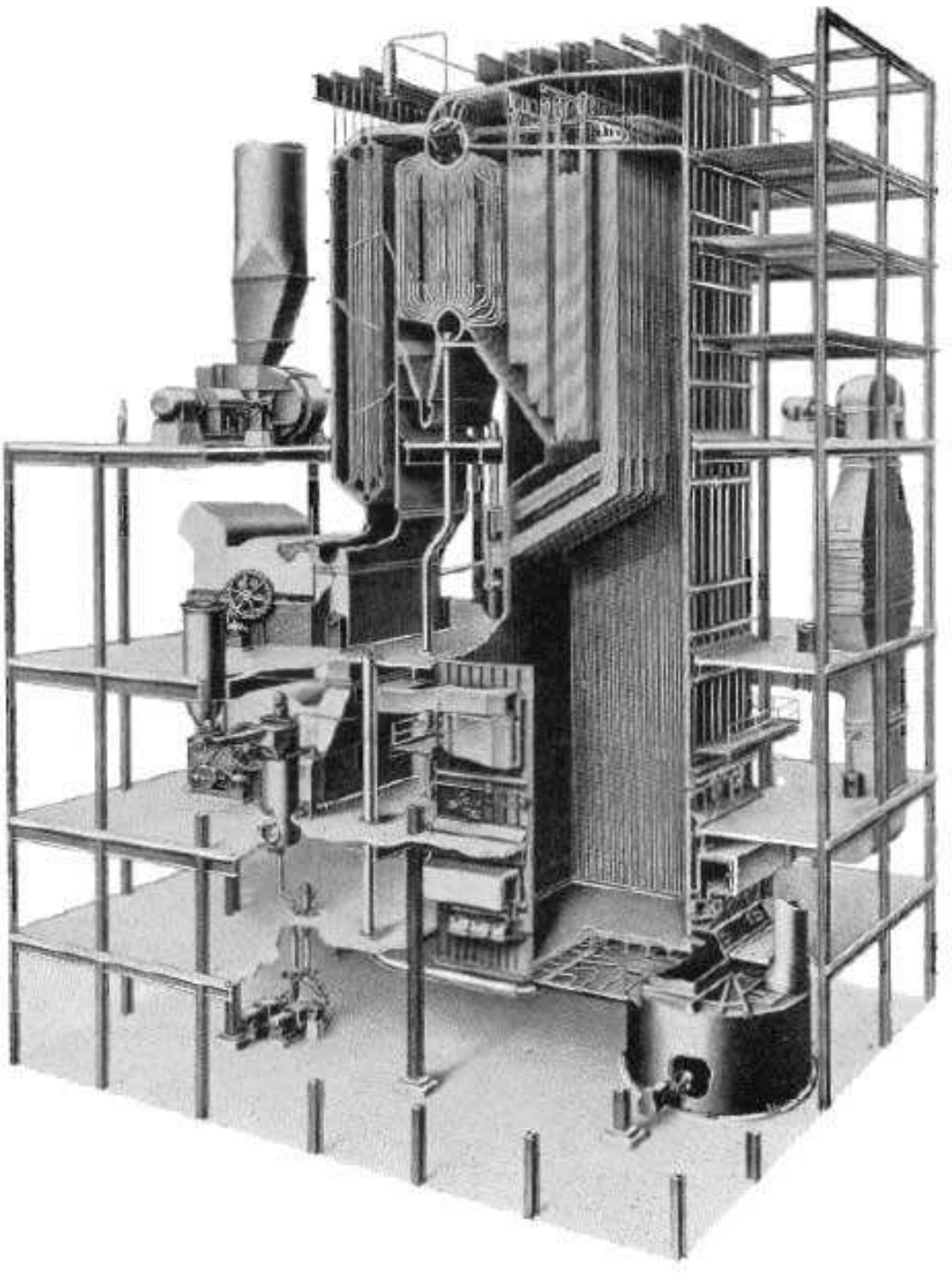
FIGURA N° 3

**UTILIZACION DEL DIAGRAMA DE MOLLIER PARA EL EJEMPLO DEL TEXTO**





Caldera Per-Flo 6, apta para generar 3.500 Kg/h de vapor saturado a una presión de trabajo de 15 Kg/cm$^2$ utilizando Fuel-Oil como combustible.



Caldera de recuperación de productos químicos.

# 5

## CAPITULO QUINTO

**TRANSMISION DEL CALOR POR MEDIO DE LIQUIDOS CALIENTES. — AGUA CALIENTE A PRESION. — OTROS LIQUIDOS TRANSMISORES DE CALOR. — ACEITES MINERALES. — DOWTHERMS. — AROCLORS. — T. A. S. — SALES FUNDIDAS. — USOS EN FASE VAPOR.**

### Transmisión del calor por medio de líquidos calientes.

Hasta nuestros días, la transmisión del calor se ha realizado principalmente por medio del vapor, representando muchas ventajas su fácil manejo.

Sin embargo, se ha desarrollado en los últimos años la técnica de transmitir el calor por medio de líquidos calientes, en especial agua de elevada temperatura y a presión. Para casos especiales, existe además toda una gama de productos químicos, que permiten trabajar a determinadas temperaturas en las que no resulta cómoda la utilización del agua.

Consideremos que con el agua a 183° C le corresponden 10 atm como presión de saturación; a 200° C se llega a 16 atm, es decir que se está ya en presiones poco prácticas para el uso en aparatos industriales. Por lo tanto, arriba de 10/15 atm es ya preferible pensar en otros líquidos que pueden llegar a mayores temperaturas, con presiones relativamente bajas o inclusive a presión atmosférica.

Los líquidos se calientan en una caldera o equipo apropiado, hasta la temperatura adecuada y se hacen recircular por medio de una bomba que los envía a las distintas secciones consumidoras del calor.

Es menester mantener en el circuito suficiente presión, para evitar vaporizaciones por eventuales disminuciones de presión, que se traducirán en golpes de ariete, con sus desagradables consecuencias. Los líquidos calientes entregan su calor por medio de serpentinas, tubos, etc., y pueden calentar otros líquidos o gases, calefaccionar ambientes, generar vapor, etc.

La transmisión del calor por líquidos calientes, tiene una serie de ventajas, que hacen que su uso sea realmente muy conveniente.

Hay ahorros importantes de inversión debido a menores tamaños de calderas y canalizaciones.

Ahorro de combustible debido a:

a) Eliminación de pérdidas por reevaporaciones del condensado.

b) Menores pérdidas por radiación en las cañerías, debido al menor diámetro de éstas.

c) Se evita el calentamiento del agua de reposición, ya que se trabaja en circuito cerrado.

d) No hay pérdidas por trampas o válvulas reductoras defectuosas, ya que no existen.

e) Se eliminan las pérdidas debidas a purgas de caldera.

f) Mejor rendimiento de la caldera por tener una marcha más regular y estar libre de incrustaciones.

Por otro lado, se evita el costoso tratamiento de agua, dado que como se dijo, se trabaja en circuito cerrado.

Es drástica la reducción de los gastos de mantenimiento, por mejores condiciones de trabajo de la caldera y la eliminación de gran cantidad de elementos complementarios en las líneas de vapor, trampas, válvulas, etc.

Desde el punto de vista de la operación técnica, es de señalar otras ventajas:

Posibilidades de trabajar con temperaturas muy uniformes en los equipos (se puede regular hasta 0,5° C de diferencia).

Marcha muy regular del sistema, dado que la acumulación de calor existente en el líquido contenido en la caldera, cañerías, equipo, etc., es muy elevada y actúa como reserva. Por otro lado, un tanque adicional que amplíe la acumulación, no requiere dimensiones excesivas y regulariza extraordinariamente la marcha de la caldera.

Se consigue un mejor control de la temperatura. Existen amplias posibilidades de modular la marcha y trabajar sobre un programa de tiempo.

La vida de las instalaciones es larga debido a su sencillez y falta de incrustaciones, corrosiones, etc.

Los gastos de bombeo para recircular el líquido por la caldera y el circuito, son comparables a una bomba de alimentación normal.

El sistema permite transmitir calor a grandes distancias (varios km), ya que las pérdidas se traducen en una cierta disminución de la temperatura del líquido y no en un humedecimiento del vapor, como ocurre en el caso de usar éste con los inconvenientes de drenar cañerías, eventuales golpes de ariete, etc.

**Agua caliente a presión.**

El agua caliente a presión es uno de los líquidos más usados para transmitir el calor. Es barata, sus propiedades son bien conocidas y presenta con respecto al vapor, ventajas evidentes.

En la tabla N° 26 se ven comparativamente las propiedades del vapor y el agua. A igual volumen el agua tiene desde 53 a 255 veces más calor acumulado que el vapor, según sea la presión de trabajo. Se requiere por ello, cañerías de menor diámetro.

TABLA N° 26

*Tabla comparativa de la capacidad térmica del agua y el vapor para un mismo volumen*

| Presión abs. | Temp. | Peso específico Kg/m³ | | Calor total cal/m³ | | Relación Vapor Agua |
|---|---|---|---|---|---|---|
| atm. | °C | Agua | Vapor | Agua | Vapor | |
| 1 | 100 | 959 | 0,579 | 95,000 | 370 | 255 |
| 2 | 119,6 | 943 | 1,109 | 113,300 | 584 | 184 |
| 5 | 151,1 | 920 | 2,621 | 140,000 | 1.700 | 82 |
| 7 | 164,1 | 900 | 3,600 | 149,000 | 2.375 | 63 |
| 10 | 179,0 | 888 | 4,568 | 161,000 | 3.030 | 53 |

Se recomienda usar agua para temperaturas entre 5° C y 200° C. El gráfico N° 33 ilustra sobre las presiones de saturación del agua para las distintas temperaturas.

El circuito a utilizar para el agua caliente a presión, puede ser directo (figura N° 4) en el cual se ve que la generación de agua caliente se efectúa en una caldera de tipo común, tomando el agua caliente del domo y luego de recorrido el circuito es restituida a la caldera en un punto tal que facilite la recirculación. El nivel se mantiene como en marcha normal generando vapor, sirviendo el domo para compensar las diferencias de nivel que pudieran producirse.

Se utilizan también para trabajar con agua caliente, las calderas tipo La Mont de circulación forzada. En este caso, se usa generalmente la misma bomba para todo el movimiento de circulación en la caldera y en el circuito exterior, un domo separado lleno hasta la mitad, actúa como compensador de nivel (figura N° 5).

Cuando la fábrica requiere necesariamente vapor, el agua caliente se genera en un calentador de cascada, con vapor directo. Este calentador sirve a la vez de desaereador. El agua caliente se envía luego al circuito, como en el caso anterior (ver figura N° 6). Otra forma de generar agua caliente, es con vapor de escape de una turbina de contrapresión. En este caso, se genera energía y agua caliente.

GRAFICO N° 33

## PROPIEDADES FISICAS DEL AGUA

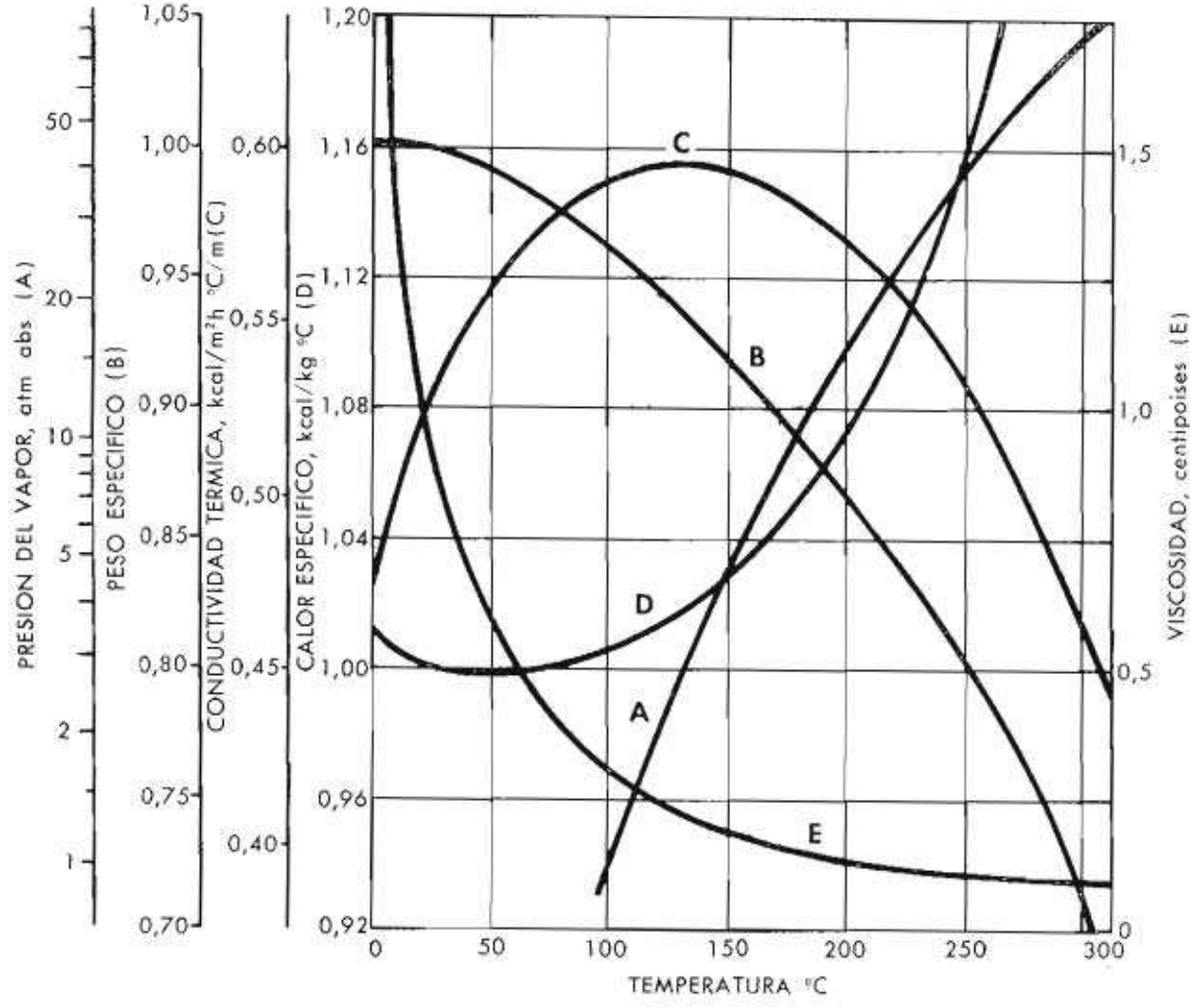


FIGURA N° 4

## CIRCUITO DE CALEFACCION PARA AGUA CALIENTE A PRESION CON CALDERA NORMAL

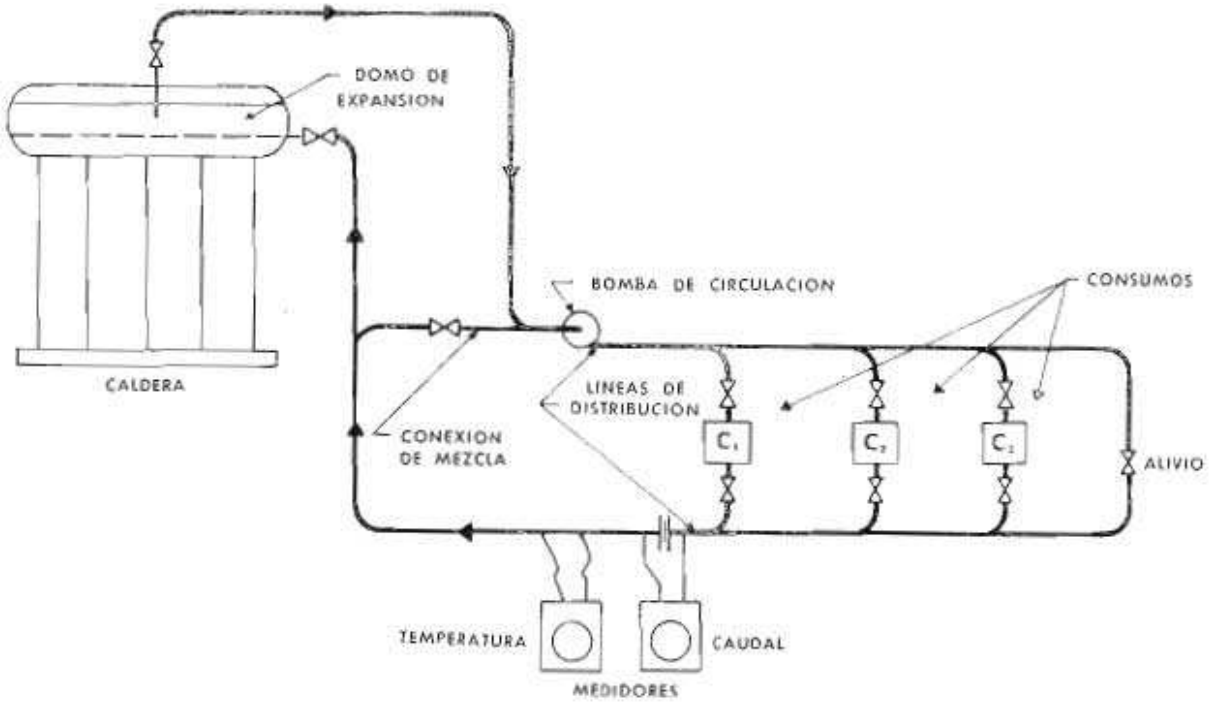
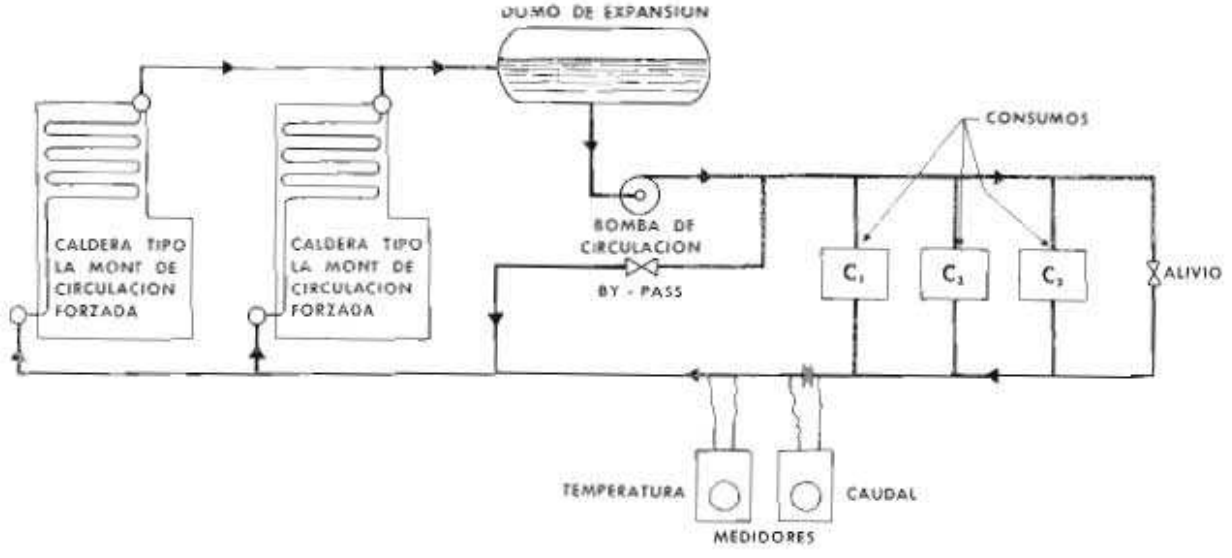



FIGURA N° 5

## CIRCUITO PARA AGUA CALIENTE A PRESION CON CALDERA TIPO LA MONT



**Otros liquidos transmisores del calor.**

Aparte del agua, se usan otros fluidos transmisores del calor, que pueden trabajar a temperaturas más altas o más bajas; algunos inclusive no requieren presión en el circuito. Pasamos a continuación a detallar las características principales de algunos de ellos.

**Aceites minerales.**

Los aceites minerales pueden usarse para temperaturas entre 5° C y 300° C. El gráfico N° 34 consigna las características físicas del fluido que se usa para este tipo de trabajos.

**Dowtherms.**

Bajo este nombre se conocen varias mezclas de difenil-óxido de difenilo y pueden usarse entre temperaturas de 20° C a 400° C, sus características están indicadas en el gráfico N° 35. Requieren trabajar a presión según sea su temperatura.

**Aroclors.**

Los aroclors son cloruros de difenilo y se usan entre 10° C y 300° C (véase el gráfico N° 36). Tienen la ventaja de no requerir presión en el circuito.

**T. A. S.**

Estos compuestos tetra-aril-silicatos, son también empleados para estas labores. Hay varios tipos y pueden usarse a temperaturas de 15° C a 340° C. No requieren presión en el circuito (véanse gráficos N°s. 37 y 38).

**Sales fundidas.**

Suele usarse también, en condiciones muy especiales, una mezcla eutéctica de sales y se trabaja a temperaturas entre 150° C y 600° C. El uso de estas sales, requiere diseños especiales en la instalación.

**Usos en fase vapor.**

Los compuestos llamados Dowtherms, suelen también usarse en la fase vapor. Con 10 atm de presión llegan a 400° C, temperatura fuera del alcance del vapor de agua y es el agente calefactor usado con más frecuencia.

FIGURA N° 6

**CIRCUITO DE CALEFACCION POR AGUA CALIENTE A PRESION Y CON CONSUMO SIMULTANEO DE VAPOR**

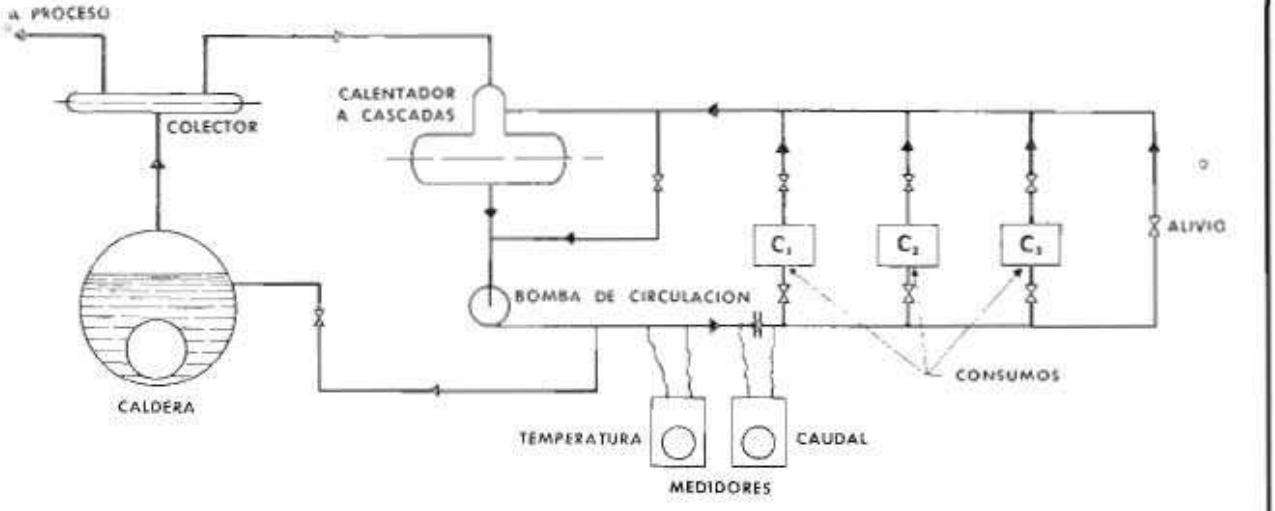


GRAFICO N° 34

## PROPIEDADES FISICAS DE LOS ACEITES MINERALES

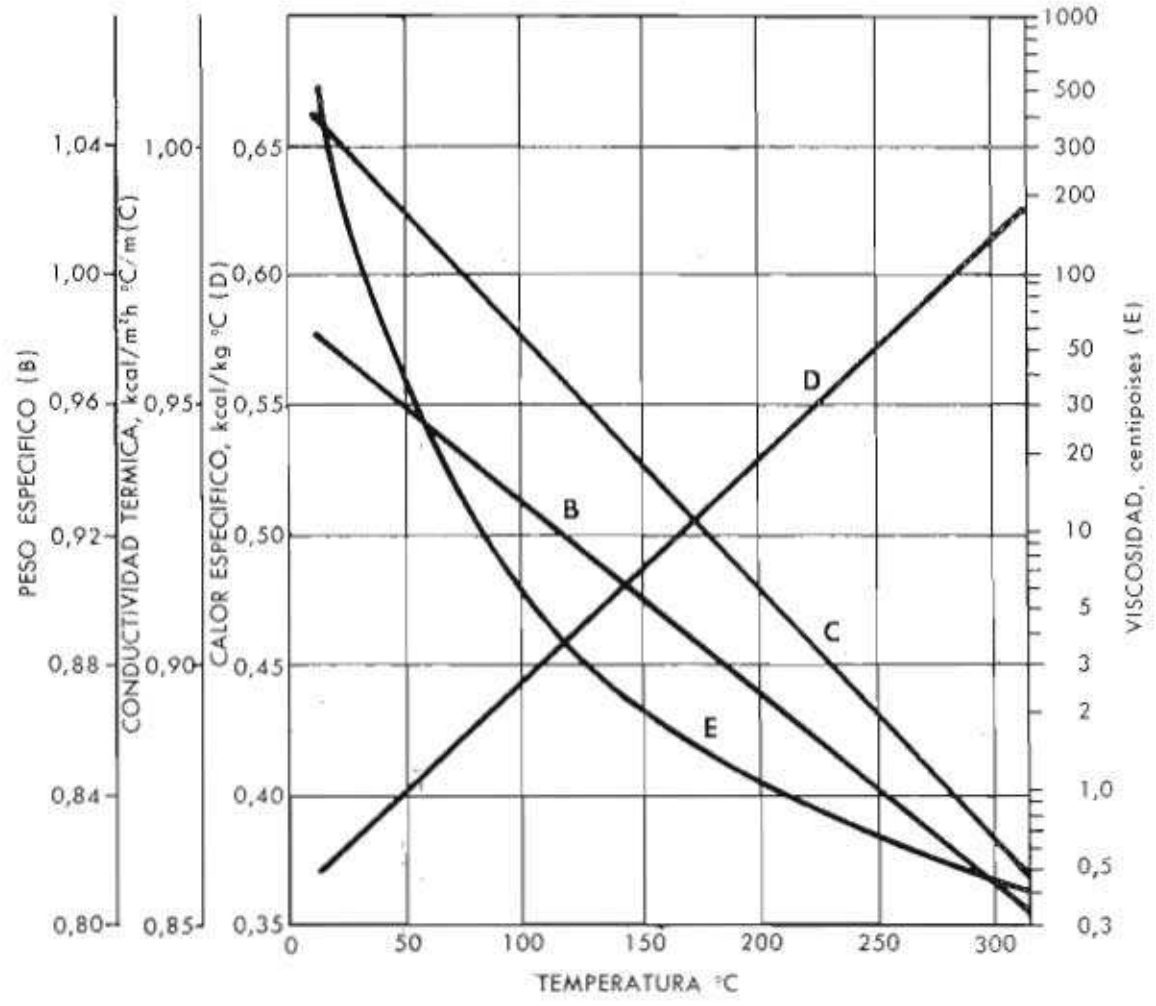


GRAFICO Nº 35

## PROPIEDADES FISICAS DE LA MEZCLA DIFENIL-OXIDO DE DIFENILO

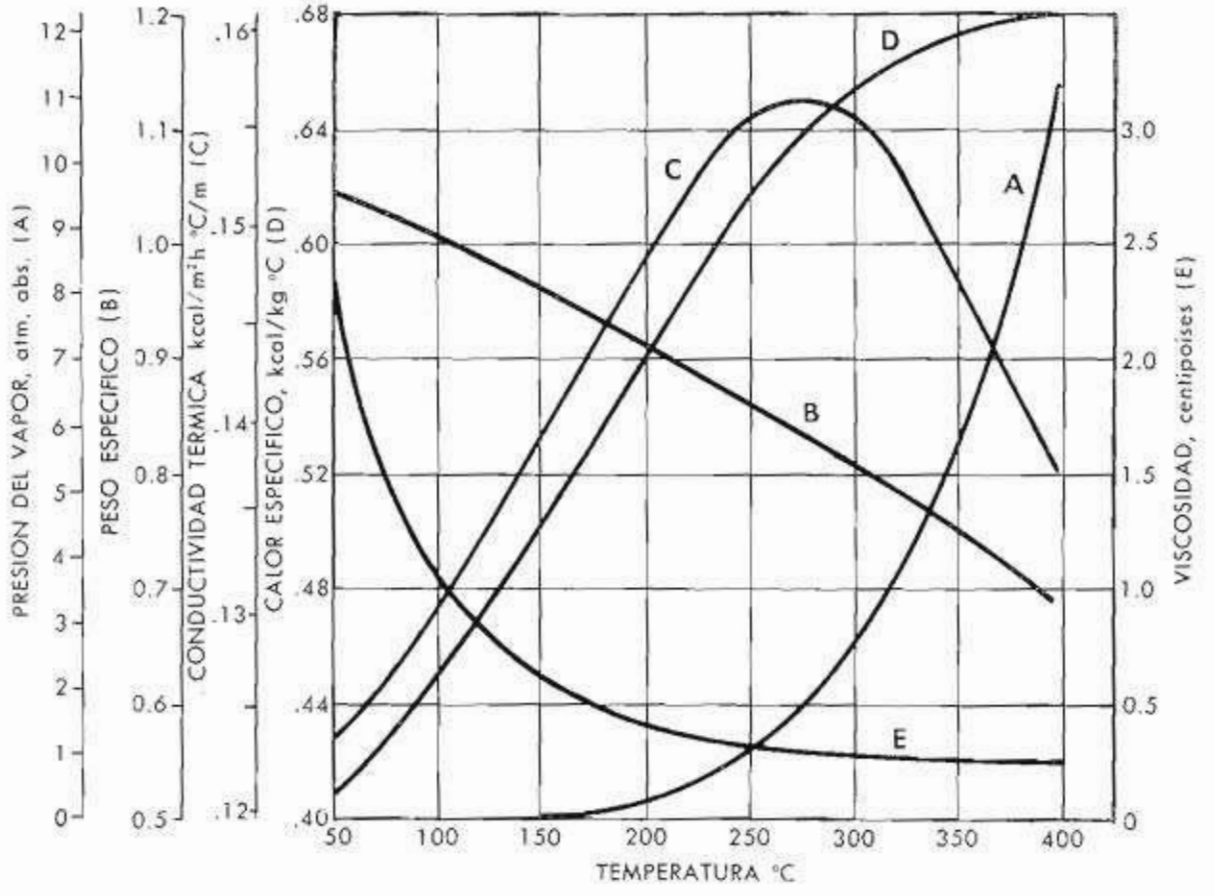


GRAFICO N° 36

## PROPIEDADES FISICAS DEL CLORURO DE DIFENILO

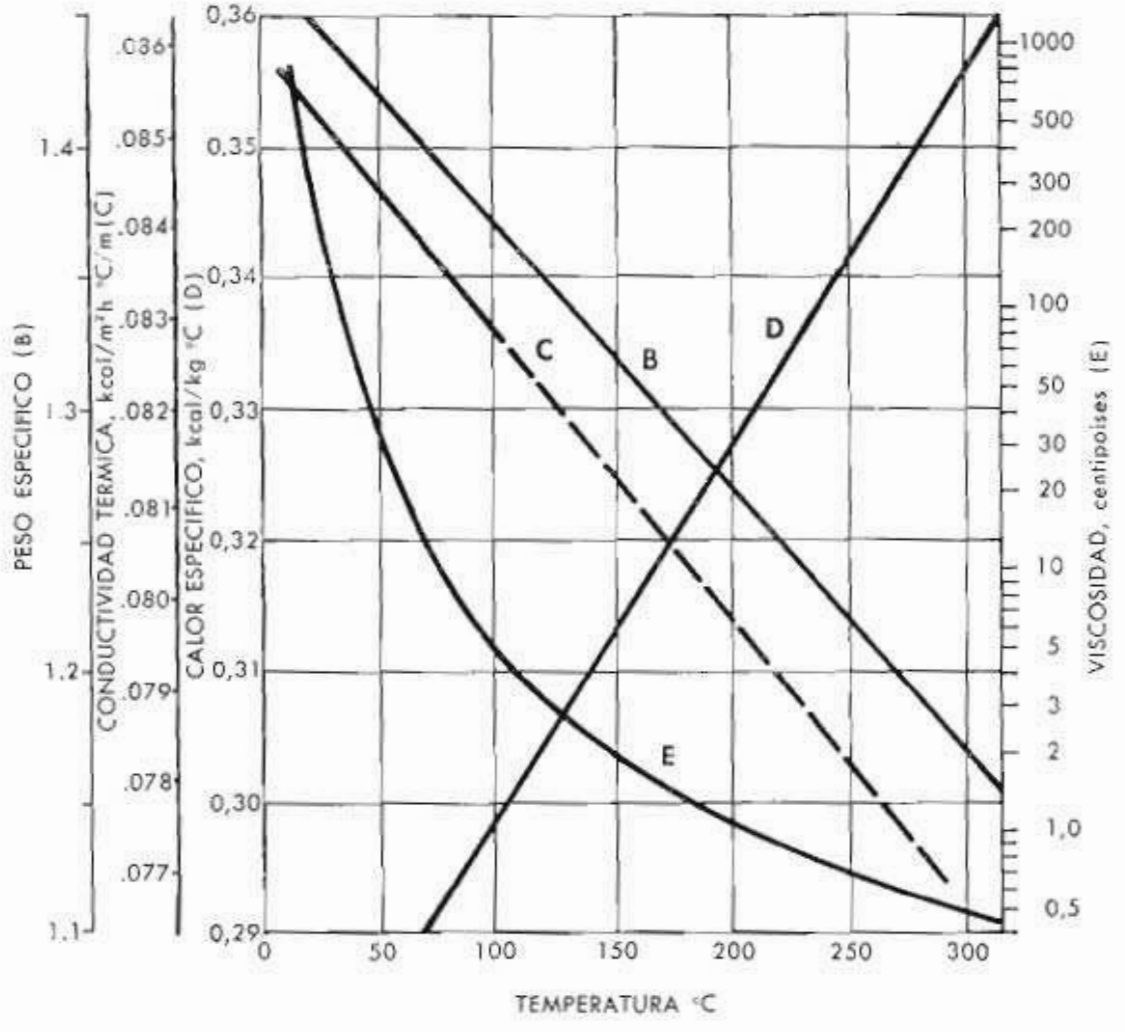


GRAFICO N° 37

## PROPIEDADES FISICAS DEL COMPUESTO T. A. S.

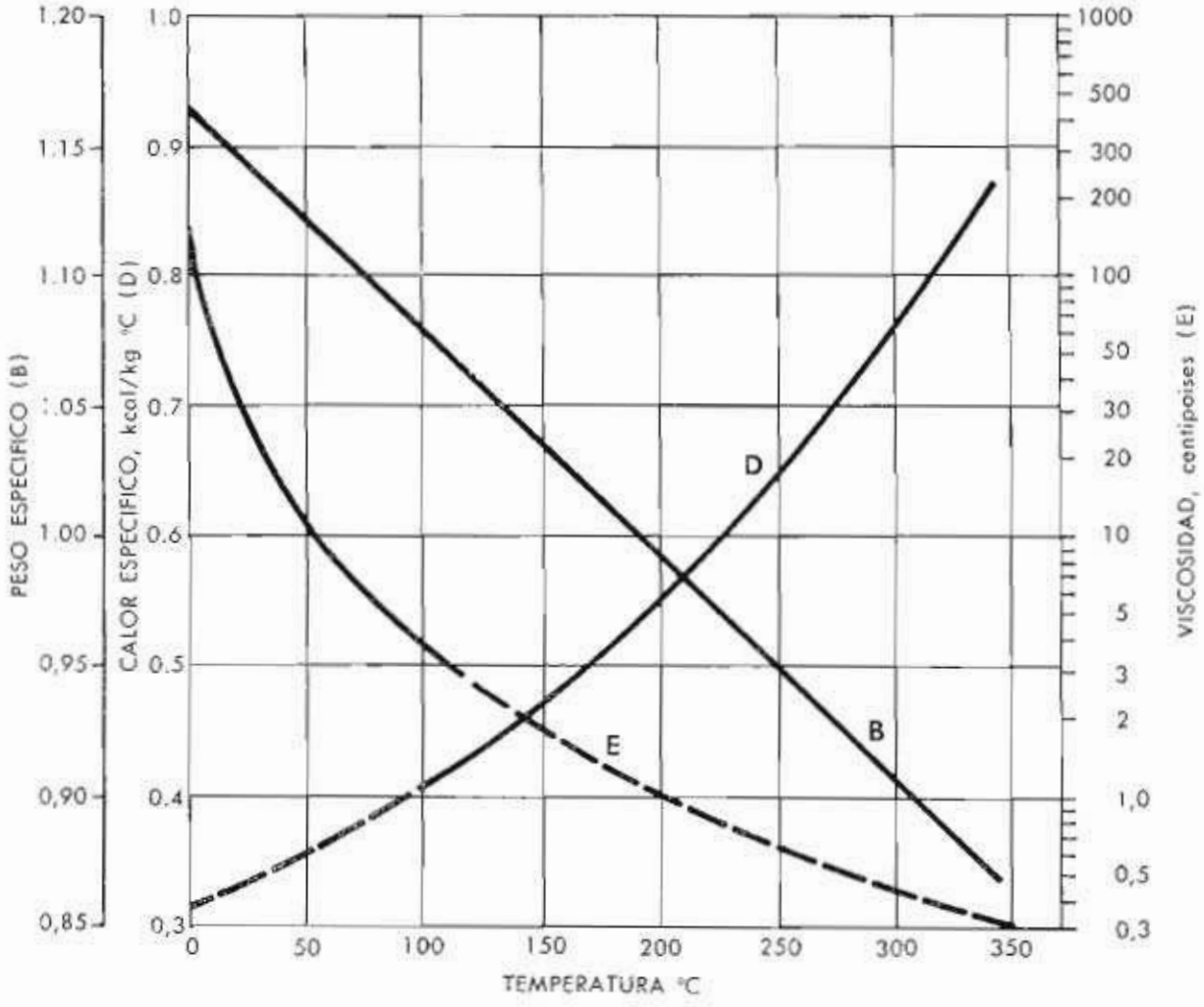
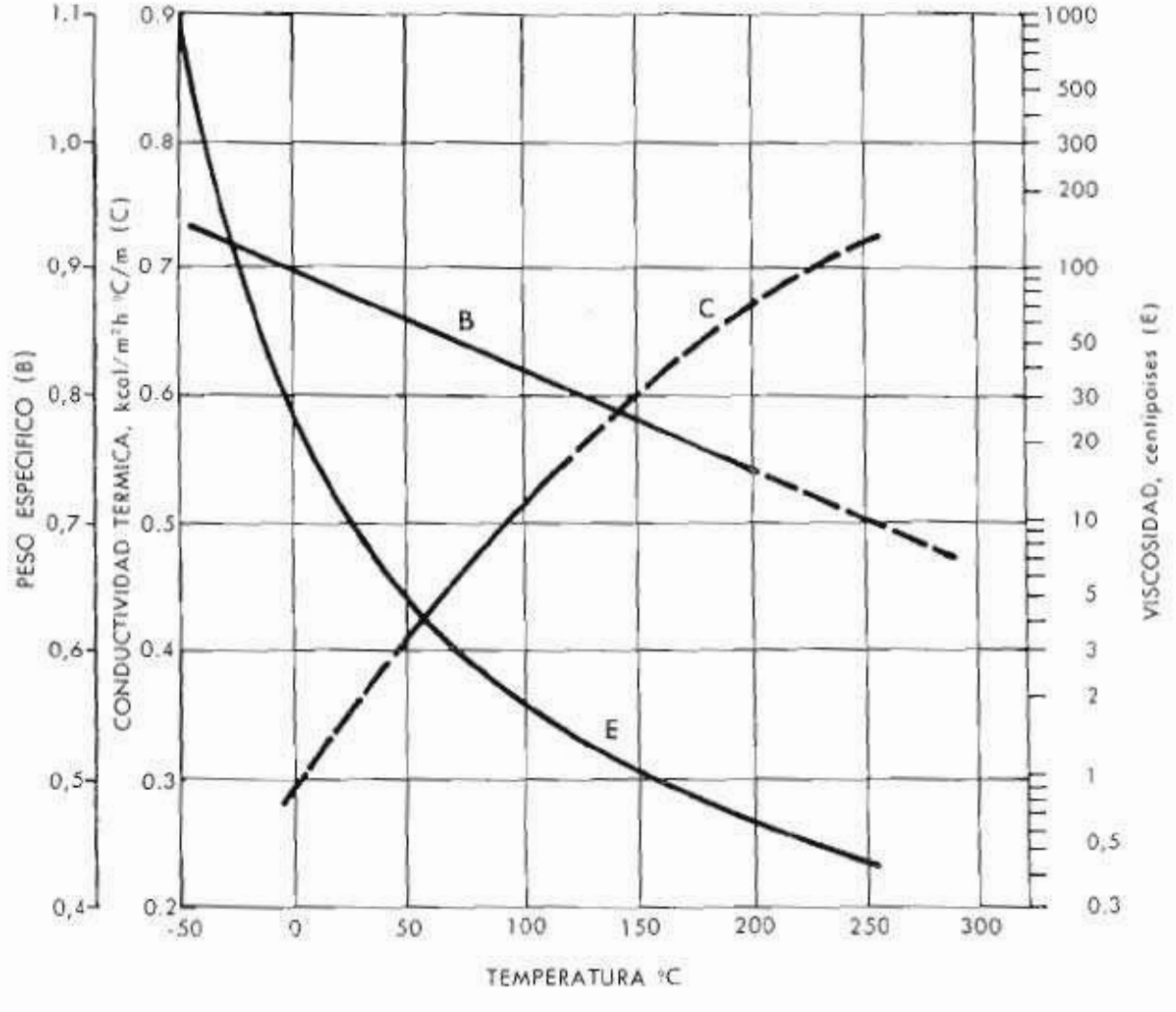
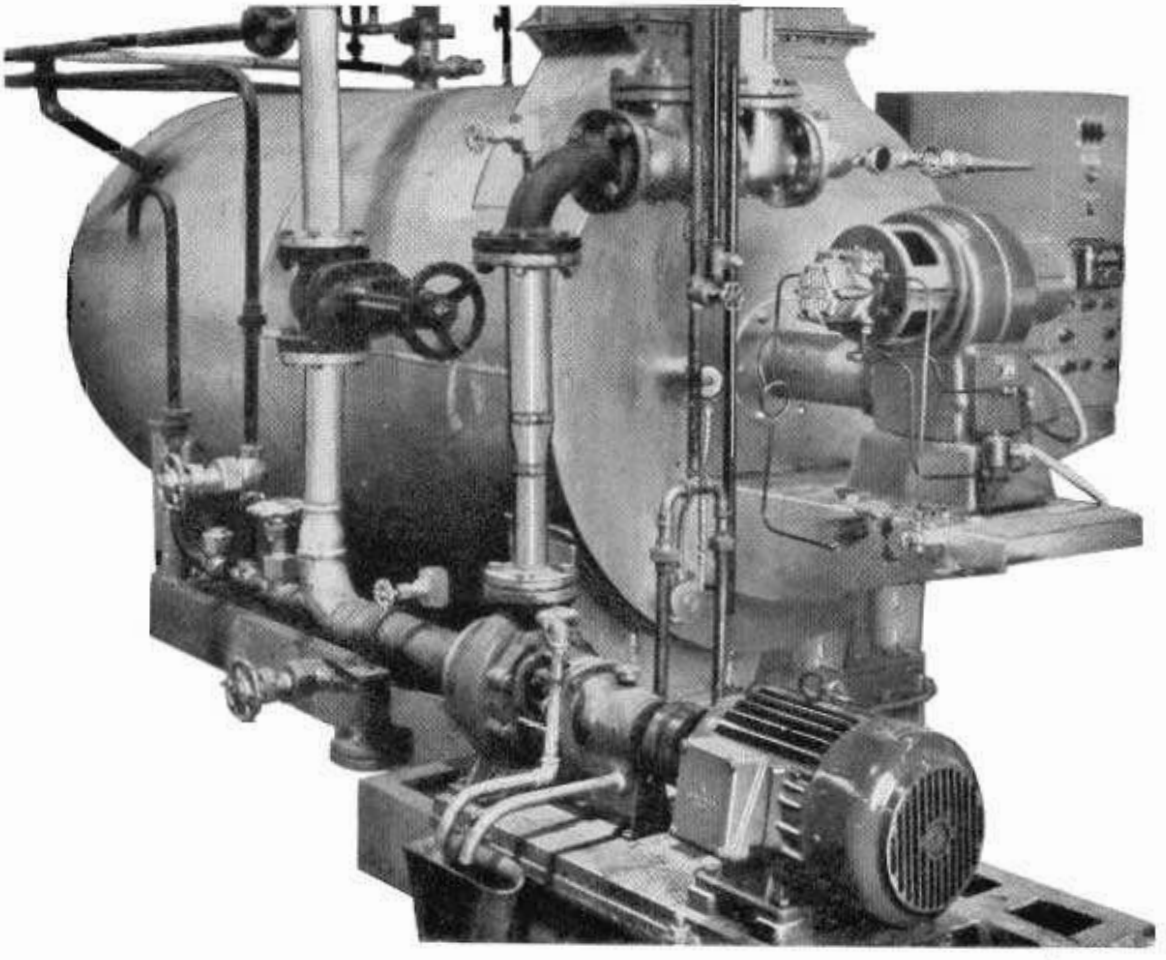


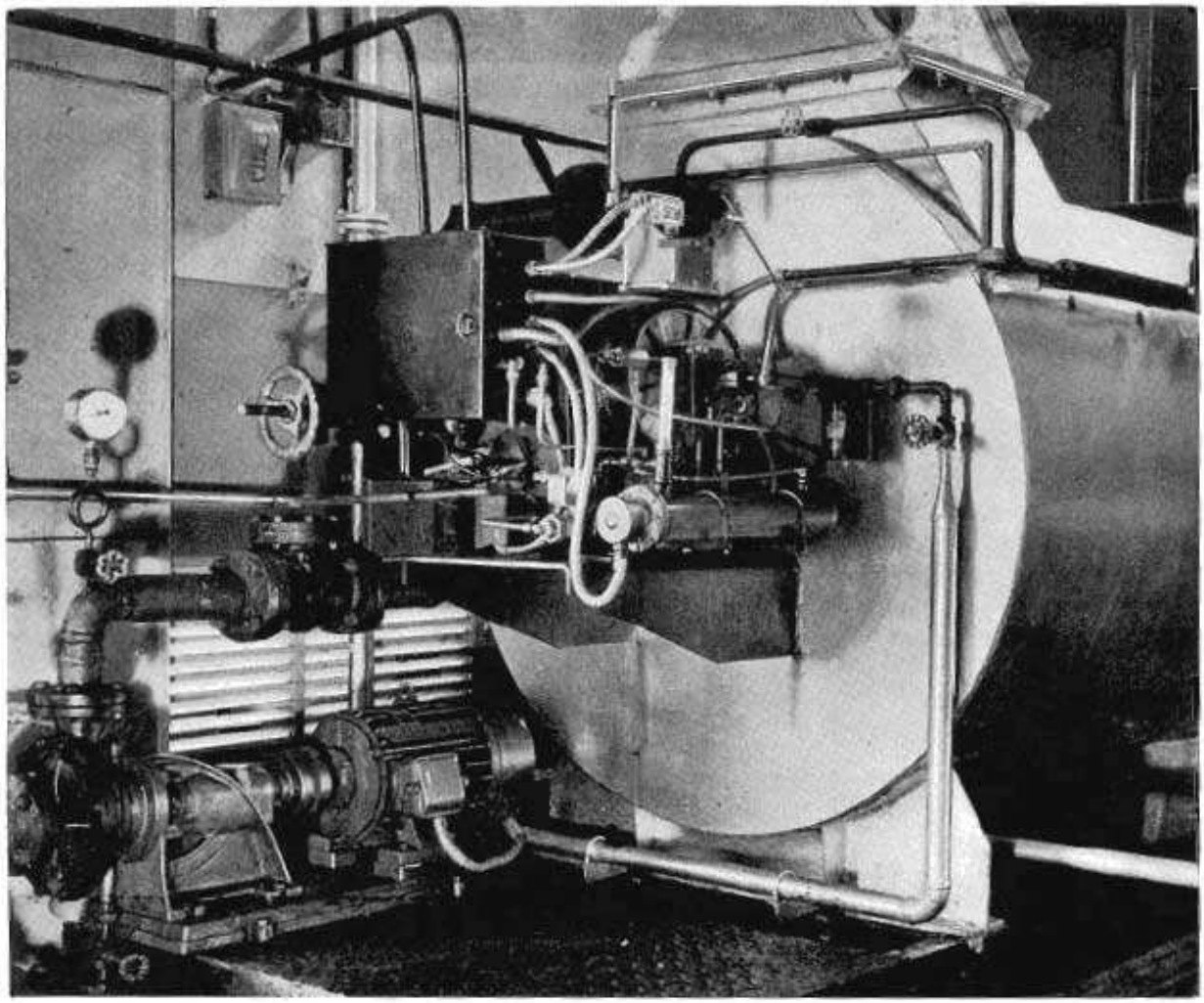
GRAFICO N° 38

## PROPIEDADES FISICAS DEL SILICATO ALIFATICO





Calentador de alta temperatura en fase liquida, para 250.000 a 1.000.000 cal/h.



Calentador **Hydrotherm** para 500.000 cal/h a 300° C construido en la Argentina e instalado en una planta de elaboración de grasas lubricantes en la ciudad de Buenos Aires.

# 6

# CAPITULO SEXTO

**GENERADORES DE VAPOR. TIPOS PRINCIPALES. — HUMOTUBULARES. — ACUOTUBULARES. — CIRCULACION. DOMOS. PURIFICACION DEL VAPOR. — SOBRECALENTADORES. — CALCULO DE LA SUPERFICIE DE CALEFACCION. DATOS BASICOS. — CAMARAS DE COMBUSTION. TEMPERATURAS MEDIAS DEL HOGAR. — SUPERFICIES DEL HAZ DE CONVECCION Y DEL SOBRECALENTADOR. — REGULACION DEL SOBRECALENTAMIENTO. — CALDERAS PARA AGUA CALIENTE.**

### Generadores de vapor. Tipos principales.

Los procesos industriales, la generación de energía, etc., requieren el suministro de importantes cantidades de vapor. El mismo se realiza por medio de las calderas, aparatos que aprovechan el calor liberado en la combustión y lo transmiten al agua a través de superficies metálicas, produciéndose así el vapor. Las superficies de transmisión del calor están constituidas principalmente por tubos de acero.

Existen, fundamentalmente, dos tipos de calderas: las cilíndricas humotubulares, de gran volumen de agua, en las que los gases circulan dentro de los tubos y el agua rodea a éstos, y las acuotubulares, o de pequeño volumen de agua, en las que la circulación de los gases es exterior a los tubos, circulando el agua dentro de ellos.

### Humotubulares.

Las calderas cilíndricas humotubulares, de gran uso hace muchos años, se construían en base a diversos diseños, reducidos hoy, casi exclusivamente, a las calderas de retorno de llama, tipo marino. Estas son de dos o tres (rara vez cuatro) pasajes de gases, con fondo seco o húmedo y según el tamaño, de uno, dos o tres hornos interiores (ver figuras N° 7 y 8).

Las calderas de gran volumen de agua tienen algunas características especiales, interesantes de señalar:

Resisten bien las variaciones bruscas de la demanda, con poca variación de la presión. La gran masa de agua caliente, con una pequeña disminución de la presión, produce una parcial reevaporación, reforzando así la producción de vapor de la caldera. No admiten sobrecargas prolongadas. La transmisión del calor al agua se realiza por convección natural y el movimiento del agua está causado por la sola diferencia de densidades.

Son menos exigentes respecto a la calidad del agua.

FIGURA N° 7

**CALDERA HUMOTUBULAR DE FONDO SECO**

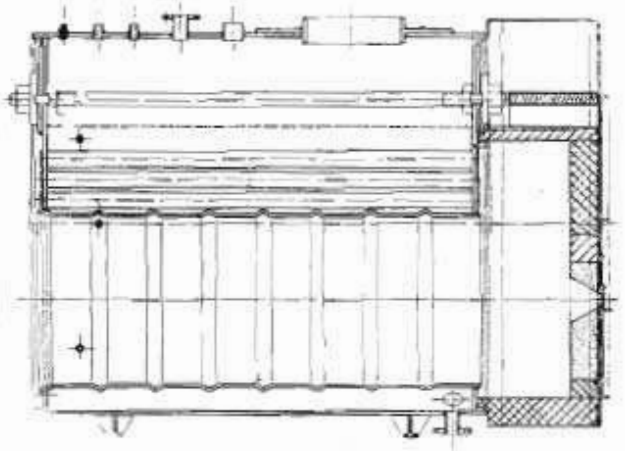
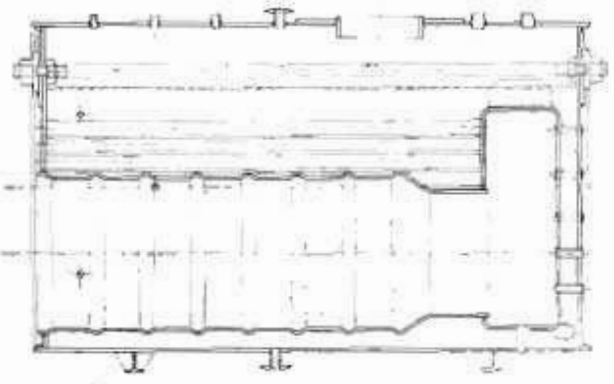


FIGURA N° 8

**CALDERA HUMOTUBULAR DE FONDO HUMEDO**



Los tamaños y presiones máximos, son limitados.

La producción de vapor oscila entre 18 y 25 kg/m²h.

Dentro de las calderas de gran volumen de agua, corresponde señalar como caso especial a las de tipos más modernos, llamadas compactas o "package", cuyo diseño sigue en líneas generales el de las humotubulares clásicas, pero cuyas dimensiones se reducen a veces a valores límites. Por lo tanto en estas calderas, aunque se dispone de una masa importante de agua caliente, no se puede esperar el mismo efecto de volante térmico que en las calderas comunes. Dado que se trabaja con mayores exigencias respecto a la producción de vapor, requieren también agua de buena calidad, bastante similar a las calderas acuotubulares y en algunos casos las igualan. La producción de vapor en estas calderas oscila entre 25 y 40 o más kg/m²h. (figura N° 9).

**Acuotubulares.**

Las calderas acuotubulares son aquellas en que el agua circula por los tubos y los gases en derredor de ellos. De entre los varios tipos en uso se pueden mencionar: la caldera seccional (figura N° 11) que es un diseño antiguo que se construye ahora sólo para casos secundarios, pero que se encuentra en gran cantidad en las instalaciones existentes y la caldera de tubos curvados, de dos domos (y a veces de tres, figura N° 12) que se ha impuesto como tipo más general, tanto en unidades medianas y pequeñas, compactas, armadas en taller (figura N° 10) como en unidades de tamaño mayor, armadas en obra (figura N° 13).

Deben citarse, además, la caldera radiante de un solo domo, para altas presiones y capacidades (figura N° 14) y otros diseños, de poco uso.

Las características salientes de las calderas acuotubulares son las siguientes:

Son absolutamente seguras, los problemas se reducen a la posible falla de un tubo.

Responden a las variaciones bruscas de la demanda, con cierta pesadez, a menos que se hayan previsto equipos de combustión y controles automáticos elegidos especialmente.

Admiten sobrecargas prolongadas, debido a su enérgica circulación interna.

Son más exigentes con respecto a la calidad del agua.

Pueden construirse sin límites de tamaños y presiones.

La producción de vapor varía entre 20 y 60 kg/m²h, o más aún en las grandes unidades de tipo radiante.

FIGURA Nº 9

CALDERA HUMOTUBULAR PER-FLO TIPO "PACKAGE", MANUALES Y AUTOMATICAS DESDE 400 HASTA 10.000 KG/H DE EVAPORACION

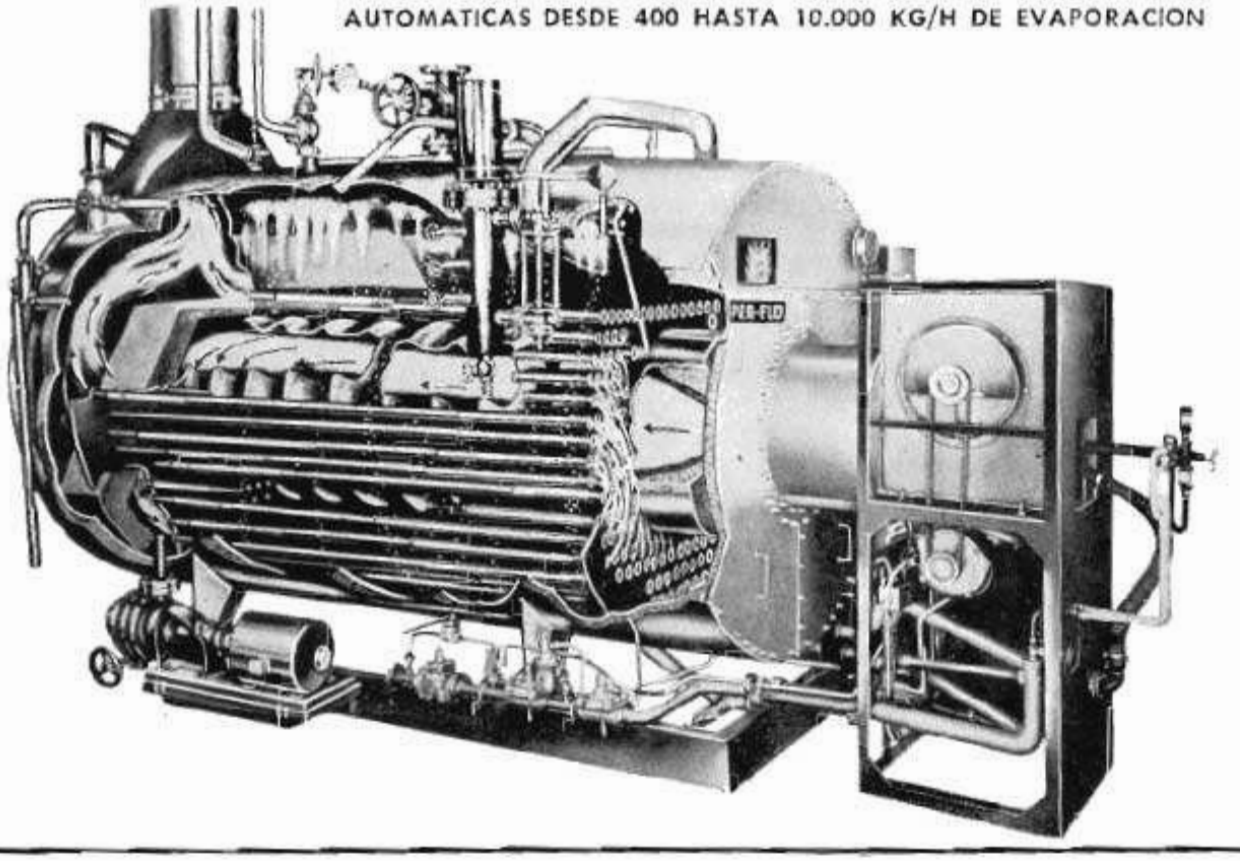



FIGURA Nº 10

CALDERA TIPO VP-12 W
DESDE 15.000 HASTA 50.000 KG/H
DE EVAPORACION

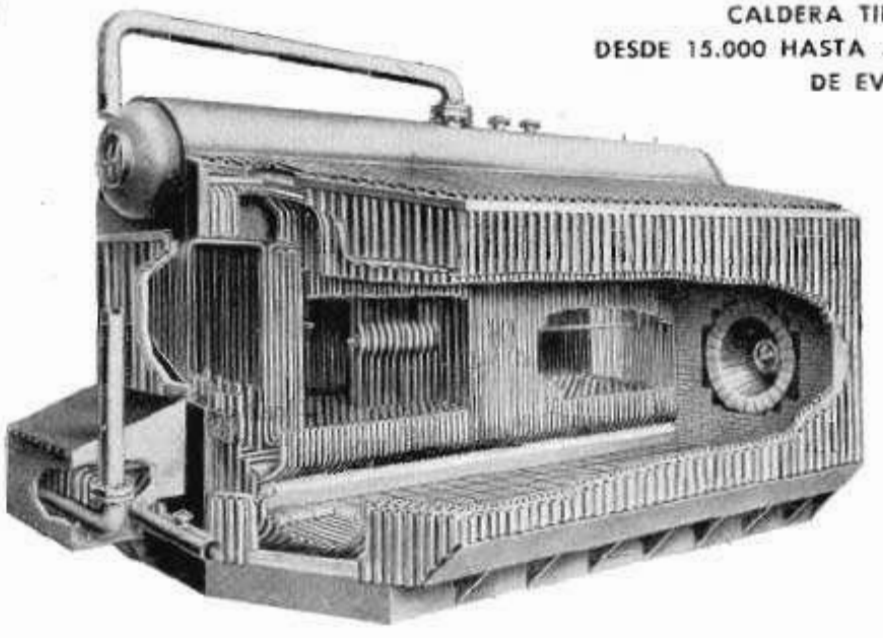


FIGURA Nº 11

**CALDERA ACUOTUBULAR, SECCIONAL, MODERNIZADA CON LA INCLUSION DE PAREDES DE AGUA Y GRILLAS MECANICAS CORREDIZAS, INSTALADA EN EL YACIMIENTO DE CARBON DE RIO TURBIO**

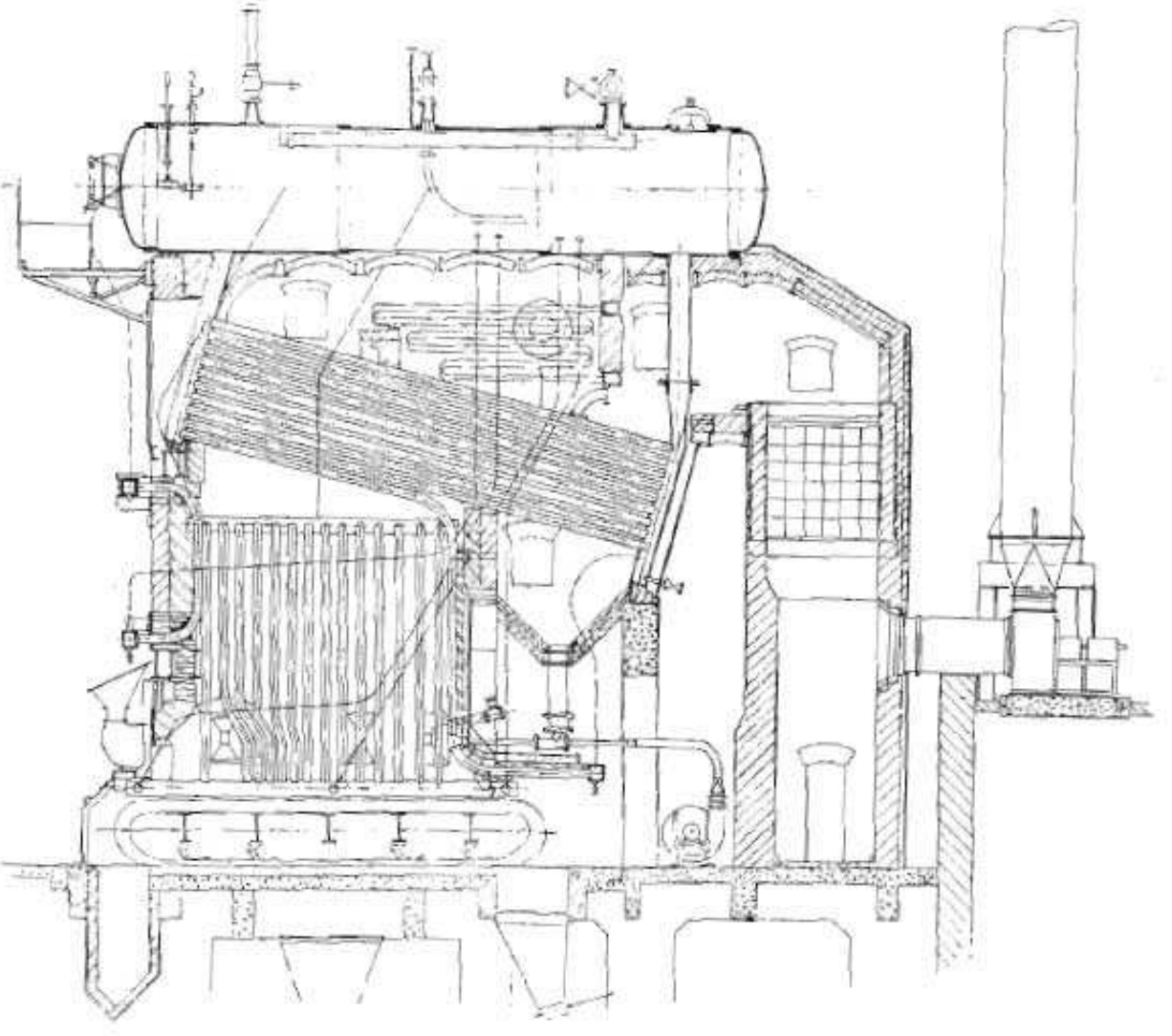
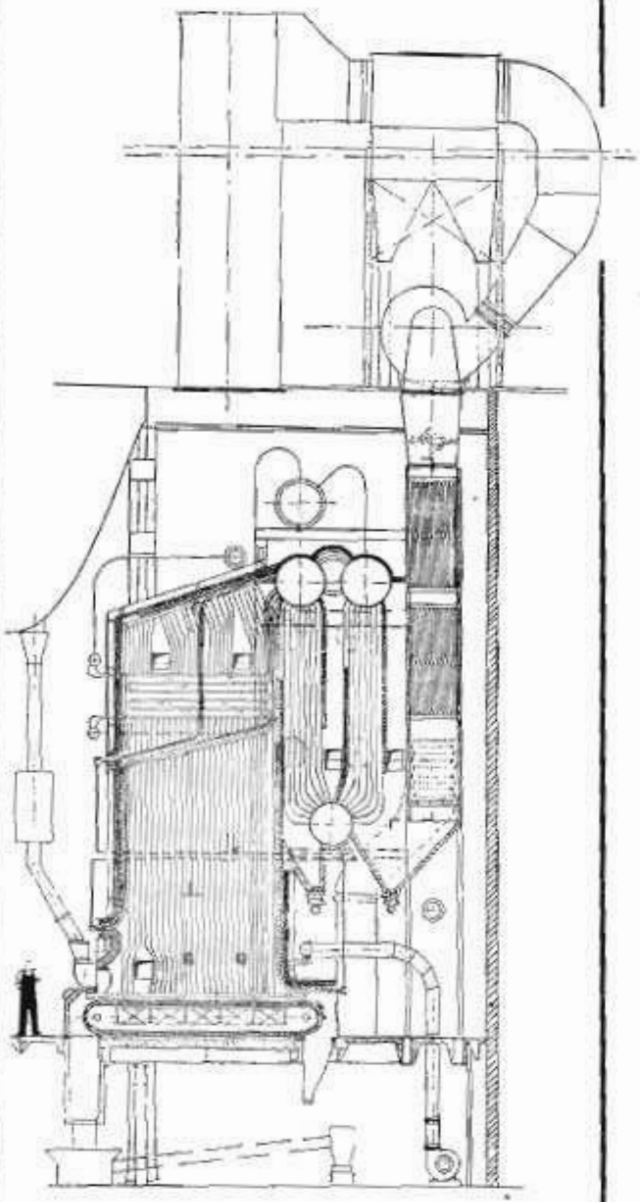


FIGURA N° 12

**CALDERA ACUOTUBULAR DE 3 DOMOS DE 45.000 KG/H DE EVAPORACION INSTALADA EN LA USINA SAN FERNANDO DEL F. C. G. B. MITRE**



## Circulación. Domos. Purificación del vapor.

La gran mayoría de las calderas trabaja con circulación natural. La circulación forzada, con ayuda de bombas, sólo se utiliza con presiones mayores de 150 atm o en casos muy especiales. La circulación natural del agua en las calderas, tiene su origen en los movimientos de la misma debidos a la convección.

En las calderas cilíndricas, el agua se calienta en contacto con las paredes del horno y los tubos, aliviánándose al disminuir su densidad, e iniciando su movimiento ascensional (ver tabla N° 27).

Cuando se comienza la producción de vapor, el agua saturada con pequeñas burbujas, disminuye bastante su densidad aparente y el movimiento se acelera notablemente.

En las calderas acuotubulares, el diseño contempla tubos ascendentes o hervidores y tubos descendentes. En los primeros se produce la máxima transferencia de calor y consecuentemente la gran producción de vapor. El agua saturada de burbujas tiene una densidad aparente muy baja con relación al agua de los tubos descendentes, ubicados en zonas más frías; ese desequilibrio da origen a la circulación. Esta es muy enérgica y aumenta con la producción de la caldera.

Téngase en cuenta que en producción normal, un tubo ascendente puede tener hasta el 70 % de su volumen ocupado por burbujas de vapor. El peso de ese 70 % representa un 4 % del volumen del agua equivalente. La diferencia de peso total entre el tubo descendente y ascendente, es como se ve, considerable, ya que en el tubo descendente la producción de vapor es nula o muy pequeña.

En el gráfico N° 39 se observan las diferencias de densidades del vapor y el agua a distintas presiones, notándose por qué a grandes presiones es necesaria la circulación forzada, dado que aumenta la densidad del vapor y disminuye la del agua, acortándose las diferencias.

En la parte superior de las calderas cilíndricas y en el domo superior de las calderas acuotubulares, se produce la separación del vapor. Es importante evitar el arrastre de gotitas de agua; ello se logra con unos dispositivos especiales que cumplen esa función (figura N° 15).

FIGURA Nº 13

**CALDERA VU-50 ACUOTUBULAR DE 2 DOMOS DE 70.000 KG/H DE EVAPORACION, INSTALADA EN EL INGENIO SAN PABLO**

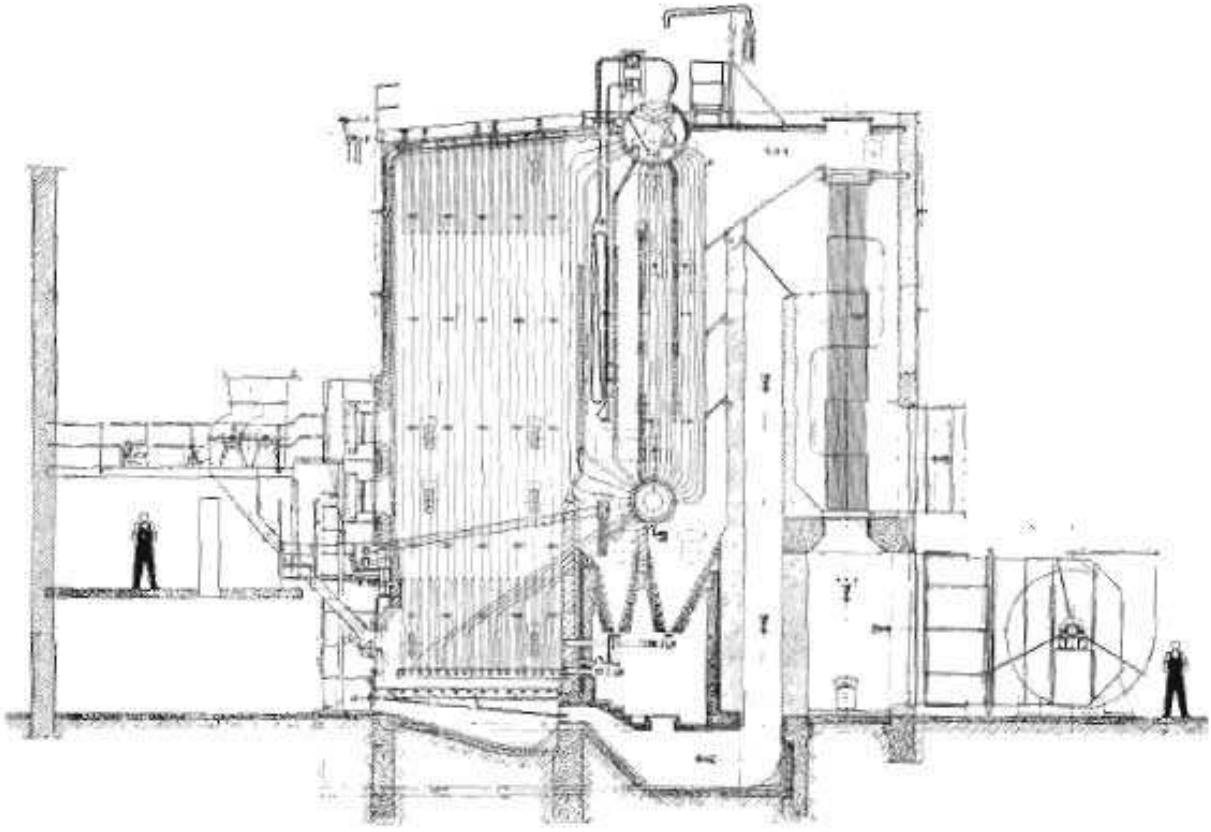


FIGURA Nº 14

**CALDERA I. C. L. RADIANTE DE DOMO UNICO, INSTALADAS CINCO UNIDADES DE 360.000 KG/H C/U EN LA "CENTRAL COSTANERA" DE S. E. G. B. A.**

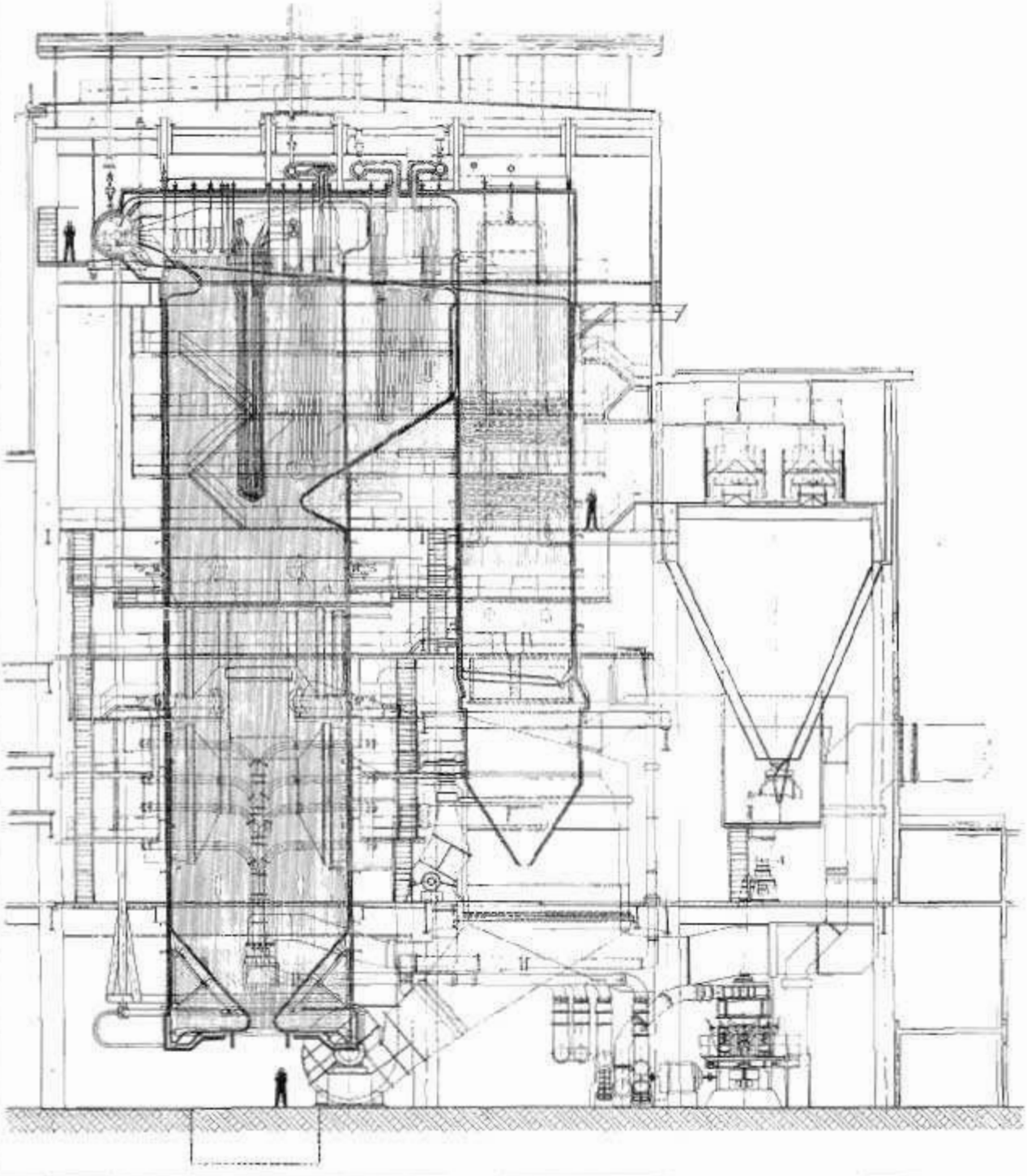


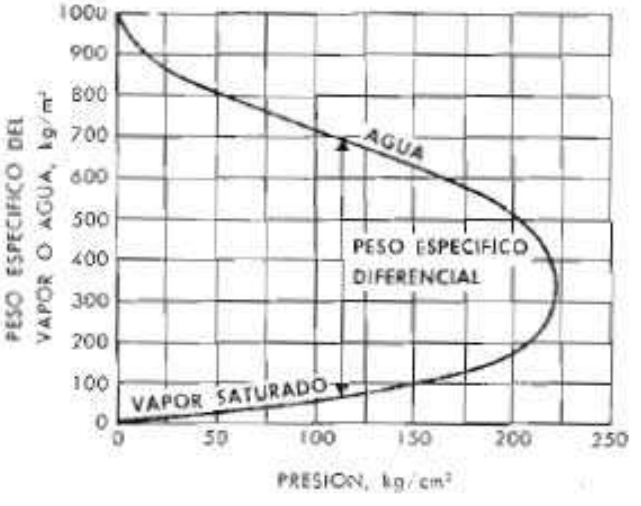
TABLA N° 27

*Densidad y volumen del agua para temperaturas entre 0° C y 320° C*

| Temperatura | Densidad | Volumen | Temperatura | Densidad | Volumen | Temperatura | Densidad | Volumen | Temperatura | Densidad | Volumen |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0° | 0,99987 | 1,00013 | 90° | 0,9653 | 1,0359 | 190° | 0,8750 | 1,1429 | 290° | 0,72 | 1,38 |
| 4° | 1,00000 | 1,00000 | 100° | 0,9584 | 1,0434 | 200° | 0,8628 | 1,1590 | 300° | 0,70 | 1,42 |
| 10° | 0,99973 | 1,00027 | 110° | 0,9510 | 1,0516 | 210° | 0,850 | 1,177 | 310° | 0,68 | 1,46 |
| 20° | 0,99823 | 1,00177 | 120° | 0,9435 | 1,0600 | 220° | 0,837 | 1,195 | 320° | 0,66 | 1,51 |
| 30° | 0,99567 | 1,00435 | 130° | 0,9351 | 1,0694 | 230° | 0,823 | 1,215 | | | |
| 40° | 0,99224 | 1,00782 | 140° | 0,9263 | 1,0795 | 240° | 0,809 | 1,236 | | | |
| 50° | 0,9881 | 1,0121 | 150° | 0,9172 | 1,0903 | 250° | 0,794 | 1,259 | | | |
| 60° | 0,9832 | 1,0171 | 160° | 0,9076 | 1,1018 | 260° | 0,779 | 1,283 | | | |
| 70° | 0,9778 | 1,0227 | 170° | 0,8973 | 1,1145 | 270° | 0,765 | 1,308 | | | |
| 80° | 0,9718 | 1,0290 | 180° | 0,8866 | 1,1279 | 280° | 0,75 | 1,34 | | | |

GRAFICO N° 39

**COMPARACION DE DENSIDADES DEL AGUA Y VAPOR A DISTINTAS PRESIONES**




**Sobrecalentadores.**

Según el uso al cual se lo destina, muchas veces se requiere que el vapor esté sobrecalentado, especialmente si se lo utiliza en la generación de energía. Para realizar esa operación se hace pasar el vapor saturado por el sobrecalentador. Este está constituido por un haz de tubos, colocado en el pasaje de los gases calientes. El diseño, tamaño, etc., varían según la presión, temperatura o tipo de caldera y la forma como se desee regular la temperatura.

**Cálculo de las superficies de calefacción. Datos básicos.**

El cálculo de las superficies de calefacción de una caldera, es un problema complejo. Fundamentalmente, se basa en la *experiencia previa* y el *conocimiento profundo* del tema.

Deben establecerse, como paso inicial, una serie de "datos básicos", completados luego por otros que se fijarán de acuerdo a la experiencia y facilitarán la definición del problema.

Los elementos indispensables para plantear el problema son:

La cantidad horaria, la presión y temperatura de sobrecalentamiento del vapor, el tipo de combustible y forma de quemarlo, la temperatura del agua de alimentación, el rendimiento que se considera razonable para la unidad y la utilización o no de equipos complementarios recuperadores de calor.

El cálculo debe realizarse por partes, pues así se simplifica el trabajo. Para diseñar una caldera acuotubular de tipo normal, se deben calcular las siguientes superficies de calefacción:

Superficie radiante o sea las paredes de agua del horno.

Primer haz de convección.

Sobrecalentador.

Segundo haz de convección.

Economizador.

Calentador de aire.

El sobrecalentador puede no existir, o bien ser del tipo radiante. En ese caso, puede ser conveniente

calcular el haz de convección por zonas. También pueden no existir los equipos de recuperación; en ese otro caso, la temperatura de salida de los gases es directamente la misma de la caldera.

Para proceder al cálculo, se parte entonces de los "datos básicos" mencionados y se fijan, además, los siguientes valores, fruto de la experiencia:

Temperatura media del horno, definida por el combustible a usarse y modo de quemarlo.

Temperatura del aire de combustión, a los efectos anteriores.

Temperatura de entrada de los gases al sobrecalentador, para lograr una dimensión adecuada de éste.

Temperatura de salida de los gases a la chimenea. Este dato está basado en el rendimiento, apreciado previamente.

Con estos elementos, se puede realizar el cálculo de la caldera. Primeramente, se deben establecer para las distintas secciones, las temperaturas iniciales y finales de los gases, las del agua o vapor y luego calcular las superficies. En el transcurso de este capítulo, veremos aspectos parciales de un ejemplo, cuyos datos básicos conviene conocer.

Calcularemos una caldera acuotubular, del tipo de dos domos, con hogar enfriado (similar a la figura N° 13), con las siguientes características:

| | |
|---|---|
| Evaporación | 70 ton/h |
| Presión del vapor | 25 atm ef. (225° C) |
| Temperatura del vapor sobrecalentado | 330° C |
| Combustible | Bagazo (50 % $H_2O$) |
| Poder calorífico inferior del combustible | 1.825 kcal/kg |
| Forma de quemarlo | sobre grillas |
| Temperatura del agua de alimentación | 90° C |
| Rendimiento | 82 % (1) |

La caldera irá provista de calentador de aire

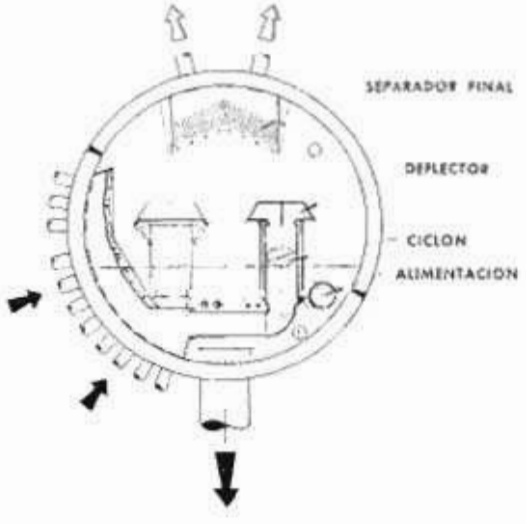
De acuerdo a lo dicho, pueden quedar definidos, además, los siguientes valores:

| | |
|---|---|
| Temperatura media del horno. Definida por el combustible | 1.000° C |
| Temperatura del aire de combustión. Conveniente para un combustible húmedo quemado sobre grillas | 225° C |
| Temperatura de entrada de los gases al sobrecalentador | 900° C |
| Temperatura de salida de los gases a la chimenea (supuesto un valor del $CO_2$ = 15 %) | 195° C (1) |

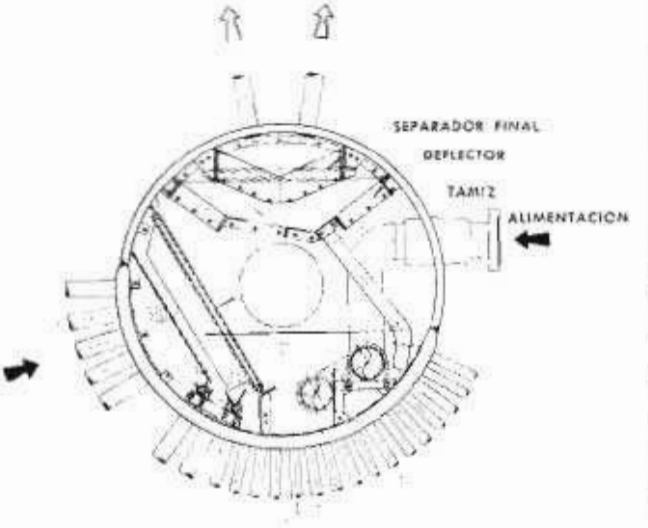
(1) Esto resulta de considerar que la pérdida por sobretemperatura de gases en la chimenea es de 13 % (ver Cap. 1) y las otras pérdidas: radiación, combustible no quemado, ceniza, etc., suman 5 % más. Total: 18 %, o sea el rendimiento es de 82 %.

FIGURA N° 15

**SEPARADOR CENTRIFUGO**




**SEPARADOR DEFLECTOR CON TAMICES**



**Cámaras de combustión. Temperaturas medias del hogar.**

Para calcular y diseñar una cámara de combustión, se debe establecer el volumen y la temperatura media del hogar o cámara. El volumen es necesario para el buen desarrollo de la llama y para lograr la combustión total del combustible, evitando excesivos castigos del calor a las paredes. Este volumen se establece sobre la base de datos prácticos, que varían con el combustible y forma de quemarlo.

La temperatura media del hogar es aquélla en que queda estabilizado el mismo, como resultado de un balance, producido entre el calor liberado en la combustión más el aportado por el aire caliente necesario para ésta, por una parte, y el absorbido por las paredes refrigeradas más el evacuado por los gases a las zonas de convección, por otra.

Si las paredes no absorbieran calor, éste quedaría totalmente contenido en los gases y la temperatura a que se llegaría, sería la teórica de la llama.

Ahora bien, como en las cámaras de combustión hay absorción de calor por los tubos, ubicados precisamente para aprovechar el calor radiante, la temperatura disminuye, hasta alcanzar un valor determinado, que será el resultado del balance térmico mencionado.

El calor se transmite de la llama a los tubos, de acuerdo con la fórmula de la radiación, ya vista en el capítulo 3.

$$Q = eCA\left[\left(\frac{T_m}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_p}{100}\right)^4\right] \qquad [I]$$

en la cual:

Q (kcal/h) = Cantidad de calor.
e = Emisividad de la llama.
Tm (°K) = Temperatura media absoluta de la cámara.
Tp (°K) = Temperatura absoluta de los tubos.
C (4,96 kcal/m²h °K⁴) = Constante de radiación.
A (m²) = Superficie.

La emisividad de la llama, varía algo según el combustible y la forma de quemarlo. Se puede aceptar como valor medio 0,65.

Para calcular el calor irradiado con la fórmula anterior, debemos buscar el camino que nos facilite el trabajo, ya que se desconoce Q, A y Tm.

Recordemos, por otra parte, que el calor irradiado equivaldrá a la disminución de temperatura de los gases desde la teórica hasta la media buscada, es decir:

$$Q = c_{pg}\ P_g\ (t_t - t_m) \qquad [II]$$

Donde:

$c_{pg}$ (kcal/kg °C) = Calor específico de los gases.
$P_g$ (kg) = Peso de los gases de combustión por kg de combustible.
$t_t$ (°C) = Temperatura teórica de la llama.
$t_m$ (°C) = Temperatura media del horno.

La solución del sistema de ecuaciones I y II nos permite resolver el problema, pero dado su grado elevado, ello es trabajoso e incómodo, por lo tanto, conviene resolverlo gráficamente. En la lámina N° 3 está la solución del sistema de ecuaciones y se pueden, además, realizar algunos cálculos complementarios.

Primero se determina la cantidad de aire y de gases de combustión, trabajando con un determinado valor de $CO_2$. Ello se logra: para el carbón de Río Turbio, utilizando la escala $A_1$. Para el gas natural con la escala $A_2$ (téngase en cuenta en este caso, que para el gas, se trabaja con el poder calorífico por kg, por razones de homogeneidad con los otros combustibles, no haciéndolo en m³ como es lo normal) y para el fuel-oil con la escala $A_3$. Para los combustibles celulósicos con el cuadro $A_4$, que permite ubicarse según sea el porcentaje de humedad del bagazo, leña, etc.

El cuadro B permite calcular rápidamente la cantidad de calor contenido en el aire de combustión, de acuerdo a su temperatura. En este valor, la cantidad de aire varía con cada combustible en particular y con el exceso de aire con que se trabaje.

El cuadro expresa la ecuación:

$$Q_a = c_{pa}\ P_a\ (t_e - t_a)$$

Donde:

$Q_a$ (kcal/kg) = Calor aportado por el aire de combustión.
$P_a$ (kg) = Peso del aire de combustión por kg de combustible.
$c_{pa}$ (kcal/kg °C) = Calor específico del aire.
$t_e$ (°C) = Temperatura del aire caliente.
$t_a$ (°C) = Temperatura ambiente, que por conveniencia se la considera igual a 0° C.

El cuadro C, permite sumar el calor del aire con el poder calorífico inferior del combustible.

Expresa la suma:

$$Q_t = P_{ci} + Q_a$$

Donde:

$Q_t$ (kcal/kg) = Calor total ingresado al horno por kg de combustible.

$P_{ci}$ (kcal/kg) = Poder calorífico inferior del combustible.

Con el valor anterior, en el cuadro D, se halla la temperatura teórica de la llama. Resultado que se ha obtenido con el calor total por kg de combustible y el peso de gases de combustión correspondiente.

Este cuadro representa la ecuación:

$$Q_t = c_{pg}\ P_g\ (t_t - t_a)$$

Donde los valores son conocidos, habiéndose considerado también $t_a = 0°$ C por comodidad.

El cuadro E, nos da el valor buscado de la temperatura media de la cámara, entrando con el valor de la temperatura teórica de la llama en abscisas y con el grado de enfriamiento de las paredes del horno, en ordenadas. Este valor corresponde a la cantidad total de calorías ingresadas al hogar por m² de superficie radiante proyectada, que "mira la llama", absorbiendo calor.

El cuadro E, es la solución del sistema de ecuaciones I y II anteriormente visto:

$$Q = eCA\left[\left(\frac{T_m}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_p}{100}\right)^4\right] \qquad [I]$$

$$Q = c_{pg}\ P_g\ (t_t - t_m) \qquad [II]$$

En la fórmula I, $T_p$ es $\cong 523°$ K (250° C) valor razonable para presiones medias. Si pasamos A al primer miembro, tendremos:

$$\frac{Q}{A} = eC\left[\left(\frac{t_m + 273}{100}\right)^4 - 750\right] \qquad [I]$$

y

$$Q = c_{pg}\ P_g\ (t_t - t_m) \qquad [II]$$

y cuya solución gráfica está representada por una familia de curvas para cada valor de $t_m$, según distintos valores de $\frac{Q}{A}$ y de $t_t$.

El mecanismo quedará mejor explicado más adelante, con un ejemplo de aplicación. Se había mencionado, que las temperaturas medias de la cámara de combustión, están fijadas por el combustible y la forma de quemarlo; tratándose de combustibles celulósicos: leña, bagazo, cascarillas, etc., que se quemen, ya sea en pila o sobre grillas, su temperatura está limitada a un máximo de 1.100° C, dado que las temperaturas mayores producen principios de fusión en las cenizas, lo que dificulta la limpieza y crea problemas con el movimiento de las grillas (ver datos sobre combustibles celulósicos en el cap. 2).

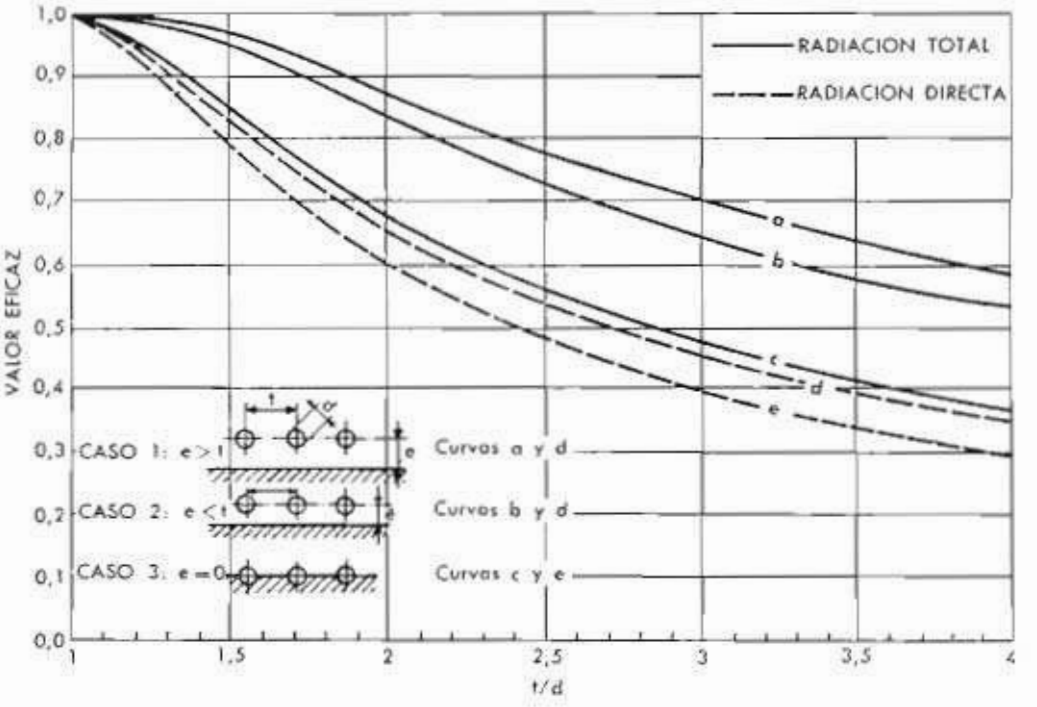
Con el carbón existe la misma limitación cuando se lo quema sobre grillas. En el caso del carbón de Río Turbio, el máximo admisible es de 1.200° C. Cuando se lo quema pulverizado, las cenizas pueden extraerse en forma pulverulenta, manteniéndose la temperatura máxima señalada, o bien si se desea extraerlas fundidas, debe llegarse a 1.450° C (ver datos sobre carbón de Río Turbio en el cap. 2). En el caso del petróleo o gas natural, estas restricciones no existen, ya que no hay cenizas que extraer, siendo los límites convenientes entre 1.100° C y 1.400° C, valores que aseguran una combustión completa, y no exigen excesivamente al refractario. Estas consideraciones son las que fijan entonces, el grado de enfriamiento del horno.

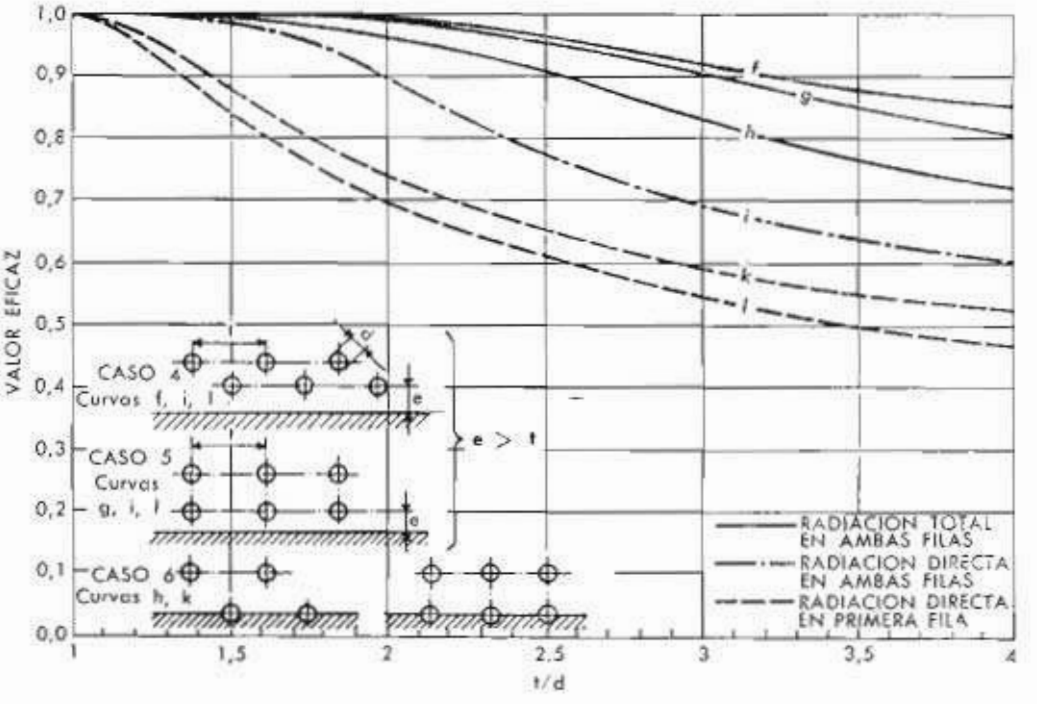
Se había hablado además anteriormente, de la superficie radiante proyectada que "mira la llama". En el caso de una pared totalmente cubierta por tubos que se toquen tangencialmente, el valor "eficaz" por m² de la superficie radiante proyectada es 1. Si en cambio espaciamos los tubos en forma tal que, por ejemplo, la distancia libre entre ellos, sea igual a un diámetro de tubo o sea $\frac{\lambda}{\varnothing} = 2$. Siendo $\lambda$ la distancia entre ejes de los tubos y $\varnothing$ el diámetro, el valor "eficaz" debería ser 0,5, pero en realidad es algo mayor, pues los costados reciben algo de calor radiante desde el refractario que forma la pared que respalda los tubos. El gráfico N° 40 nos da los valores de la superficie eficaz, para distintos casos (Eckert).

Luego de las consideraciones y aclaraciones anteriores se está ahora en condiciones de comprender un ejemplo numérico. Se debe dimensionar el horno para la caldera de nuestro ejemplo, estableciendo su volumen y determinando la superficie radiante o sea la que absorbe el calor por radiación. Se trata de quemar 34,4 ton/h de bagazo de 50 % de hu-

GRAFICO Nº 40

## RADIACION EFICAZ DE TUBOS UBICADOS EN LAS PAREDES DE LOS HORNOS (ECKERT)



medad sobre grillas y con un exceso de aire tal que se tenga un 15 % de $CO_2$. (*)

Primeramente, en la lámina N° 3, cuadro $A_4$, entrando con el 50 % de humedad, determinamos el poder calorífico inferior del bagazo, que resulta ser 1.825 kcal/kg, corroborando así el dato que teníamos anteriormente. Además, trabajando con un 15 % de $CO_2$ se producen 5 kg de gases de combustión por kg de combustible y se requieren 4 kg de aire para quemar el bagazo. En el cuadro B, vemos que los 4 kg de aire a 225° C, aportan a la combustión 160 kcal/kg de combustible.

En el cuadro C sumamos las 1.825 kcal/kg del combustible, más las 160 kcal/kg del aire de combustión y nos da un total de 1.985 kcal/kg como calor ingresado al horno por cada kg de combustible quemado. Con este valor y los 5 kg de gases producidos, entramos al cuadro D y obtenemos la temperatura teórica de combustión que es de 1.460° C.

Finalmente en el cuadro E, vemos que para este valor de la temperatura teórica, es necesario trabajar con un grado de enfriamiento de 280.000 kcal/m² para asegurar una temperatura media de 1.000° C.

Por otro lado, de acuerdo a lo calculado con el cuadro C, el total de calorías ingresadas al hogar es de:

$$Q = 34.400 \text{ kg/h} \times 1.985 \text{ kcal/kg} = 68.284.000 \text{ kcal/h}$$

Si se adopta de acuerdo con la experiencia una cifra de 160.000 kcal/m³h, el volumen del horno deberá ser:

$$\frac{68.284.000 \text{ kcal/h}}{160.000 \text{ kcal/m}^3\text{h}} = 426 \text{ m}^3$$

Sobre esta base el horno podrá tener las siguientes dimensiones aproximadas:

Ancho = 8,00 m
Profundidad = 4,85 m
Alto = 11,00 m

(*) Tonelaje que resulta de:

Evaporación: 70.000 kg/h.
Calor del vapor sobrecalentado: 735,1 kcal/kg.
kcal necesarias: 51.500.000 kcal/h netas.
Rendimiento de la caldera: 82 %.
kcal/h brutas necesarias: 62.800.000 kcal/h.
Pci del combustible: 1.825 kcal/kg.
Combustible necesario: 34,4 ton/h.

La superficie del horno es, con las dimensiones anteriores de 360 m²; la liberación de calorías por m² será entonces:

$$\frac{68.284.000 \text{ kcal/h}}{360 \text{ m}^2} = 189.000 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

valor inferior a los 280.000 kcal/m² requeridos por el cálculo anterior.

Por razones de diseño, no todo el horno va recubierto de tubos. El piso está ocupado por la grilla y parte del frente y fondo deben quedar libres.

Sólo hay tubos entonces en 290 m², siendo la liberación:

$$\frac{68.284.000 \text{ kcal/h}}{290 \text{ m}^2} = 235.000 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

valor aún inferior a las 280.000 kcal/m² fijadas como grado de enfriamiento conveniente.

Se deberán espaciar los tubos rebajando la superficie de enfriamiento eficaz. Con una superficie eficaz de 0,76, lograda ubicando los tubos a $\lambda = 1{,}8 \varnothing$ de distancia entre ejes, se obtiene resultado satisfactorio. Adoptando para el horno tubos de $\varnothing$ 76 mm y $\lambda$ = 140 mm.

En el cuadro E, se ve que con mayor enfriamiento o sea menos kcal/m²h de superficie eficaz, es decir con los tubos más juntos, la temperatura media del horno es menor y viceversa. También tiene influencia el uso o no, de aire caliente de combustión. Se puede, por este procedimiento, calcular ajustadamente la temperatura media del horno, con las consiguientes ventajas.

El vapor producido en el mismo se puede establecer como el correspondiente al calor que queda en él, según la fórmula II.

Para hallarlo recordemos que el caudal horario de gases es el que corresponde a quemar 34,4 ton/h de bagazo que producen 5 kg de gases por kg de combustible quemado:

$$P = 34.400 \text{ kg/h} \times 5 \text{ kg/k} = 172.000 \text{ kg/h}$$

y la cantidad de calor será:

$$Q_1 = 172.000 \text{ kg/h} \times 0{,}27 \text{ kcal/kg° C} \times (1.460° \text{ C} - 1.000° \text{ C}) \text{ (*)}$$

$$Q_1 = 21.362.400 \text{ kcal/h}$$

(*) Recordemos que en este cálculo 1.460° C es la temperatura teórica de la llama y 1.000° C la temperatura media del horno.

y siendo el calor total del vapor a 25 atm de 669,4 kcal/kg y con agua de alimentación a 90° C, la vaporización en el horno requerirá: 669,4 — 90 = 579,4 kcal/kg.

$$\therefore \quad \frac{21.362.400 \text{ kcal/h}}{579{,}4 \text{ kcal/kg}} = 36.869 \text{ kg/h}$$

**Superficies de convección y sobrecalentamiento.**

Definidos los aspectos térmicos del horno, temperatura media, volumen, superficie radiante, etc., corresponde continuar con el cálculo de las otras partes de la caldera. Para el cálculo de la superficie del primer haz de convección, debemos limitarnos a aplicar lo visto en el capítulo 3.

Conociendo la temperatura de entrada de los gases calientes, que aceptamos sea la temperatura media del horno (si bien no es rigurosamente exacto lo es suficientemente para este tipo de cálculos), conociendo el caudal de gases que circulan y también la temperatura de salida que habíamos fijado previamente, podemos entonces establecer la cantidad de calor a absorber por el primer haz de convección, para asegurarnos la temperatura de salida deseada.

El problema se reduce ahora a elegir convenientemente los coeficientes de convección y radiación gaseosa. El coeficiente de convección depende de varios factores ya vistos, posición de los tubos respecto a la dirección del flujo de gases, diámetro de éstos, velocidad de los gases, etc.

Los coeficientes de radiación gaseosa en cambio dependen del diámetro de la masa gaseosa, o su equivalente si ésta no fuera circular de acuerdo a la fórmula citada $\varnothing_{eq} = \frac{4 \text{ área}}{\text{perímetro}}$, de su composición, presión y temperatura.

Recuérdese que estos coeficientes están afectados por el factor emisividad de los tubos, que para el hierro oxidado es normalmente 0,8.

Queda por establecer la diferencia media logarítmica de temperatura, para lo cual también volvemos al capítulo 3; donde se trata el caso de un líquido evaporándose y un fluido enfriándose.

Calculada la cantidad de calor a trasmitir, establecidos los coeficientes de transmisión de acuerdo al diseño adoptado y fijada la diferencia media logarítmica de temperaturas, la simple aplicación de fórmulas anteriormente vistas nos permite establecer en forma fácil la superficie del primer haz de convección. Es del caso recordar que en todo el cálculo de una caldera, salvo cuando se dimensiona el calentador de aire, no vale la pena hallar el coeficiente de convección combinado J, dado que el valor agua hirviendo-tubo es enormemente mayor que el valor gas-tubo, no alterándose mayormente los resultados si se halla J. En el dimensionamiento de estas secciones, siempre existen en una caldera, situaciones de compromiso; tomando velocidades elevadas, aumenta el coeficiente de convección, pero a su vez también se incrementan las pérdidas de tiraje y la energía consumida por los ventiladores. En cambio, con velocidades bajas es necesaria una mayor superficie de transmisión.

La experiencia del diseñador y los factores económicos son los elementos indispensables para decidir estas situaciones contrapuestas.

El sobrecalentador se calcula en forma análoga, aunque es necesario destacar algunas particularidades. Se trata siempre de proteger los tubos del mismo, de modo que se elige el flujo paralelo y no la contracorriente, de manera que los tubos atravesados por gases más calientes exteriormente, lleven dentro el vapor más frío, estando así defendidos de posibles daños derivados de la excesiva temperatura. Para calcular el caudal de calor a transferir debe considerarse la pureza del vapor. Si el vapor saturado se produce por ejemplo con el 1 % de humedad, la cantidad de calor contenida en ese vapor parcialmente húmedo será: $i_1 = i + 0{,}99\ r$. Es decir el vapor contendrá algo menos del calor que debería tener de haber estado saturado seco. Consecuentemente, el sobrecalentador deberá suministrar un poco más de calorías al vapor, que es el que teóricamente correspondería trabajando con vapor seco. El sobrecalentador deberá entonces transmitir la diferencia de cantidades de calor entre el vapor saturado húmedo y el vapor sobrecalentado cuyos contenidos de calor nos dan las tablas del capítulo 4.

El dimensionamiento se realiza siguiendo los mismos lineamientos detallados para el primer haz de convección: fijada la cantidad de calor del vapor y sus temperaturas, se deduce la temperatura de salida de los gases; luego se eligen los coeficientes de convección y radiación gaseosa, hallando la temperatura media logarítmica, para finalmente, hallar la superficie necesaria.

Para calcular el segundo haz de convección, vuelven a repetirse las cosas; tenemos la temperatura

de entrada de los gases, o sea de la salida del sobrecalentador y conocemos la temperatura de escape a la chimenea. En el caso de existir un economizador o calentador de aire, debe calcularse el calor tomado por éste y se calcula entonces la temperatura de entrada que debieran tener los gases para ceder al calentador de aire o economizador el caudal de calorías necesario.

Conocida así la temperatura de entrada de los gases al equipo de recuperación, ésta es la de salida del segundo haz de convección, se procede como se ha detallado anteriormente. Es de señalar que a bajas temperaturas, la radiación gaseosa ya tiene mucha menos importancia con relación a la convección.

Resumiendo: deben establecerse unas bases previas para poder iniciar los cálculos. Luego se establecen o se fijan de acuerdo a la experiencia las temperaturas de los gases, del agua o del vapor y se calculan los caudales de calor que debe absorber cada sección, finalmente se eligen los coeficientes de transmisión, las diferencias medias logarítmicas de temperatura y se establecen las superficies de convección y sobrecalentamiento.

**Regulación del sobrecalentamiento.**

La regulación del sobrecalentamiento se realiza quitando calor al vapor; por lo tanto, siempre el sobrecalentador debe ser amplio, en forma tal que permita con este tipo de regulación, obtener una característica lo más plana posible, para distintos regímenes de marcha de la caldera.

Se regula inyectando agua finamente pulverizada, en el colector de vapor sobrecalentado y al evaporarse ésta, toma su calor de vaporización del vapor, reduciendo la temperatura de éste.

También puede usarse el método de humedecer el vapor en el colector de vapor saturado, por medio de unos tubos, por los que circula el agua de alimentación de la caldera, colocados en el colector antedicho. Este humedecimiento del vapor debido al calor tomado por el agua de alimentación, baja en parte la temperatura final. Otro sistema de regulación del sobrecalentamiento consiste en hacer que solamente una parte de los gases de combustión pasen por el sobrecalentador y el resto es derivado fuera de éste, es decir, que el vapor es recalentado con una parte variable del total de los gases de combustión que llegan desde el horno. Esto exige, naturalmente, colocar registros.

Otra forma de regulación del sobrecalentamiento se basa en el hecho de que el coeficiente de transmisión de calor aumenta con la velocidad de los gases. En este caso se toma una cierta cantidad de gases de combustión a la salida de la caldera y se los vuelve a inyectar en el horno mediante un ventilador de recirculación. De esta manera, al aumentar la recirculación se aumenta la cantidad, y consecuentemente la velocidad de los gases, modificándose el coeficiente de transmisión.

Otro método muy usado en las grandes calderas, cuando se utilizan quemadores tangenciales, es hacer que los quemadores sean oscilantes en un plano vertical, en tal forma que cuando la carga de la caldera es alta los quemadores apuntan hacia abajo y se dispone de mayor superficie radiante de absorción en el horno, llegando los gases relativamente más fríos al sobrecalentador.

A la inversa, con carga baja, cuando la temperatura del vapor sobrecalentado tiende a disminuir, se apuntan los quemadores hacia arriba; en este caso se disminuye la superficie radiante de absorción y los gases llegan al sobrecalentador más calientes, aumentándose la transmisión de calor.

Muchas veces se combinan algunos de los sistemas descriptos precedentemente, pudiéndose obtener así que la temperatura del vapor sobrecalentado se mantenga prácticamente constante dentro de porcentajes muy grandes de variación de la carga. Estos sistemas funcionan con controles automáticos.

**Calderas para agua caliente.**

En la actualidad, como se ha señalado anteriormente, se usa el agua caliente para calefacción en procesos industriales. La circulación en las calderas de agua caliente es lenta con relación a las calderas de vapor. La presencia de burbujas de éste, que alivianan considerablemente el agua, producen movimientos muy activos de convección, lo que no ocurre en las calderas de agua caliente; por ello, en este caso, tratándose de calentar agua sin llegar a producir vapor, la circulación se hace lenta y las cantidades de calor transferido disminuyen. Se llega a 8.000-10.000 kcal/m²h como producción normal y se usan generalmente en calderas de gran volumen de agua.

Entre las de tipo tubular es de señalar la caldera La Mont, de circulación forzada y de características muy especiales.

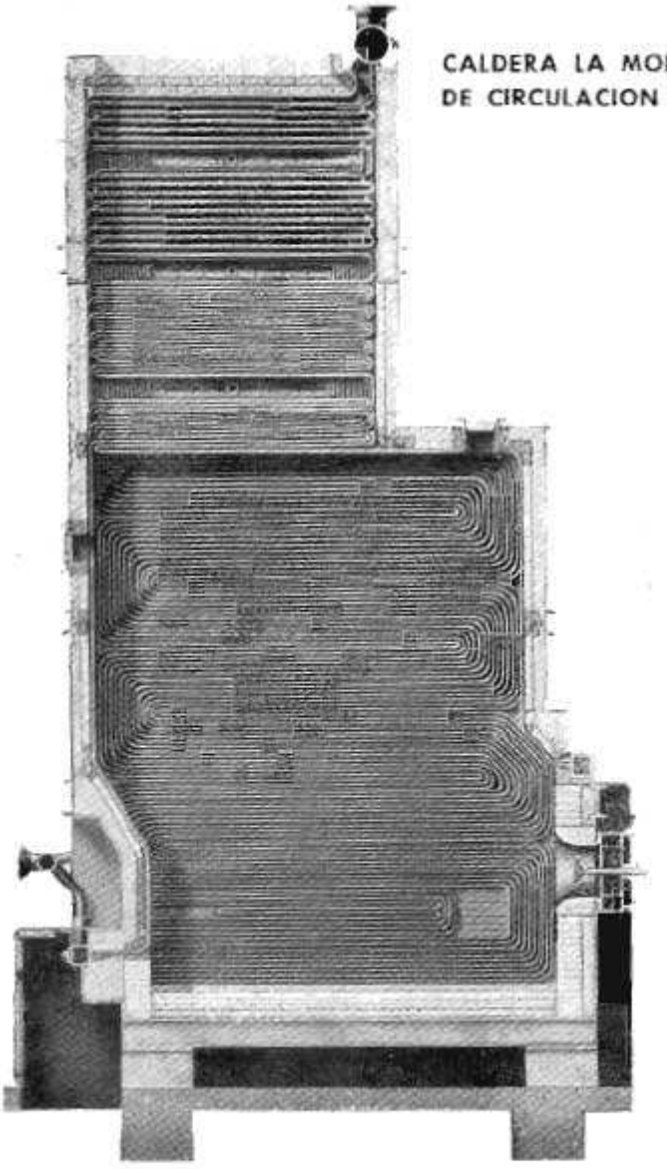
Esta caldera, con enérgica circulación por bomba, tiene desde el punto de vista térmico, las características de producción y rendimiento de una caldera normal acuotubular (ver figura N° 16).

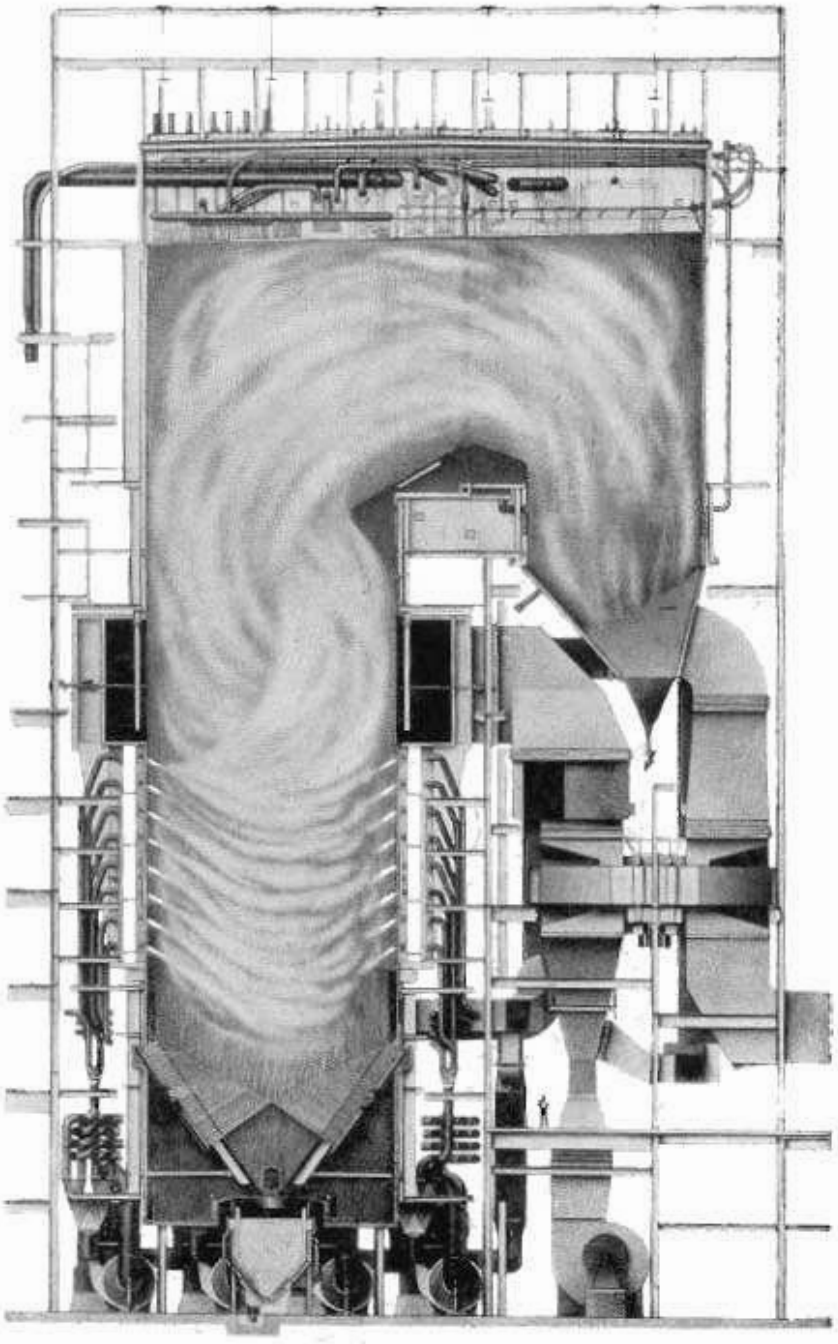
La circulación se produce con una bomba que alimenta colectores generales de distribución, de donde parten tubos continuos hasta el colector final. Las paredes de agua del horno y el haz de convección, están recorridos por el agua que envía la bomba. Los tubos usados son de menor diámetro; no hay domos sino solamente colectores que hacen de la unidad un elemento sencillo y económico.

Se ha hecho práctica habitual al utilizar agua caliente a presión, en lugar de vapor, el proveer un recipiente de expansión común para varias calderas, lo que disminuye el costo, permitiendo disposiciones muy cómodas para el conjunto de los elementos que forman la instalación.

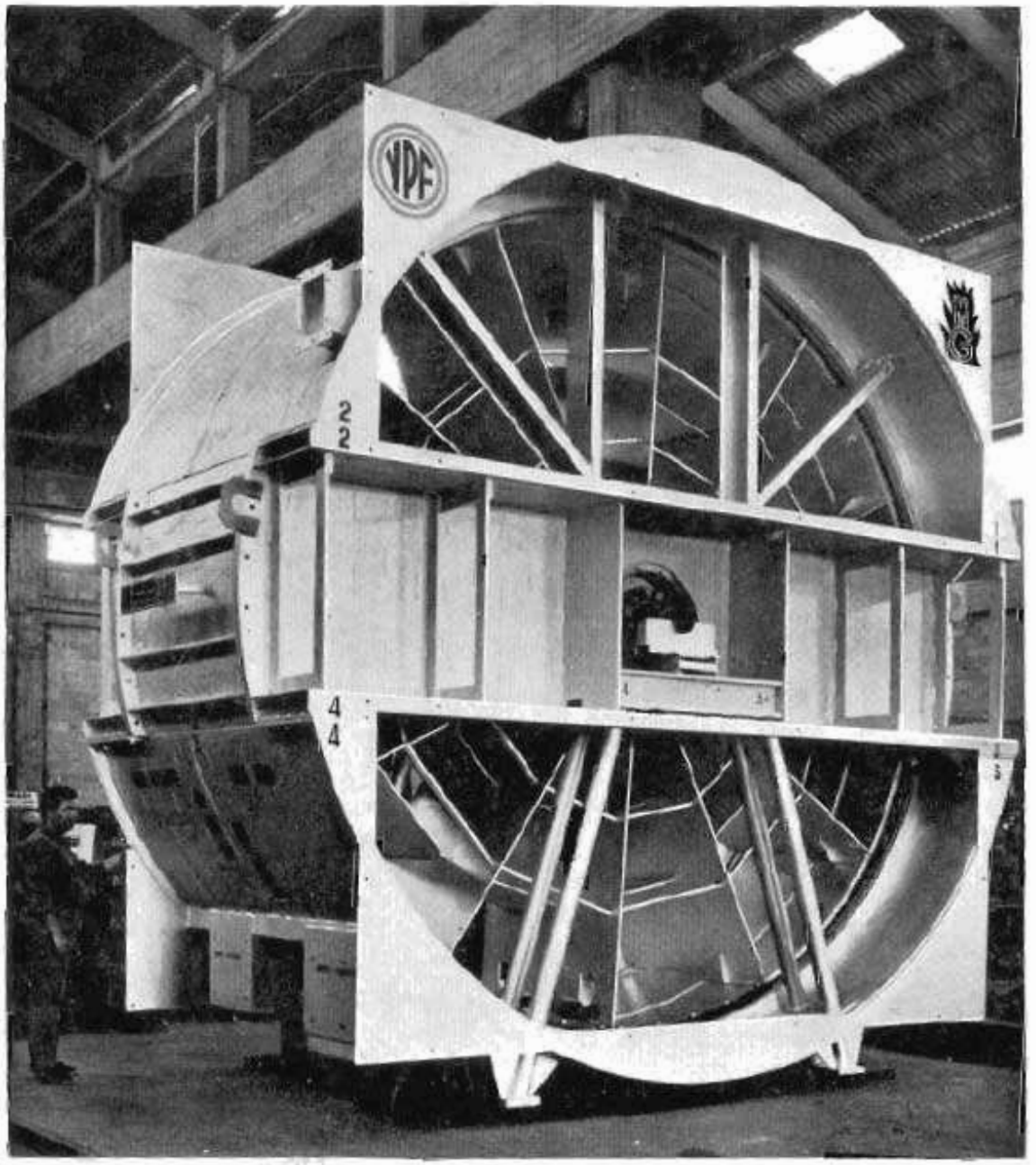
FIGURA N° 16 .

**CALDERA LA MONT**
**DE CIRCULACION FORZADA**





Corte de un generador de vapor C. E. de gran capacidad, mostrando la acción de los quemadores tangenciales orientables, en su inclinación máxima hacia abajo. Cambiando esta inclinación se controla la temperatura final del vapor, ya que se cambia la longitud que recorren los gases en el horno, modificando así la absorción de calor a los mismos, y su temperatura al entrar al sobrecalentador.




Precalentador de aire Ljungstrom, perteneciente a una caldera de 160.000 Kg/h de evaporación, durante su fabricación local.

# 7

# CAPITULO SEPTIMO

**RECUPERADORES DE CALOR. — ECONOMIZADORES. — CALENTADORES DE AIRE. — CALCULO DE LAS SUPERFICIES. — MEJORAS DEL RENDIMIENTO. — CALDERAS DE RECUPERACION.**

## Recuperadores de calor.

Los gases de escape (humos) de calderas, hornos, motores de combustión interna, turbinas de gas, etc., pueden, a veces, llevar cantidades de calor significativas, que en ocasiones resulta interesante recuperar.

Estos calores perdidos se pueden aprovechar calentando el agua de alimentación (economizadores), o calentando el aire de combustión, en el caso de las calderas. Cuando se trata de hornos, motores de combustión interna o turbinas de gas, es posible también producir vapor (calderas de recuperación) para otros usos.

Los dispositivos de recuperación que conviene aplicar, dependen del problema particular que se presente en cada caso.

En estos equipos, como se verá más adelante, la superficie de transmisión está determinada por la masa de calor a transmitir, por la diferencia de temperaturas entre los gases y el aire, agua, etc. y por el coeficiente de transmisión del calor. Para recuperar calores perdidos en una caldera de vapor, puede ser conveniente utilizar un economizador, siempre que el agua de alimentación esté a una temperatura relativamente baja, en forma de asegurar grandes saltos de temperaturas. Si, en cambio, el agua por ser recuperada como condensado, está muy caliente (90-95° C), puede ser más conveniente instalar un calentador del aire de combustión, ya que la temperatura de entrada de éste será siempre de 20-30° C como promedio del ambiente. En este caso, se logra un salto de temperatura mayor y consiguientemente, puede resultar necesaria una superficie menor de transmisión o se puede lograr una mayor recuperación.

El coeficiente de transmisión del calor a tomar en consideración, es solamente la convección, ya que las temperaturas son bajas y no actúa mayormente la radiación. Puede aumentarse utilizando velocidades altas (ver cap. 3), pero ello tiene como límite el tiraje disponible; aun cuando se disponga de tiraje mecánico, tampoco puede llevarse el consumo de energía a límites excesivamente altos. Los hornos, motores y turbinas de gas, son equipos a los que normalmente se les aplica una caldera de recuperación, aunque suele ser un problema a veces, el hecho de que el equipo funcione pocas horas como en el caso de motores o turbinas, o que trabajen con un ciclo muy variable, como ocurre con algunos hornos.

**Economizadores.**

Los economizadores aprovechan el calor contenido en los humos de las calderas, para calentar el agua de alimentación. Fundamentalmente, responden a dos diseños: economizadores de tubos de fundición y de tubos de acero.

Con el fin de reducir costos, los tubos van generalmente provistos de aletas que aumentan la superficie. En los tubos de fundición, las aletas son placas transversales, regularmente espaciadas. Los tubos de acero, en cambio, se utilizan lisos o con dos aletas longitudinales soldadas (ver figuras N°s. 17 y 18).

Los tubos del economizador van conectados, como una serpentina continua y son recorridos interiormente por el agua, circulando los gases por el exterior.

FIGURA N° 17

**ECONOMIZADOR DE TUBOS ALETADOS DE FUNDICION**

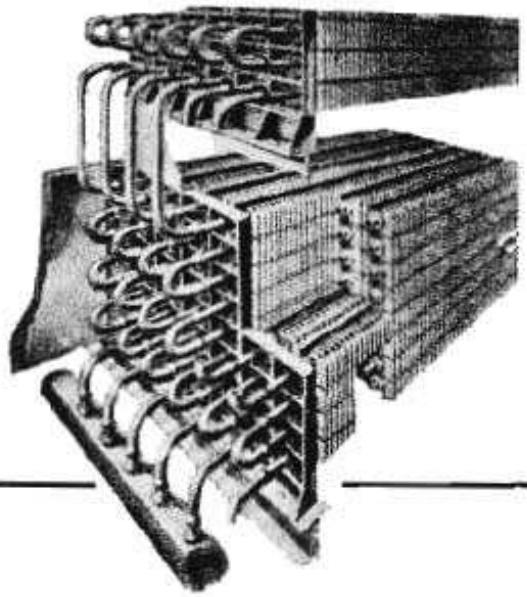
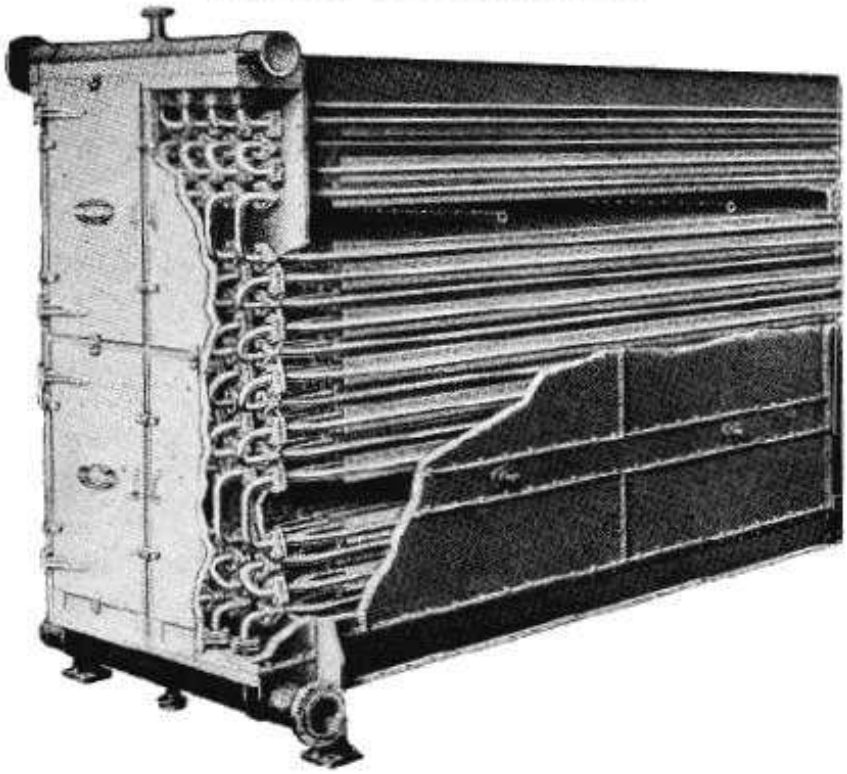


FIGURA N° 18

**ECONOMIZADOR DE TUBOS DE ACERO CON ALETAS SOLDADAS LONGITUDINALMENTE**



**Calentadores de aire.**

Otra manera de recuperar calores perdidos es con un calentador del aire de combustión.

Los calentadores de aire pueden ser de superficie, estando formados por tubos o por placas (figuras N$^{os}$. 19 y 20), o bien del tipo regenerativo o Ljüngstrom (figura N° 21). En el calentador tubular, normalmente, los gases circulan por el interior de los tubos y el aire lo hace por fuera, aunque en algunas calderas marinas, por razones de espacio, se invierten los términos, aun a costa de la mayor dificultad de limpieza cuando los gases circulan fuera de los tubos.

En los calentadores de placas, éstas se disponen espaciadas, formando canales paralelos, por los cuales circulan alternativamente los gases y el aire.

El calentador regenerativo Ljüngstrom, responde al principio de que los gases circulan axialmente, por una sección de un rotor cilíndrico. El interior de este cilindro está ocupado por una serie de placas corrugadas, que dejan canales entre ellas, por donde circulan los gases. Al pasar éstos por entre las placas, las mismas se calientan, y como el rotor gira sobre su eje longitudinal presentando las placas calientes a otro sector del cilindro por donde circula en sentido contrario el aire, éste, al pasar a través de las placas calientes las enfría, elevando su propia temperatura. Como el cilindro gira continuamente, las placas se calientan nuevamente, entregando al aire el calor almacenado, en forma continua.

FIGURA N° 19

**DISPOSICION GENERAL TIPICA DEL CALENTADOR DE AIRE TUBULAR**

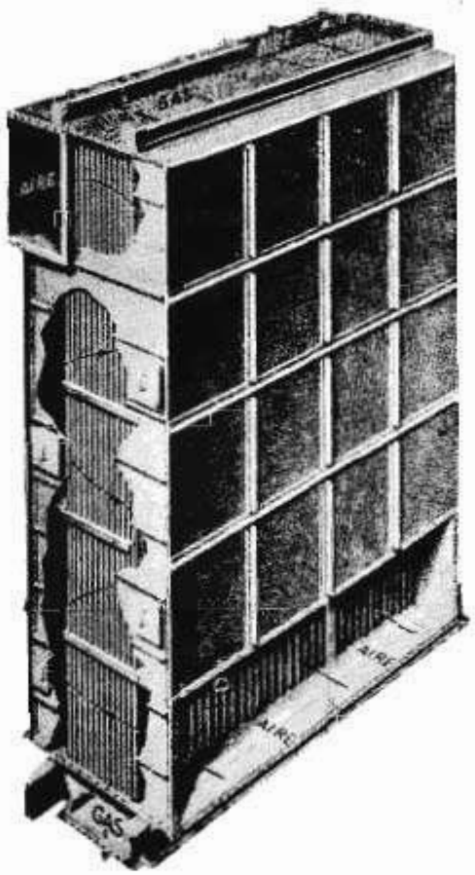



FIGURA N° 20

**CALENTADOR DE AIRE POR PLACAS**

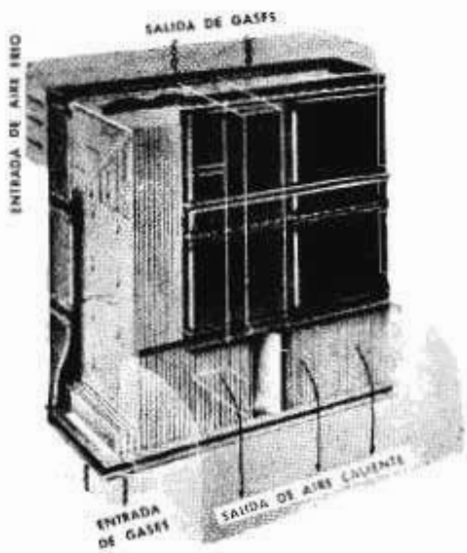
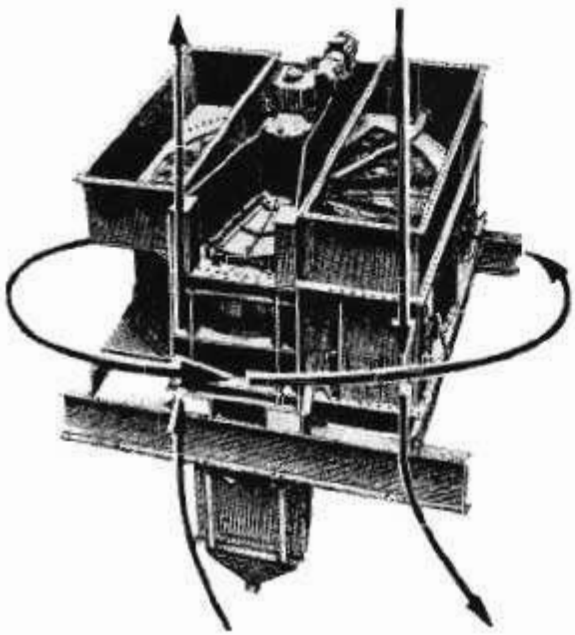


FIGURA Nº 21

**PRECALENTADOR DE AIRE REGENERATIVO LJÜNGSTROM**



**Cálculo de las superficies.**

El cálculo de la superficie requerida por un economizador o calentador de aire, se realiza siguiendo los lineamientos trazados en el capítulo 3.

Primeramente debe establecerse el caudal de calorías a transmitir por hora. Se calcula con la fórmula siguiente:

$$Q = P\ c_p\ (t_1 - t_2) \qquad [I]$$

Donde:

$Q$ (kcal/h) = Cantidad horaria de calorías

$P$ (kg/h) = Caudal horario de gases

$c_p$ (kcal/kg °C) = Calor específico de los gases

$t_1 - t_2$ (°C) = Temperaturas de entrada y salida de los gases en el calentador o economizador

En la fórmula anterior son conocidos P, $c_p$, y $t_1$. La temperatura $t_2$ se deberá establecer y ella responderá a un valor no excesivamente bajo y que reste tiraje, si se trata de tiro natural, o aún y tratándose de tiraje mecánico, tampoco deberá correrse el peligro de que se produzcan corrosiones, debido a posibles condensaciones sobre las partes metálicas del aparato.

Establecida la cantidad horaria de calorías, corresponde fijar, con la misma fórmula I, la temperatura de salida del agua o aire calentados, según se trate de un economizador o calentador de aire.

La temperatura del agua en un economizador tiene un límite máximo: deberá ser 15° C a 20° C más baja que la temperatura de saturación de la caldera, para evitar que pequeñas variaciones de presión, produzcan vaporizaciones parciales, que causen golpes de ariete, con sus peligrosas consecuencias.

Lógicamente, esto no rige para los economizadores llamados "vaporizantes", utilizados a veces, en grandes calderas, los que se calculan ya en tal forma que absorben más calor que el necesario para precalentar el agua, produciendo una pequeña evaporación inicial.

En un calentador de aire, las temperaturas máximas están limitadas cuando se trata de quemar el combustible sobre grillas, considerándose adecuado un máximo de 225° C. En cambio cuando se quema fuel-oil, gas o combustibles pulverizados, prácticamente no hay límites.

La temperatura de entrada del agua en el economizador, no conviene que sea menor de 60° C, pues ciertas zonas frías en la entrada, estarán sujetas a corrosiones del lado de los gases.

Completando el cuadro de temperaturas y siendo conocidos los demás datos, se calcula la superficie según la fórmula siguiente:

$$A = \frac{Q}{\Delta_{tml}\ a_c} \qquad [II]$$

Para obtener $\Delta_{tml}$ máximo, se dispone, siempre que sea posible, la circulación en contracorriente ($\Delta_{tml}$ diferencia de temperatura media logarítmica). Como coeficiente de convección, se toma directamente el valor gases-tubo para economizadores, pues el valor agua-tubo es muy alto y no varía el resultado si se halla el coeficiente combinado J. En cambio, para el calentador de aire, debe hallarse el coeficiente combinado gases-tubo y aire-tubo, dado que, siendo aire-tubo parecido a gases-tubo, el coeficiente total J, varía bastante.

Del capítulo 3 se toman los datos para realizar el cálculo del coeficiente. También con el gráfico correspondiente se halla la temperatura media logarítmica.

**Mejoras del rendimiento.**

La instalación de un economizador o calentador de aire, tiene como único fin, mejorar el rendimiento de una instalación. Ello será logrado al reducir las temperaturas de escape de los gases.

La mejora en el rendimiento puede apreciarse rápidamente, con ayuda de los gráficos N$^{os}$ 2, 3, 4 y 5 del capítulo 1 correspondientes a cada tipo de combustible a utilizarse. Con ellos se compara el rendimiento actual y el rendimiento previsible, con la adición del nuevo equipo.

Como idea general, recuérdese que el rendimiento mejora el 1 % si se logra bajar la temperatura de salida de los gases entre 15° C-18° C.

En el economizador, un aumento de 1° C en el agua corresponde a una disminución aproximada de 2° C en los gases.

Recuérdese, además, que en un calentador de aire, es mayor el aumento de temperatura alcanzado por éste, que la disminución sufrida por los gases.

Ello se debe a que el caudal de gases, es algo mayor que el de aire, pues se ha incorporado en forma gasificada, prácticamente todo el combustible y además su calor específico es más alto: 0,27 de los gases contra 0,24 del aire.

**Calderas de recuperación.**

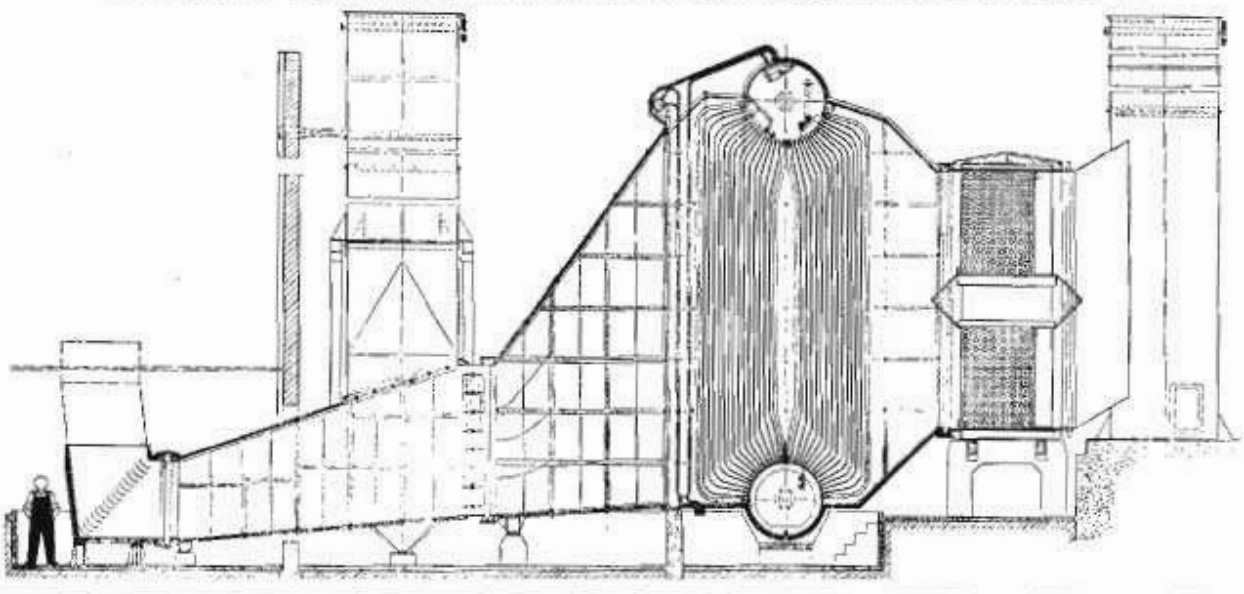
Cuando los gases de escape proceden de un horno, motor, turbina de gas, etc., pueden recuperarse los calores perdidos colocando una caldera de recuperación. Los diseños de las calderas de recuperación son variados, pero en general responden a los ya vistos. Los gases circulan por los pasajes de la caldera y transmiten su calor, generando vapor.

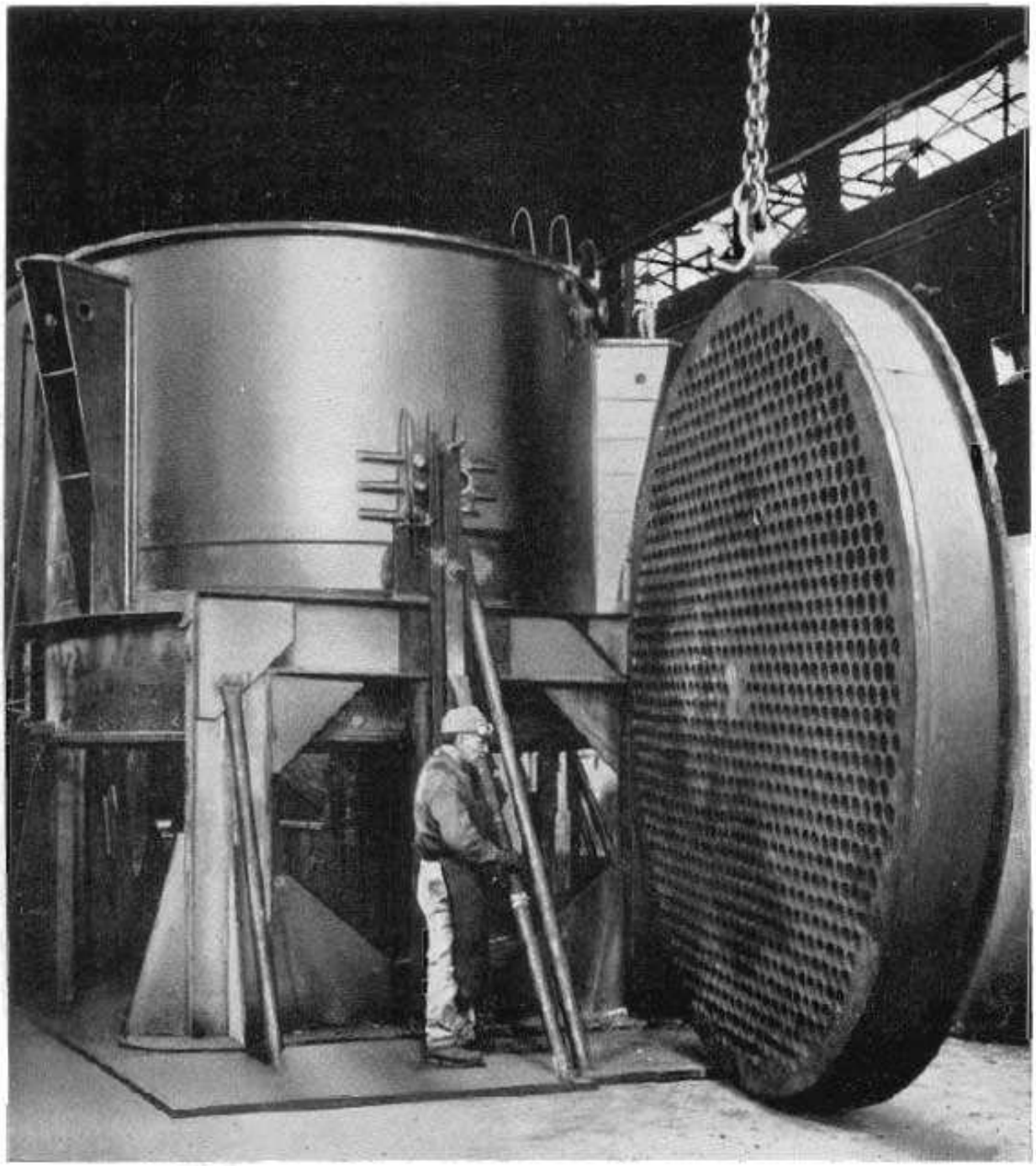
Suelen realizarse instalaciones mixtas, que alternativamente funcionan con gases de escape y también tienen instalados quemadores, para trabajar independientemente.

El cálculo de la caldera de recuperación se realiza en forma similar a la analizada en el capítulo 6. Deben ponderarse prudentemente las posibilidades de transmisión de calor por radiación, según sea la composición de los gases y su temperatura (véase figura N° 22).

FIGURA N° 22

**CALDERA DE RECUPERACION CON UNA EVAPORACION DE 15.000 KG/H, UNA PRESION DE TRABAJO DE 10 ATM Y UNA TEMPERATURA FINAL DEL VAPOR DE 275° C**





Vista de un reactor de 3290 mm de diámetro, con fondo torisférico y un peso total de 53.210 Kg.

# 8

# CAPITULO OCTAVO

**TIRAJE. — SISTEMA DE TIRAJE. — TIRAJE NATURAL. — TIRAJE MECANICO. — TIRAJE FORZADO. — TIRAJE INDUCIDO. — SISTEMA EQUILIBRADO. — CALDERA PRESURIZADA. — TIRAJE INDIRECTO POR EYECTOR. — VENTILADORES. TIPOS Y CARACTERISTICAS. — LEYES DE FUNCIONAMIENTO. — REGULACION DEL CAUDAL. — CALCULOS DE LAS PERDIDAS DE TIRAJE.**

### Tiraje.

La circulación del aire y de los gases de combustión, dentro de una caldera, horno, etc., se lleva a cabo por la existencia del tiraje, venciendo la fricción, que las resistencias del circuito oponen al movimiento, suministrando así aire para la combustión y eliminando los gases. Debe crear también la depresión necesaria para generar la velocidad, según la conocida fórmula

$$h = \frac{v^2}{2g} d$$

### Sistemas de tiraje.

El tiraje puede ser natural o mecánico. En el primer caso, se aprovecha la diferencia de densidades entre los gases calientes y el aire frío, con la ayuda de una chimenea. En el segundo, se usan ventiladores u otros medios mecánicos para ayudar al tiraje natural que siempre existe en mayor o menor grado. El tiraje mecánico es una exigencia en las instalaciones modernas, debido a las limitaciones del tiraje natural, imponiéndose usar algo más enérgico.

Dentro de una caldera o equipo térmico, por el que circulan gases calientes, existe en los distintos pasajes, un tiraje o "efecto chimenea", que depende de la temperatura de los gases y la altura del conducto. Este efecto, puede sumarse u oponerse al tiraje de la chimenea o ventilador.

### Tiraje natural.

El tiraje natural es originado por la tendencia a elevarse (flotar), que tiene una masa de aire o gases calientes, dentro de un entorno de aire más frío, debido a la diferencia de densidades.

En una chimenea, el tiraje está dado por la diferencia de peso, entre la columna de gases calientes y la del aire frío exterior.

$$h = l d_1 - l d_2 = l\,(d_1 - d_2) = l\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)$$

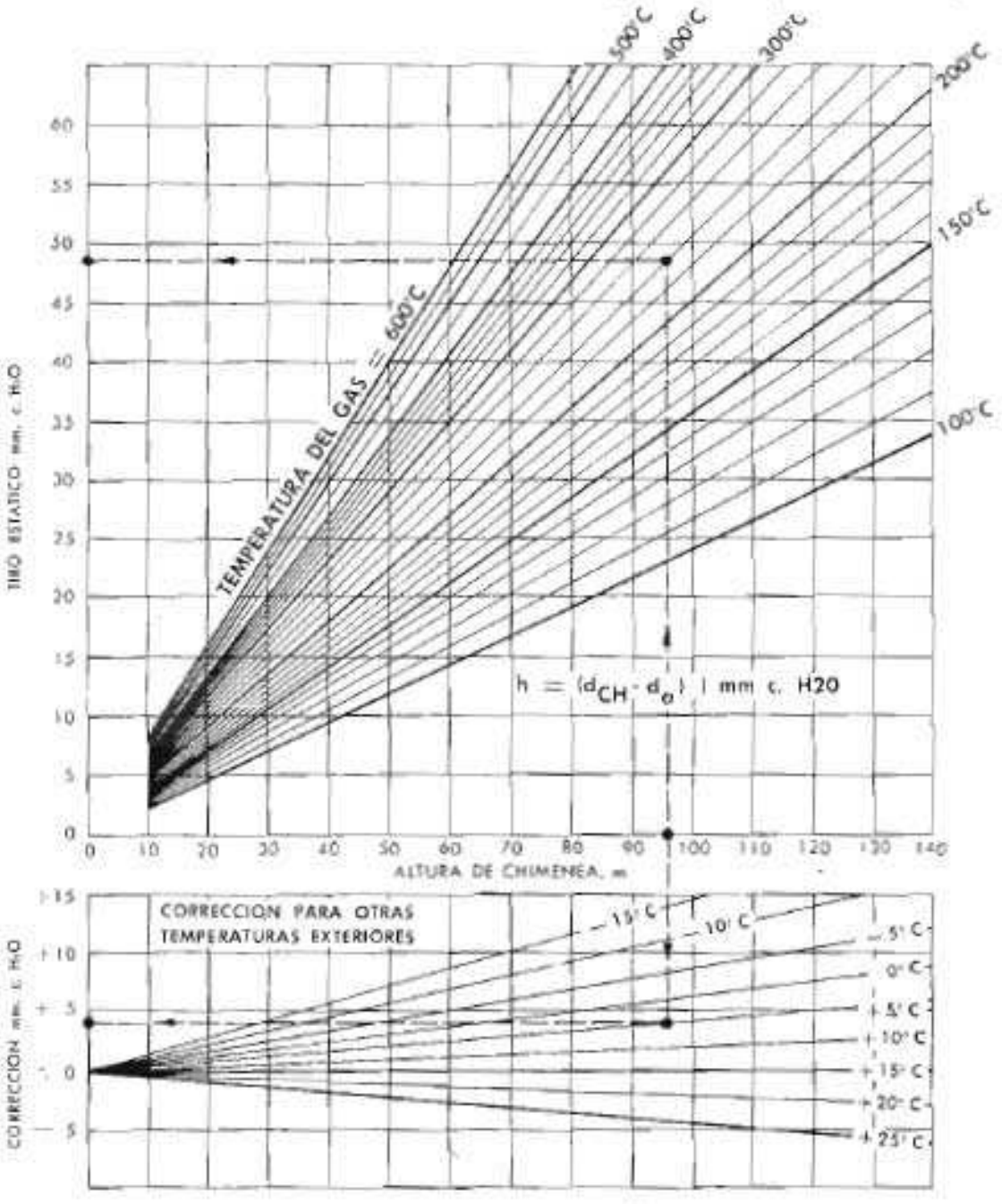
Se supone la sección de 1 m² para facilitar el cálculo y donde

$h$ (kg/m² ó mm c. a.) = tiraje
$l$ (m) = altura de la chimenea
$d_1$, $d_2$ (kg/m³) = densidades del fluido frío y caliente
$T_1$, $T_2$ (°K) = temperaturas absolutas del fluido frío y caliente

GRAFICO Nº 41

## TIRAJE NATURAL EN CHIMENEAS

### PARA PESO ESPECIFICO DEL GAS p. e. = 1,34 Kg/m³ a 15° C y 760 mm. c. Hg.




EJEMPLO:

ALTURA DE CHIMENEA 96 m; TEMPERATURA DE GASES 340° C

TEMPERATURA EXTERIOR 5° C

TIRO ESTATICO = 48,5 + 4,5 = 53 mm c. H₂O

Para un rápido cálculo conviene usar el gráfico N° 41 que determina el tiraje de una chimenea. Intervienen la altura, la temperatura de los gases y la del aire ambiente. La temperatura de los gases, debe tomarse como la media entre entrada y salida. El enfriamiento puede ser importante en las chimeneas metálicas (ver capítulo 3: Pérdidas por convección, radiación, etc.).

**Tiraje mecánico.**

Las limitaciones del tiraje natural, han hecho necesario recurrir en las instalaciones modernas, a sistemas de tiraje mecánico por medio de ventiladores u otros dispositivos. Según se ubiquen los ventiladores en el circuito, el tiraje puede ser forzado o inducido o estar equipado con ambos simultáneamente, llamándose entonces tiro equilibrado.

**Tiraje forzado.**

El tiraje forzado, consiste en colocar ventiladores que soplen el aire de combustión, al registro de los quemadores o abajo de las grillas, absorbiendo las re-istencias que causan la existencia de estos elementos. Eventualmente también, toman a su cargo las pérdidas causadas por el calentador de aire (lado aire) y por los conductos.

**Tiraje inducido.**

Por el contrario, el tiraje inducido aspira los gases a la salida de la caldera venciendo las resistencias de ésta, del economizador y el calentador de aire que eventualmente existan y expulsa los gases por la chimenea.

**Sistema equilibrado.**

Se llama sistema equilibrado cuando se colocan un ventilador de tiro forzado y uno de tiro inducido, calculándose que el horno esté en estado de equilibrio, es decir, sin presión ni depresión (aun cuando también es usual mantener una leve depresión, 3 a 4 mm. c.a.).

**Caldera presurizada.**

Ultimamente se está usando el sistema de colocar solamente un ventilador de tiro forzado de mayor potencia y que se haga cargo de todas las resistencias del circuito. En estas condiciones la circulación de gases en la caldera se realiza bajo presión. La construcción de la cubierta y ciertos elementos auxiliares debe ser entonces especialmente proyectada.

Este sistema, tiene la ventaja de evitar en absoluto las pérdidas por aire falso que pueden ser importantes en las otras formas de tiraje.

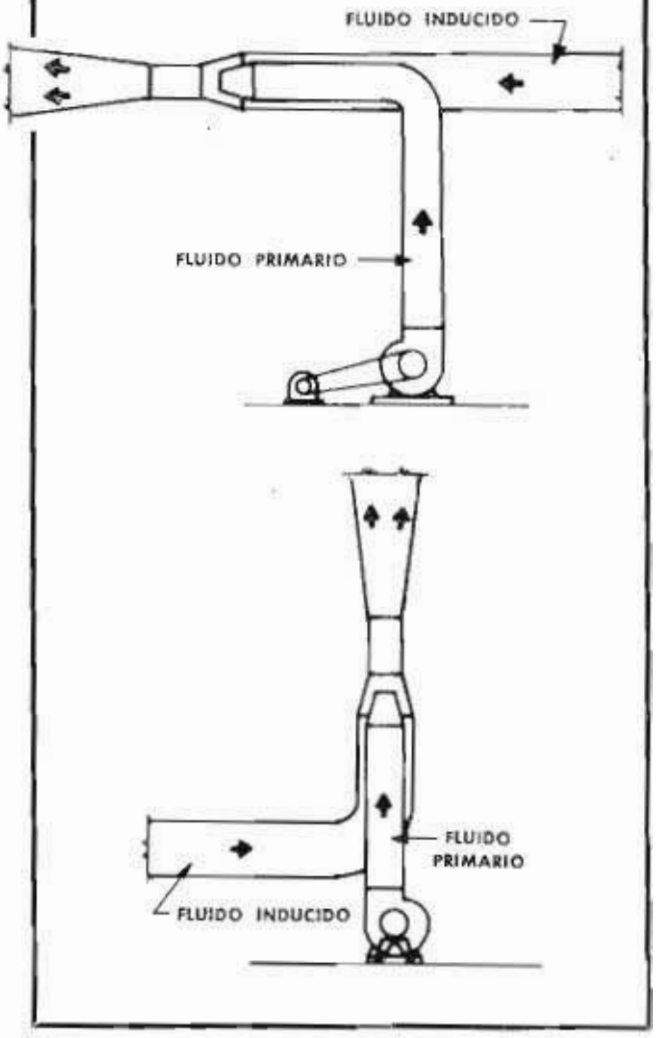
Además como el único ventilador trabaja con aire frío y limpio, los gastos de mantenimiento y operación son mucho menores.

**Tiraje indirecto por eyector.**

Cuando se trata de mover gases que estén muy calientes (en general a más de 400° C) o sucios, que arrastren partículas abrasivas o sean porta-

FIGURA N° 23

EYECTORES



dores de sustancias corrosivas, etc. que causen serios desgastes al rotor de un ventilador, puede usarse con ventaja un eyector.

Este elemento consiste en un aparato que mantiene en movimiento una masa fluida (inducida), que circula por un conducto debido a la energía que le entrega otro caudal fluido (primario) que a alta velocidad choca contra ella. Se disponen las cosas de modo que el choque se efectúe en el centro del conducto, donde por una tobera se inyecta el fluido primario a alta velocidad. Al conjunto conviene darle forma convergente-divergente y colocar la tobera inyectora cerca de la garganta (figura N° 23).

**Ventiladores. Tipos y características.**

Los ventiladores son aparatos que mueven considerables masas de aire o gases, creando presiones relativamente pequeñas. Los dos tipos principales son: axiales o centrífugos.

Los ventiladores axiales o de hélice son sencillos, ocupan poco espacio, su rendimiento es más bien bajo (excepto en un punto de su característica), funcionan a altas velocidades y son muy ruidosos. La regulación del caudal es más difícil que con los ventiladores centrífugos y en general se debe realizar variando la velocidad. Como ventiladores de tiraje en calderas, se usan muy poco.

Los ventiladores centrífugos, ocupan mayor espacio, tienen mejor rendimiento, su velocidad es menor, siendo más silenciosos. Por el diseño o curvatura de las paletas del rotor, los ventiladores centrífugos se dividen en tres tipos principales: palas adelante, palas radiales y palas atrás.

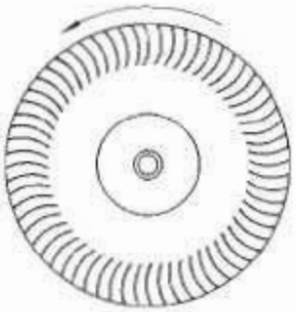
Cada tipo tiene sus condiciones de rendimiento, etc., que lo caracterizan. El ventilador de palas adelante o tipo Sirocco, tiene el rotor con muchas paletas inclinadas hacia adelante. Sus aplicaciones principales son como ventiladores de tiro forzado, para calderas de tamaño pequeño o como ventiladores de tiro inducido trabajando con gases limpios, de fuel-oil o de gas natural.

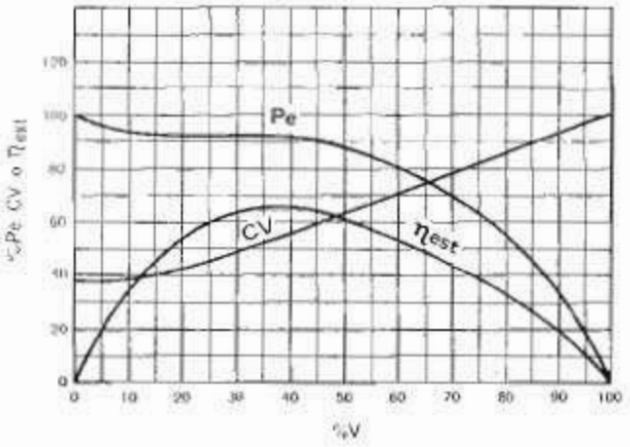
Pueden usarse donde se requiera una curva de presión estática relativamente "plana", es decir pocos cambios de presión para grandes cambios de caudal. El rendimiento decrece al aumentar el volumen, siendo de marcha muy estable en zonas de máximo rendimiento.

La potencia absorbida aumenta algo más rápidamente que los aumentos de volumen y el rendimiento total llega al 75 % y el estático a 70 % (figura N° 24).

FIGURA N° 24

**VENTILADOR TIPO SIROCCO**
**—PALAS ADELANTE—**






Los ventiladores con rotores de palas radiales se usan principalmente para mover gases con partículas sólidas y abrasivas en suspensión. La potencia varía en forma prácticamente lineal con los aumentos de volumen y la presión estática varía rápidamente para pequeños cambios del mismo. Su rendimiento total es del 74 % y el estático del 65 % (figura N° 25).

FIGURA N° 25

**VENTILADOR DE PALAS RADIALES**

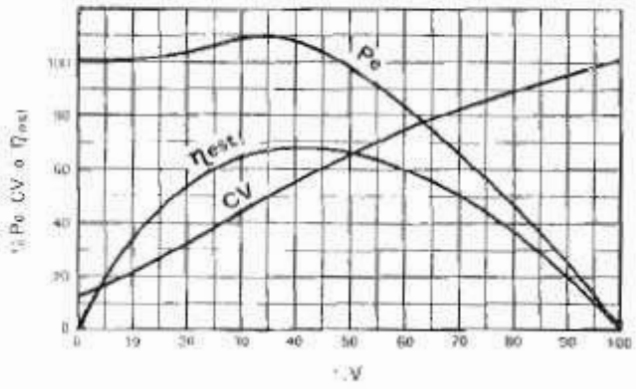



FIGURA N° 26

**VENTILADOR DE PALAS RADIALES PARA TRANSPORTE NEUMATICO**

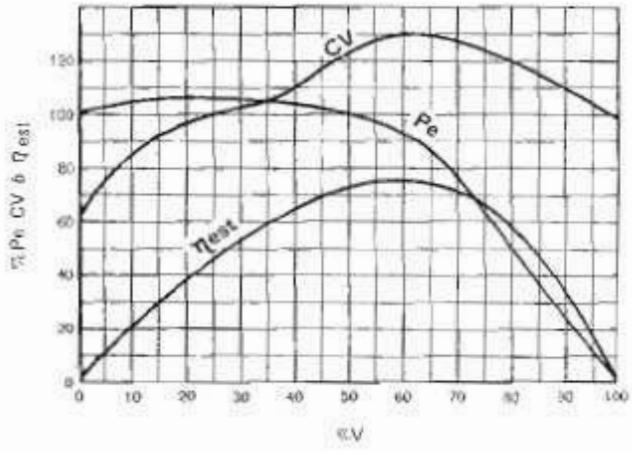
Otros tipos de ventiladores de palas radiales se usan para el transporte neumático de carbón pulverizado, minerales molidos, etc. Sus rotores son especialmente diseñados teniendo en cuenta el rápido desgaste de las paletas (figura N° 26).

En el tipo de palas atrás, hay varios modelos de rotores.

El que muestra la figura N° 27 de 12 palas, tiene una curva característica que no sobrecarga el motor, cosa que puede ser muy importante en algún caso especial. Su rendimiento total puede llegar al 81 % y el estático al 76 %; estos valores pueden aumentar algo en los tipos de doble entrada. Se recomienda como ventilador de tiro forzado.

FIGURA N° 27

**VENTILADOR CON ROTOR DE 12 PALAS ATRAS**



El ventilador que se ve en la figura Nº 28, con rotor de 10 palas, se usa indistintamente como ventilador de tiro forzado o inducido. Puede evacuar bien gases de bagazo, carbón, etc. Su rendimiento estático puede llegar al 80 %.

Otro tipo, siempre en el diseño de palas atrás, es el de la figura Nº 29, cuyas palas tienen perfil aerodinámico. Su rendimiento estático es muy elevado, llegando al 84 %. Es el ventilador ideal para usar en centrales eléctricas.

FIGURA Nº 28

**VENTILADOR CON ROTOR DE 10 PALAS ATRAS**

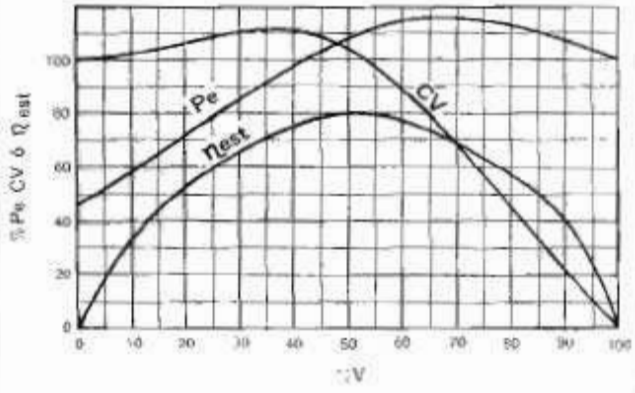
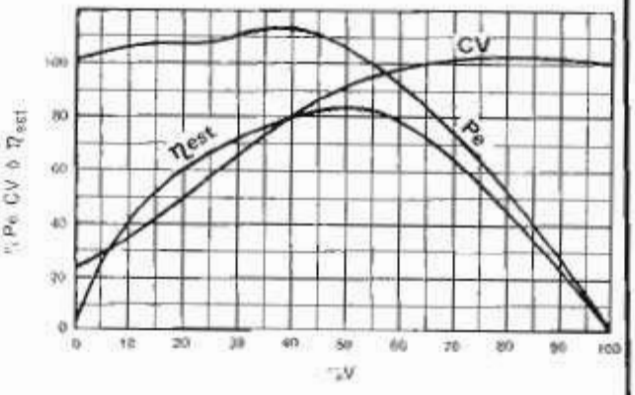



FIGURA Nº 29

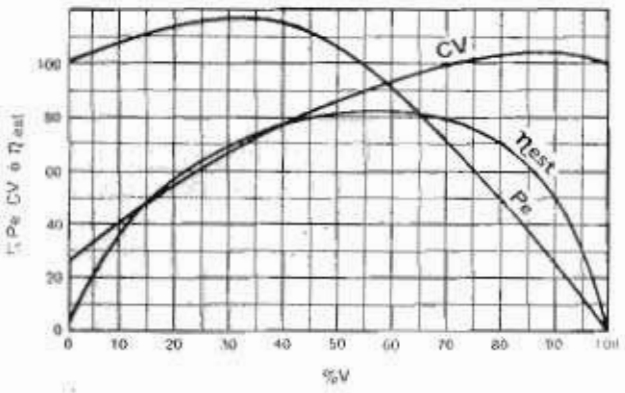
**VENTILADOR DE PALAS ATRAS DE PERFIL AERODINAMICO**



Finalmente, para las altas presiones requeridas en algunos casos, con caudales relativamente bajos, hay un diseño de 12 palas y puede ser usado para aire primario de combustión en quemadores de petróleo, etc. (figura N° 30).

FIGURA N° 30

**VENTILADOR DE 12 PALAS ATRAS PARA ALTAS PRESIONES**




**Leyes de funcionamiento.**

El volumen suministrado, la presión generada y la energía consumida por un ventilador, están vinculados a su velocidad de giro y varían con ella. También influyen las variaciones en la densidad del fluido. En ciertas condiciones de trabajo, es decir girando a una determinada velocidad y estando acoplado a un circuito de una resistencia conocida, un ventilador entrega un caudal, genera una presión y consume una determinada potencia. Si se varía la velocidad, el caudal cambia en relación directa a ésta; la presión varía en relación al cuadrado de la velocidad y la energía consumida, en relación al cubo de la misma. (Téngase en cuenta que la resistencia de un circuito aumenta con el cuadrado de la velocidad de los gases que circulan). Dejando ahora sin variar la velocidad, pero cambiando la densidad del fluido, el caudal permanece constante, pero la presión y la energía consumida, varían directamente con la nueva densidad (una forma de variar la densidad por ejemplo, puede ser cambiar la temperatura del gas). Pero si esto ocurre sobre un circuito de resistencia constante, al disminuir la presión también variará el caudal, puesto que cambia el punto de funcionamiento de la curva característica.

Matemáticamente, lo dicho puede expresarse así:

$$\frac{V_1}{U_1} = \frac{V_2}{U_2}$$

$$\frac{h_1\ d_1}{U_1^2} = \frac{h_2\ d_2}{U_2^2}$$

$$\frac{N_1\ d_1}{U_1^3} = \frac{N_2\ d_2}{U_2^3}$$

Donde:

$V_1$, $V_2$ ($m^3$/seg) = Caudales volumétricos
$h_1$, $h_2$ (kg/$m^2$ ó mm c. a.) = Presiones
$d_1$, $d_2$ (kg/$m^3$) = Densidades
$N_1$, $N_2$ (CV o kW) = Potencias
$U_1$, $U_2$ (rpm) = Velocidades de rotación

Para facilitar los cálculos, la tabla N° 28 suministra las densidades del aire seco a distintas temperaturas. Estos valores pueden usarse para gases de combustión con gran aproximación. El gráfico N° 42 facilita el cálculo de las potencias consumidas por los ventiladores para distintas condiciones de presión y temperatura.

**Regulación del caudal.**

La regulación del caudal que fluye por un circuito, puede hacerse variando la presión generada por el ventilador o cambiando las resistencias de aquél.

Lo primero puede hacerse solamente modificando la velocidad. Lo segundo puede hacerse aumentando o quitando resistencias.

Por lo tanto, surgen entonces las distintas formas de cómo puede regularse el caudal:

a) por estrangulación, con un registro colocado en cualquier punto;
b) Id. por álabes radiales directrices a la entrada del ventilador;
c) por variación de la velocidad del ventilador. (Accionamiento por turbina, acoplamiento hidráulico o motor de anillos);
d) por motor de dos velocidades y estrangulación.

TABLA N° 28

*Tabla de pesos del aire seco a 760 mm c. Hg a diferentes temperaturas*

| t °C | P kg/m³ | t °C | P kg/m³ |
|---|---|---|---|
| — 25 | 1,4234 | 205 | 0,7377 |
| — 20 | 1,3952 | 210 | 0,7301 |
| — 15 | 1,3681 | 215 | 0,7226 |
| — 10 | 1,3421 | 220 | 0,7152 |
| — 5 | 1,3170 | 225 | 0,7081 |
| 0 | 1,2928 | 230 | 0,7010 |
| 5 | 1,2695 | 235 | 0,6941 |
| 10 | 1,2470 | 240 | 0,6873 |
| 15 | 1,2253 | 245 | 0,6806 |
| 20 | 1,2044 | 250 | 0,6742 |
| 25 | 1,1842 | 255 | 0,6678 |
| 30 | 1,1646 | 260 | 0,6615 |
| 35 | 1,1456 | 265 | 0,6554 |
| 40 | 1,1273 | 270 | 0,6493 |
| 45 | 1,1095 | 275 | 0,6434 |
| 50 | 1,0923 | 280 | 0,6376 |
| 55 | 1,0757 | 285 | 0,6318 |
| 60 | 1,0595 | 290 | 0,6262 |
| 65 | 1,0438 | 295 | 0,6207 |
| 70 | 1,0285 | 300 | 0,6153 |
| 75 | 1,0130 | 305 | 0,6101 |
| 80 | 0,9996 | 310 | 0,6048 |
| 85 | 0,9854 | 315 | 0,5996 |
| 90 | 0,9718 | 320 | 0,5945 |
| 95 | 0,9585 | 325 | 0,5895 |
| 100 | 0,9457 | 330 | 0,5846 |
| 105 | 0,9331 | 335 | 0,5797 |
| 110 | 0,9209 | 340 | 0,5751 |
| 115 | 0,9091 | 345 | 0,5704 |
| 120 | 0,8975 | 350 | 0,5659 |
| 125 | 0,8862 | 355 | 0,5614 |
| 130 | 0,8752 | 360 | 0,5569 |
| 135 | 0,8644 | 365 | 0,5526 |
| 140 | 0,8540 | 370 | 0,5482 |
| 145 | 0,8437 | 375 | 0,5445 |
| 150 | 0,8338 | 380 | 0,5398 |
| 155 | 0,8240 | 385 | 0,5345 |
| 160 | 0,8145 | 390 | 0,5317 |
| 165 | 0,8052 | 395 | 0,5277 |
| 170 | 0,7961 | 400 | 0,5238 |
| 175 | 0,7872 | 405 | 0,5199 |
| 180 | 0,7785 | 410 | 0,5161 |
| 185 | 0,7700 | 415 | 0,5123 |
| 190 | 0,7616 | 420 | 0,5087 |
| 195 | 0,7535 | 425 | 0,5050 |
| 200 | 0,7455 | | |

Con el primer sistema, el ventilador se elige para generar la presión de trabajo en las condiciones máximas. Se regula con un registro que añade resistencias al circuito, creando turbulencias. Se pierde bastante energía por este sistema.

El segundo es en esencia similar al anterior. Los álabes directrices a la entrada del ventilador, generan una componente de velocidad, que oponiéndose a la propia del ventilador, reducen la presión final. Tiene la ventaja de que se pierde menos energía en torbellinos.

El tercer sistema es el más conveniente, pues variando la velocidad y pudiendo adaptarla a las necesidades, se obtiene buena regulación, en toda la gama y gran economía de energía. Es un sistema caro.

Finalmente, el cuarto sistema es la combinación del *c)* con el *a)* o con el *b)*.

La economía de energía es considerable y la regulación es buena.

Si bien el primer sistema es el más dispendioso de energía, es el más usado por su sencillez y economía de inversión.

Véase la figura N° 31 que muestra el consumo relativo de energía de los distintos sistemas.

FIGURA N° 31

**CONSUMOS DE ENERGIA DE LOS DISTINTOS SISTEMAS DE REGULACION DE CAUDAL**

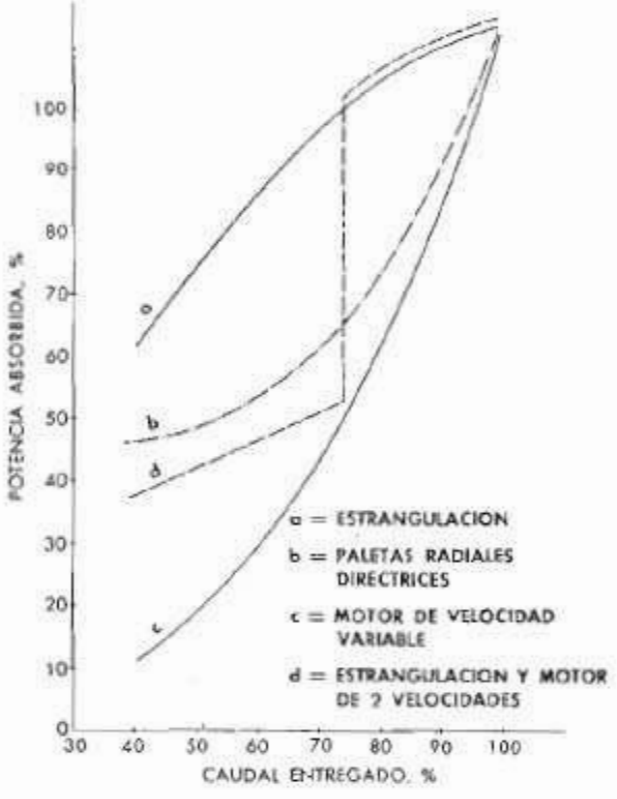
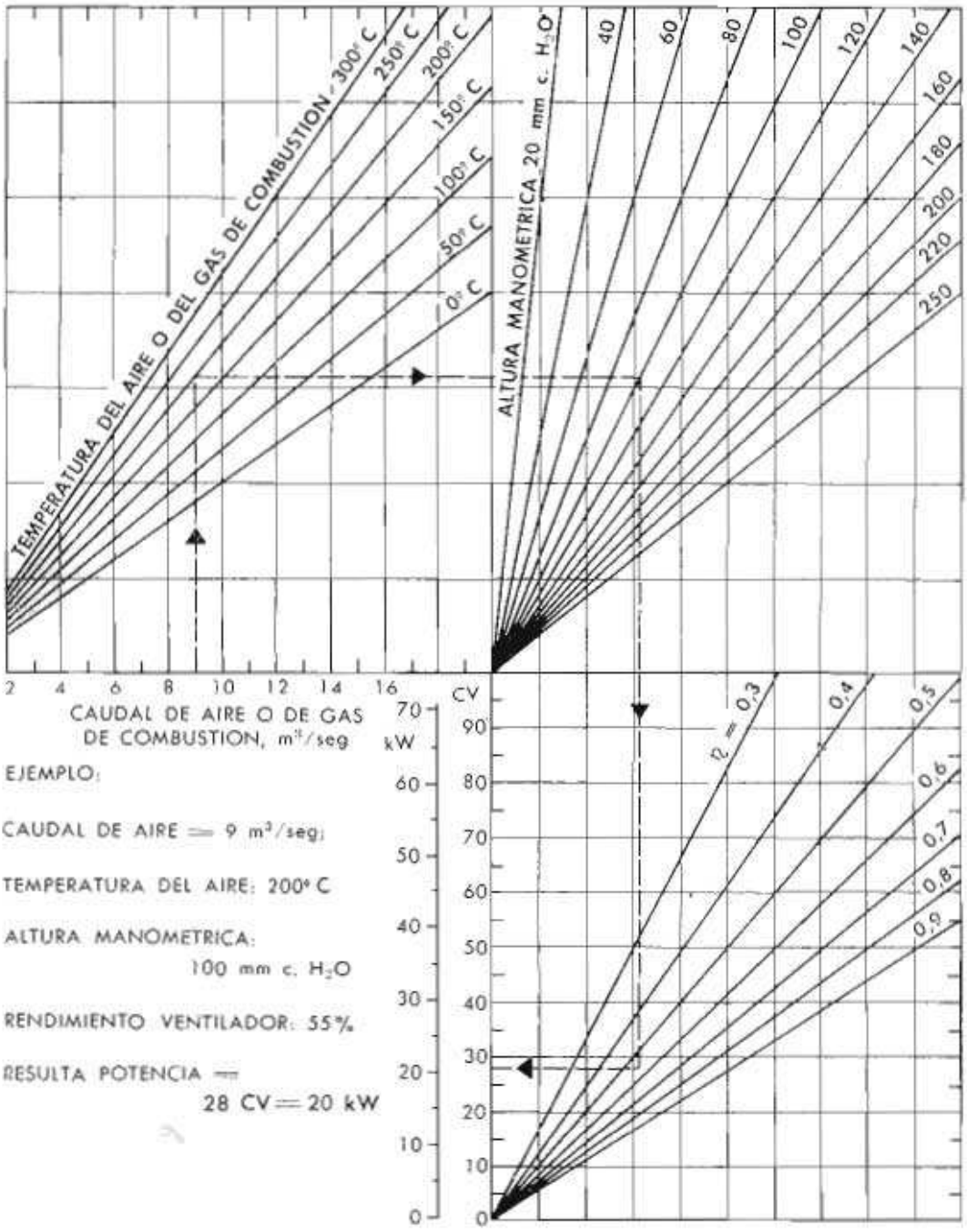


GRAFICO Nº 42

## CALCULO DE LA POTENCIA CONSUMIDA POR LOS VENTILADORES




EJEMPLO:

CAUDAL DE AIRE = 9 m³/seg;

TEMPERATURA DEL AIRE: 200° C

ALTURA MANOMETRICA:
100 mm c. $H_2O$

RENDIMIENTO VENTILADOR: 55%

RESULTA POTENCIA =
28 CV = 20 kW

**Cálculo de las pérdidas de tiraje.**

En una caldera, la pérdida de tiraje, que debe vencerse para asegurar el flujo del aire de combustión y la eliminación de los gases, comprende la suma de los varios elementos integrantes de un problema, que son: fricciones, pérdidas por estrechamiento de sección, codos, etc.

Conviene realizar el cálculo por partes:

a) Pérdidas en el circuito del aire de combustión, que comprenden:
   - en el calentador de aire (lado aire)
   - en los conductos
   - en el registro de los quemadores o en las grillas

b) Pérdidas en el circuito de gases, que comprenden:
   - en la caldera incluyendo al sobrecalentador
   - en el economizador
   - en el calentador de aire (lado gases)
   - en los conductos

c) Presión necesaria para generar la velocidad $h = \frac{v^2}{2g} d$

d) Existe, además, lo que hemos llamado "efecto chimenea" o sea los tirajes naturales parciales de las distintas secciones verticales de los pasajes de gases, dentro de la misma caldera y que cuando tienen suficiente altura y temperatura, dan origen a una flotación de los gases o tiraje, que pueden aumentar o disminuir el resultado final.

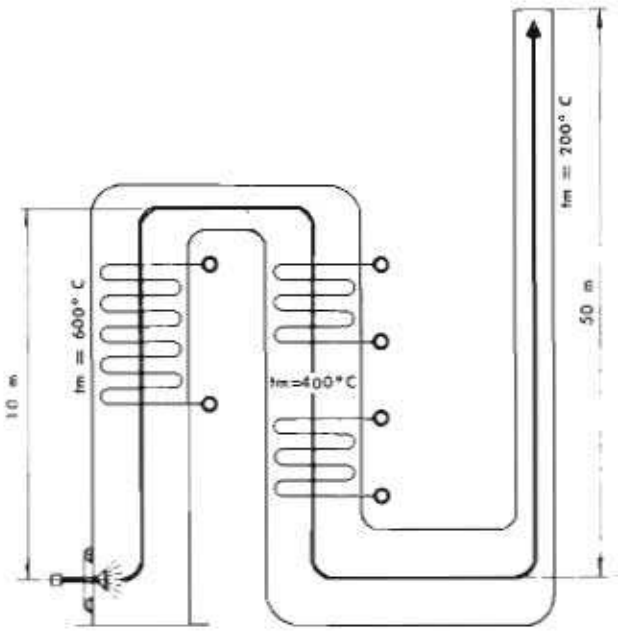
Para más claridad, véase la figura N° 32 y los comentarios al pie.

La chimenea, si se trata de tiro natural, o los ventiladores, tratándose de tiro mecánico, deben tomar a su cargo la suma de *a), b), c)* y *d)*. Téngase en cuenta que el valor de *d)* puede ser negativo o positivo, mientras que *a), b)* y *c)* son siempre negativos.

Para el cálculo de las pérdidas mencionadas anteriormente, conviene utilizar las indicaciones que se dan a continuación:

FIGURA N° 32

**EFECTO "CHIMENEA"**




TEMPERATURA EXTERIOR: 15 °C

1er. TRAMO
TIRAJE FAVORABLE ..... 600 °C y h: 10 m = — 8 mm. c.a.

2do. TRAMO
TIRAJE DESFAVORABLE ..... 400 °C y h: 10 m = + 6 mm. c.a.

3er. TRAMO
(CHIMENEA)-TIRAJE FAVORABLE 200 °C y h: 50 m = — 22 mm. c.a.

TOTAL = — 24 mm. c.a.

a) Pérdidas en los conductos. En el gráfico N° 43 podemos observar las pérdidas de presión en mm c. a. entrando con el flujo ponderado F (kg/seg m²), el diámetro del tubo y la temperatura del aire o gas.

   Cuando se trata de conductos cuadrados o rectangulares, se hallará previamente el diámetro equivalente, con la relación $\varnothing \text{ eq} = \frac{4 \text{ área}}{\text{perímetro}}$

   Se pueden así calcular las pérdidas en conductos de rugosidad media (metálicos de ejecución normal). Si ésta es distinta, debe corregirse el dato con un factor obtenido en la tabla N° 29.

En la fórmula anterior se pueden calcular las pérdidas en los tubos de las calderas humotubulares o en las acuotubulares. Cuando la circulación es por afuera de los haces de tubos, pero en sentido

paralelo a ellos, debe hallarse primero el diámetro equivalente, por medio del gráfico N° 17 del capítulo 3.

b) Cuando los gases circulan por afuera de haces de tubos, con sentido del flujo perpendicular a ellos, la pérdida se calcula con el gráfico N° 44.

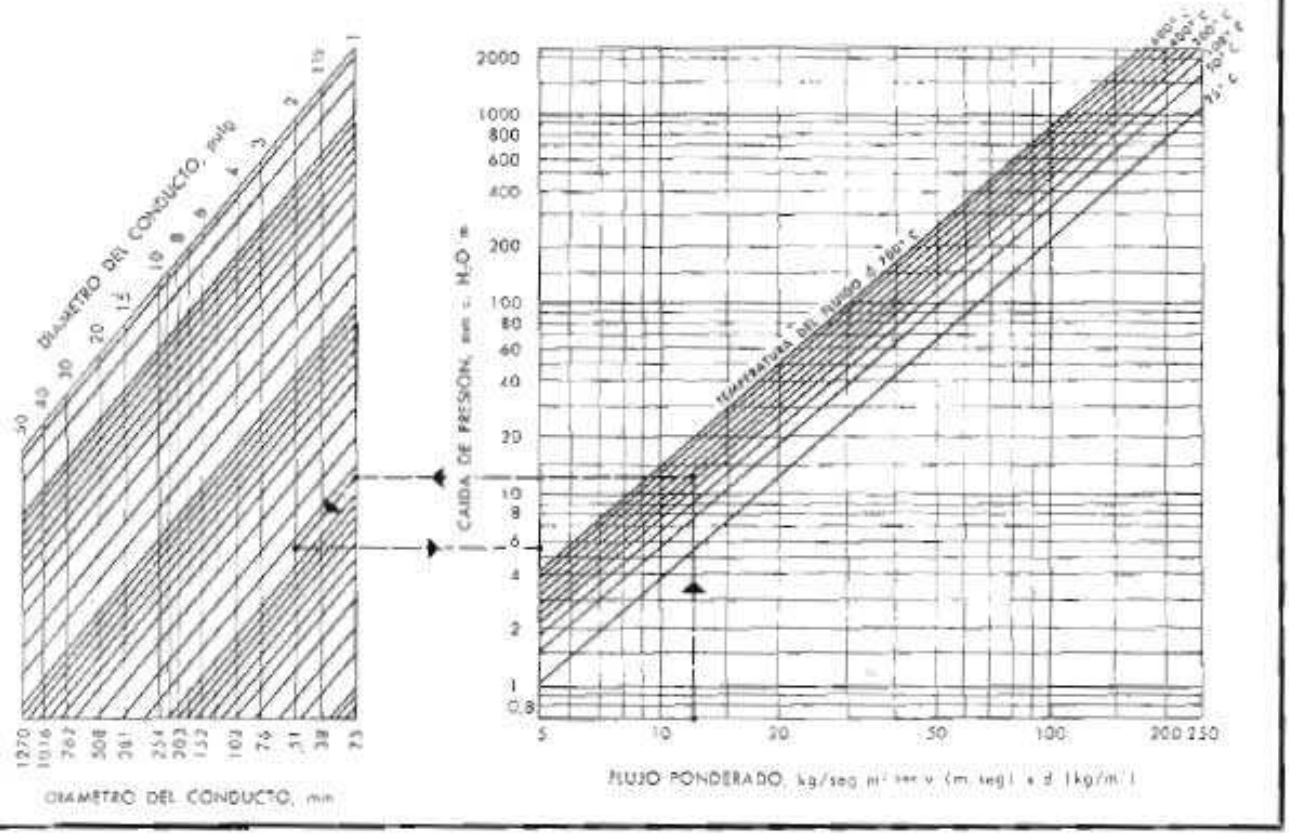
TABLA N° 29

*Rugosidad de distintos materiales*
*Factores de corrección*

| Velocidad m/seg. | Muy lisos, ⌀ en mm | | | Medianamente lisos, ⌀ en mm | | | Medianamente rugosos, ⌀ en mm | | | Muy rugosos, ⌀ en mm | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 300 | 1000 | 2500 | 300 | 1000 | 2500 | 300 | 1000 | 2500 | 300 | 1000 | 2500 |
| 0,5 | 0,94 | 0,95 | 0,96 | 0,95 | 0,96 | 0,97 | 1,09 | 1,06 | 1,04 | 1,37 | 1,28 | 1,23 |
| 1 | 0,93 | 0,94 | 0,96 | 0,95 | 0,96 | 0,97 | 1,17 | 1,12 | 1,09 | 1,51 | 1,39 | 1,34 |
| 2 | 0,92 | 0,93 | 0,95 | 0,95 | 0,96 | 0,97 | 1,26 | 1,19 | 1,16 | 1,66 | 1,51 | 1,45 |
| 4 | 0,90 | 0,92 | 0,93 | 0,94 | 0,95 | 0,96 | 1,33 | 1,25 | 1,22 | 1,82 | 1,64 | 1,58 |
| 6 | 0,87 | 0,90 | 0,91 | 0,93 | 0,94 | 0,95 | 1,38 | 1,30 | 1,27 | 1,90 | 1,72 | 1,63 |
| 8 | 0,84 | 0,88 | 0,89 | 0,92 | 0,93 | 0,94 | 1,40 | 1,32 | 1,29 | 1,96 | 1,77 | 1,67 |
| 10 | 0,81 | 0,85 | 0,87 | 0,91 | 0,92 | 0,93 | 1,42 | 1,34 | 1,31 | 2,00 | 1,81 | 1,70 |
| 20 | 0,77 | 0,80 | 0,83 | 0,89 | 0,90 | 0,91 | 1,48 | 1,40 | 1,37 | 2,12 | 1,89 | 1,78 |
| 40 | 0,68 | 0,74 | 0,78 | 0,86 | 0,87 | 0,88 | 1,51 | 1,43 | 1,40 | 2,20 | 1,94 | 1,83 |

GRAFICO N° 43

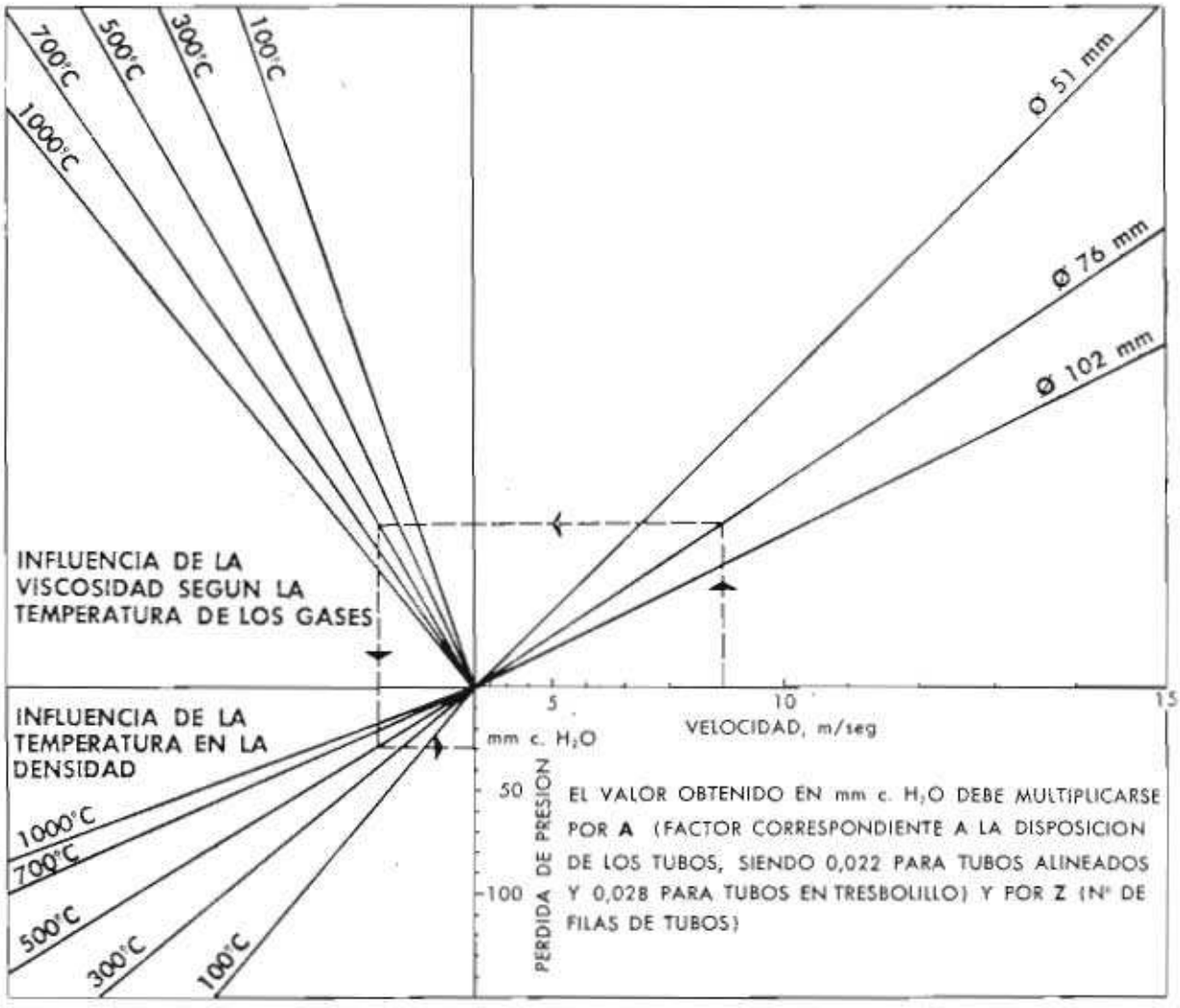
**PERDIDA DE PRESION EN CONDUCTOS DE AIRE O GASES**



en el cual se entra con la velocidad, temperatura, que tiene en cuenta la densidad, viscosidad y diámetro de tubos. El resultado debe multiplicarse por 0,022, tratándose de tubos alineados o por 0,028, en el caso de tubos al tresbolillo. Debe además el mismo corregirse según el número de filas sucesivas de tubos que existan. Las pérdidas en economizadores de tu-

GRAFICO N° 44

**PERDIDAS DE PRESION DE GASES CIRCULANDO A TRAVES DE HACES DE TUBOS EN FORMA TRANSVERSAL A ELLOS**




EJEMPLO:

VELOCIDAD: 9 m/seg. DISPOSICION DE TUBOS: ALINEADOS

⌀ DE TUBOS: 76 mm, N° DE FILAS DE TUBOS: 6

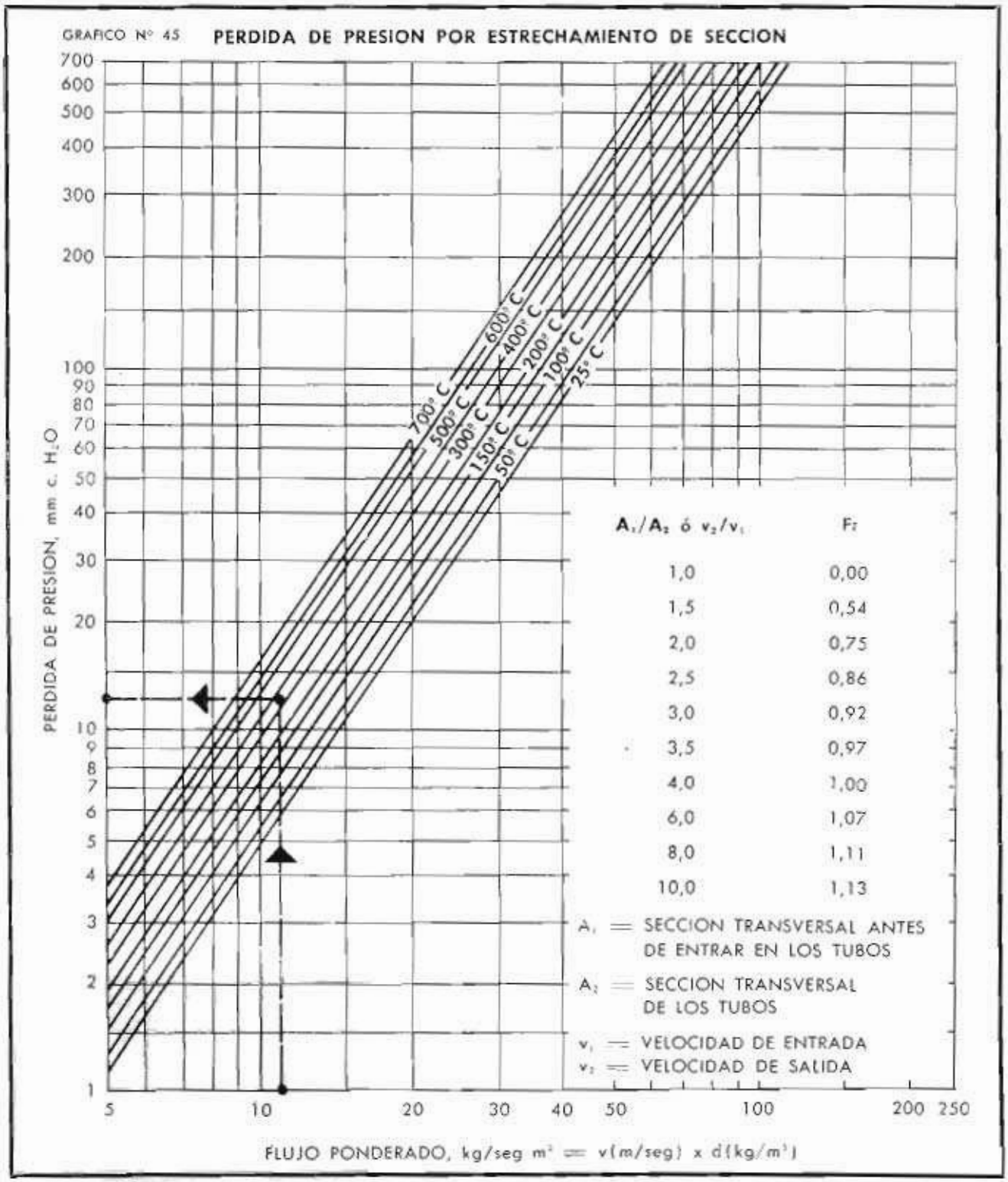
TEMPERATURA: 500 °C

DEL GRAFICO, PERDIDA DE PRESION: 30 mm c. $H_2O$

PERDIDA DE PRESION REAL: 30 mm c. $H_2O$ x 0,022 x 6 = 3,96 mm c. $H_2O$

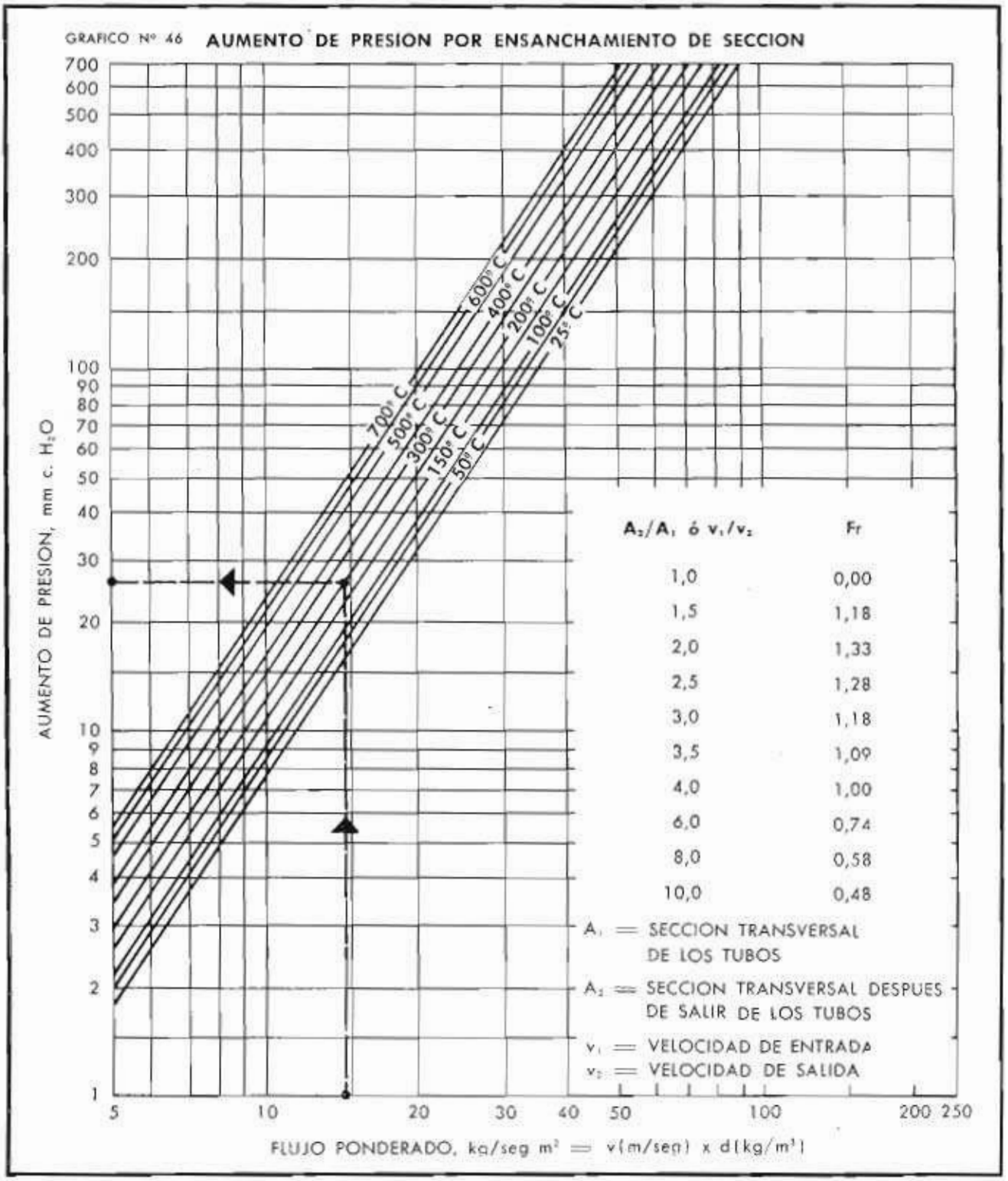
bos aletados, son algo mayores que los datos del gráfico anterior y conviene requerir información al fabricante del equipo.

c) En el gráfico N° 45 tenemos la pérdida de presión debida a estrechamientos de sección. Se entra con el valor del flujo ponderado, la



temperatura media y la relación de secciones $\frac{A_1}{A_2}$ o la relación inversa de velocidades $\frac{v_2}{v_1}$.

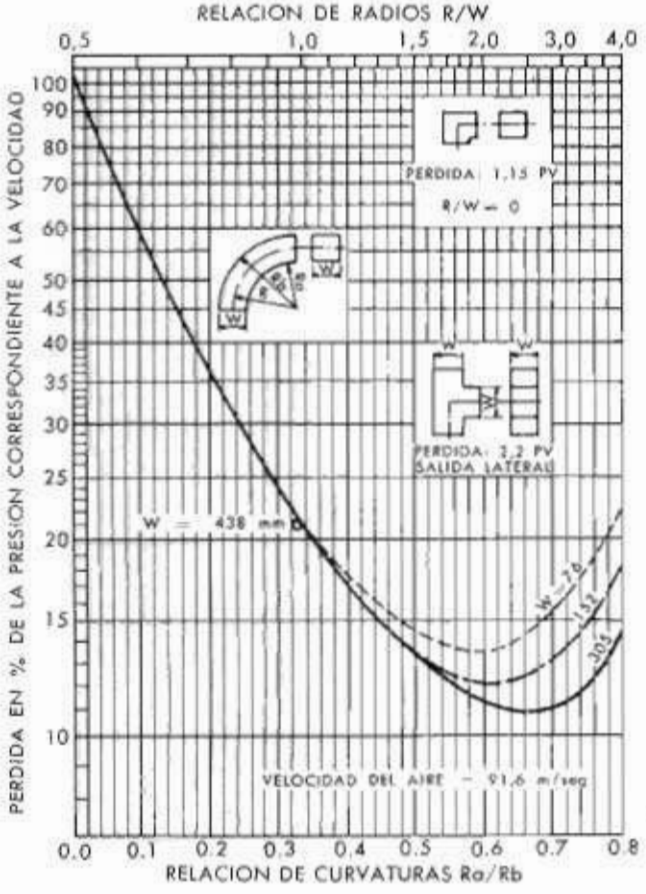
d) En el gráfico N° 46 tenemos la recuperación de presión debida a ensanchamientos de la sección. Se utiliza en idéntica forma al anterior.



e) La pérdida de presión en las curvas se la considera equivalente a una fracción de la presión correspondiente a la velocidad (véase el gráfico N° 47 para distintos tipos de curvas).

GRAFICO N° 47

**PERDIDA DE PRESION EN CODOS**




Para facilitar cálculos, la tabla N° 30 permite hallar el valor de la presión equivalente a la velocidad $h = \frac{v^2}{2g} d$ (esta tabla está calculada para el aire a 15° C, d = 1,226 kg/m³. Para otras temperaturas se corrige la diferencia de densidades con la tabla N° 28).

Las pérdidas por registros de quemadores o grillas varían mucho según los diseños.

Como ejemplo de todo lo dicho, calculemos un calentador de aire similar al expuesto en la figura N° 19 del capítulo 7. Los gases llegan al calentador con una velocidad de 5 m/seg. En los tubos ésta aumenta a 20 m/seg y en el conducto de salida vuelve nuevamente a reducirse a 5 m/seg. La temperatura de entrada es de 350° C y la salida, 200° C. Los tubos tienen 10 m de largo y un diámetro de 51 mm. El aire circula por el exterior de los tubos que están colocados al tresbolillo en 8 filas sucesivas y pasa tres veces a través de ellos. La temperatura de entrada del aire es de 25° C; la de salida 225° C y la velocidad, 5 m/seg.

Calculemos entonces, primeramente, la presión requerida en el lado gases. La pérdida por estrechamiento de sección la hallaremos con el gráfico N° 45, entrando con el flujo ponderado, la temperatura de los gases y la relación de velocidades. Para calcular el flujo ponderado recordemos que la densidad de los gases a 350° C es 0,56 kg/m³, luego:

$$F = v\,d$$

donde:

F (kg/seg m²) = Flujo ponderado
v (m/seg) = Velocidad
d (kg/m³) = Densidad

aplicando los valores

$$F = 20 \text{ m/seg} \times 0{,}56 \text{ kg/m}^3 = 11{,}2 \text{ kg/seg m}^2$$

Del gráfico obtenemos con la temperatura de 350° C, una pérdida de 13 mm c. a. Este valor debe afectarse por el factor $F_c$ que para la relación de velocidades $\frac{20 \text{ m/seg}}{5 \text{ m/seg}} = 4$, resulta igual a 1. Luego la pérdida por estrechamiento $h_e$ será:

$$h_e = 13 \text{ mm c. a.} \times 1 = 13 \text{ mm c. a.}$$

Calculemos ahora la pérdida de presión a lo largo del tubo con el gráfico N° 43. En este caso la densidad será d = 0,64 kg/m³ correspondiente a una temperatura media de los gases $t_m$ = 275° C.

Luego:

$$F = 20 \text{ m/seg} \times 0{,}64 \text{ kg/m}^3 = 12{,}8 \text{ kg/seg m}^2$$

que nos da una pérdida, para el tubo de ∅ 51 mm, de 5,5 mm c. a./m, que multiplicado por el largo total del mismo, 10 m, resulta:

$$h_t = 5{,}5 \text{ mm c. a./m} \times 10 \text{ m} = 55 \text{ mm c. a.}$$

TABLA N° 30

*Velocidad de escurrimiento del aire a 15° C; siendo d = 1,226*

| h mm | V m/seg | h mm | V m/seg | h mm | V m/seg | h mm | V m/seg | h mm | V m/seg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 4,00 | 22 | 18,76 | 55 | 29,67 | 160 | 50,60 | 325 | 72,11 |
| 2 | 5,65 | 24 | 19,60 | 60 | 30,98 | 170 | 52,15 | 350 | 74,83 |
| 3 | 6,93 | 26 | 20,40 | 65 | 32,30 | 180 | 53,68 | 375 | 77,46 |
| 4 | 8,00 | 28 | 21,17 | 70 | 33,50 | 190 | 55,15 | 400 | 80,00 |
| 5 | 8,94 | 30 | 21,91 | 75 | 34,70 | 200 | 56,56 | 425 | 82,46 |
| 6 | 9,78 | 32 | 22,69 | 80 | 35,80 | 210 | 57,96 | 450 | 84,85 |
| 7 | 10,58 | 34 | 23,32 | 85 | 36,90 | 220 | 59,33 | 475 | 87,18 |
| 8 | 11,31 | 36 | 24,00 | 90 | 38,00 | 230 | 60,64 | 500 | 89,44 |
| 9 | 12,00 | 38 | 24,66 | 95 | 39,00 | 240 | 61,92 | 525 | 91,65 |
| 10 | 12,65 | 40 | 25,30 | 100 | 40,00 | 250 | 63,30 | 550 | 93,81 |
| 12 | 13,86 | 42 | 25,92 | 110 | 41,99 | 260 | 64,60 | 575 | 95,92 |
| 14 | 14,97 | 44 | 26,53 | 120 | 43,80 | 270 | 65,75 | 600 | 97,98 |
| 16 | 16,00 | 46 | 27,13 | 130 | 45,80 | 280 | 66,90 | 625 | 100,00 |
| 18 | 16,97 | 48 | 27,71 | 140 | 47,45 | 290 | 68,20 | 650 | 101,98 |
| 20 | 17,89 | 50 | 28,28 | 150 | 49.00 | 300 | 69,28 | 675 | 103,92 |

La recuperación de presión por ensanchamiento de sección, la calcularemos con el gráfico N° 46. En este caso, la densidad para 200° C es d = 0,74 kg/m³, por lo tanto:

$$F = 20 \text{ m/seg} \times 0{,}74 \text{ kg/m}^3 = 14{,}8 \text{ kg/seg m}^2$$

del gráfico, la recuperación de presión será de 27 mm c. a., que multiplicados por el coeficiente de corrección F, para la relación de velocidades $\frac{20 \text{ m/seg}}{5 \text{ m/seg}} = 4$, resulta en este caso igual a 1, tendremos entonces:

$$h_s = 27 \text{ mm c. a.} \times 1 = 27 \text{ mm c. a.}$$

Veamos ahora el "efecto chimenea", que según el gráfico N° 41, con una temperatura media de los gases de 275° C y una altura de 10 m, resulta:

$$h_{ch} = 6 \text{ mm c. a.}$$

El "efecto chimenea" en este caso se opone a la circulación de los gases, ya que éstos fluyen de arriba hacia abajo; por lo tanto deberá agregarse a las pérdidas. Es necesario, además, crear una depresión adicional para obtener una velocidad de entrada al calentador de 5 m/seg

$$h_g = \frac{v^2}{2g} d$$

donde

$$d = 0{,}56 \text{ kg/m}^3 \text{ para gases a } 350° \text{ C}$$

luego

$$h_g = \frac{5^2 \text{ m/seg}}{2 \times 9{,}81 \text{ m/seg}} 0{,}56 \text{ kg/m}^3 = 0{,}7 \text{ mm c. a.}$$

Resumiendo, la suma de todo lo anterior nos dará la presión necesaria para el movimiento de los gases

| | | |
|---|---|---|
| $h_e$ = | 13 | mm c. a. |
| $h_t$ = | 55 | mm c. a. |
| $h_s$ = | −27 | mm c. a. |
| $h_{ch}$ = | 6 | mm c. a. |
| $h_g$ = | 0,7 | mm c. a. |
| Total = | 47,7 | mm c. a. |

Las pérdidas en el lado aire se calculan en forma similar a las del lado gases, pero como en este caso el aire circula transversalmente en los haces de tubos, se deberá utilizar el gráfico N° 44 considerando las pérdidas por estrechamientos, ensanches, codos o vueltas que podrán hallarse con el gráfico N° 47.

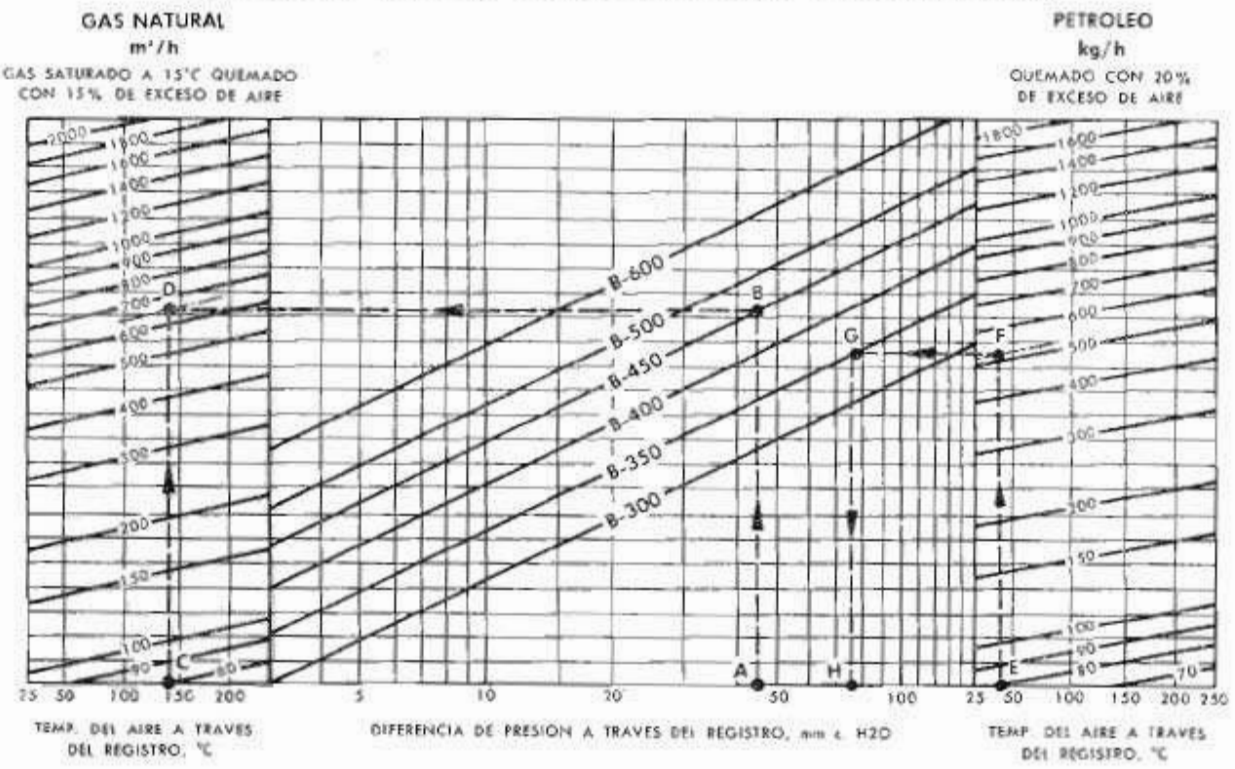
Se ha hablado de las variaciones de velocidades y temperaturas en el equipo; es decir: si varía la temperatura, lo hará también el volumen y necesariamente, la velocidad, pero si se toman valores medios, que es lo que hemos hecho, no hay errores apreciables.

Por otra parte, al cambiar los volúmenes y consecuentemente modificarse las velocidades hay pérdidas adicionales por aumento de éstas (caso del aire) o lo contrario, en el caso de los gases. Pero esto tiene relativa importancia.

GRAFICO N° 48

## PERDIDAS DE PRESION A TRAVES DE REGISTROS DE QUEMADORES

(LA CIFRA LUEGO DE LA LETRA B REPRESENTA EL DIAMETRO DE GARGANTA EN MM)




EJEMPLOS

I) *Determinar la capacidad de combustión de gas natural de un quemador B-450 trabajando con aire de 140° C y con una diferencia de presión en el registro de 45 mm de columna de agua.*

Se parte del punto A (dif. de presión = 45 mm) y se sube hasta interceptar la curva del quemador B-450 (punto B). Se sigue hacia la izquierda (combustión de gas) y en la intercepción con la vertical trazada desde la escala de la temperatura del aire (140° C, punto C) se lee en las rectas inclinadas (punto D) la capacidad del quemador = 660 m³/h.

II) *Determinar la diferencia de presión a través del registro necesario para quemar 520 kg/h de petróleo con aire a 40° C en un quemador B-350.*

Desde el punto E (aire a 40° C) se sube hasta la recta inclinada correspondiente a 520 kg/h. (punto F) y se sigue horizontalmente hasta interceptar la curva del quemador B-350 (punto G). Se baja hasta la escala de las diferencias de presión, donde se lee el valor final, de 75 mm de columna de agua (punto H).

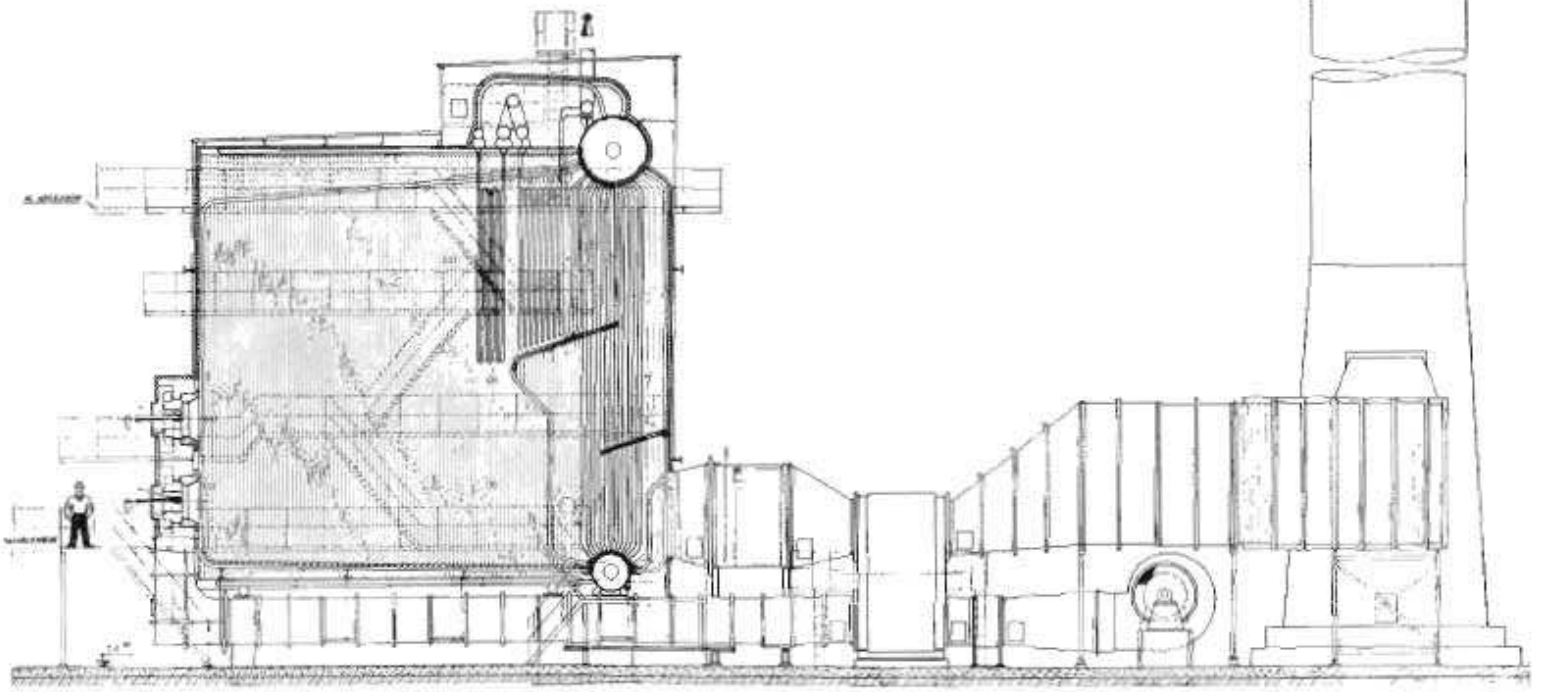


Diagrama de un generador de vapor de fabricación local tipo VU-60 para una evaporación de 268.000 Kg/h, una presión de 90 Kg/cm² y una temperatura final del vapor de 505° C. (Central Térmica Mendoza).

# 9

## CAPITULO NOVENO

EQUIPOS DE COMBUSTION. — COMBUSTION DE LOS LIQUIDOS. QUEMADORES. — COMBUSTION DEL GAS. QUEMADORES. — COMBUSTION DE LOS SOLIDOS. CARBON, LEÑA, REZAGOS VEGETALES. GRILLAS Y OTROS DISPOSITIVOS DE COMBUSTION.

### Equipos de combustión.

Para quemar los distintos combustibles tratados en el capítulo 2, se requieren diferentes equipos adecuados para cada caso. Los combustibles pueden quemarse con instalaciones diversas, algunos diseños implican grandes inversiones fijas y ello va generalmente acompañado de mejores rendimientos y costos de operación reducidos o de una mayor seguridad de operación.

Los combustibles de alto poder calorífico: petróleo, carbón, gas, que exigen, como se señaló, de 14 a 16 kg de aire por cada 10.000 kcal, dan diferentes resultados de los celulósicos, que necesitan de 22 a 24 kg de aire por cada 10.000 kcal liberadas, aun cuando el principio con que operen los equipos de combustión, pueda ser el mismo.

En caso de usarse aire caliente, las temperaturas tienen a veces límites máximos, que no pueden sobrepasarse, pues ello lleva aparejado problemas de otro tipo.

Se recuerda finalmente, lo dicho en el capítulo 6 sobre tamaños y diseños de hornos, como así también lo referente a las temperaturas medias de las cámaras de combustión.

### Combustión de líquidos. Quemadores.

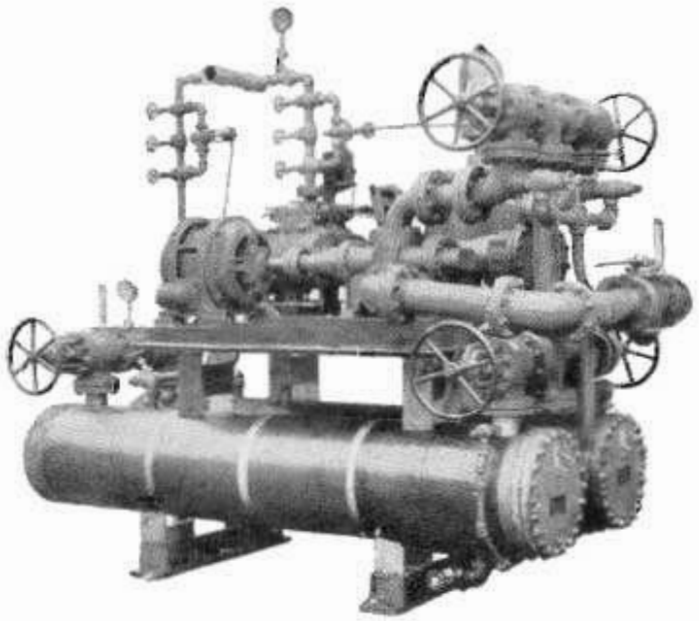
La forma de quemar los combustibles líquidos, derivados pesados del petróleo, alquitranes, etc., consiste en pulverizarlos finamente para poder obtener así una mezcla del aire de combustión y combustible. Se acostumbra decir que el quemador "atomiza" el combustible.

Para un buen funcionamiento, todos los quemadores requieren que el combustible tenga una viscosidad adecuada; y que no arrastre basura o suciedades; cada tipo de quemador necesita además que el combustible le sea entregado a una determinada presión.

Lo anterior, se obtiene filtrando, calentando y bombeando el combustible, de manera que se eliminen impurezas, que la temperatura sea la adecuada para lograr la viscosidad conveniente y que la presión sea la necesaria. Estos elementos: filtros, calentadores, bombas, etc., normalmente se ubican y combinan en un equipo, formando un conjunto. La figura N° 33 muestra una de las muchas formas en que ello se puede realizar. Es necesario a veces la ubicación de calentadores adicionales en el punto de succión de los tanques a fin de evitar resisten-

FIGURA N° 33

EQUIPO DUPLEX PARA CALDERAS DE GRANDES CAPACIDADES



cias excesivas en el bombeo del fluido por las cañerías (gráfico N° 7, capítulo 2).

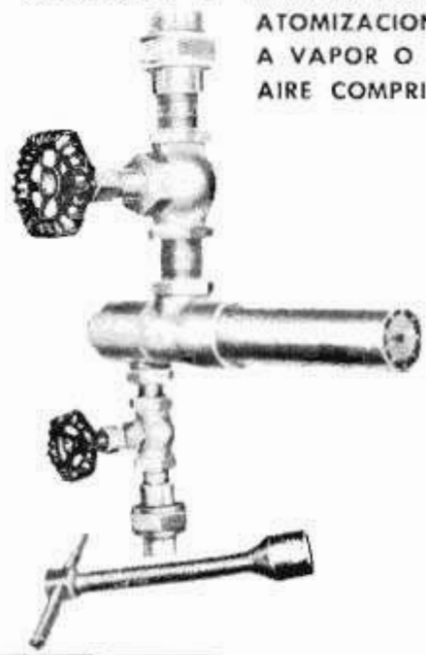
Existen varios tipos de quemadores industriales para petróleo. La diferencia básica reside en la forma como atomizan el combústible: por vapor o aire comprimido, por aire a baja presión, por presión mecánica, por fuerza centrífuga o los tipos mixtos a presión mecánica y vapor, constituyen distintas formas que se utilizan para lograr la pulverización.

Los quemadores a vapor o aire comprimido pulverizan el combustible efectuando el arrastre de éste, por una fuerte corriente del agente atomizador (figura N° 34). La presión mínima del vapor o aire comprimido para el buen funcionamiento es de 2 atm.

La viscosidad conveniente del petróleo es de 73 cSt. No se requiere mayor presión de suministro; solamente debe asegurarse la fluencia del combustible al quemador. El consumo de vapor es relativamente alto, entre el 5 y el 7 % de la producción, si bien en los nuevos diseños se ha logrado considerable economía.

FIGURA N° 34

QUEMADOR DE PETROLEO CON ATOMIZACION A VAPOR O AIRE COMPRIMIDO

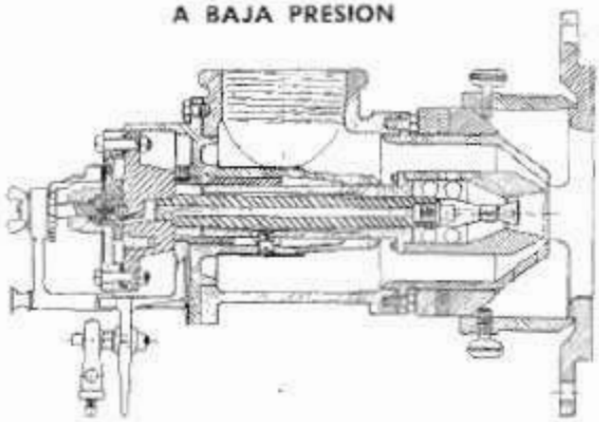


Con aire comprimido se requiere del 5 al 14 % del aire de combustión necesario; la cifra más baja corresponde a presiones de 10 atm y la más alta a 2 atm. Los consumos de aire o vapor pueden elevarse mucho por un manejo descuidado del equipo, pero esto no rige para los nuevos diseños mencionados anteriormente. Los quemadores pueden construirse en tamaños grandes (1.500 kg/h y mayores). La capacidad de regulación oscila en 1 a 3 ó 1 a 4.

Los quemadores por aire a baja presión funcionan con aire de 300 a 1.500 mm c. a. (0,03-0,15 atm). El principio de funcionamiento es similar a los anteriores, aunque el diseño es bastante distinto. Una corriente de aire a 75-100 m/seg. arrastra y pulveriza el petróleo (figura N° 35).

FIGURA N° 35

**QUEMADOR DE PETROLEO POR AIRE A BAJA PRESION**



La viscosidad conveniente del petróleo es de 21 cSt y la presión de suministro de 0,5 a 2 atm. Se necesita del 20 al 30 % del aire de combustión para lograr una buena atomización y el aire debe ser frío.

Estos quemadores se construyen en tamaños de 5 a 600 kg/h. El rango de regulación es de 1 a 4.

Los quemadores de presión mecánica trabajan bajo otro principio. El petróleo es enviado a alta presión a la pastilla atomizadora, entrando tangencialmente a una pequeña cámara de turbulencia, donde toma un rápido movimiento giratorio y luego se lo expulsa axialmente por un pequeño orificio central.

La combinación de las fuerzas axiales y centrífugas, pulverizan el petróleo, originando una nube de forma cónica (figura N° 36). La forma o ángulo de apertura de la llama, puede variarse, modificando la relación de fuerzas tangenciales y axiales que resultan del diseño de cada pastilla.

La viscosidad conveniente de suministro del petróleo es de 25 cSt, la presión de atomización varía de 5 a 25 atm. Como el caudal varía con el cuadrado de la presión, el rango de regulación de la pastilla es pequeño, 1 a 2,5, debiéndose efectuar el cambio de la misma para mayores variaciones.

La razón de no poder alterarse mucho el caudal con una pastilla, es debido a mantenerse, dentro de ciertos límites, la velocidad de rotación en la cámara de turbulencia, si baja el caudal, también baja dicha velocidad y la atomización empeora.

FIGURA N° 36 **QUEMADOR DE PETROLEO CON ATOMIZACION MECANICA**

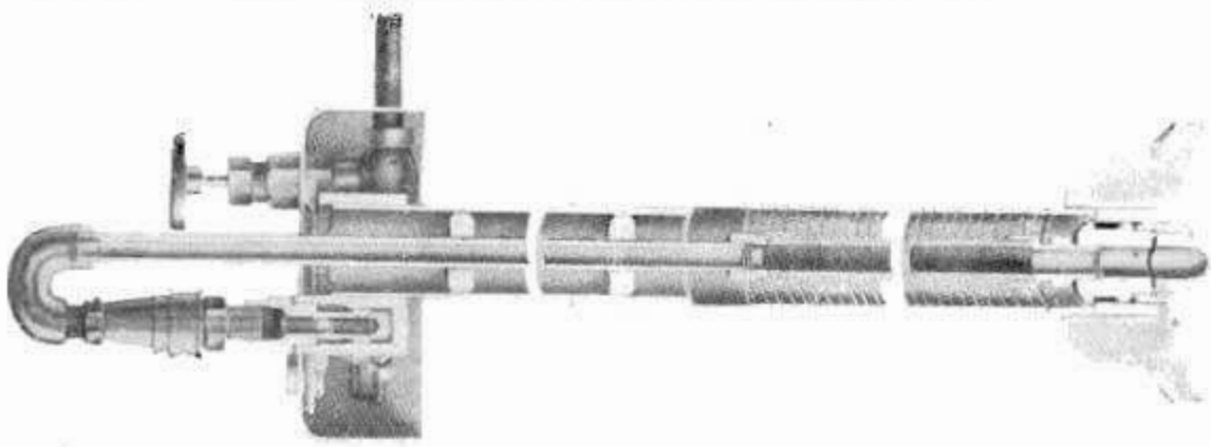
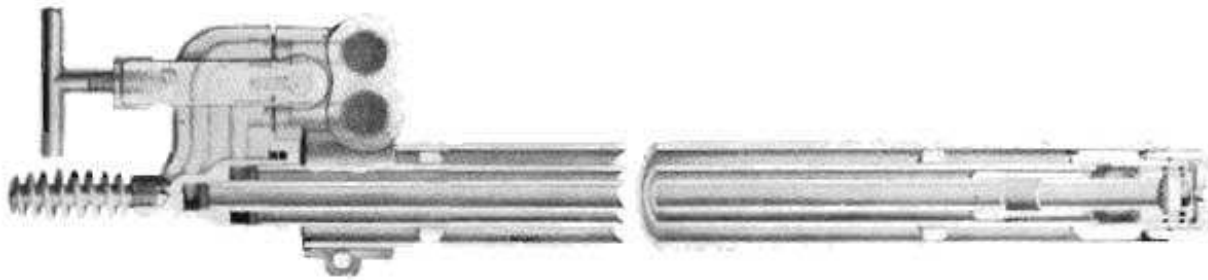


FIGURA N° 37

**QUEMADOR DE PETROLEO CON ATOMIZACION MECANICA Y TURBULENCIA CONSTANTE**



Una innovación, consiste en enviar a la pastilla una cantidad constante de fuel-oil, asegurando así la constancia de la turbulencia necesaria. El combustible, se divide saliendo una parte por el orificio y la otra retorna al tanque. El caudal se regula entonces, modulando la cantidad de combustible que vuelve. En esta forma se obtiene con una pastilla, rangos de variación de 1 a 10 (figura N° 37).

Los quemadores de presión mecánica, se construyen en tamaños de hasta 1.500 kg/h y mayores.

Los quemadores de fuerza centrífuga, constan de una pieza en forma de copa cónica, que gira rápidamente. El petróleo se hace llegar a ella por un eje hueco, saliendo desprendido por los bordes de la copa finamente pulverizado en virtud de la fuerza centrífuga.

La copa gira con velocidad periférica de 10 a 30 m/seg y para una eficiente pulverización no se debe cargar con más de 10 a 20 kg/h por cm de circunferencia.

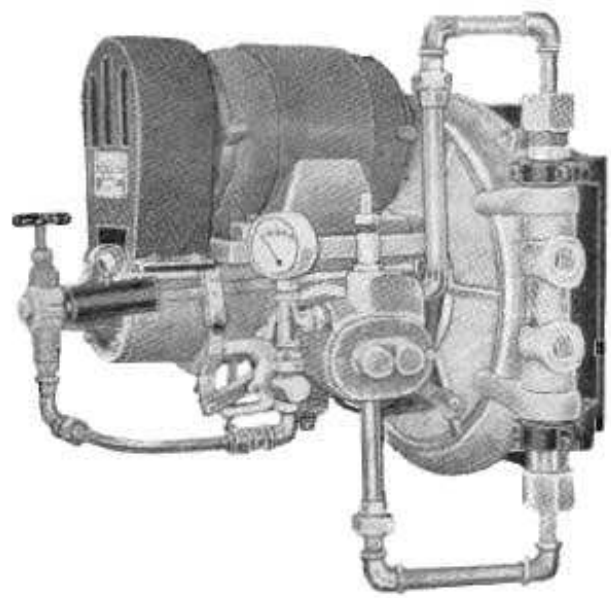
El combustible es proyectado según un plano (el borde de la copa), llevando estos quemadores acoplado un ventilador, que sopla en forma paralela al eje un 10 a 20 % del aire de combustión, se origina por esta composición de fuerza una llama cónica (figura N° 38).

La viscosidad no debe ser menor de 75 cSt, pues con valores inferiores no se logra buena adherencia del combustible a la copa, no toma la velocidad de giro requerida y la atomización no es correcta. La presión de suministro del combustible es de 0,3-0,5 atm. Se construyen en tamaños de 10 a 700 kg/h siendo el rango de regulación de 1 a 6.

Se ha desarrollado últimamente y con todo éxito, el uso de un sistema de atomización mixto: se

FIGURA N° 38

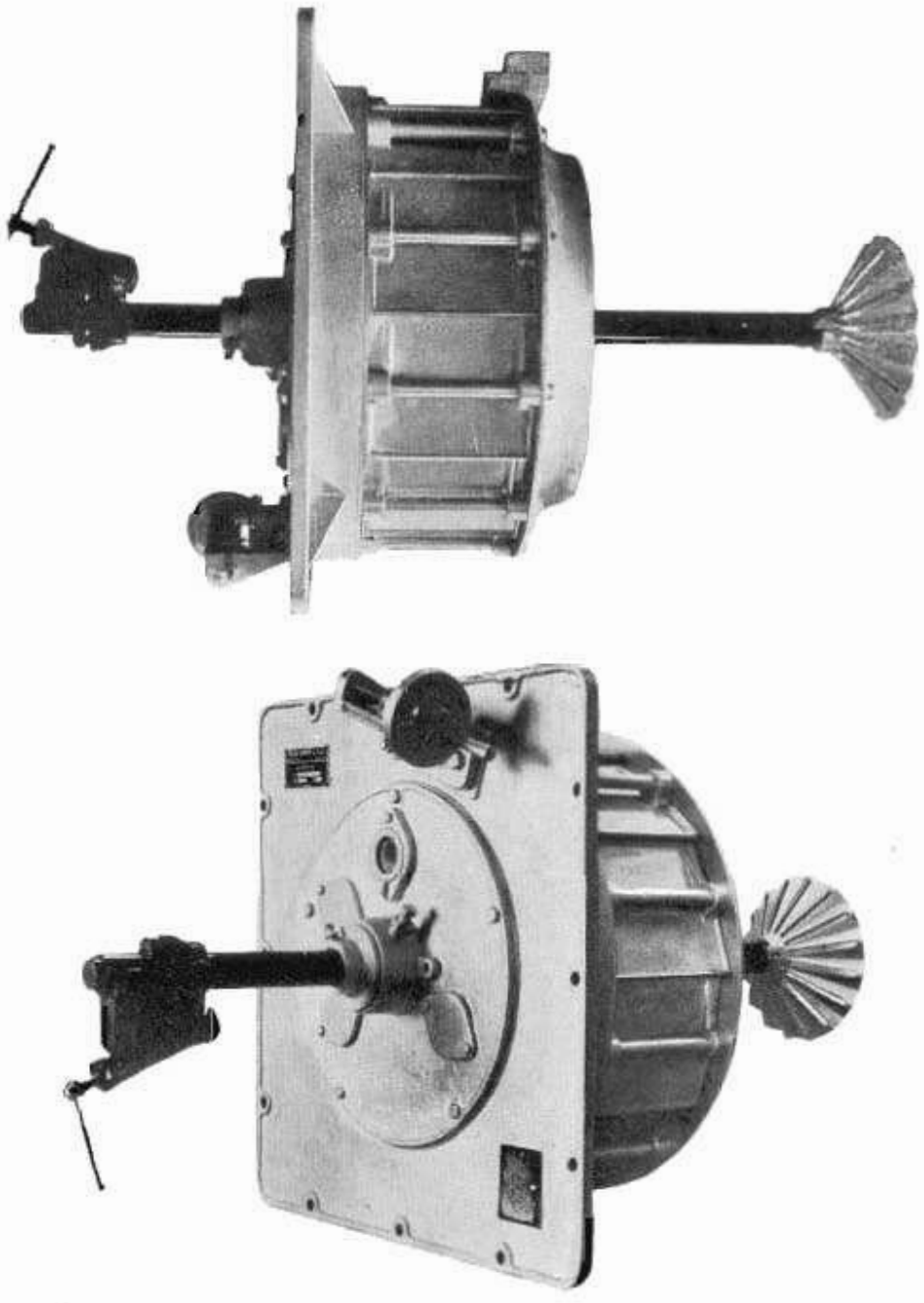
**QUEMADORES ROTATIVOS PARA PETROLEO PESADO, AUTOMATICOS Y SEMI-AUTOMATICOS**



trata de la atomización mecánica ayudada por vapor. Este sistema (figura N° 39) ha dado excelentes resultados, su consumo de vapor es mínimo, 1 % o menos, y la atomización muy efectiva.

Se han descripto hasta ahora, las formas como los distintos tipos de quemadores atomizan el combustible. Ellos van provistos siempre de un elemento complementario: el registro. Este permite

FIGURA N° 39 **QUEMADOR DE PETROLEO CON ATOMIZACION MIXTA**



orientar y regular la entrada de aire asegurando la eficiente mezcla, indispensable para una combustión completa (véase figura N° 40).

Según sea el diseño del quemador y del registro, se pueden lograr llamas de distinta forma. Los quemadores a vapor se prestan especialmente para ello. En los de aire a baja presión, puede variarse el ángulo de divergencia dentro de límites estrechos. Los de presión mecánica también lo logran según el diseño de la pastilla, y los de fuerza centrífuga por regulación del aire primario.

El aire de combustión puede ser frío o precalentado; para quemar el petróleo no hay límites máximos de temperatura del aire; con éste altamente calentado, la combustión es más rápida, la llama más corta y la eficiencia mayor (de la combustión, entiéndase, no se habla ahora de la recuperación, que significa la existencia de un calentador de aire).

Como complemento de lo dicho, cabe alguna consideración sobre los costos de operación y de inversión de los distintos tipos de quemadores comentados.

Los que requieren menor inversión fija o sea los de atomización por vapor, tienen un alto costo de operación. A la inversa, los que tienen un costo de operación bajo (atomización por presión mecánica), requieren una inversión fija elevada.

A continuación se dan unas cifras comparativas sobre dichos costos en inversiones:

| Forma de atomización | Costo de operación | Inversiones |
|---|---|---|
| Por vapor ..... | 4,00 | 1.00 |
| Por aire a baja presión . | 1,20 | 2.50 |
| Por fuerza centrífuga ... | 1,10 | 3.00 |
| Por presión mecánica ... | 1,00 | 4.00 |

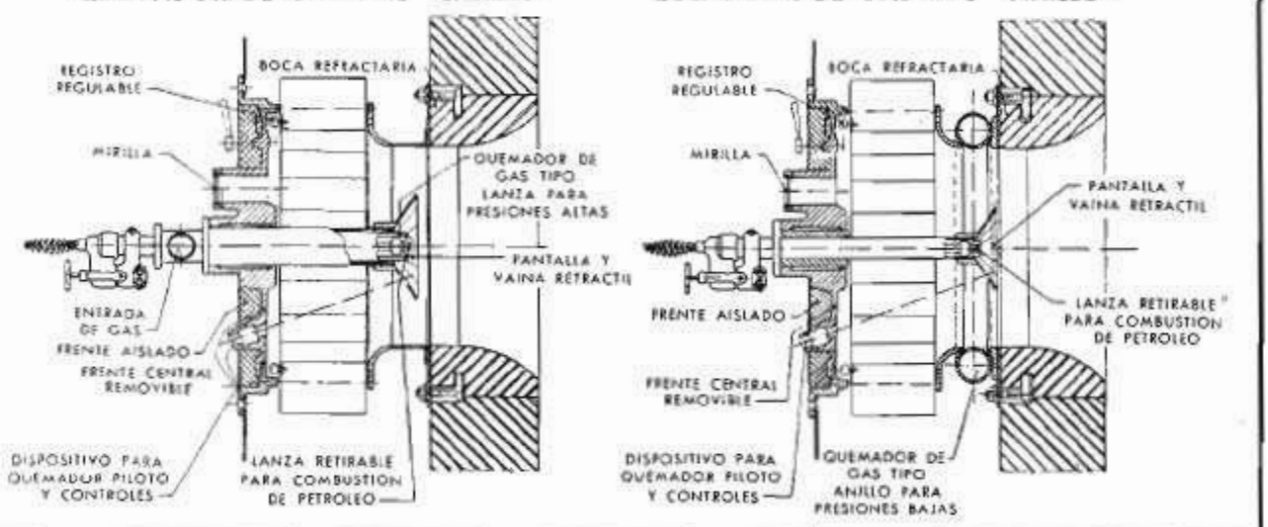
Existen además otros sistemas, no muy desarrollados, tales como la combinación de los 2 sistemas anteriores.

**Combustión del gas. Quemadores.**

Para quemar los combustibles gaseosos, hay también distintos tipos de quemadores que se utilizan de acuerdo a los más variados requerimientos. Los que se describirán más adelante, pueden ser usados para cualquiera de los combustibles gaseosos mencionados en el capítulo 2. Excepto el gas de alto horno y el de gasógeno, dado que ellos, en razón de su bajo poder calorífico, requieren diseños especiales.

La diferencia fundamental que se logra con los distintos tipos de quemadores es la característica

FIGURA N° 40 **REGISTROS PARA QUEMADORES DE PETROLEO Y GAS**

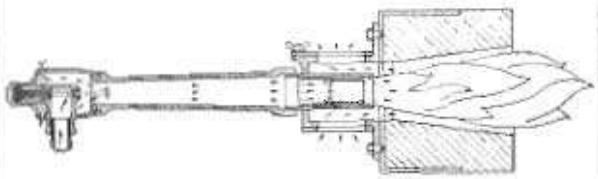


de la llama; los de mezcla previa, queman con una llama corta, concentrada en la boca del quemador; en los de mezcla en el momento de la combustión, la llama es más larga, y en los casos de poca turbulencia, en que se realiza la mezcla de gas y aire por difusión, obtiénense llamas muy largas y luminosas de alto poder radiante.

El gas, por la forma de quemarlo presenta, además, la posibilidad de regular muy bien la relación aire-gas, lográndose en el horno atmósferas reductoras, neutras u oxidantes, siendo de gran valor en aquellos hornos usados para el tratamiento térmico de metales. En los quemadores de mezcla previa, se requiere primero un mezclador de gas y aire. Este puede ser del tipo eyector, en el cual el gas, actuando como masa primaria, aspira el aire y envía la mezcla a los quemadores. Con gas de baja presión (100 ó 200 mm c. a.) no es posible aspirar todo el aire necesario, pero se puede cuando se dispone de gas a mayores presiones (figura N° 41).

FIGURA N° 41

**QUEMADOR DE GAS TIPO EYECTOR**



También se puede realizar la mezcla con un eyector, pero en el cual el aire trabaja como masa primaria y aspira el gas reducido a presión atmosférica, por una válvula reductora. Con este mezclador, se logra una regulación buena de la relación aire-gas, para distintos regímenes de funcionamiento (figura N° 42).

Puede también usarse un ventilador que aspire aire y gas, ambos a presión atmosférica y entregue la mezcla a la presión conveniente (figura N° 43).

La mezcla que se obtiene de cualquiera de los anteriores dispositivos, se envía a los quemadores propiamente dichos, que en su forma más sencilla son un simple agujero. En los casos en que se requiera variación de caudales de cierta magnitud, los quemadores deben responder a un diseño más elaborado. Aquí se debe recordar lo dicho respecto a la velocidad de ignición de las mezclas de gas y aire. Si la velocidad en la boca del quemador

FIGURA N° 42

**MEZCLADOR DE GAS Y AIRE TIPO EYECTOR**

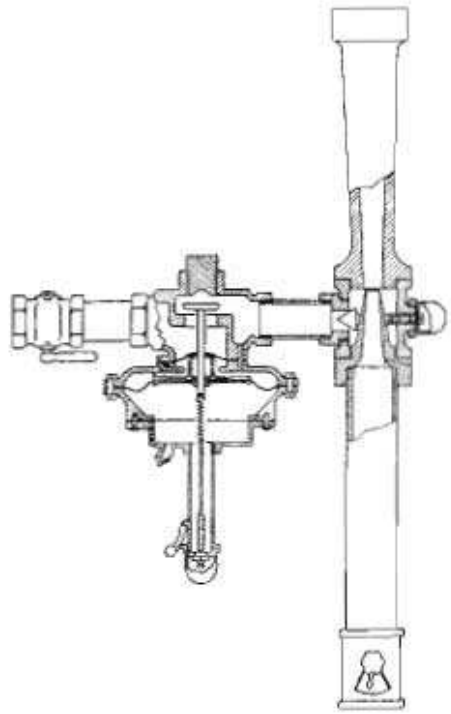
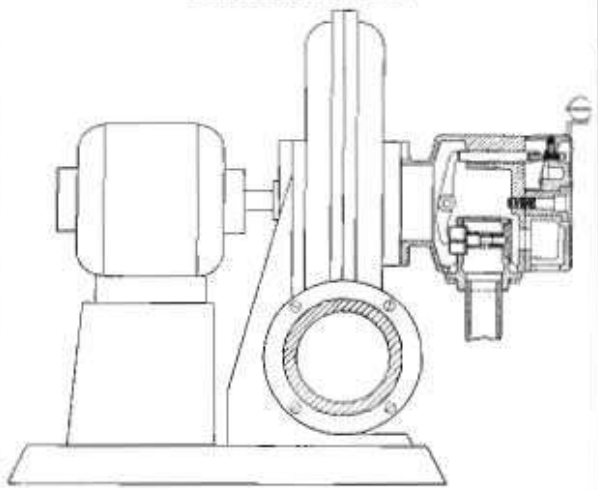


FIGURA N° 43

**MEZCLADOR DE GAS Y AIRE POR VENTILADOR**

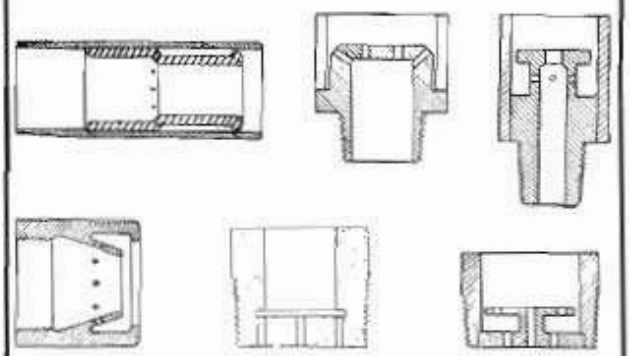


es muy baja, se producirá un retroceso de llama, si en cambio es muy alta se producirá el soplado de ésta. En ambos casos se apagará el quemador. Ello, se evita con un diseño especial de la boquilla, manteniendo una sección a la que corresponda una velocidad tal que evite el retroceso y estando además provista de unas pequeñas perforaciones en las cuales la mezcla pierde velocidad, quedando siempre encendidas unas pequeñas llamas a manera de piloto, que evitan el soplado y eventual apagado del quemador (figura N° 44). También puede obtenerse el mismo resultado con una boquilla divergente.

Con un mezclador pueden alimentarse varios quemadores pequeños si ello fuera conveniente.

FIGURA N° 44

**BOQUILLAS QUEMADORAS**



Los quemadores donde se produce la mezcla en el momento de la combustión, constan generalmente de un registro que regula la entrada de aire con una lanza por donde se alimenta el gas. Estos quemadores forman una llama más larga y luminosa que los de mezcla previa y son una adaptación de los quemadores de petróleo. Se construyen modelos que utilizan indistintamente ambos combustibles y existen también diseños para quemar gas, petróleo o carbón pulverizado (figura N° 45).

Otros modelos de quemadores, reciben el gas y el aire a una pequeña presión y se mezclan en el quemador. Válvulas de aire y de gas permiten regular los respectivos caudales; vinculando los vástagos de las válvulas en forma solidaria, se mantiene constante la relación aire-gas, para distintos regímenes de combustión (véase figura N° 46).

FIGURA N° 45

**QUEMADOR MIXTO DE PETROLEO, GAS Y CARBON PULVERIZADO**

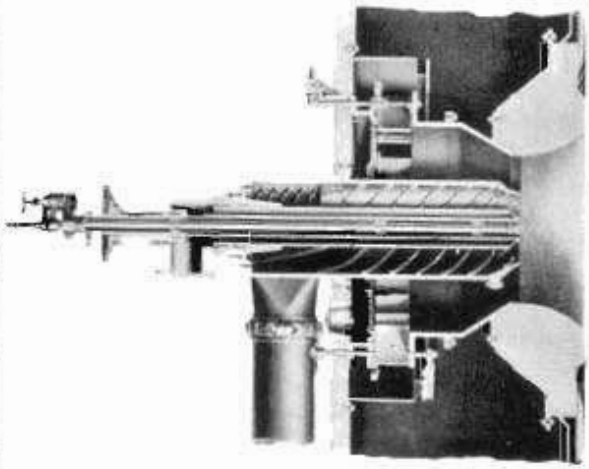
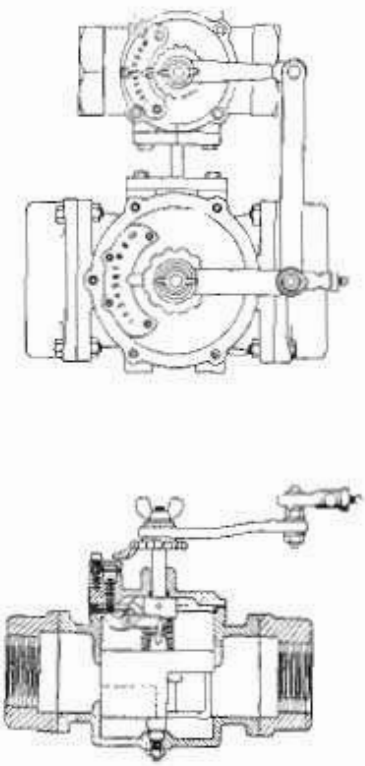


FIGURA N° 46

**DISPOSICION DE VALVULAS SOLIDARIAS PARA REGULAR LA MEZCLA DE GAS Y AIRE**



**Combustión de los sólidos. Carbón, leña, rezagos vegetales. Grillas y otros dispositivos de combustión.**

Los sólidos se queman en trozos sobre grillas fijas o móviles. Pueden quemarse también en montones o pilas, sobre una solera refractaria.

Finamente pulverizados, se queman en suspensión dentro de una corriente de gases; cuando el grado de desmenuzamiento no es suficiente, se queman parcialmente sobre grillas y el resto en suspensión.

Sobre grillas se quema el carbón y la leña en trozos; en montones o pilas se queman la leña, los rezagos vegetales, aserrín, etc.; el carbón se quema pulverizado, quemándose finalmente en suspensión parcial rezagos que tienen un porcentaje de finos importante: aserrín, bagazo, etc.

Las distintas formas enumeradas se eligen según la consideración de varios factores: tamaño de la unidad generadora de vapor, combustible a usar, granulometría, grado de humedad, contenido de carbono fijo y materias volátiles; porcentaje de cenizas y sus temperaturas de ablandamiento y fusión; tendencia del combustible a fundir y formar masas aglomeradas, etc.

No sólo es importante elegir adecuadamente la forma de quemar un combustible, sino que, además, el horno debe estar convenientemente dimensionado y diseñado.

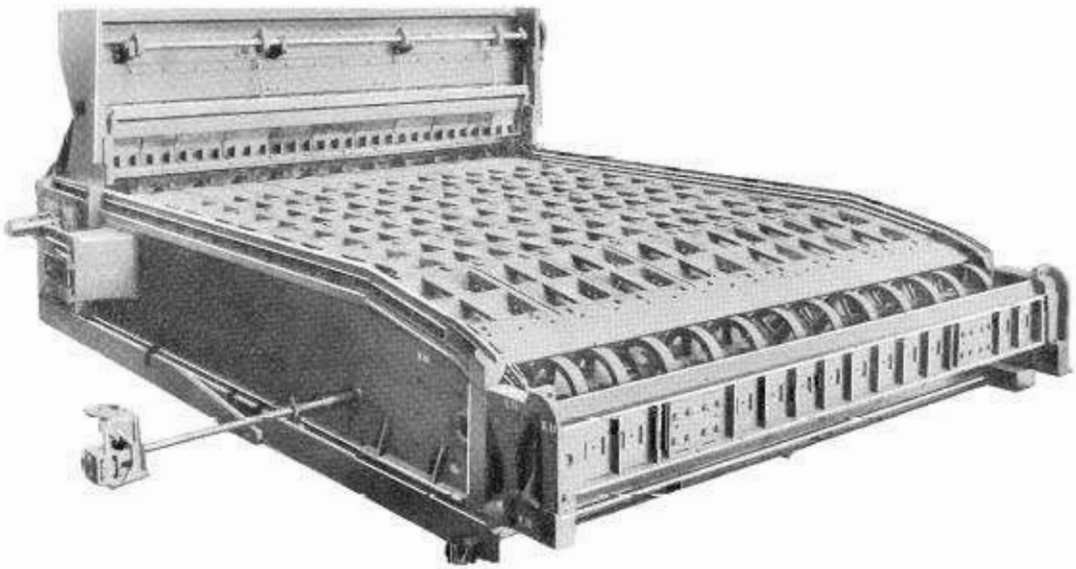
Las grillas pueden ser fijas o móviles, las fijas se cargan y limpian a mano, siendo uno de los sistemas más antiguos de combustión. Puede quemarse en ella todo tipo de carbón o leña; el diseño de los barrotes debe adecuarse a la granulometría del combustible.

La circunstancia de que la carga y limpieza de la grilla se efectúen a mano, limita la profundidad a 2 m como máximo y el ancho no debe ser mayor de 1,20 m. Mayores anchos deberán tener más de una puerta de carga y limpieza.

Bien atendidas las grillas trabajan con buen rendimiento, pero si se desea llevar un régimen de

FIGURA N° 47

**GRILLA CORREDIZA DE DESCARGA CONTINUA**



combustión alto, la atención resulta penosa para el personal de foguistas.

Las grillas mecánicas son básicamente de dos tipos: grilla de cadena móvil y fija volcable.

La primera está formada por una cadena del ancho y largo del horno. Los eslabones forman los barrotes sobre los que tiene lugar la combustión y la cadena se desplaza lentamente, recibiendo la carga de combustible por medio de una tolva en un extremo. La combustión tiene lugar progresivamente a medida que la grilla se desplaza dentro del horno. El régimen de marcha se varía modificando el espesor de la capa de combustible, moviendo la compuerta de entrada o modificando la velocidad de desplazamiento de la grilla. Al final de ésta, una vez que se completa la combustión, se desechan las cenizas (figura N° 47).

La grilla móvil puede también alimentarse con un alimentador esparcidor. Este dispositivo distribuye el combustible en forma muy regular sobre la superficie de la grilla; consta de un cilindro alimentador y el esparcidor es un eje provisto de aletas que girando rápidamente proyectan dentro del horno el combustible, que le entrega el alimentador (figura N° 48). Las grillas móviles se adaptan especialmente bien para los combustibles con alto contenido de cenizas. Queman cualquier tipo de carbón, con excepción de aquellos que tengan tendencia a formar masas fundidas o aglomeradas, durante la combustión.

Trabajando con pequeñas alturas de combustible, siempre se obtienen mejores resultados, aglomerándose menos la ceniza y siendo el fuego más regular en toda la superficie.

La parte inferior donde se inyecta el aire, puede estar dividida en secciones, lo que permite una mejor regulación de éste, de acuerdo a cómo progresa la combustión.

El otro tipo de grilla mecanizada, muy usada actualmente, es la volcable. Esta grilla es fija y los barrotes pueden girar sobre su eje transversal permitiendo la caída de las cenizas en el depósito correspondiente. En esta forma la operación de limpieza se realiza rápidamente (figura N° 49). Estas grillas se alimentan con un esparcidor, y para asegurar su mejor funcionamiento deben quemar una capa muy pequeña de combustible.

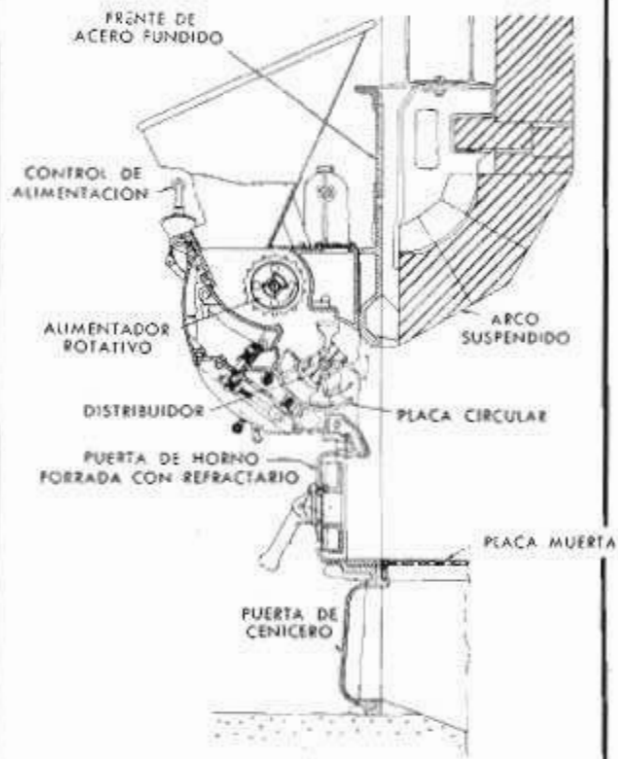
Son eficientes con una variedad grande de combustibles: carbón no aglomerable, leña desmenuzada y especialmente con los rezagos vegetales: bagazo, aserrín, corteza, cascarillas, etc., adaptándose especialmente para combustibles húmedos.

Los tamaños máximos que se pueden alcanzar con las grillas móviles de cualquier tipo son 4 a 5 m de profundidad y 6 a 8 m de ancho, o sea 30 a 40 m². Para mayores tamaños hay de dos frentes, siendo muy incómodo y poco práctico su manejo, complicando, además, sobremanera el diseño.

El aire de combustión precalentado se puede usar para la combustión aunque su temperatura máxima está limitada a 225° C. El aire tiene una

FIGURA N° 48

**ALIMENTADOR ESPARCIDOR**



doble función que cumplir: alimentar la combustión y refrigerar las grillas que están sometidas al calor radiante del horno por su parte superior. A fin de complementar esta segunda función, se les da a los barrotes diseños que presenten gran superficie inferior, lo que facilita la convección y el consiguiente enfriamiento del barrote.

En los combustibles de alto contenido de volátiles, parte del aire debe inyectarse por arriba de la grilla, para quemar completamente los gases desprendidos. Esta inyección de aire se realiza generalmente a alta velocidad, en forma tal que provocando turbulencias elevadas rompa la estratificación que suele formarse en los gases.

Otra forma muy usada, principalmente para quemar leña o todo tipo de rezagos vegetales, es el montón o la pila, sobre una solera de refractario. Para quemar de esta manera se usan los hornos tipo herradura, nombre derivado por su forma.

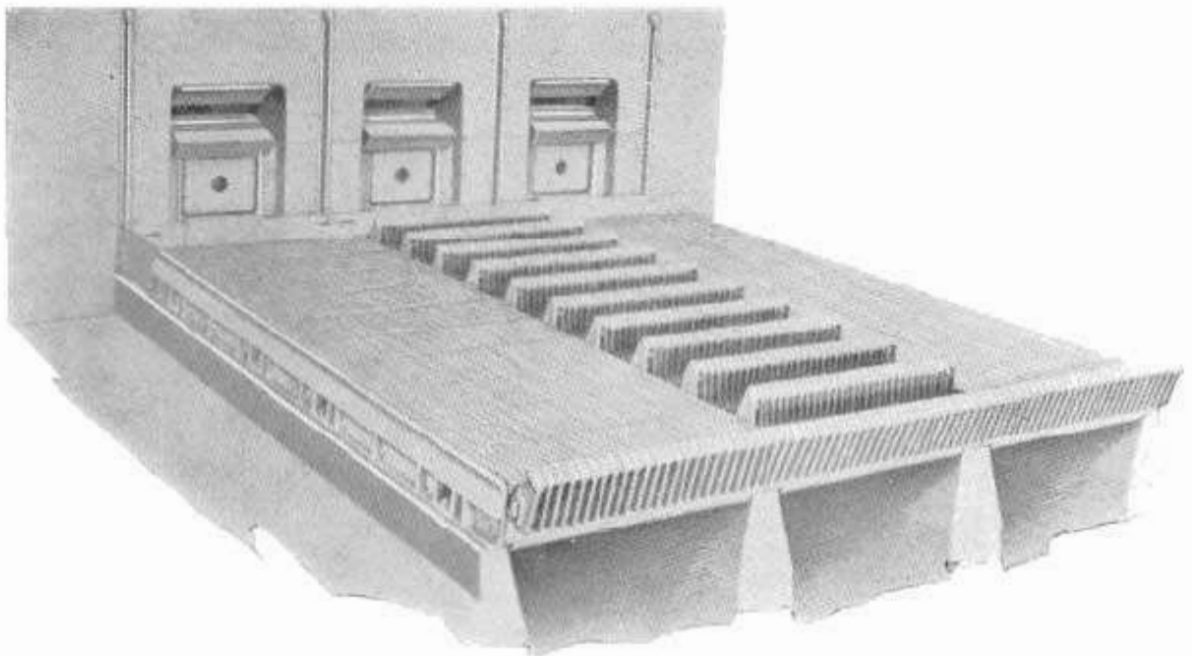
El combustible se alimenta desde un agujero de la bóveda y cae formando una pila sobre la solera, donde se quema. El aire se inyecta por agujeros existentes en las paredes. La combustión se desarrolla en la superficie de la pila.

La ceniza se va acumulando en el piso y cada tanto debe limpiarse. Esto hace que los hornos sólo puedan funcionar bien con combustibles como los celulósicos, cuyo contenido de cenizas es bajo (0,3-1,5 %).

El horno debe limpiarse cada 6 a 12 horas, debiendo detenerse para ello la caldera de 15 a 20 minutos cada vez. El diseño original es con las paredes del horno no refrigeradas, por lo tanto la temperatura media es muy elevada, produciéndose principios de fusión en las cenizas, que dificulta sobremanera la limpieza, siendo atacado el refractario por la ceniza fundida, obligando a frecuentes y costosas reparaciones.

FIGURA N° 49

**GRILLA VOLCABLE**



Otro inconveniente es la imposibilidad de usar aire caliente, ya que se aumentaría aún más la temperatura, empeorándose las cosas (figura N° 50).

Un nuevo diseño de horno con las paredes enfriadas por tubos de agua, ha logrado extraordinario éxito. Al bajarse con esta disposición la temperatura media del horno, se evita la fusión de las cenizas, la limpieza es rápida y sencilla y no se producen ataques al refractario. Además, permite el uso del aire de combustión precalentado, con las ventajas consiguientes (figura N° 51).

Los hornos de herradura tienen como dimensiones máximas 2 m de profundidad y 1,5 m de ancho. Mayores tamaños no funcionan bien, pues al aumentar las dimensiones, la superficie de la pila aumenta proporcionalmente en función cuadrática y la inyección de aire sólo aumenta linealmente según el perímetro del horno, consecuentemente no se logra una buena combustión, pasado cierto tamaño.

Entre otras razones, la limitación de tamaños a que están sujetas las grillas, pilas, etc., influyó

FIGURA N° 50

**HORNO TIPO HERRADURA APLICADO A UNA CALDERA**

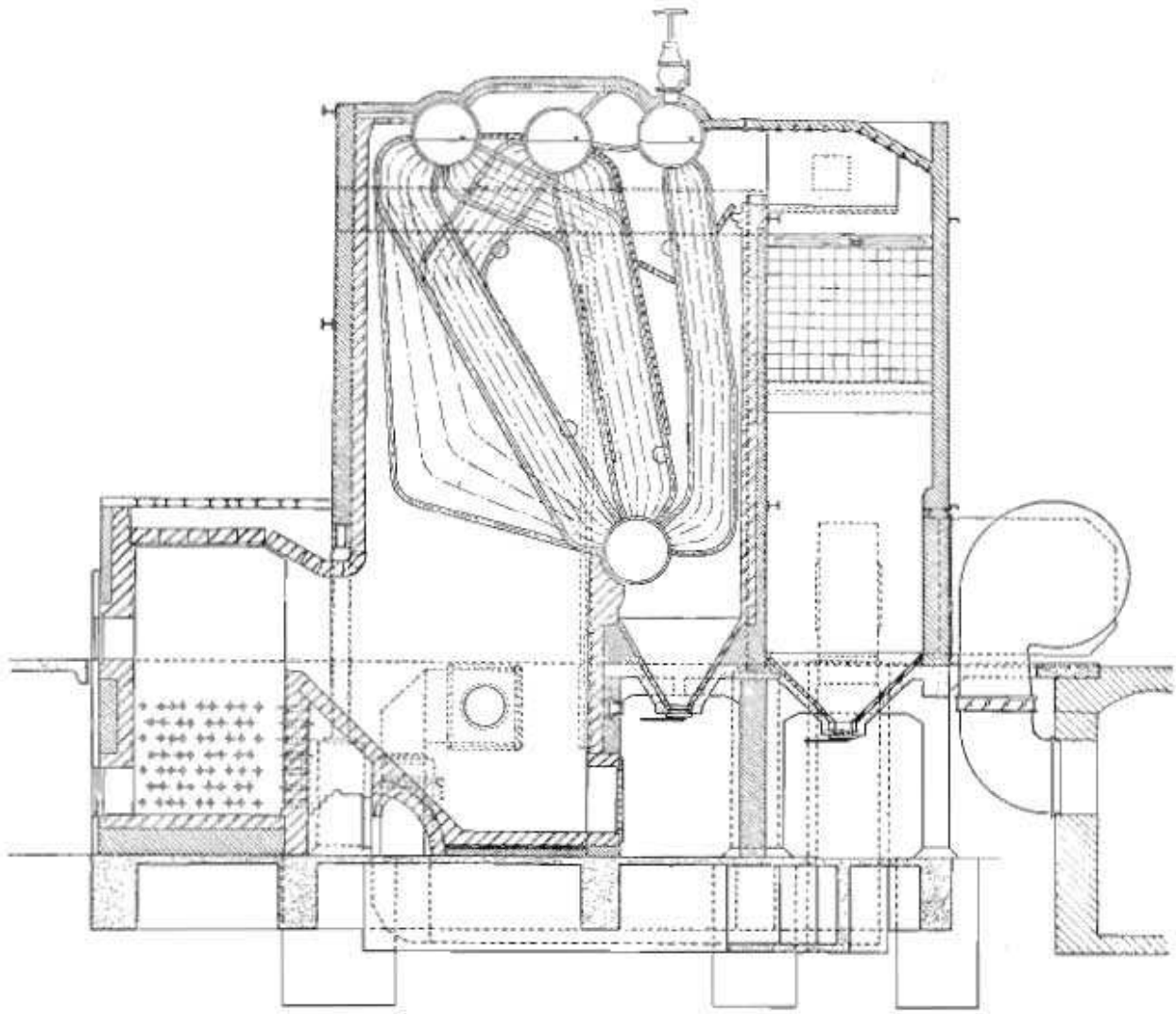
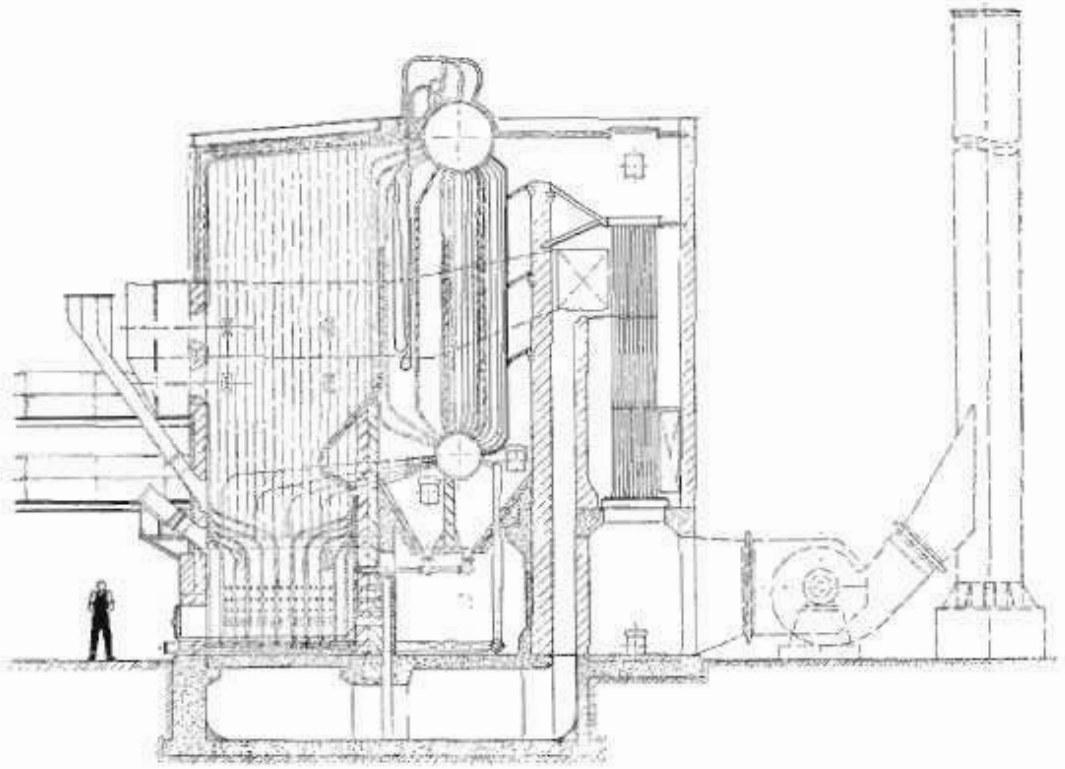


FIGURA N° 51

**HORNO TIPO HERRADURA CON PAREDES REFRIGERADAS**



para buscar otra forma de quemar los combustibles sólidos, principalmente el carbón.

Quemar el carbón pulverizado, tiene las ventajas de la combustión del petróleo o gas. Arrastrado por aire, el carbón se lleva por tubos, y se lo quema en dispositivos de diseño y manejo similares a los del petróleo. Los quemadores pueden ser construidos en grandes tamaños. Por último se lo quema en hornos de diseño tal, que puede usarse indistintamente petróleo, carbón o gas con un mismo registro de aire para el quemador.

Para quemarlo eficientemente, el carbón debe pulverizarse muy finamente; 65-85 % deben pasar la malla 200 (U. S. Standard Sieve).

Ello se realiza en molinos de distinto tipo, de martillos, de rodillos, etc. La molienda del carbón si está muy húmedo presenta algunas dificultades, pero puede secarse fácilmente, haciendo circular por el molino aire caliente.

Con más o menos el 10 % del aire de combustión necesario, se lo transporta en suspensión. La mayor o menor facilidad de molienda de un carbón, índice de friabilidad (Hardgrove), conjuntamente con la finura deseada, son factores que influyen en la producción de un molino.

El consumo de energía para la molienda varía con los factores señalados antes. Cifras conservativas pueden apreciar el consumo entre 10-20 kWh/ton.

En el trazado de los conductos y en el manejo en general del carbón pulverizado, no debe olvidarse el carácter abrasivo del polvo y los peligros de explosiones, que pueden ocurrir con una suspensión de carbón pulverizado en aire.

La velocidad de propagación de la llama en una mezcla de carbón y aire varía con el contenido de volátiles y cenizas y desde luego con la relación aire-carbón de la mezcla. Para evitar retrocesos o soplado de la llama, las velocidades de la mezcla

GRAFICO N° 49

**VELOCIDAD DE PROPAGACION DE LA LLAMA EN UNA MEZCLA DE CARBON PULVERIZADO**

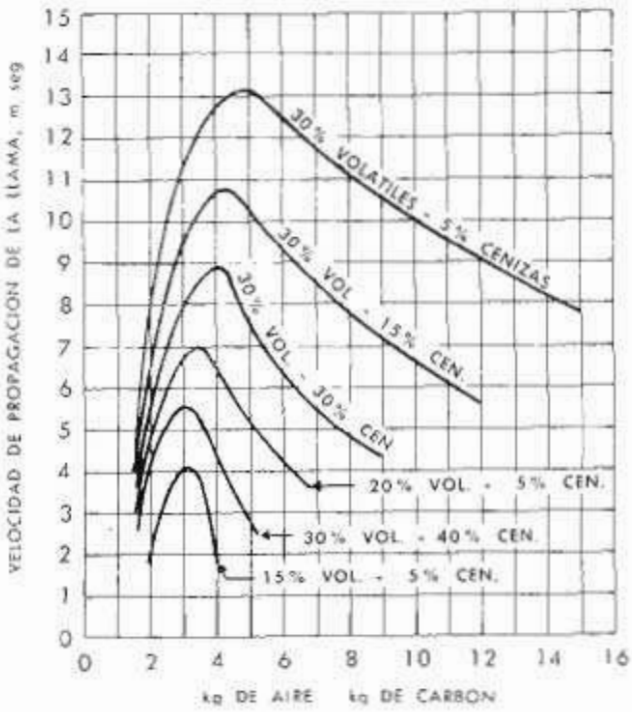
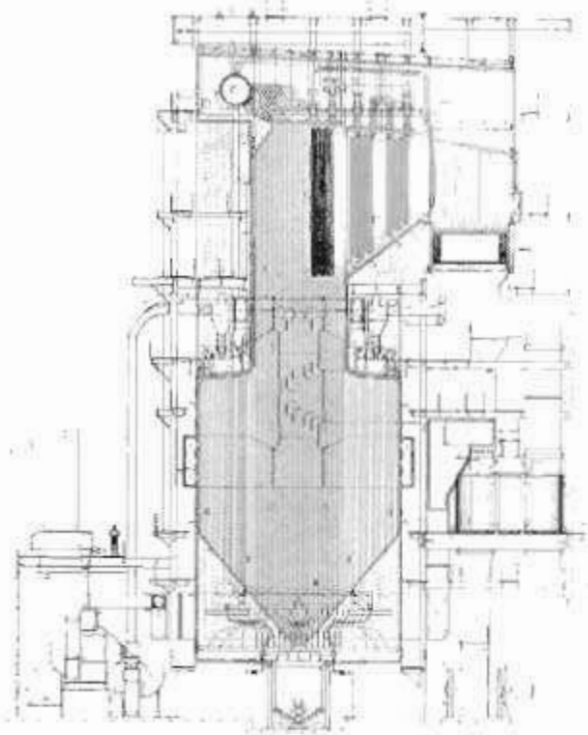



FIGURA N° 52

**UBICACION DE QUEMADORES EN CALDERAS PARA QUEMAR CARBONES DE COMBUSTION LENTA**



aire-carbón, deben estar dentro de ciertos límites prudentes (gráfico N° 49).

En los quemadores de carbón pulverizado, éste se inyecta con una cantidad de aire primario y por el registro entra el resto como aire secundario. A veces deseándose llamas largas, parte del aire entra también por agujeros en las paredes del horno, como aire terciario. Con ciertos carbones de combustión lenta (antracitas), se ubican los quemadores de modo que la llama recorra una parte del horno y retorne llevada por el tiraje; se alarga así su recorrido y se le da tiempo a completar la combustión (figura N° 52).

Los combustibles celulósicos se queman parcialmente en suspensión y sobre grillas.

Estos combustibles, cascarillas, bagazo, aserrín, son los desechos de alguna fabricación y como no conviene económicamente hacerles sufrir un ulterior desmenuzado se los puede quemar parcialmente en suspensión, si contienen un porcentaje de finos importante (p. ej.: 50 %).

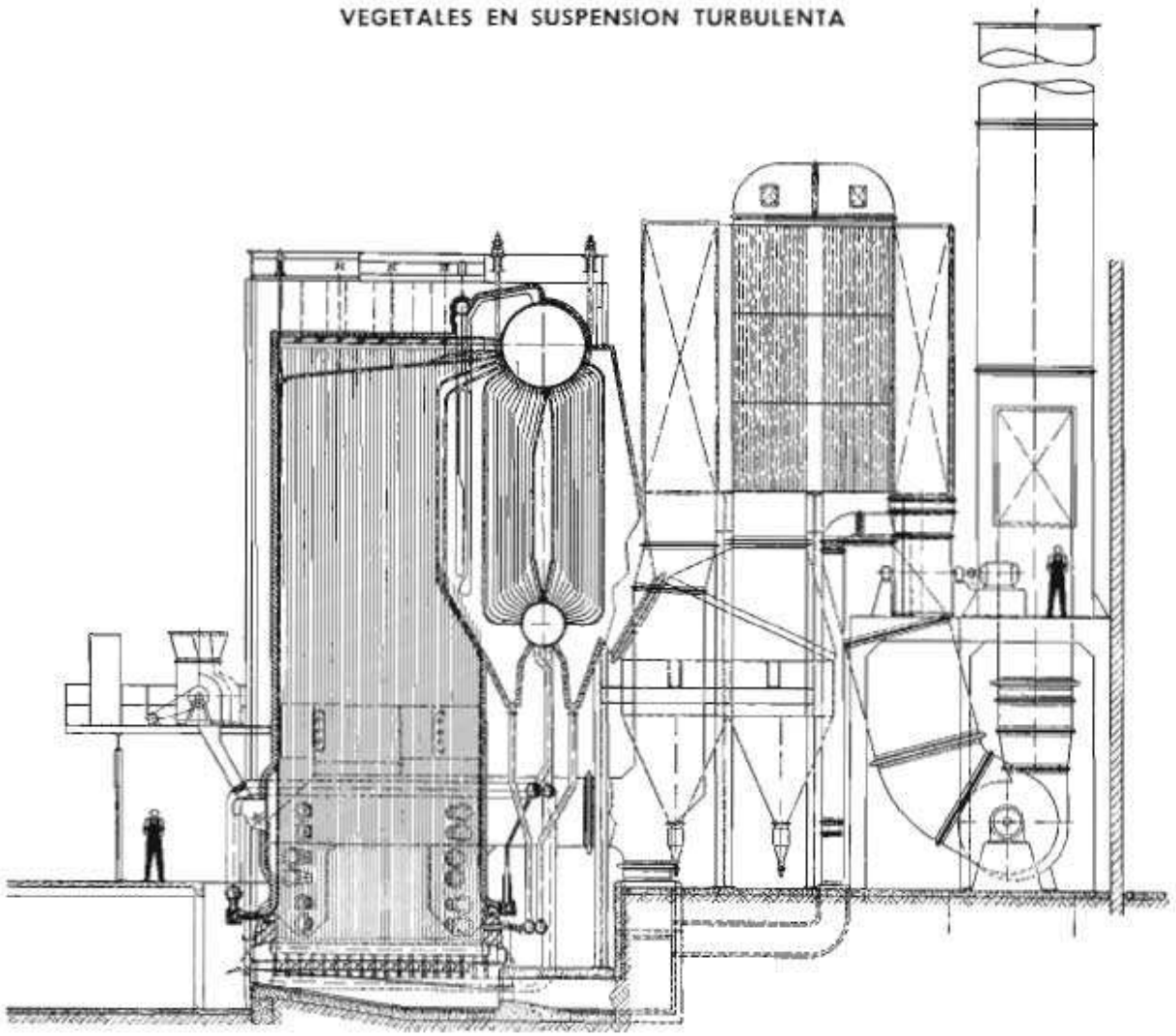
Estos combustibles, si se queman sobre grillas se alimentan con un esparcidor ubicado a poca altura de la misma (0.60 m); para quemarlos en suspensión parcial se ubica el esparcidor a mayor altura (3 a 4 m). Durante la caída del combustible en la corriente de gases ascendentes, se produce una separación, quemándose los finos en suspensión y los trozos más gruesos caen sobre la grilla, donde se completa su combustión.

Se logra así aumentar cerca de un 80 % más la cantidad de combustible quemado por m² de grilla, permitiendo la construcción de unidades sustancialmente mayores que aquéllas donde se quema todo el combustible sobre la grilla (figura N° 53).

Se había señalado antes la limitación que las grillas imponían al uso del aire caliente y se señaló que 225° C era el máximo admisible para asegurar la vida de los barrotes. En cambio en la combustión parcial en suspensión turbulenta, el 50 % del aire se debe insuflar por arriba de las grillas; o sea alimenta la combustión que se realiza en suspensión. El otro 50 % que se inyecta por debajo, es

FIGURA N° 53

**DISPOSICION DE GRILLAS Y ALIMENTADOR ESPARCIDOR PARA QUEMAR REZAGOS VEGETALES EN SUSPENSION TURBULENTA**



el que alimenta la combustión de los trozos más grandes que se queman sobre la grilla.

El aire inyectado por arriba no tiene límites en su temperatura y puede calentarse aún más con las ventajas consiguientes.

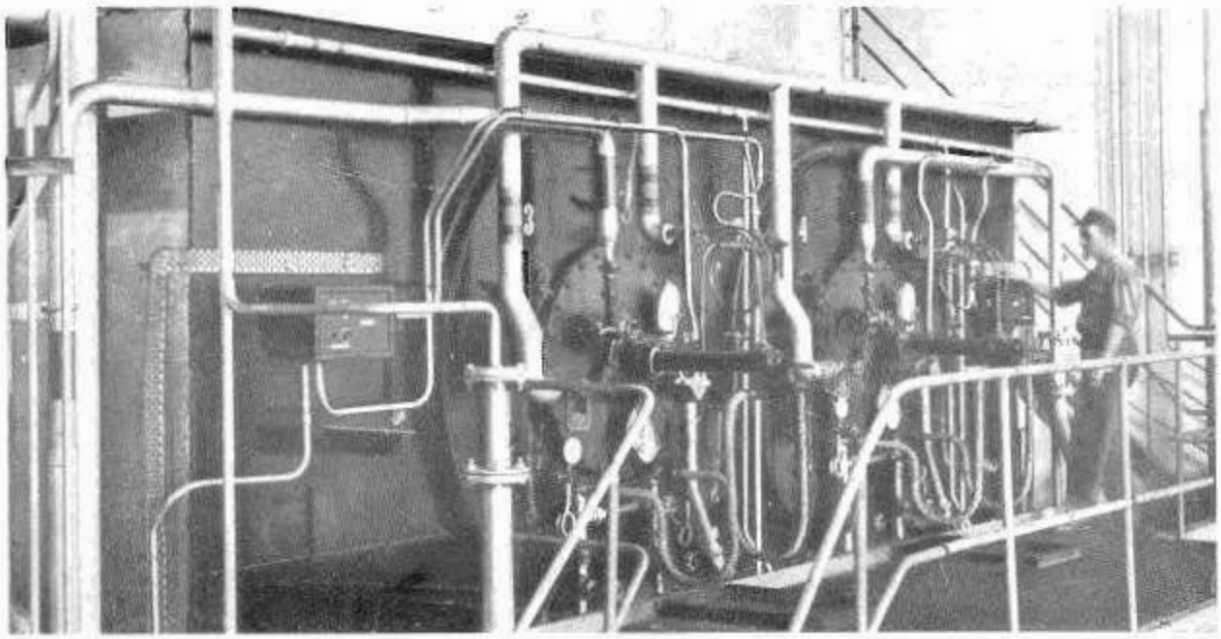
La ubicación de los dispositivos de combustión en el horno, queda definida según se trate de quemadores o grillas. Estas, como es normal, están ubicadas en el piso del horno, y en general, éste es de forma más o menos cúbica o prismática.

Con grillas móviles, es necesario disponer a la entrada de la cadena, bóvedas refractarias que, manteniéndose calientes, producen una radiación intensa sobre el combustible entrante, asegurando así su ignición. Con grillas volcables, se coloca una cierta altura de pared de refractario con idéntico propósito.

Los quemadores de gas, fuel-oil o carbón pulverizado, se ubican en general en la pared frontal del horno, con miras a facilitar su vigilancia y manejo (figura N° 54).

FIGURA N° 54

**UBICACION DE QUEMADORES EN EL FRENTE DE UNA CALDERA**



Otras veces, se ubican en lo que podríamos denominar el techo del horno, dándose entonces a la llama un recorrido en forma de U. Esta disposición es bastante común en los quemadores de carbón pulverizado y se usa últimamente en calderas marinas para el fuel-oil (figura N° 55).

Otra disposición de los quemadores usada en calderas de grandes tamaños, es la denominada tangencial. Ella consiste en ubicar los quemadores en los ángulos del horno y dirigirlos tangencialmente hacia un círculo imaginario en el interior del mismo. Se origina así una llama única central, con alta turbulencia, lo que permite un ajuste muy fino del exceso de aire (figura N° 56).

Cuando se adopta esta disposición, los quemadores se disponen en forma de poderlos inclinar hacia arriba o abajo de su punto medio. Con ello se puede, en cierto modo, disminuir o aumentar la superficie absorbente de calor radiante de las paredes del horno. Se logra así, entonces, regular parcialmente la temperatura de salida de los gases de la cámara de combustión. Esto es sumamente interesante para la regulación de las temperaturas de sobrecalentamiento del vapor, a cargas bajas.

FIGURA N° 55

**UBICACION DE QUEMADORES EN EL TECHO DEL HORNO**

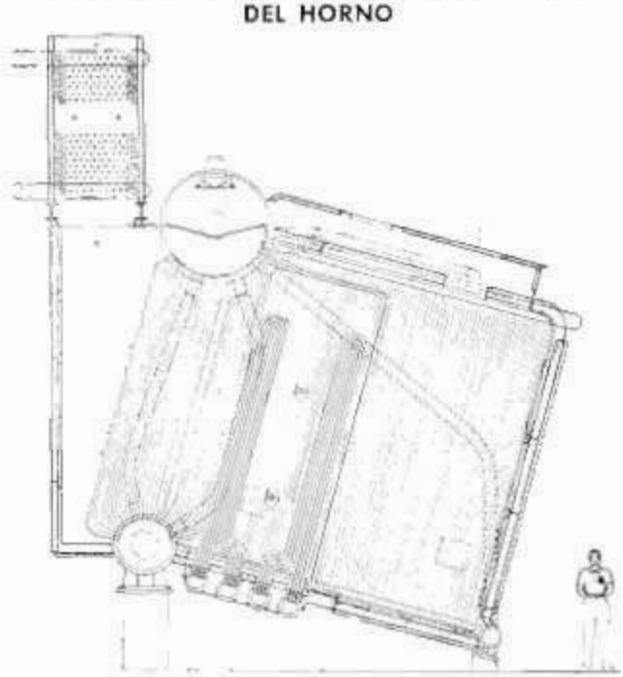
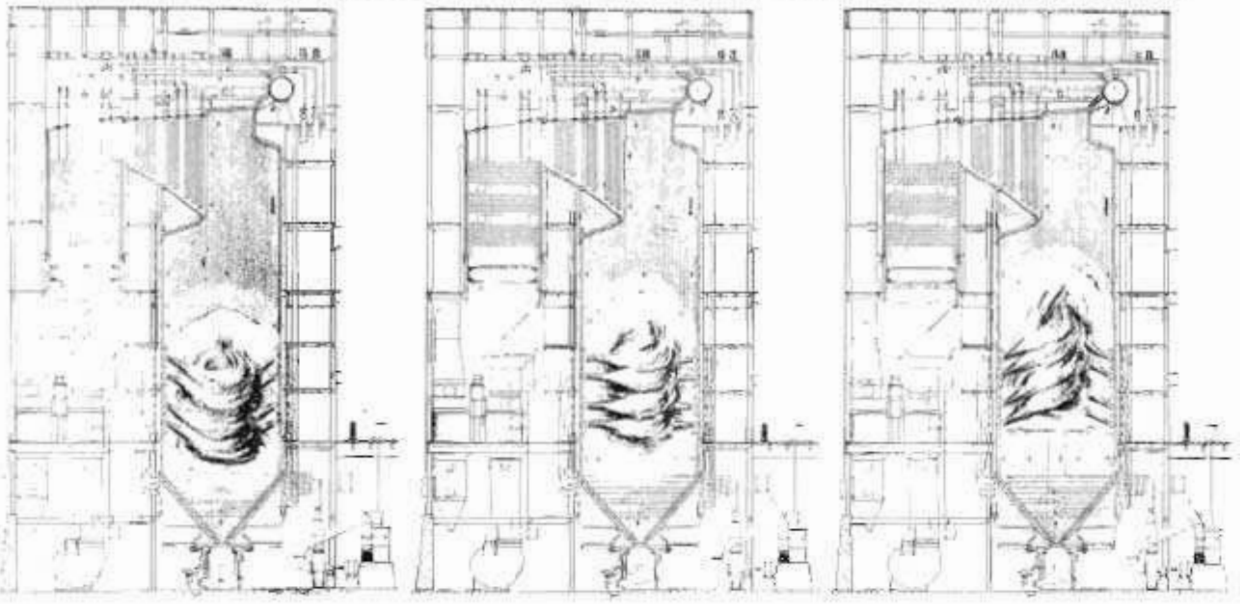
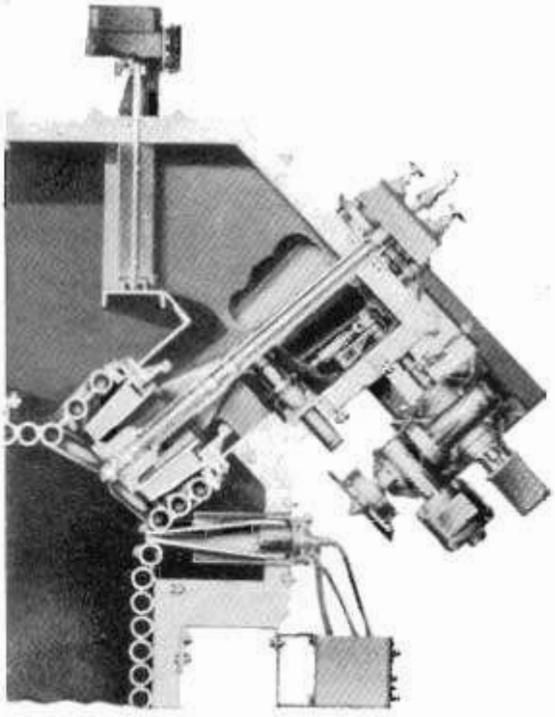


FIGURA N° 56

**DISPOSICION TANGENCIAL DE QUEMADORES UBICADOS EN LOS ANGULOS DEL HORNO**



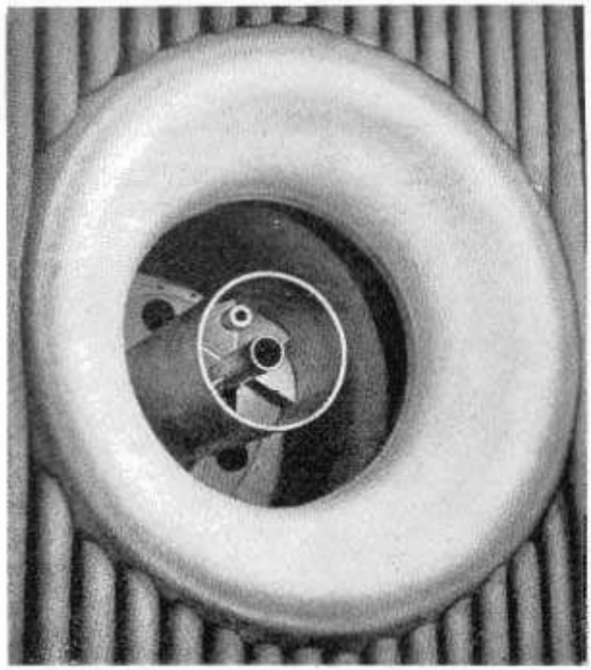
**AMPLIACION DETALLE DE LA FIGURA N° 56**

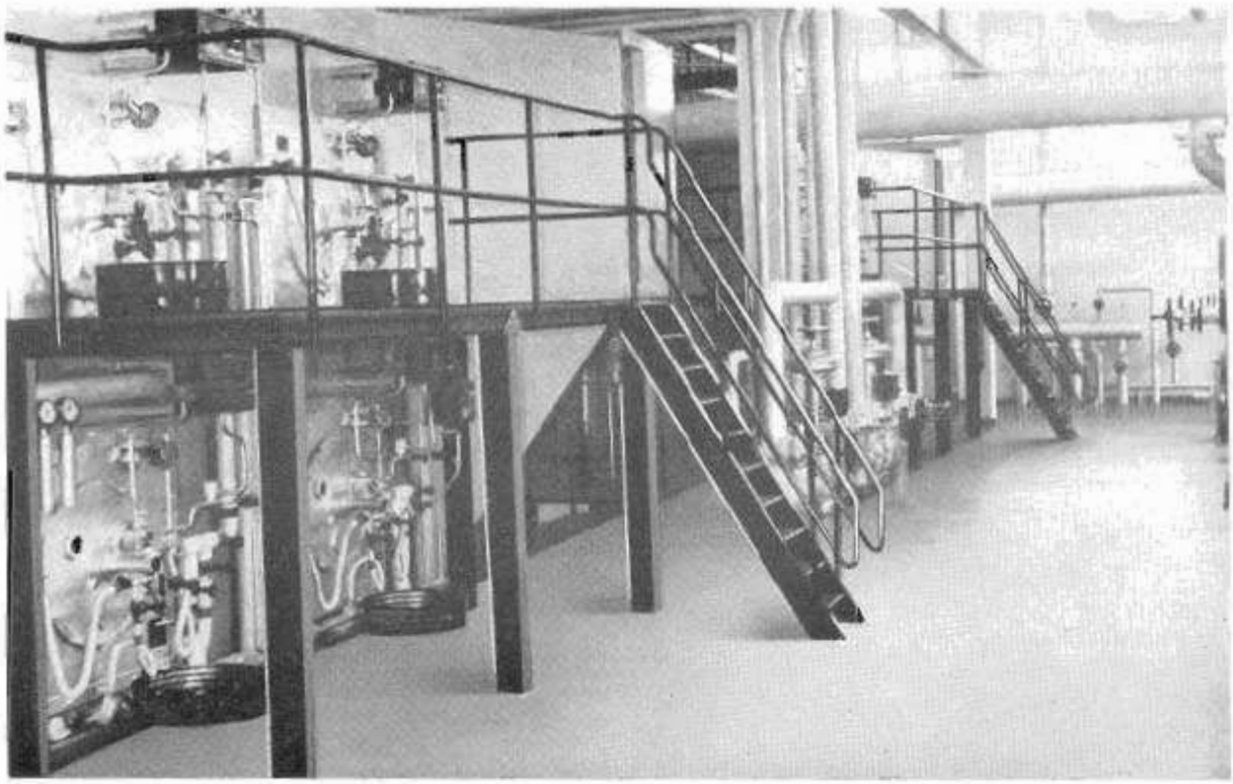


Es fundamental para los quemadores, tener una zona de refractario caliente para asegurar la ignición del combustible. Ello se consigue recubriendo los tubos de las paredes de agua, con concreto refractario alrededor de la boca del quemador (figura N° 57).

FIGURA N° 57

**ANILLO REFRACTARIO EN LA BOCA DE UN QUEMADOR**





Vista interior de una sala de calderas donde se hallan instalados 2 generadores de vapor tipo VU-50 con una evaporación de 60.000 Kg/h c/u (A. E. E. C. T. Barranqueras).

# 10

## CAPITULO DECIMO

**MEDICIONES QUE SE NECESITA REALIZAR PARA CONOCER LA MARCHA Y CONTROLAR UNA CALDERA. INSTRUMENTOS DE MEDICION. — ANALISIS DE LOS GASES. — APARATO ORSAT. — MEDICION DE LOS CAUDALES. CALCULO DE PLACAS ORIFICIO. — MEDIDOR DE CALDERA Y DE RELACIONES.**

### Mediciones que se necesitan realizar para conocer la marcha y controlar una caldera. Instrumentos de medición.

Para apreciar la marcha de una caldera, es necesario el conocimiento de una serie de datos, que orienten sobre su funcionamiento, seguridad en la marcha y eficiencia.

El nivel de agua es sin duda, el elemento de mayor importancia para la buena marcha y seguridad de la caldera. Siendo muy alto puede ocasionar arrastres de agua por el vapor, que pueden ser causantes de daños muy serios en las instalaciones y por el contrario, siendo bajo, se está en la posibilidad de que algunas partes de la caldera puedan sufrir recalentamientos peligrosos.

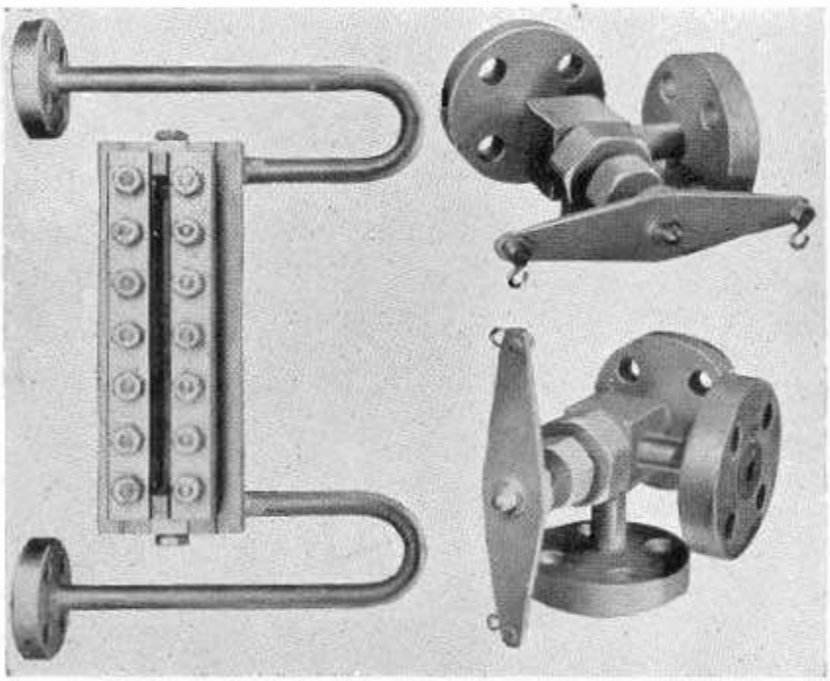
Normalmente, el nivel se aprecia por visión directa del agua, en un tubo de vidrio o para altas presiones, a través de una placa de vidrio. Existen niveles indirectos y a distancia. Pero toda caldera debe tener siempre un nivel de visión directa, como control de los de otro tipo (figura N° 58).

Es sumamente peligroso, en caso de que el nivel haya desaparecido de la visión, realizar una alimentación de agua más intensa. Debe siempre apagarse el fuego y luego de enfriada la caldera controlar que no se haya producido ningún daño en las partes de presión.

Conviene recordar que el nivel interior en el domo, es algo más alto que el acusado por el nivel de visión directa, ya que el agua del domo se en-

FIGURA N° 58

CAJA DE NIVEL Y GRIFOS



cuentra saturada de burbujas de vapor que disminuyen su densidad. Esto se empeora aún más si llega a haber espuma en el domo.

La presión del vapor se controla por medio de manómetros que indican la misma, como resultado de ejercerse la presión en el interior de un tubo curvado, un fuelle metálico, etc., y transmitiendo el desplazamiento elástico sufrido, a una aguja indicadora (figura N° 59). Los manómetros deben controlarse periódicamente para asegurarse de su exactitud.

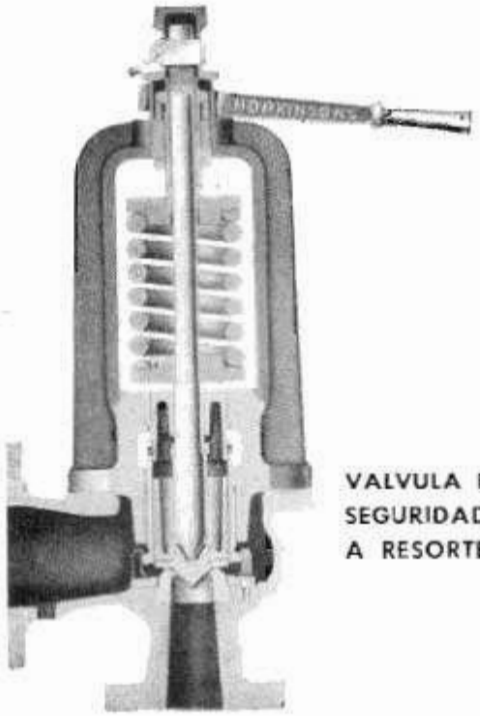
La caldera está protegida de posibles excesos de presión por las válvulas de seguridad. Ellas permiten que el vapor escape a la atmósfera cuando la presión supere los valores de diseño (figura N° 60). Las calderas deben estar provistas de una válvula de seguridad de vapor sobrecalentado, otras de vapor saturado y otra en el economizador. La secuencia de aperturas debe fijarse de modo que abra primero la válvula de vapor sobrecalentado, luego la

FIGURA N° 59

MANOMETRO INDUSTRIAL
A TUBO BOURDON

FIGURA N° 60

VALVULA DE SEGURIDAD
A BARRAS DE TORSION



VALVULA DE
SEGURIDAD
A RESORTE

de vapor saturado y finalmente la del economizador. En esta forma se asegura que siempre circule vapor por el sobrecalentador, evitando que puedan quemarse los tubos. Si la sobrepresión fuera muy intensa abrirá luego la válvula de vapor saturado y finalmente sólo en casos especiales, abrirá la del economizador. Recuérdese que al abrir esta válvula, la caldera queda sin alimentación.

La temperatura del vapor, es otro dato indispensable de conocer en las calderas provistas de sobrecalentador. Se controla por termómetros que pueden ser de varios tipos: a) por dilatación de líquidos, b) por dilatación de gases, c) eléctricos a resistencia y d) por termocupla (figura N° 61).

Igualmente, el controlar la temperatura del agua de alimentación es un dato de interés que completa la información del circuito agua-vapor.

En el circuito de aire-gases, conviene determinar las temperaturas del aire de combustión y las de los gases.

Las temperaturas de estos dos elementos suelen tomarse en varios puntos, por ejemplo: en el aire, antes y después del calentador; en los gases, a la salida de la caldera, del economizador o del calentador de aire.

FIGURA N° 61

TERMOMETRO
A DILATACION
DE LIQUIDO

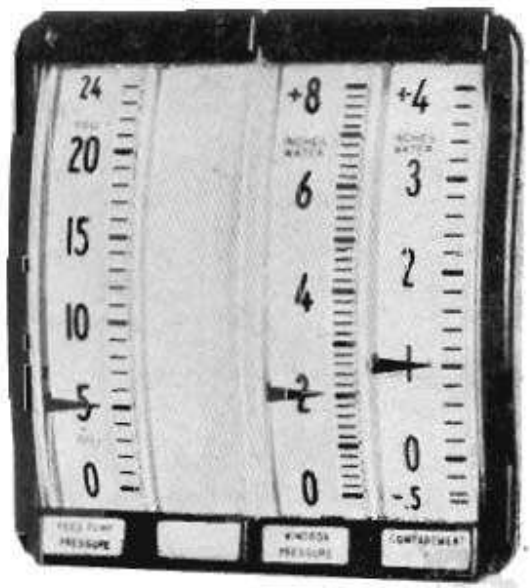
Variaciones de estas temperaturas se pueden producir por el régimen de marcha de la caldera; siendo normales aumentan algo con la carga. Otras variaciones, revelan anormalidades en la limpieza de las superficies de transmisión de calor, indicando la conveniencia de accionar los sopladores de hollín.

El tiraje indica primordialmente la cantidad de aire y gases que circulan por la caldera y se mide también en una serie de puntos del circuito, por ejemplo: antes y después del calentador de aire; en el horno; a la salida de la caldera; después del economizador y del calentador de aire. La variación en las indicaciones del tiraje detectan modificaciones en los caudales que circulan y también como en el caso de las temperaturas, aumentos anormales, señalan ensuciamiento de las superficies, que ofrecen más resistencia a la circulación de los gases.

El tiraje se mide con medidores de presión o depresión, que en realidad son manómetros para presiones muy bajas, de mm c. a. o sea kg/m². Se usan tubos en U con agua o aceite o se miden las deformaciones de un resorte accionado por la presión sobre un diafragma de goma o cuero. Existen también medidores que dan directamente la diferencia de presiones entre dos puntos.

FIGURA N° 62

**MEDIDORES DE TIRAJE**




Estos aparatos se conectan a dos lugares del circuito e indican directamente la diferencia de tiraje entre ellos. Los puntos de toma de las indicaciones, se conectan a ambas ramas del indicador de tubo U o bien a ambos lados del diafragma en los otros tipos (figura N° 62).

**Análisis de los gases.**

Para completar el panorama de la marcha de una caldera, deben analizarse los gases de combustión, a fin de tener una exacta noción de la eficiencia con que se está conduciendo el fuego.

La experiencia del foguista, la indicación del caudal de vapor y el tiraje, pueden ser suficientes para conducir la combustión en forma conveniente. Pero es aconsejable de todos modos, completar esas indicaciones con el análisis de los gases. Con ello tenemos la indicación del porcentaje de $CO_2$ y $O_2$ que son una guía precisa sobre el exceso de aire con que se está trabajando. También se determina a veces el CO, que indica la eficiencia de funcionamiento de los equipos quemadores.

Los gases pueden ser analizados por aparatos automáticos, que determinan y registran el $CO_2$, CO y el $O_2$. Son aparatos caros, complicados y requieren un mantenimiento costoso.

En cambio, es sencillo y simple el aparato ORSAT, que siendo manual, permite controlar la combustión periódicamente. Con sus indicaciones, el personal de foguistas ajusta mejor su labor.

**Aparato Orsat.**

El análisis de los gases de combustión se realiza fácilmente con el aparato Orsat y se puede con él determinar el porcentaje existente de $CO_2$, $O_2$, CO y $N_2$.

El aparato está representado en la figura N° 63 y esquematizado en la figura N° 64 que muestra su funcionamiento.

Existen modelos de una bureta medidora y una analizadora; con este aparato sólo puede determinarse el porcentaje de $CO_2$. Otros modelos con tres buretas analizadoras permiten determinar el $CO_2$, $O_2$, CO y $N_2$.

Recuérdese que en una mezcla gaseosa, la suma de los volúmenes de los componentes es igual al volumen total de la mezcla. Por otra parte, existen reactivos químicos, que absorben selectivamente los componentes de la mezcla. Sobre estas bases

FIGURA N° 63

**APARATO ORSAT,**
VISTA

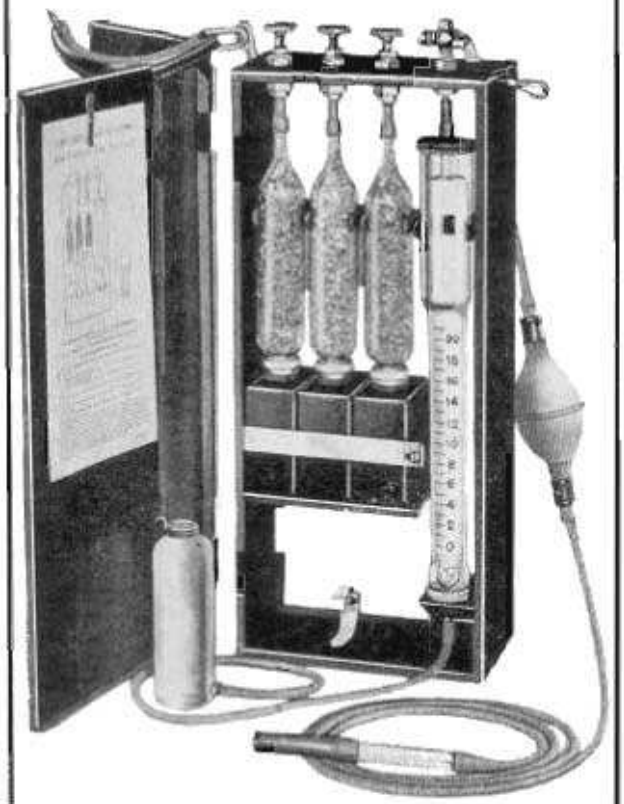
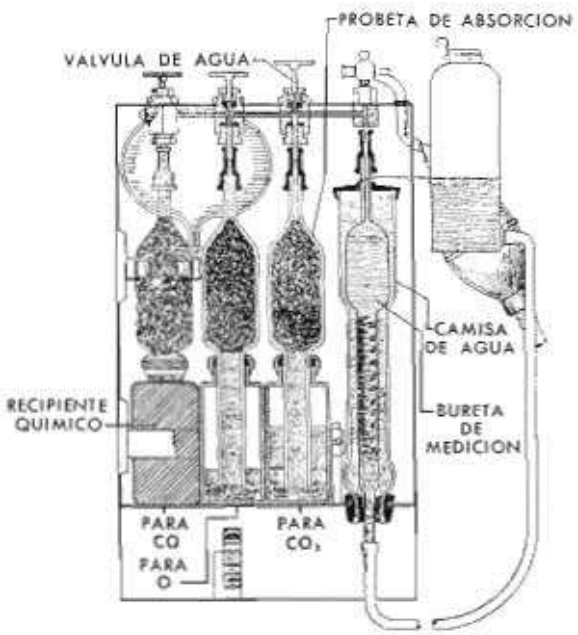


FIGURA N° 64

**APARATO ORSAT,**
ESQUEMA




funciona el aparato para realizar el análisis de los gases.

Si V es el volumen total de la mezcla, sabemos que es igual a la suma de los volúmenes de los componentes.

$$V = V_{CO_2} + V_{O_2} + V_{CO} + V_{N_2}$$

Ahora, si por medio de un reactivo adecuado se absorbe el $CO_2$ tenemos:

$$\% \ V_{CO_2} = \frac{V - (V_{O_2} + V_{CO} + V_{N_2})}{V} \qquad [I]$$

Absorbiendo el $O_2$ por medio de otro reactivo:

$$\% \ V_{CO_2} + V_{O_2} = \frac{V - (V_{CO} + V_{N_2})}{V} \qquad [II]$$

Por diferencia entre I y II se obtiene el porcentaje de $O_2$. Por un procedimiento similar absorbemos el CO y también por diferencia se saca el porcentaje de éste. Finalmente, el resto no absorbido está constituido por $N_2$.

El aparato consiste en una bureta graduada de 0 a 100. A veces solamente está graduado entre 0 y 21, siendo el resto una parte ensanchada para reducir sus dimensiones. El volumen de la bureta medidora puede ser cualquiera, pero en general se adopta 100 $cm^3$.

La bureta medidora está conectada por un tubo a cada una de las tres analizadoras por un robinete. Existe además un cuarto robinete que es de tres vías y que permite la conexión de la bureta medidora, con la toma de muestras de gases en la chimenea, con las analizadoras y con la atmósfera.

La bureta medidora está conectada por su parte inferior por medio de un tubo de goma a un frasco que contiene agua acidulada. Otro tubo conecta el aparato con la chimenea y está provisto de un globo pulsador de goma que permite aspirar una muestra de gases, enviando ésta a la bureta medidora que está rodeada por una camisa de agua que asegura temperatura constante durante el ensayo.

El aparato funciona de la siguiente forma:

Se llena la bureta medidora con una muestra de gases a analizar, conectando el robinete de tres vías con la toma de muestras, o sea la chimenea, y actuando el pulsador de goma repetidamente, hasta que el exceso de gases, burbujée en el frasco con agua acidulada. Completada así la bureta con gases, se pone el robinete de tres vías a la atmósfera y levantando el frasco se expulsa el exceso de gases, colocando los niveles en la bureta y el frasco a nivel 0.

Se cierran las tres vías, conectándolo con las buretas analizadoras y abriendo el robinete de la primera, que absorbe el $CO_2$ y que está llena del reactivo correspondiente. Levantando el frasco, se hace ingresar el agua acidulada a la bureta medidora, desalojando el gas y enviándolo a la analizadora. El nivel del agua acidulada se lleva hasta el 100 de la bureta medidora.

Ahora tenemos la muestra de gases en la analizadora, que está llena de trozos de tubo de vidrio, virutas metálicas, etc., que al estar mojadas aumentan la superficie de contacto gas-reactivo. Producida la absorción (de 20 a 30 seg.), se baja el frasco con los robinetes abiertos, retrotrayendo nuevamente la muestra a la bureta medidora y haciendo subir el reactivo en la analizadora hasta su nivel anterior. Cerrados los robinetes, se levanta el frasco hasta igualar niveles en el interior de la bureta y el frasco; de esta manera el gas no está ni comprimido ni expandido. Lograda la coincidencia de niveles, se lee éste en la bureta. Supongamos que indique 14 %, ello significa que en la muestra de gases hay 14 % de $CO_2$.

Si hubieran dudas que la absorción no ha sido bien realizada, puede repetirse la operación y leer nuevamente. Si las lecturas dan el mismo resultado, la absorción ha sido completa.

Se repite luego la operación, con la segunda bureta que absorbe el oxígeno, si el resultado es de 16 %, quiere decir que hay 2 % de $O_2$ en los gases.

Si repetida nuevamente la operación con la tercera bureta el resultado supuesto es de 17 %, indica 1 % de CO.

Resumiendo, entonces, el gas analizado tiene la siguiente composición:

| | % |
|---|---|
| $CO_2$ | 14 |
| $O_2$ | 2 |
| CO | 1 |
| $N_2$ | 83 |

En el frasco se usa agua acidulada con 5 % de ácido clorhídrico (HCl de 22° Be). El agua pura puede absorber hasta su volumen de anhídrido carbónico.

El reactivo para absorber el anhídrido carbónico $CO_2$ es la potasa cáustica KOH. Se usa una solución de 350 gr de KOH en un litro de agua. Esta solución absorbe hasta 20 veces su volumen de $CO_2$.

El reactivo para absorber el oxígeno $O_2$, es el pirogálato de potasio y se usa en dos soluciones. Una es de ácido pirogálico; preparándose 200 grs de ácido sublimado disuelto en 270 cm³ de agua caliente. La otra solución es de hidróxido de potasio similar a la anterior.

La bureta analizadora se llena con 40 partes de la solución de ácido pirogálico y con 60 partes de la solución de hidróxido de potasio. La mezcla es sensible a la luz, por lo que conviene que la bureta esté fuertemente coloreada. Este reactivo absorbe hasta 10 veces su volumen de oxígeno.

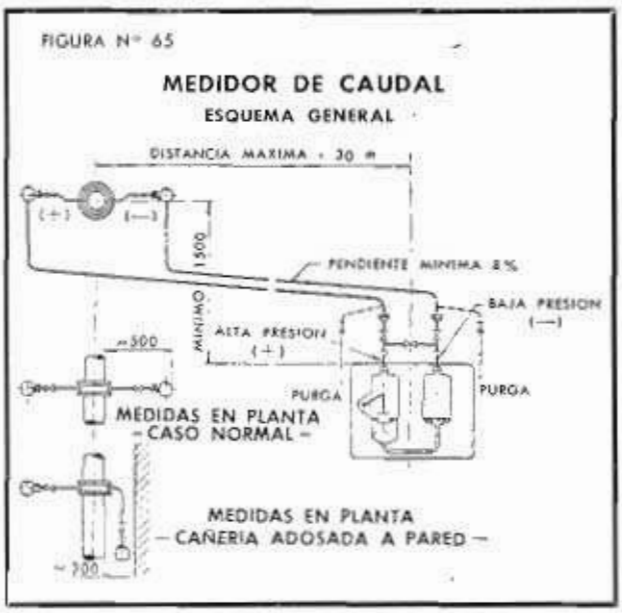
Para absorber el óxido de carbono CO, se usa una solución de 250 grs de cloruro de amonio Cl $NH_4$, en 750 cm³ de agua disolviendo en esta solución 200 grs de cloruro cuproso Cl Cu y agregando a la mezcla obtenida, un tercio de su volumen de amoníaco $NH_4$ de densidad 0,91.

Otra solución que se utiliza es disolver 265 grs de cloruro de amonio en 750 cm³ de agua, disolviendo en esta solución 125 grs de cloruro cuproso. Este reactivo tiene una tensión de vapor menor que la precedente, siendo favorable para la exactitud de las mediciones, pero es mucho más oxidable al aire y se debe evitar el contacto con la atmósfera. Cuando se usa este tipo de solución es más ventajoso colocar recortes de cobre en la bureta, a fin de aumentar la superficie de contacto entre gas y reactivo, para estabilizar la solución impidiendo su descomposición.

**Medición de los caudales.**
**Cálculo de placas orificio.**

Para el buen control de la marcha de una caldera, es también importante conocer los caudales en circulación. Siendo el del vapor el que interesa especialmente, si bien puede ser conveniente medir el petróleo o el gas consumidos, esto último se realiza más bien con fines de control administrativo.

Para medir los caudales instantáneos de un fluido que circula por una tubería, se usan los medidores a placa orificio. Este medidor se basa en el principio de que la pérdida de presión estática, ocurrida en un estrechamiento, es proporcional al caudal.




Conocida la sección de una tubería y el estrechamiento producido por una placa orificio intercalada en la misma (figura N° 65 y 66), tenemos, según la fórmula de Bernouilli

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{d} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{d}$$

siendo:

$v_1$, $v_2$ (m/seg) = velocidades
$p_1$, $p_2$ (kg/m²) = presiones
d (kg/m³) = densidad
g (9,81 m/seg²) = aceleración de la gravedad

Despejando la pérdida de presión

$$\Delta_p = p_1 - p_2 = \frac{d}{2g}(v_2^2 - v_1^2) \qquad [III]$$

Por otra parte, de la conocida fórmula de la continuidad, resulta

$$A_1 v_1 = A_0 v_2 \qquad [IV]$$

Donde

$A_1$ $A_0$ (m²) = secciones

La sección $A_0$ difiere de la sección del orificio $A_2$, según la terminación del borde de dicha placa. En el caso de placas que están terminadas con ángulo vivo, la vena sufre una contracción adicional, siendo entonces la sección $A_0$ menor que $A_2$.

El factor de contracción $\nu$ se introduce y es

$$\nu A_2 = A_0$$

Si por otra parte, relacionamos las secciones $A_1$ y $A_2$ tenemos:

$$m = \frac{A_2}{A_1}$$

Reemplazando entonces en la ecuación IV obtendremos:

$$v_1 = \frac{A_0 v_2}{A_1} = \frac{\nu A_2 v_2}{A_1} = \nu m v_2 \qquad [V]$$

De la ecuaciones III y V se obtiene la velocidad en la sección mínima

$$v_2^2 = \frac{1}{1 - \nu^2 m^2}\left(\frac{\Delta_p 2g}{d}\right)$$

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - \nu^2 m^2}}\sqrt{\frac{\Delta_p 2g}{d}}$$

y poniendo

$$\frac{1}{\sqrt{1 - \nu^2 m^2}} = \alpha$$

queda

$$v_2 = \alpha\sqrt{\frac{\Delta_p 2g}{d}}$$

multiplicando ahora por la sección $A_2$, pero puesta en función de $A_1$ y por la densidad d, tenemos el caudal G en kg/seg:

$$G = m \alpha A_1 \sqrt{\Delta_p 2g\ d}$$

Esta fórmula es para medir fluidos incompresibles o sea líquidos, o también para gases y vapores, con un $\Delta_p$ muy pequeño. Para valores mayores de $\Delta_p$ se produce en los gases y vapores una compresión adicional, que reduce aún más la sección en $A_0$. Se adopta entonces un factor de compresibilidad $\varepsilon$, que toma en cuenta este hecho. El factor $\varepsilon$, depende de la relación $\frac{\Delta_p}{p_1}$ y es el resultado de una fórmula termodinámica complicada.

Sus valores se dan gráficamente más adelante.

La fórmula queda finalmente así:

$$G = m \alpha \varepsilon A_1 \sqrt{\Delta_p 2g\ d} \qquad [VI]$$

Sirve para líquidos o gases y vapores, siendo en el primer caso $\varepsilon = 1$.

En la fórmula anterior, se conocen todos los datos menos $\Delta_p$ y éste se puede medir con un manómetro diferencial de tubo en U que puede ser de agua, aceite o mercurio, según sea el caso particular, teniendo adaptada una aguja indicadora accionada por un flotante (figura N° 65).

En la fórmula VI, se ve que mientras los caudales varían linealmente, $\Delta_p$ varía de acuerdo a una ley de segundo grado. Por ello, las indicaciones no serán regularmente espaciadas y un extremo de la escala resultará algo confuso. Se han ideado para mayor claridad, dispositivos que por distintos sistemas, extraen la raíz cuadrada de las indicaciones, estando entonces el cuadrante dividido regularmente facilitando de esta forma la lectura.

Es interesante ahora ver cómo se calcula la placa orificio para un aparato de características dadas, ya que el valor máximo de $\Delta_p$ es una característica fija del mismo.

El procedimiento es como sigue:

Se elige un valor de m (conviene comenzar con valores de m entre 0,5 y 0,6). Se determina

$$\frac{\Delta_p}{p_1}$$

Con los valores anteriores se entra al gráfico N° 50 y se determina $\varepsilon$. (Recuérdese que para líquidos $\varepsilon = 1$).

FIGURA N° 66 **PLACA ORIFICIO**

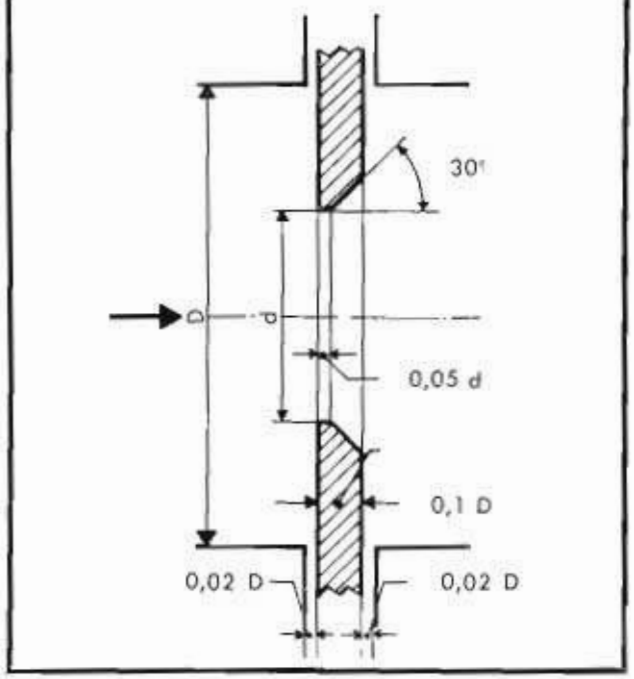
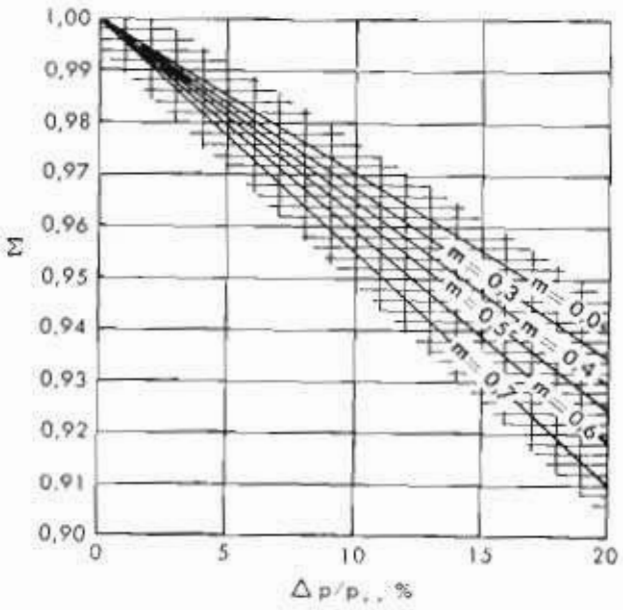



GRAFICO N° 50

**CALCULO DE Σ EN FUNCION DE $\Delta p/p_1$**



Con los datos del problema y el valor de $\varepsilon$ hallado, se calcula el producto $m\alpha$ de la fórmula VI.

$$m\alpha = \frac{G}{\varepsilon A_1 \sqrt{\Delta_p \, 2g \, d}} \qquad [VII]$$

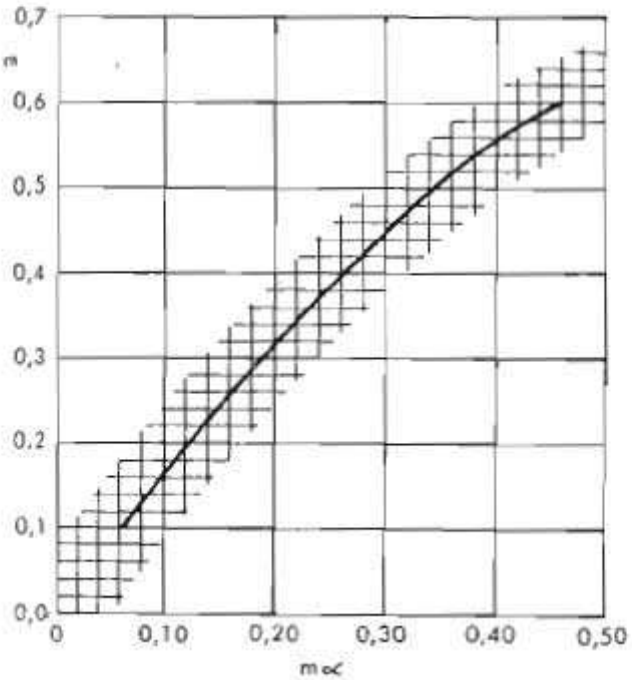
Con el valor de $m\alpha$ hallado se entra al gráfico N° 51 y se obtiene m. Se controla la coincidencia del valor de m hallado, con el previamente adoptado. En caso necesario se tantea nuevamente.

Con el valor definitivo de m, se halla $A_2$ sección del orificio con la fórmula:

$$A_2 = m \, A_1$$

GRAFICO N° 51

**CALCULO DE m EN FUNCION mα**




Si el valor de m resulta mayor de 0,7, habrá que aumentar $A_1$, es decir tomar un tubo de mayor diámetro. A la inversa si resulta menor de 0,2 conviene disminuir $A_1$, tomando un tubo menor.

Veamos un ejemplo. Se trata de medir caudales de vapor saturado a 10 atm hasta 6.000 kg/h. La cañería es de ∅ 102 mm. El medidor a usar admite una presión diferencial $\Delta_p$ de hasta 2.510 mm c. a. o kg/m².

Se asume $m = 0{,}55$

Se calcula $\frac{\Delta_p}{p_1} = \frac{2.510 \text{ kg/m}^2}{100.000 \text{ kg/m}^2} = 0{,}0251$

Del gráfico N° 50, $\varepsilon$ = prácticamente 1 (no vale la pena efectuar el control del valor de m, ya que el pequeño valor de $\varepsilon$ no influye).

Se reemplazan los valores en la fórmula VII,

$G = 1{,}666$ kg/seg

$\varepsilon = 1$

$A_1 = 0{,}00816$ m²

$g = 9{,}81$ m/seg²

$d = 5{,}531$ kg/m³ (se obtiene de las tablas de vapor)

$\Delta_p = 2.510$ kg/m²

$$m\alpha = \frac{1{,}666 \text{ kg/seg}}{1 \times 0{,}00816 \text{ m}^2 \sqrt{2.510 \text{ kg/m}^2 \times 2 \times 9{,}81 \text{ m/seg}^2 \times 5{,}531 \text{ kg/m}^3}} = 0{,}395$$

Del gráfico N° 51, $m = 0{,}547$

No corresponde nueva aproximación, ya que el m adoptado era 0,55. Luego la sección del orificio es

$$A_2 = 0{,}547 \times 0{,}00816 \text{ m}^2 = 0{,}00447 \text{ m}^2$$

El diámetro del orificio resulta:

$$\varnothing = 75{,}4 \text{ mm}$$

con este valor y el del diámetro de la cañería (∅ 102 mm) se puede dimensionar la placa orificio (figura N° 66).

Cuando un medidor a placa orificio no esté trabajando en las condiciones de presión o temperatura para los que fuera calculado, se puede hallar en los gráficos N°s 52 y 53 el factor de corrección correspondiente para ajustar las indicaciones a la realidad.

GRAFICO Nº 52

## FACTORES DE CORRECCION PARA CAUDAL DE VAPOR ENTRE 4 Y 17 atm RELATIVAS

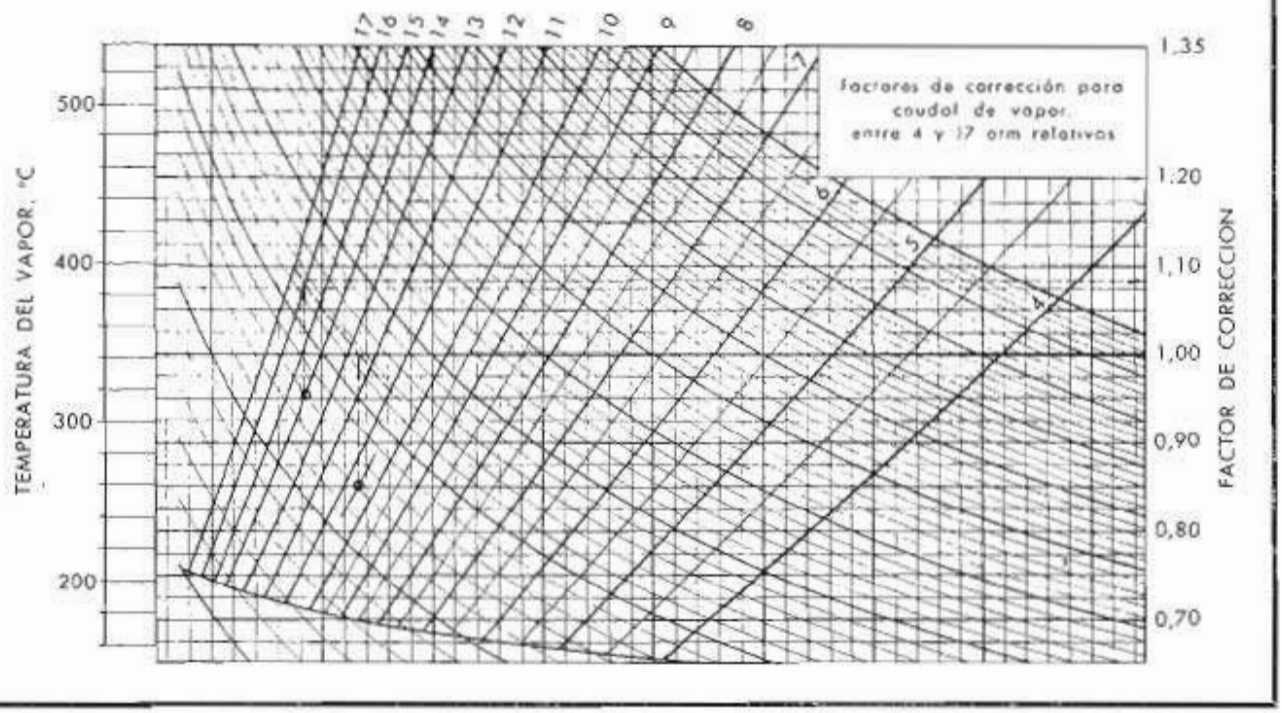
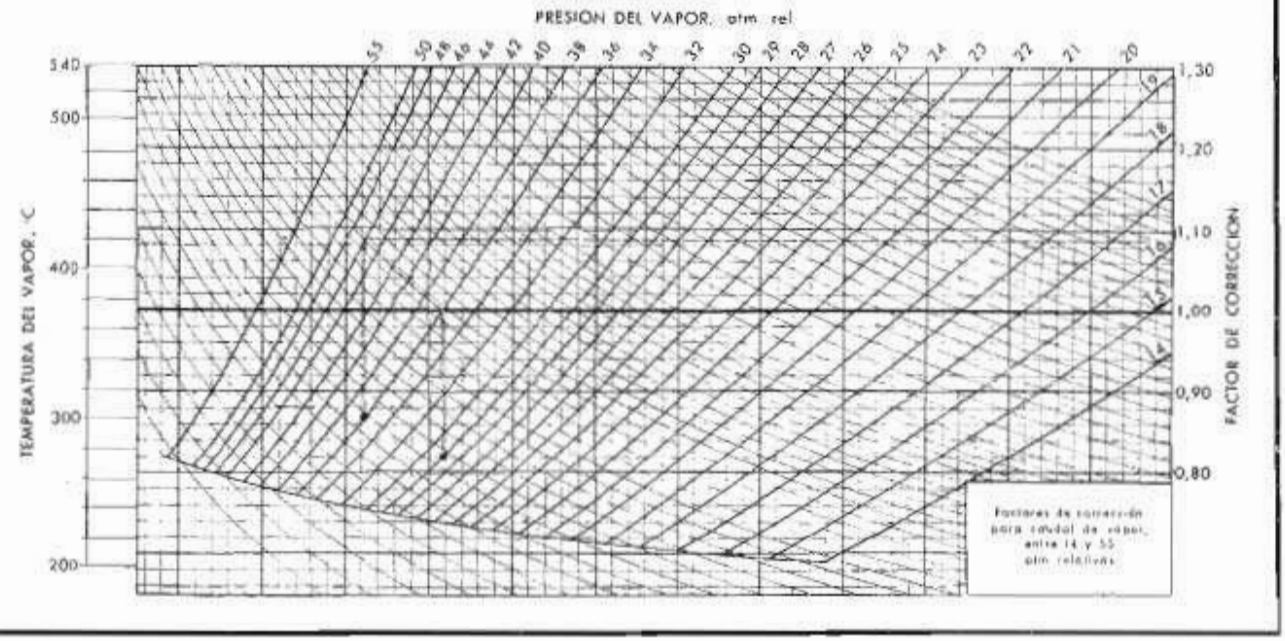



GRAFICO Nº 53

## FACTORES DE CORRECCION PARA CAUDAL DE VAPOR ENTRE 14 Y 55 atm RELATIVAS



**Medidores de caldera y de relaciones.**

En una caldera se puede considerar que a regímenes variables de carga siempre el caudal de vapor producido y el de gases de combustión, mantendrán una relación fija. Lo mismo ocurre entre el caudal de vapor y el de combustible (para cada combustible dado). Todo esto será cierto, siempre que el rendimiento no varíe, lo que puede aceptarse dentro de ciertos límites. Hemos visto ya el procedimiento normal para medición de caudales de líquidos y gases en cañerías. Para la medición del caudal de los gases de combustión se utiliza como placa orificio una sección de la caldera misma, utilizando la pérdida de carga a través de ella como impulso de medición. A veces se utiliza a tal fin una sección del conducto de gases o del conducto de aire de combustión a los que incluso se puede dar forma de Venturi.

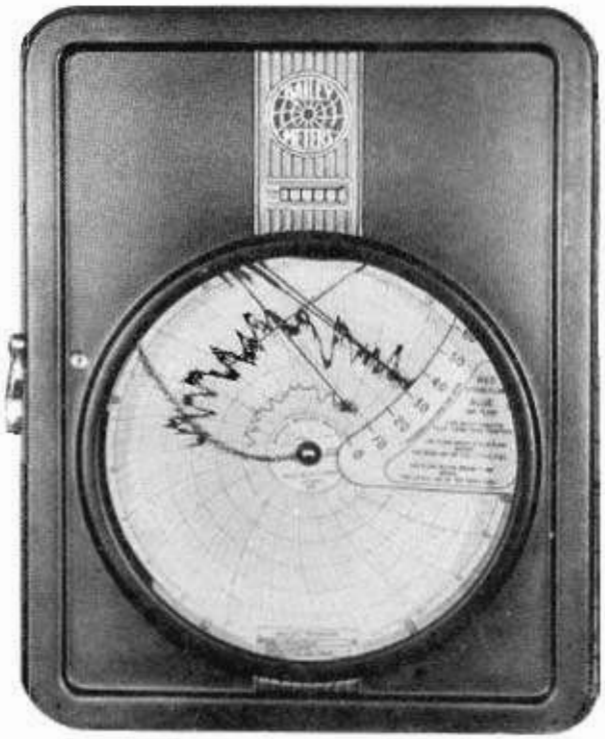
Midiendo entonces simultáneamente la producción de vapor y el caudal de combustible o de gases de combustión, y registrando estos valores sobre una misma planilla, se obtiene lo que se llama genéricamente un medidor de relaciones y específicamente un medidor de caldera cuando el segundo fluido medido es el gas de combustión.

El aparato en sí se realiza en forma tal que las agujas indicadoras de los caudales oscilan sobre un mismo eje, y la aguja del caudal de combustible o gas de combustión tiene un ajuste de cero que permite calibrar el instrumento de modo que las agujas coincidan para la condición de rendimiento deseado, ajuste que normalmente se realiza con una determinación del Orsat.

El medidor de caldera es un instrumento sumamente útil, ya que combina la función de medidor de vapor con la de analizador del exceso de aire, pero si se utilizan diversos combustibles que exijan distinta cantidad de aire en relación al calor entregado (petróleo y leña; gas y bagazo, carbón y gas de alto horno, etc.) deben ser recalibrados en cada ocasión. Por lo tanto, en estos casos o cuando se requiere mayor exactitud en la medición del combustible, es preferible utilizar los otros medidores de relación. Se puede decir que en general el medidor de caldera es un instrumento muy útil para las unidades industriales, mientras que los medidores de relación son especialmente recomendados para las calderas de mayor tamaño.

FIGURA N° 67

**MEDIDOR DE CALDERA**



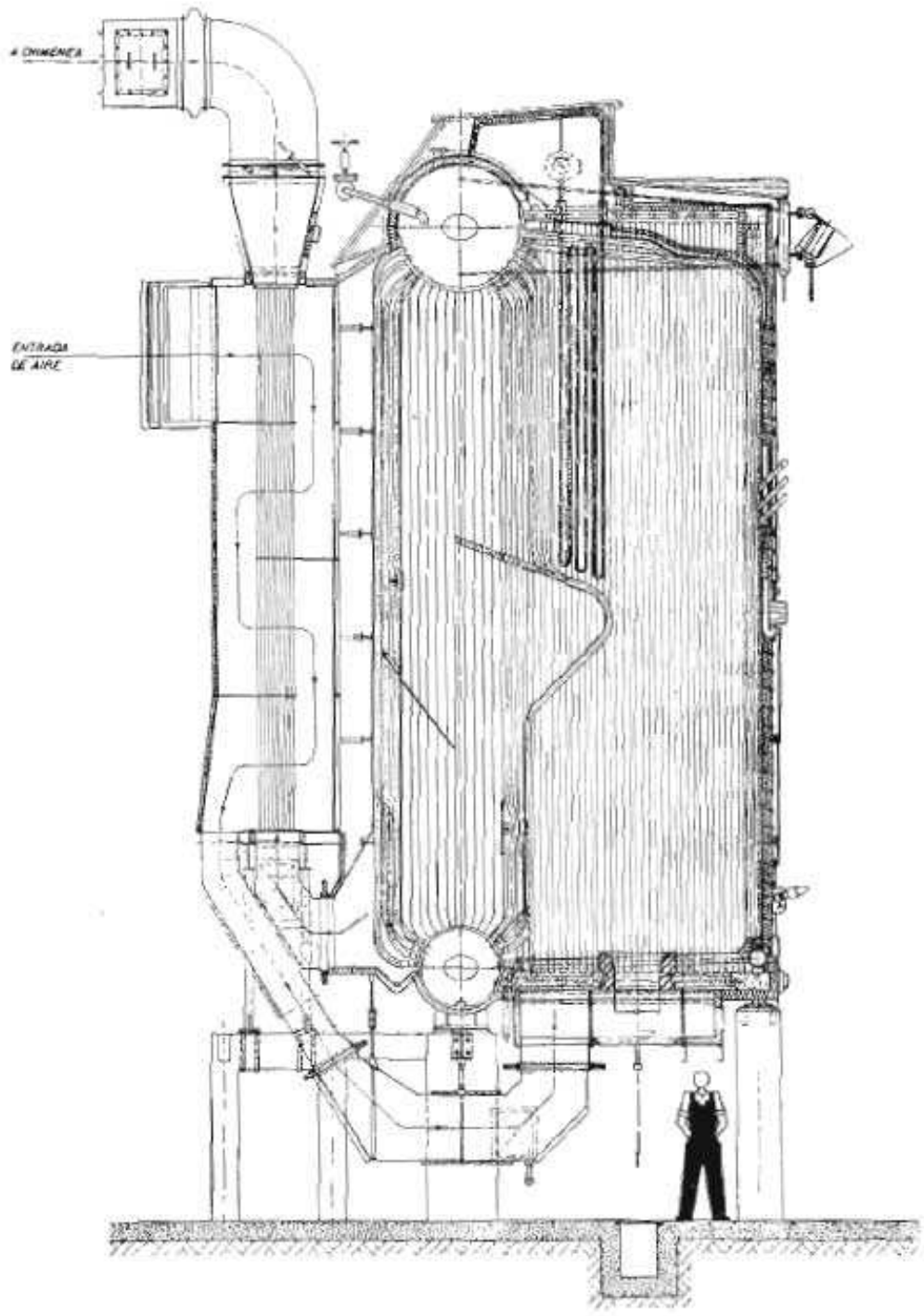



Diagrama de una caldera VUV de fabricación local para una evaporación de 30.000 kg/h a una presión de 17,5 atm., con quemadores verticales, instalado en una fábrica textil de Buenos Aires.

# 11

# CAPITULO DECIMOPRIMERO

**INTRODUCCION. — ELEMENTOS INTEGRANTES DE UN SISTEMA DE CONTROL AUTOMATICO. — SISTEMA DE DIAGRAMACION. SIMBOLOS USADOS. — EMISORES DE SEÑALES. CONTROLADORES. ELEMENTOS DE ACCION FINAL. — EJEMPLOS DE APLICACION.**

**Introducción.**

En la industria de hoy, la palabra *eficiencia*, en la que se involucra *rendimiento* y *calidad*, es la rectora de empresarios, técnicos, supervisores, obreros.

El medir la importancia de una instalación por el tamaño masivo de sus equipos, ha cedido paso al concepto de considerar la eficiencia del conjunto, o sea la cantidad y calidad de los bienes producidos, con relación al monto total invertido. Siguiendo este orden de ideas, es que se tiende a lograr que la marcha de una serie de equipos sea *óptima*, en sus distintas fases y aspectos. En esta forma se evita en cuanto sea posible la existencia de sobredimensionamientos y/o cuellos de botella, que tan frecuentemente se encuentran hoy en instalaciones que, si bien han sido adecuadamente planeadas, no se logra que ciertas partes de la misma trabajen al unísono con las restantes.

El lograr el funcionamiento óptimo es muchas veces imposible, contando solamente con el factor humano como elemento que aprecia (mide), decide y ejecuta.

El primer paso fundamental es entonces el medir, que se realiza en los distintos aparatos por medio de los cuales se toma conocimiento de niveles, presiones, temperaturas, tirajes, caudales, análisis de gases, pH y otros.

Con la medición se manejan mejor los equipos e instalaciones, ya que se dispone de un conocimiento más completo de los distintos fenómenos físicos y químicos que tienen lugar en el proceso fabril.

La creciente complejidad de las instalaciones, indica que es conveniente centralizar las mediciones en tableros, debiéndose entonces realizar éstas a distancia. Ello obliga a su vez a agrupar los comandos, debiéndose consecuentemente realizar, también a distancia, los accionamientos de las máquinas y equipos.

Teniendo centralizada la medición y el comando, el paso lógico posterior es colocar un controlador automático.

Este recibe las informaciones de la medición a distancia, las elabora e imparte las órdenes a los mandos a distancia. La automatización, como se ve, es un proceso progresivo.

El problema de automatizar instalaciones industriales es cada vez más complejo y se exige del equipo de control mayor exactitud y seguridad. Es necesario entonces conocer las condiciones en que se desarrolla el proceso, determinando con claridad la influencia de la variable sobre la que se manipula, con respecto a la que se desea controlar.

La aplicación de controles automáticos a una instalación nueva y proyectada en función de este aspecto, es siempre más sencilla, económica y de seguros resultados, que realizarlo en una instalación existente donde a veces, ello resulta no todo lo eficiente que se desea.

El control automático tiene una serie de condiciones que lo caracterizan en forma especial, tales como:

- Sensibilidad. El operario audiovisual perfecto.
- Vigilancia. Siempre cumpliendo su función.
- Rapidez. Aun tratándose de sistemas complejos, actúa con gran seguridad.

En su contra, podemos decir que no tiene iniciativa para realizar una maniobra imprevista. Aun en instalaciones parcialmente dañadas por accidentes, los controladores han continuado cumpliendo con su misión y evitando mayores daños.

Normalmente el control automático no reduce mucho los gastos de mano de obra, ya que la supervisión y vigilancia siguen siendo indispensables.

Pero es en la marcha eficiente de las instalaciones y en el constante mejoramiento de la calidad productiva, donde se aprecian sus ventajas integralmente.

Hoy existen cierto tipo de instalaciones que es imposible que funcionen sin controles automáticos; tal es el caso de ciertas calderas de gran evaporación, que quedarían sin agua en cuestión de segundos, por una falla en la alimentación adecuada. Se ha dicho que la automatización constituye para la industria, el más importante progreso habido después de la invención de la máquina a vapor.

Se usan una variada serie de sistemas de control automático: eléctrico, hidráulico, mecánico, neumático, etc.

Los sistemas neumáticos se utilizan extensamente, habiendo sido la industria petrolera la que los ha empleado en mayor escala.

### Elementos integrantes de un sistema de control automático.

Todo proceso industrial tiene, en condiciones estacionarias, un equilibrio del suministro y entrega de energía. Cuando, habiendo variaciones del suministro no se establece otro estado de equilibrio inmediato, se debe a una variación de la capacidad de acumulación o inercia, que tienen todos los aparatos y equipos en mayor o menor grado.

Es interesante considerar para aclarar ideas, el siguiente cuadro:

| Variable a controlar Z | Variables a manipular: Flujo entrante Y | Variables a manipular: Flujo saliente X | Capacidad de acumulación S |
|---|---|---|---|
| Velocidad angular . . | Par motor | Par resistente | M. de inercia |
| Nivel. . . . . | Caudal entrante | Caudal saliente | Volumen del tanque |
| Presión isotérmica . . | Caudal entrante | Caudal saliente | V p/v (1) |
| Presión caldera . . . . | Flujo calórico entrante (Combustión) | Flujo calórico saliente (Caudal vapor) | $M_c \frac{d}{d_p}$ (2) |
| Temperatura . . . . . | Flujo calórico | Flujo calórico | Capac. calorífica |

(1) V ($m^3$); p ($kg/m^3$), v ($m^3/kg$)

(2) $M_c$ (kcal/kg °C) capacidad de acumulación de calor; $\frac{d}{d_p}$ (°C $cm^2$ kg) gradiente de temperatura en función de la presión, en la línea de saturación.

Se demuestra siempre que la derivada de la variable a controlar con respecto al tiempo es:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{y - x}{S}$$

Siendo:

z = Variable a controlar

t = Tiempo

y = Flujo entrante } Variables a manipular

x = Flujo saliente }

S = Capacidad de acumulación

En régimen estacionario $\frac{dz}{dt} = 0$, luego:

$y = x$

y $z = z_0$ (o sea: el valor de z es el que corresponde al punto de control)

Para aclarar ideas, veamos un ejemplo: Sea un calentador de agua a vapor (figura N° 68), que debe calentar un caudal $Q_a$ de agua a una temperatura $t_2$, siendo la temperatura de entrada $t_1$, para ello se requerirá un caudal de vapor $Q_v$ a, una presión $p$ (saturado). Deberá existir un equilibrio entre las calorías $y$, entregadas por el vapor en relación a las tomadas por el agua $x$.

FIGURA N° 68

**CALENTADOR DE AGUA A VAPOR**

Cualquier variación de los factores $Q_a$, $t_1$ o p, introducirán una variación y para mantener $t_2$ constante, deberá variar el caudal de vapor $Q_v$. Ello podrá ser en más o menos.

Para automatizar este equipo y mantener constante la temperatura de salida $t_2$, se debe luego conocer claramente la función:

$$t_2 = f\ (Q_a,\ t_1,\ p)$$

o también según la notación anterior (ya que $z = t_2$):

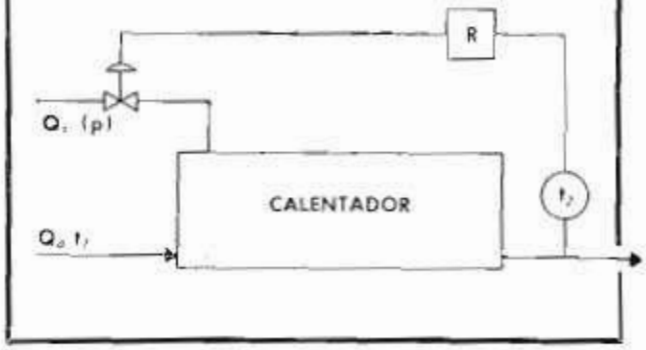
$$z = f\ (x)$$

o $z = f\ (y)$

Este equipo podrá automatizarse como está indicado en la figura N° 69. Se mide la temperatura $t_2$ del agua a la salida y es ella la que comanda la entrada de vapor. Un relay controlador R va intercalado cumpliendo funciones que explicaremos más adelante.

FIGURA N° 69

**CALENTADOR A VAPOR AUTOMATIZADO**




El tipo de circuito de automatización descripto es en cadena cerrada. El sistema regula la entrada de vapor al calentador, pero toma conocimiento de los resultados de su acción reguladora al medir la temperatura de salida.

Aquí es donde la capacidad de acumulación puede dificultar una regulación fina, al atenuar las variaciones de temperatura y hacer que la acción de la regulación resulte lenta y pesada. Es por ello que se usan a veces sistemas más elaborados.

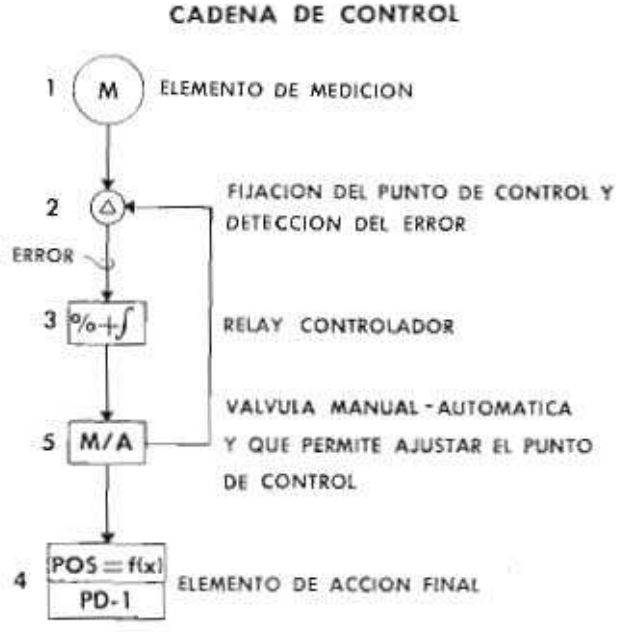
Otro tipo de circuito es el denominado de cadena abierta, poco usado en la industria.

Se trata de circuitos en los cuales el relay controlador no toma conocimiento de los resultados

de su acción. Un ejemplo típico, es un sistema de control de tránsito. El relay controlador mantiene abierto el tránsito de la calle A, $x$ segundos y el de la calle B, $y$ segundos, sin tomar conocimiento de la intensidad real del tránsito en cada una de ellas.

De acuerdo a lo explicado, un sistema de control automático consta en su faz más simple de (figura N° 70): 1, un elemento de medida; 2, un elemento de ajuste del punto de control y que acusa las posibles diferencias que se puedan producir, o sea el error E en la regulación de la variable controlada; 3, un relay controlador que responde a la magnitud del error E registrado e imparte la orden de comando a 4, que es el elemento de acción final, válvula o accionamiento, que comanda la variable manipulada; 5, existe además una válvula, que permite el eventual accionamiento manual y ajuste del punto de control. Todas las mediciones y comandos son transmitidos neumática, eléctrica, o hidráulicamente según el caso.

FIGURA N° 70




Frecuentemente no es fácil distinguir cada uno de estos elementos, pero ellos constituyen siempre la cadena de control, aunque muchas veces, al estar agrupados, su identificación no resulta sencilla.

Los sistemas pueden ser considerablemente más complejos que el descripto en el ejemplo anterior, que se denomina de cadena simple y pueden ser doble o triple. También puede variar la forma de conexión y ser directa, con reajuste, en paralelo, anticipante, en cascada, etc. La forma de planear un sistema es adaptarse al proceso, teniendo en cuenta lo que se desea obtener de él y considerando especialmente la inercia a los cambios, que puedan presentarse, al modificarse una variable.

El conocimiento adecuado de la función algebraica que rige el funcionamiento del equipo, permite hallar la mejor solución o sea, mayor rapidez y exactitud.

Puede ser necesario, según el caso, realizar una labor de ingeniería importante, con el desarrollo de modelos matemáticos, etc.

Debemos ahora antes de seguir adelante, familiarizarnos con el sistema de diagramación usado y luego veremos el funcionamiento de los aparatos utilizados.

**Sistema de diagramación. Símbolos usados.**

Dado que los sistemas de control automático son cada día más complejos y sus aplicaciones más variadas, se requiere la utilización de un sistema de diagramas y símbolos que sean fáciles de interpretar y simples de utilizar, resaltando en forma evidente el concepto con que ha sido encarada la forma de control. Por lo tanto se ha apelado a un sencillo sistema de diagramación con líneas, círculos y cuadros, en los cuales se expresa la función cumplida por cada elemento, con letras y símbolos matemáticos.

Podemos anotar las siguientes ventajas del sistema:

1° Se destaca el concepto del sistema usado para controlar, con independencia del equipo utilizado.

2° Puede ser usado para cualquier sistema de control: eléctrico, neumático, hidráulico, etc.

3° Los primeros borradores de un proyecto se realizan rápidamente, sin necesidad de entrar en detalles específicos.

4° Los diagramas requieren pocas líneas, resultando fáciles de leer.

5° No se requiere estar familiarizado con el equipo. Las funciones de control son evidentes.

*Símbolos usados en la diagramación de circuitos de control automático*

| | | | |
|---|---|---|---|
| Medición | (TT) | Elemento de acción sin posicionador | PD |
| Selector manual automático | M/A ó H/A | Interconexión | I |
| Acción manual | M | Punto de control | ⊘ |
| Válvula de transferencia | T | Relay controlador | % |
| Elemento de acción con posicionador | Pos = f (x) / PD | | |

*Relay Controlador*
*Indicación de las funciones que puede realizar*

| Función | Diagrama | Ecuación matemática |
|---|---|---|
| Acción proporcional | % | $e_o = KE + C$ |
| Acción integral (en un lapso de tiempo) | $\int$ | $e_o = \frac{1}{T_i}\int E\,dt + C$ |
| Acción derivativa (con respecto al tiempo) | $\frac{d}{dt}$ | $e_o = T_D \frac{dE}{dt} + C$ |
| Acción proporcional más integral | $\% + \int$ | $e_o = KE + \frac{K}{T_i}\int E\,dt + C$ |
| Acción proporcional más derivativa | $\% + \frac{d}{dt}$ | $e_o = KE + KT_D \frac{dE}{dt} + C$ |
| Acción proporcional más integral más derivativa | $\% + \int + \frac{d}{dt}$ | $e_o = KE + \frac{K}{T_i}\int E\,dt + KT_D \frac{dE}{dt} + C$ |
| Acción de sumar | $\Sigma$ | $e_o = e_{i_1} + e_{i_2} + \ldots\ldots + e_{i_n}$ |
| Acción de restar | $\Delta$ | $e_o = e_{i_1} - e_{i_2}$ |
| Acción de promediar | $\Sigma/N$ | $e_o = \frac{e_{i_1} + e_{i_2} + \ldots\ldots + e_{i_n}}{N}$ |
| Acción de calcular | % = f (x) | $e_o = F(e_i)$ |

Significado de los símbolos usados anteriormente:

$e_i$ = señal de entrada
$e_o$ = señal de salida
E = error
$T_i$ = tiempo de integración (repeticiones por minuto)
$T_D$ = tiempo de derivación (minutos)
K = ganancia
b = banda proporcional $\left(K = \frac{1}{b}\right)$
C = constante
N = número de impulsos entrantes

*Código de letras*

Mediciones de:

A = análisis, automático
C = conductividad
D = densidad
F = caudal
L = nivel
M = humedad, manual
P = presión
S = velocidad
T = temperatura, transferencia
V = viscosidad
W = peso
etc.

Funciones de:

R = registro
I = indicación
T = transmisión
C = control

Existen varias otras acciones de control de menos utilización, se estima que con lo anotado basta para aclarar conceptos sobre las principales realizaciones que puede cumplir un relay controlador.

**Emisores de señales. Controladores. Elementos de acción final.**

Los sistemas de control tienen como agente motriz al aire comprimido, la presión hidráulica, etc., debiéndose contar con una fuente segura que suministre el aire, etc.

**Emisores de señales.**

Los instrumentos que miden temperaturas, caudales, presiones, etc., producen por medio del emisor de señales una señal neumática, hidráulica, eléctrica, etc., proporcional a la medición, que recibida por el relay controlador, es comparada, elaborada, etc., y emitida la orden, también neumática, hidráulica, etc., al elemento de acción final.

**Controladores.**

Básicamente, los relay controladores reciben una señal de entrada $e_i$ y emiten otra de salida $e_o$.

El valor de $e_i$ es igual a una constante C, más el error E que pueda existir y que es lo que se ha apartado la variable controlada z, de su punto de control $z_o$.

El relay controlador elabora la señal de entrada y produce la correspondiente señal de salida $e_o$, tal que:

$$e_o = f\ (e_i) = f\ (E + C) = I\ (E)$$

Ya que C es una constante.

También el relay puede elaborar varias señales de entrada $e_{i_1}$, $e_{i_2}$, etc., y producir una señal de salida

$$e_o = I\ (e_{i_1}, e_{i_2} \ldots)$$

donde el significado de los símbolos es el ya establecido.

Producido un error E, es decir una modificación en el valor de regulación de la variable controlada Z, la función del relay controlador es actuar sobre la variable manipulada que puede ser $x$ o $y$ para eliminar el error y restablecer el equilibrio.

La técnica del control ha producido aparatos que actúan produciendo una serie de acciones básicas que son:

a) acción de control SI-NO (todo o nada. No trataremos este tipo de aparatos por ser muy conocidos)

b) acción de control proporcional %

c) acción de control integral $\int$ en un intervalo de tiempo

d) acción de control derivativa $\frac{d}{dt}$ con respecto al tiempo

Estas acciones principales se combinan en:

e) acción proporcional más integral $\% + \int$

f) acción proporcional más derivativa $\% + \frac{d}{dt}$

g) acción proporcional más integral más derivativa $\% + \int + \frac{d}{dt}$

Las enumeradas son acciones que se realizan sobre una señal de entrada al relay controlador, aunque también pueden estos aparatos realizar otra serie de operaciones, como ser:

h) sumar

i) restar

j) sacar promedio, y varias otras.

Normalmente un relay controlador acepta la entrada de una, dos y en casos raros, tres variables. Cuando el número de éstas es mayor se colocan dos aparatos.

a) Acción de control SI-NO; es sencilla y sin complicaciones; no entraremos en detalles.

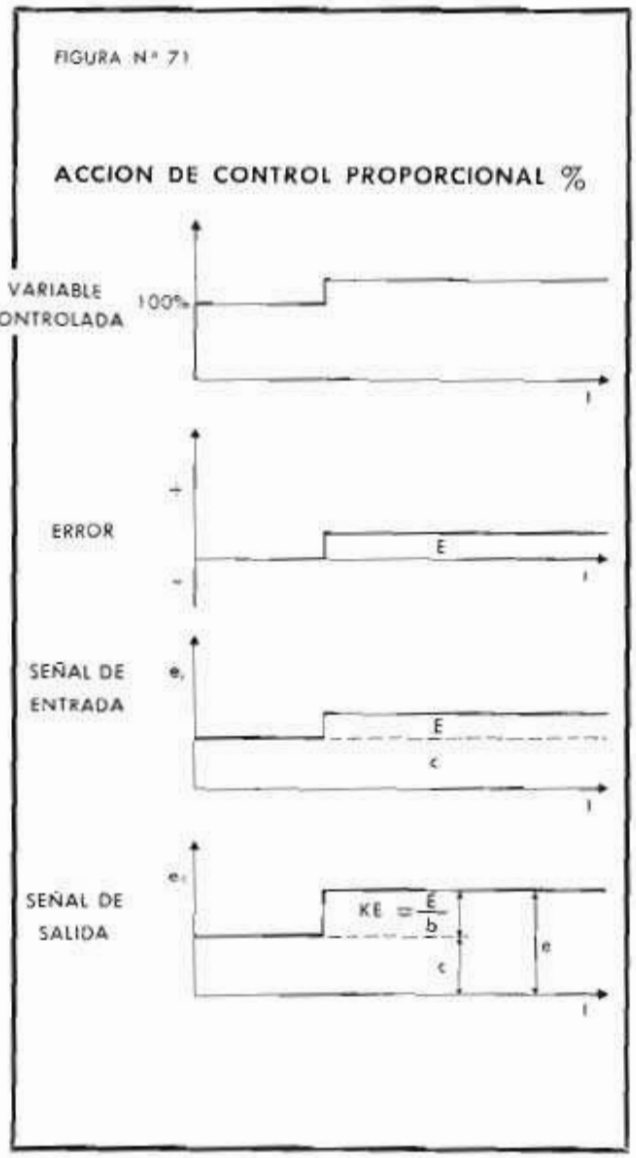
b) Acción de control proporcional; como su nombre lo indica, la señal de salida del relay controlador es proporcional al error E más la constante C.

$$e_o = \frac{1}{b} E + C = KE + C \qquad [1]$$

En estado de equilibrio, es decir con error $E = 0$ y siendo la señal de entrada $e_i = C$, la de salida será $e_o$; si se produce un desequilibrio y la variable controlada acusa un error, el relay controlador actúa produciendo una señal de salida aumentada o disminuida, según el caso, de un valor $\frac{E}{b} = KE$, de acuerdo a lo dicho más arriba (figura N° 71).

Se llama banda proporcional b al porcentaje de variación en el instrumento medidor de la variable controlada, que produce una variación del 100 % en el elemento de acción final (válvula, etc.).

FIGURA N° 71



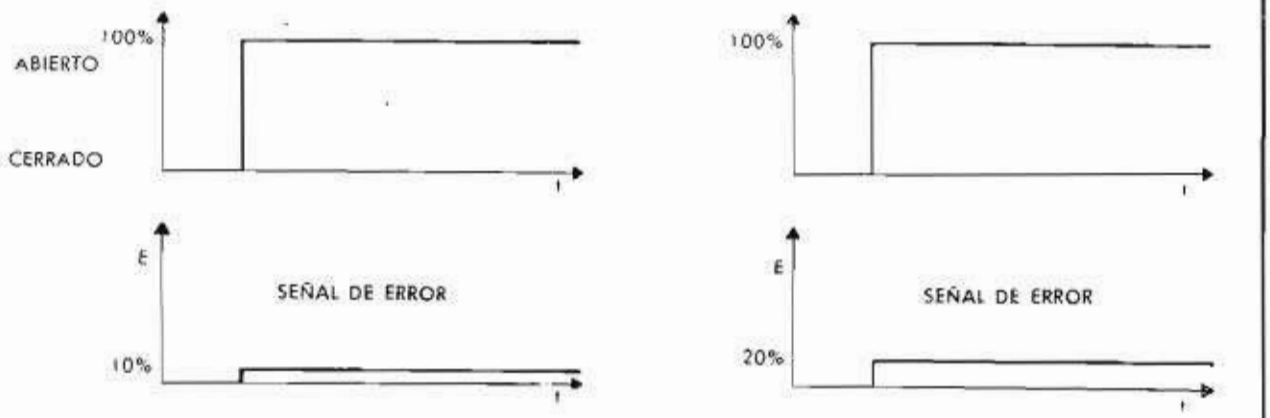

Si por ejemplo, el instrumento de medida es un termómetro y tiene un rango de 0°-200° una banda proporcional del 10 % o sea 20° C significa que el elemento de acción final variará desde completamente abierto hasta completamente cerrado, para una variación de la temperatura de 20° C (figura N° 72).

La ganancia K de un relay controlador es la relación entre los valores absolutos de la señal de salida y la de entrada o la inversa de la banda proporcional.

$$K = \frac{1}{b} = \frac{e_o - C}{E}$$

FIGURA N° 72

**POSICION DEL ELEMENTO DE ACCION FINAL EN DIFERENTES AJUSTES DE LA BANDA PROPORCIONAL DEL ELEMENTO MEDIDOR**




En el ejemplo anterior

$$K = \frac{1}{b} = \frac{1}{0,1} = 10$$

La elección de la banda proporcional tiene gran importancia para la estabilidad de un sistema; una banda muy estrecha provocará fácilmente oscilaciones, evitándose con una más ancha, pero ello nos obliga a aceptar un mayor desplazamiento del punto de regulación con respecto al punto de control deseado (figura N° 73).

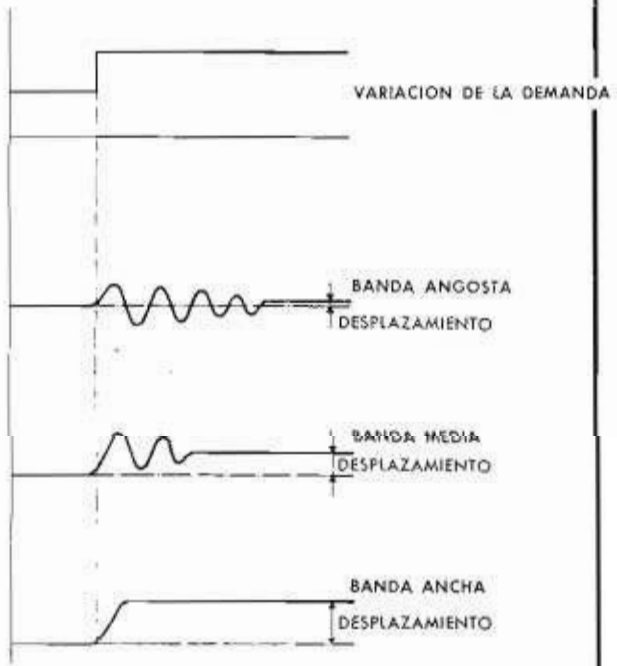
En efecto, el relay controlador proporcional no corrige totalmente el error E, sino que es necesario admitirlo en cierta medida o sea aceptar un desplazamiento del punto de control con respecto al punto de regulación, que es el que da origen al movimiento proporcional del elemento de acción final.

En el ejemplo anterior, estando el calentador regulado para un cierto caudal $Q_a$ de agua, supongamos a 90° C; si el caudal aumenta, es necesario admitir una cierta disminución de la temperatura para que la válvula abra más. Ello es función de la banda proporcional.

Otro aspecto interesante de considerar en un sistema de control automático, es la velocidad de

FIGURA N° 73

**DESPLAZAMIENTO DEL PUNTO DE CONTROL CON RELACION AL PUNTO DE RELACION EN FUNCION DE LA BANDA PROPORCIONAL**



desplazamiento del órgano de acción final. Si derivamos la ecuación I respecto del tiempo, tenemos:

$$\frac{de_o}{dt} = \frac{1}{b}\frac{dE}{dt} = K\frac{dE}{dt}$$

Vemos entonces que la velocidad de movimiento del órgano de acción final es proporcional al cambio en el tiempo de la señal de entrada.

Por ejemplo, con una banda proporcional de 20 % K = 5 y una velocidad de variación de la variable controlada de 10%/min., la velocidad de variación de la válvula será:

$$\frac{1}{0.2} \times 0{,}1 = 5 \times 0{,}1 = 0{,}5 = 50\ \%/\text{min}$$

Es decir que la válvula recorrerá toda su carrera en 2 minutos cuando la variable controlada varía de 10 %/min y la banda proporcional sea del 20 % (o la ganancia sea 5). Todo lo visto es el planteo teórico del problema; en realidad existen "retardos" en las mediciones, en la transmisión de las señales y en los accionamientos, que no reflejan exactamente lo que se desea. Ello modifica un poco las cosas; más adelante veremos los resultados "reales".

c) Acción de control integral

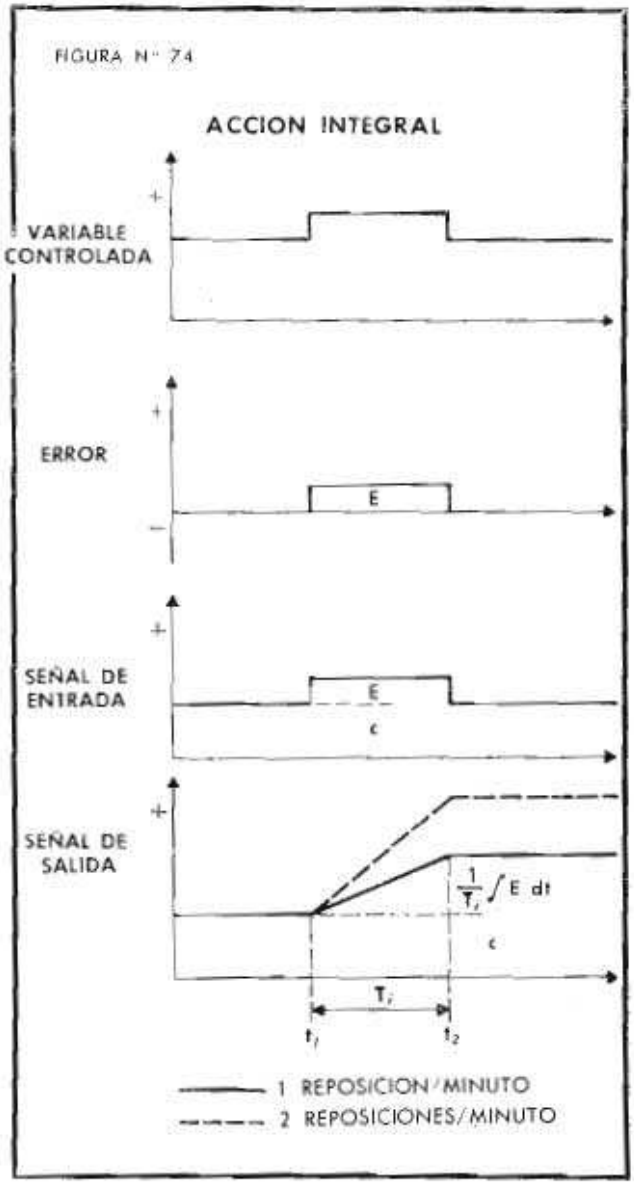
En el relay controlador de acción integral el valor de la señal de salida es proporcional al tiempo que se mantenga el error E. El efecto responde a la ecuación:

$$e_o = \frac{1}{T_i}\int E\,dt + C \qquad [II]$$

Gráficamente, véase la figura N° 74.

La ventaja principal de este tipo de regulador es que elimina el desplazamiento del punto de control con respecto al punto de regulación. Ya que mientras E ≠ 0, el órgano de acción final se sigue moviendo e incrementando su acción de corrección, hasta eliminar por completo el error.

Se define como tiempo de acción integral $T_i$ o coeficiente de repetición, al número de veces por minuto que el efecto producido por la acción integral alcanza el valor de la variación de la señal de entrada, es decir, del error E.




Este valor es variable y puede ajustarse en los relay controladores; por ejemplo, desde 0,1 a 300 veces por minuto.

Por razones de conveniencia técnica, la acción de control integral se usa casi siempre combinada con la acción proporcional. La ecuación es entonces:

$$e_o = \frac{1}{b}E + \frac{1}{bT_i}\int E\,dt + C$$

$$e_o = KE + \frac{K}{T_i}\int E\,dt + C \qquad [III]$$

Ver figura N° 75.

Aquí el tiempo de acción integral queda quizás más claramente definido, siendo el necesario para que la señal debida a la acción integral alcance el valor debido a la acción proporcional.

Si el tiempo o coeficiente de repetición fuera infinitamente largo, tendríamos un controlador solamente proporcional, la parte integral no tendría prácticamente efecto. Si en cambio el tiempo fuera infinitamente corto, el relay controlador se convertiría en uno del tipo SI-NO, abre todo o cierra todo. No habría modulación.

d) Acción de control derivativa.

En este tipo de control, el valor de la señal de salida es proporcional a la variación del error respecto al tiempo. Cuando la señal de entrada cesa en su variación, la señal de salida cae al cero rápidamente según una ley exponencial. Figura N° 76. La ecuación representativa es la siguiente:

$$e_o = T_D \frac{dE}{dt} + C \qquad [IV]$$

FIGURA N° 75

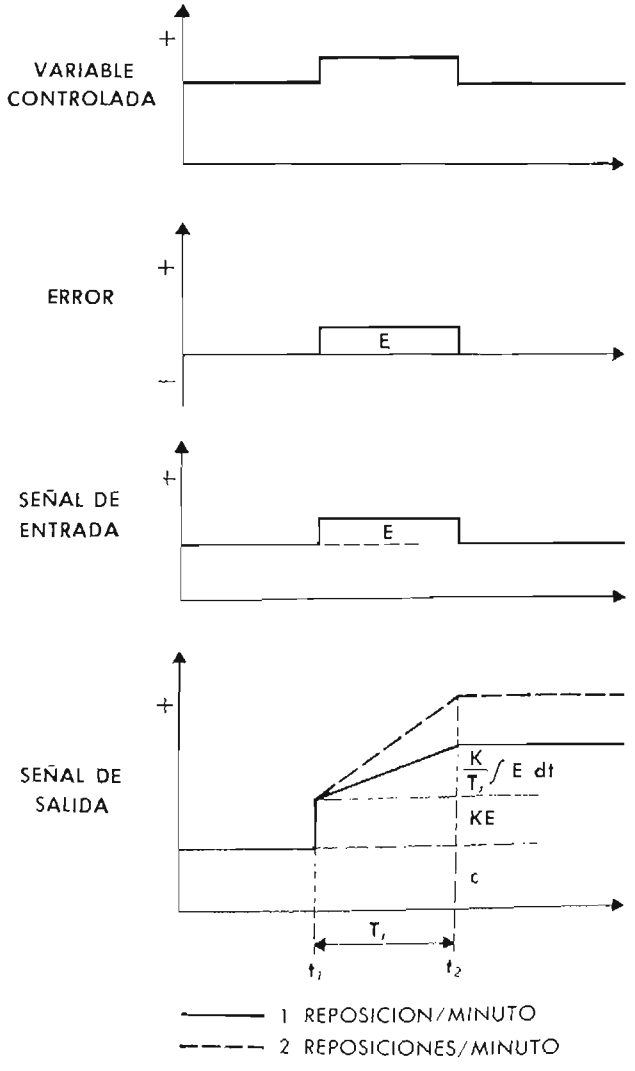
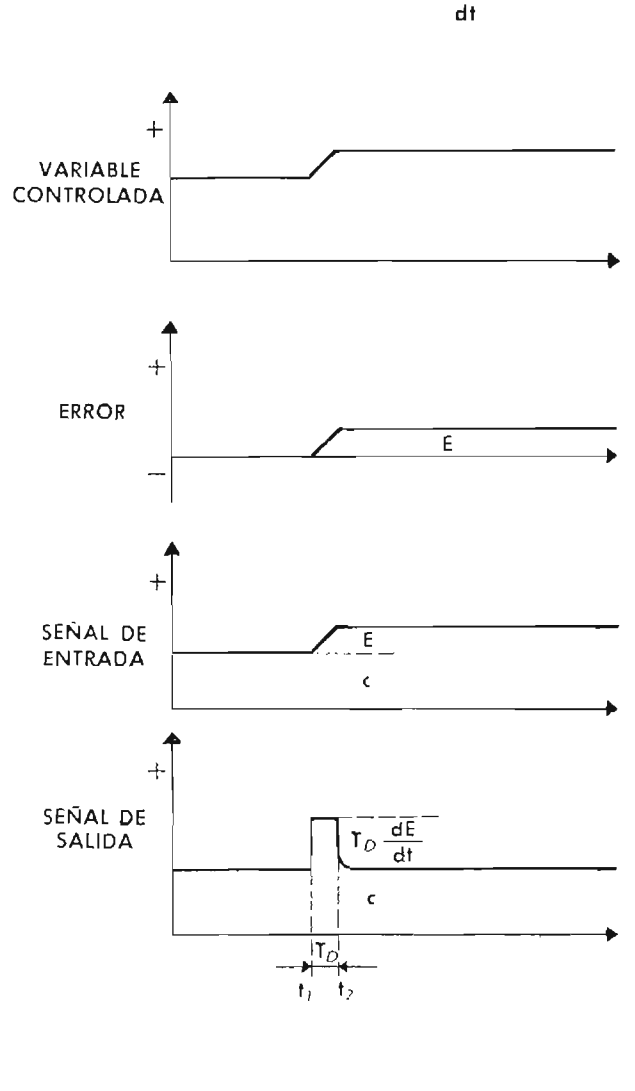



FIGURA N° 76



Dada la ecuación de funcionamiento, puede existir error, pero mientras éste sea constante, el relay controlador no produce ningún efecto para neutralizarlo, ya que después del intervalo $t_2$, al ser $\frac{dE}{dt} = 0$, luego

$$e_o = C$$

Por esta razón el regulador derivativo no tiene aplicación solo; se usa siempre combinado con la acción proporcional. La expresión es entonces:

$$e_o = \frac{1}{b} E + \frac{T_D}{b} \frac{dE}{dt} + C$$

$$e_o = K E + K T_D \frac{dE}{dt} + C \qquad [V]$$

Aquí nuevamente la definición de $T_D$ es de forma similar a la anterior; es el intervalo de tiempo durante el cual la señal debida a la acción proporcional equivale a la de la acción derivativa. Figura N° 77. Este tiempo también es regulable en los controladores y la constante puede variar de 0,1 a 10 minutos.

Estos controladores son mucho más sensibles en un primer momento que los de acción solamente proporcional. Aunque es aquí también necesario admitir un cierto desplazamiento del punto de control con respecto al punto de regulación, por las mismas razones que se dieron en b).

e) y f) Estos puntos han sido tratados en los items c) y d).

g) Acción proporcional, más integral, más derivativa, responden a la ecuación:

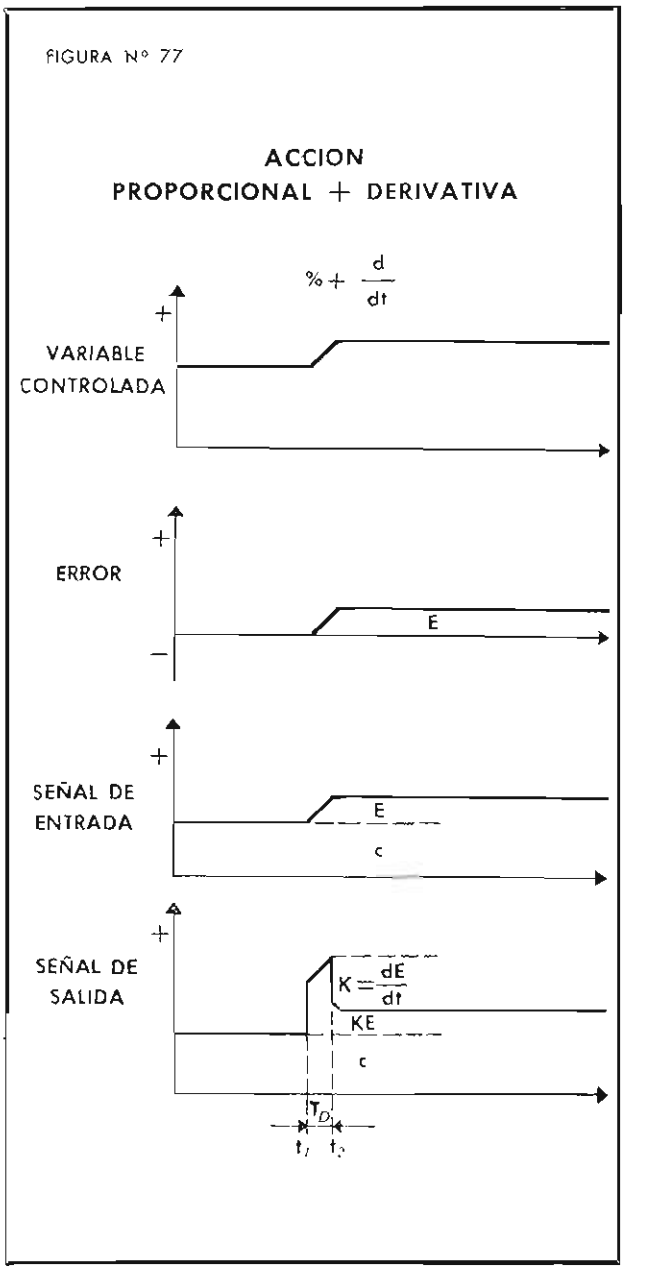
$$e_o = \frac{E}{b} + \int \frac{1}{bT_i} E\,dt + \frac{T_D}{b} \frac{dE}{dt} + C$$

$$e_o = KE + \int \frac{K}{T_i} E\,dt + KT_D \frac{dE}{dt} + C \qquad [VI]$$

Son los relay controladores más completos y sensibles; se usan sólo en casos especiales.

Conviene ahora resumir en una figura las diferentes respuestas de los controladores cuando se

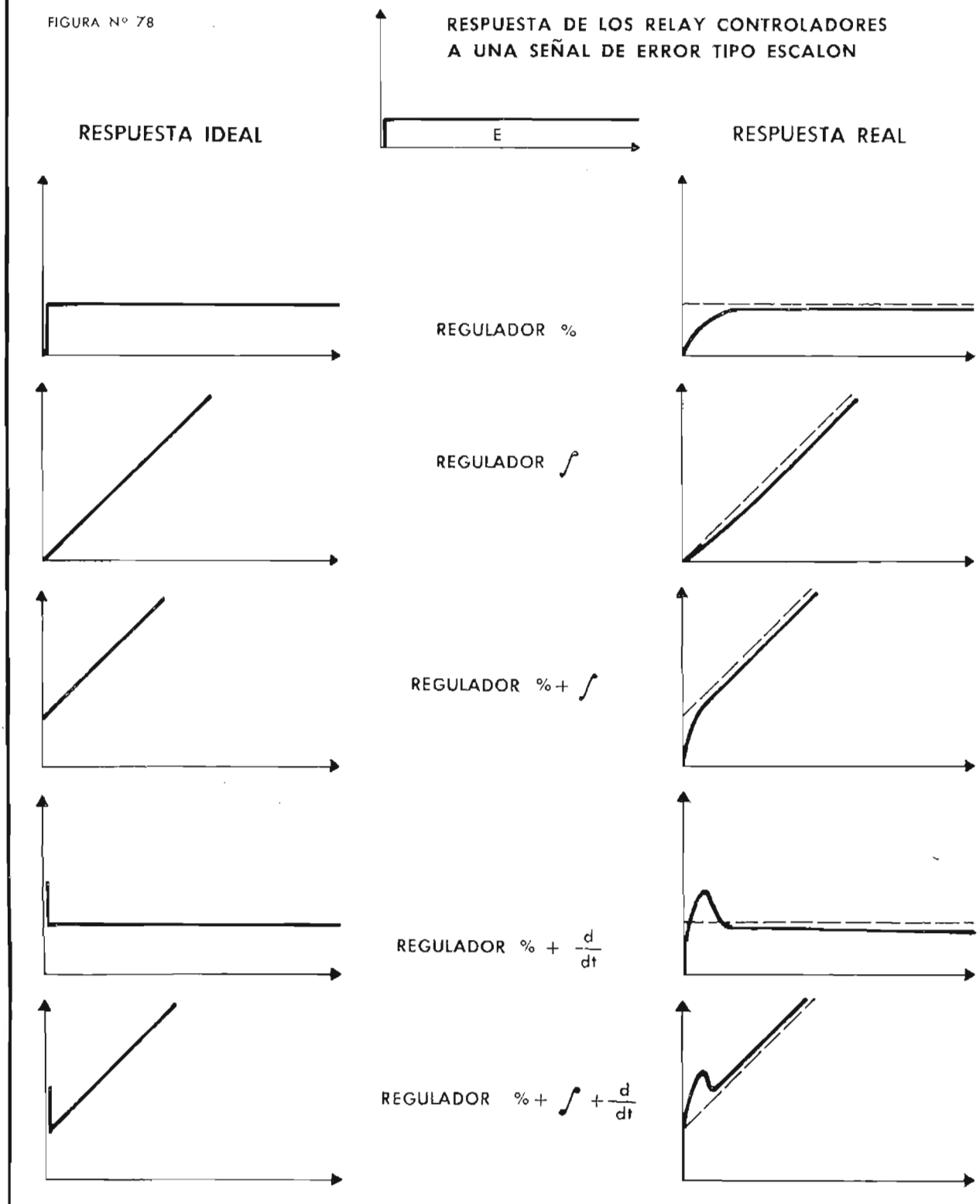
FIGURA N° 77




produce en el error E, una variación violenta, tipo escalón. Como ya se dijo los retardos de la medición, transmisión y accionamiento deforman algo las respuestas de los controladores, de lo que en teoría correspondería. Figura N° 78. En la figura se ven las curvas teóricas y las reales.

La acción de regulación de los relay controladores tiene características propias según su tipo. Fundamentalmente, unas admiten desviación del punto de control, otras no. Unos pueden tener un fun-

FIGURA Nº 78

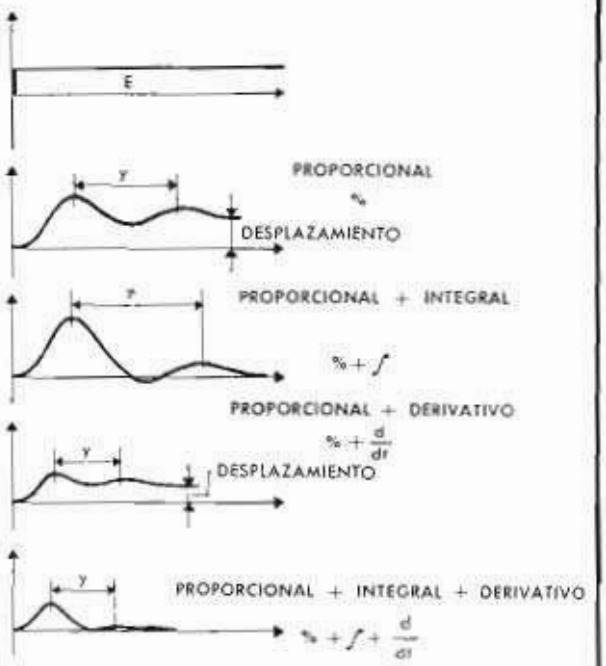



NOTA: NO ES REPRESENTABLE EL CASO DE LA ACCION DERIVATIVA SOLA COMO RESPUESTA A UNA SEÑAL DE ERROR TIPO ESCALON

cionamiento oscilatorio prolongado, lo que siempre es indeseable, en otros la amortiguación es rápida. Véase la figura N° 79 que compara los controladores y su acción de regulación.

FIGURA N° 79

**ACCIONES COMPARADAS DE LOS CONTROLADORES EN RESPUESTA A UNA VARIACION TIPO ESCALON**




Los relay controladores realizan además, como se señaló al principio, otras funciones: h), i), j), etc.

### Elementos de acción final.

En todo sistema automático la orden o señal modulada producida por el relay controlador, es finalmente ejecutada por el elemento de acción final. Este es generalmente una válvula a pistón o diafragma o un pistón de accionamiento que, por un juego de palancas, actúa un registro, compuerta, variador de velocidad, etc.

Es necesario que las características del elemento de acción final, por ejemplo la válvula, tengan una relación caudal/carrera de características apropiadas al problema de que se trate.

Es propio de un proceso, como ya se dijo, que:

$$\text{variable controlada} = f\ (\text{variable manipulada})$$

$$z = f\ (x)$$

$$\text{o } z = f\ (y)$$

según sea esa función, deberá actuar el sistema.

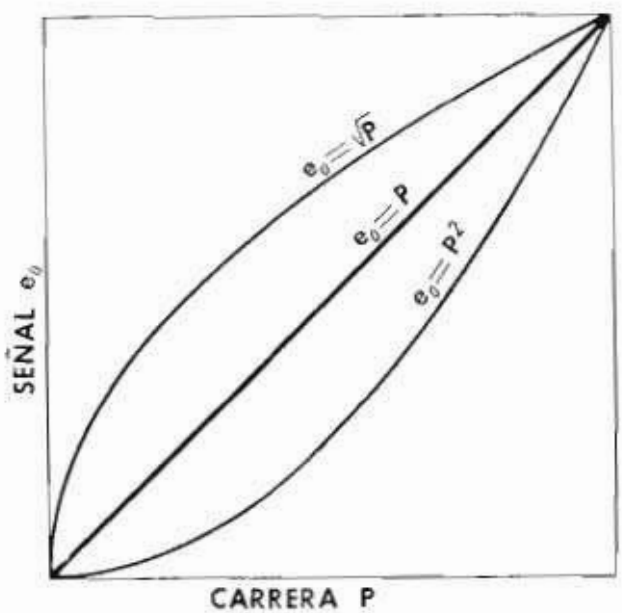
Si una válvula tiene una relación caudal/carrera, determinada y la función que relaciona la variable controlada con la manipulada es distinta, habría que estar ajustando la ganancia K del regulador para cada punto de funcionamiento del sistema, lo que no es posible naturalmente (salvo que surja como resultado del armado en el sistema regulador).

En consecuencia, existen accionadores en los cuales la relación caudal/carrera o posición/carrera, puede ajustarse respondiendo a una relación lineal o siguiendo una curva de grado superior.

La elección de esta característica es importante para asegurar la estabilidad de un sistema y evitar oscilaciones. Figura N° 80.

FIGURA N° 80

**CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS VALVULAS O POSICIONADORES**



**Ejemplos de aplicación.**

Los equipos de control descriptos son de gran aplicación en la industria; podemos al respecto citar las siguientes, donde pueden prestar eficaces servicios:

Generación de vapor, Vidrio, Cerámica, Siderurgia y metalúrgica, Petróleo y gas, Purificación de aguas, Frigorífica, Alimenticia en general, Petroquímica, Química, Azucarera, Abonos y fertilizantes, Aceites, Gases, acetileno, oxígeno, etc., Plásticos, Destilerías de alcohol y otras, Molienda de minerales, Papel y celulosa, Goma, etc.

La utilización de los equipos puede ser realizada de muy distintas maneras y arreglos, por ejemplo por la combinada medición y contralor de una o varias de las siguientes variables:

Nivel, Presión, Caudal, Tiraje, Temperatura, Análisis de gases, Consistencia de suspensiones de sólidos en un líquido, Viscosidad, pH, Conductividad de soluciones, Detección de llama, Idem de polvos en suspensión, Velocidades de rotación y varias otras.

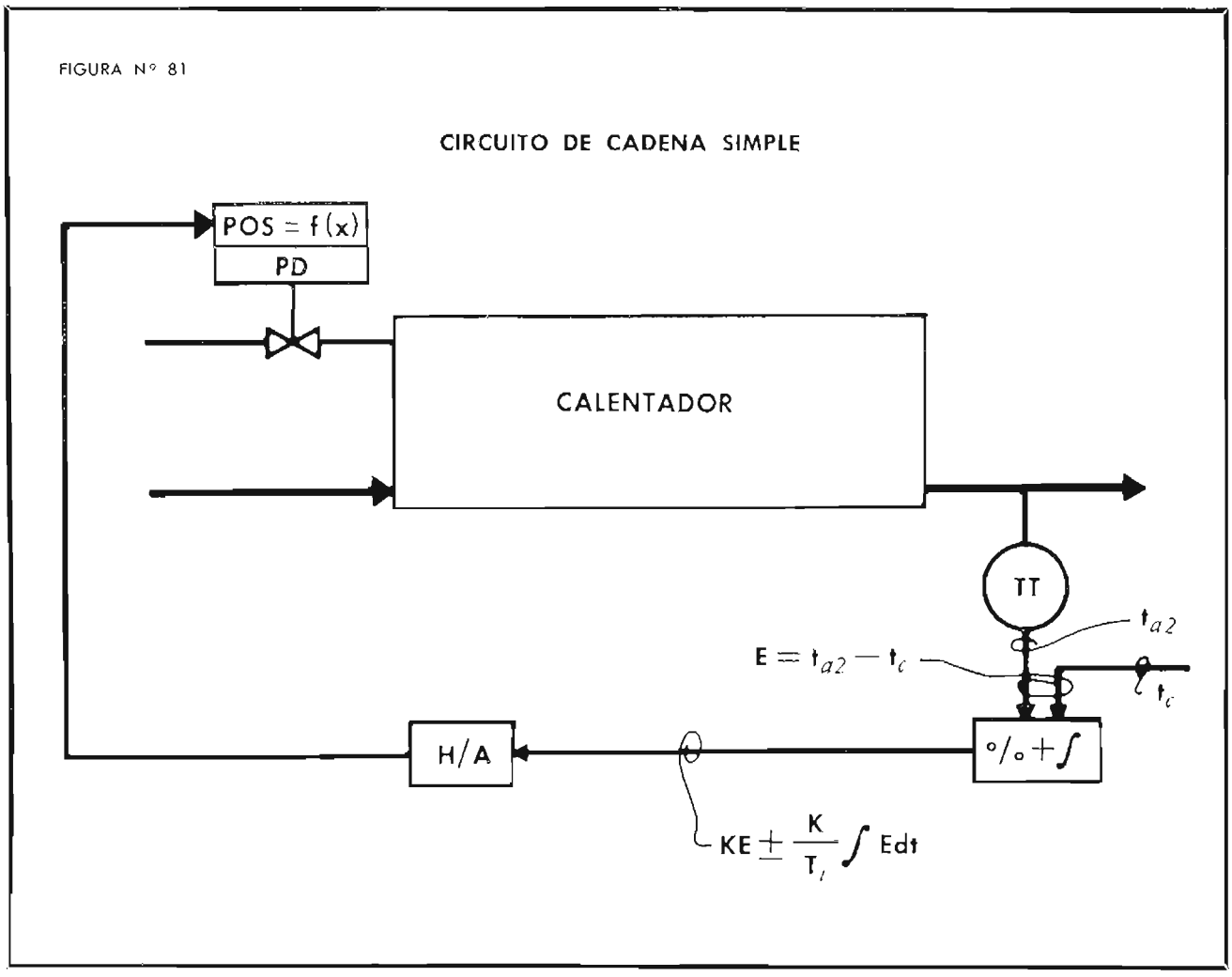
Existe además la posibilidad de utilizar programadores horarios con los cuales es fácil realizar el contralor sucesivo de procesos cíclicos.

Detallaremos ahora algunos ejemplos aislados para aclarar el aspecto práctico que presenta la solución de los problemas de control automático.

Ejemplo 1. Calentamiento de agua.

Sea un calentador de agua (figura N° 81). En su aspecto más simple la automatización consistiría en un medidor transmisor de la temperatura del agua que envía la señal de entrada a un relay

FIGURA N° 81



proporcional, más integral, el que, a su vez da la orden de accionamiento a la válvula de suministro de vapor de calefacción ($t_c$ temperatura del punto de control).

Existiría además, la válvula que permite el accionamiento manual eventual y la variación del punto de control de la temperatura.

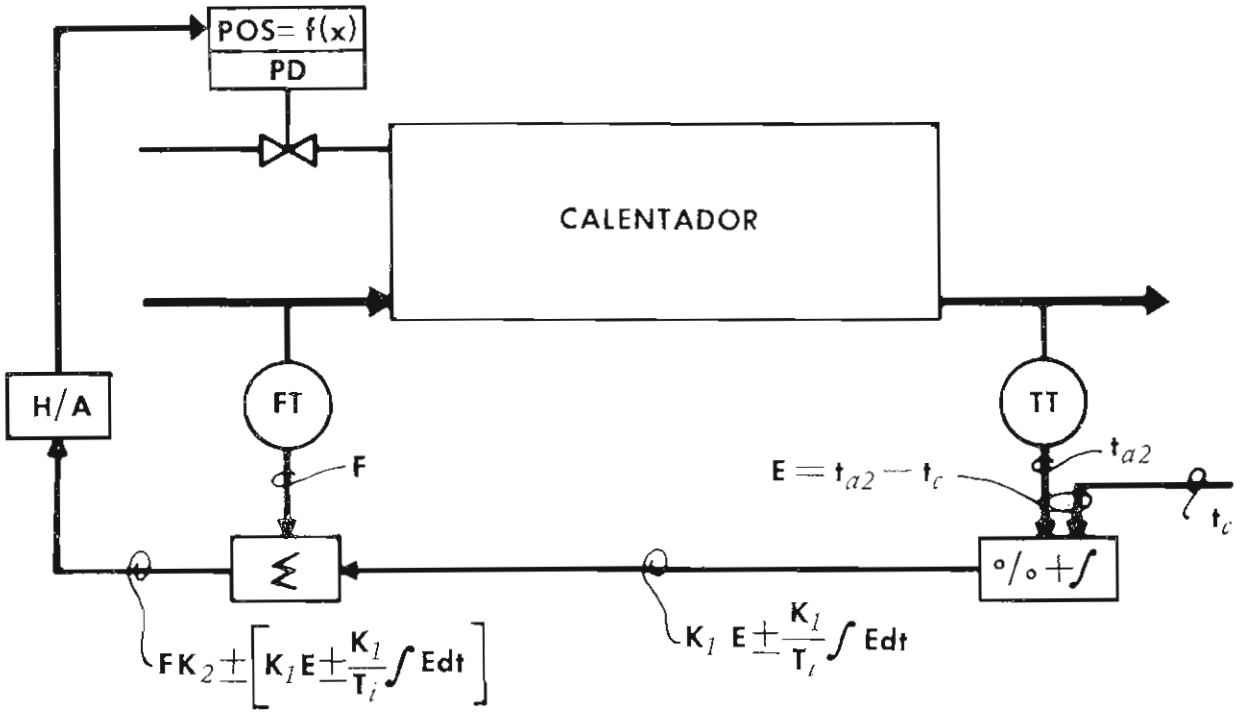
Con este sistema, que es el más simple, pueden tenerse dificultades para lograr una buena regulación, por ejemplo, si la masa de agua existente en el calentador fuera muy grande, es decir, hubiera mucha inercia térmica y cuando, por aumento de la demanda, disminuyera la temperatura de la salida y se pusiera en acción el equipo de control, todo el aparato estaría más frío y habría de transcurrir un tiempo hasta llevar la temperatura nuevamente a su valor de control.

Podemos mejorar las cosas adoptando un circuito de cadena doble de conexión anticipante (figura N° 82). Hacemos intervenir ahora dos variables: una será siempre la temperatura de salida y otra el caudal de agua en circulación. Una variación de la temperatura actuará un relay proporcional más integral, como antes y la señal de salida de éste se sumará (o restará) a la señal enviada por el medidor de caudal; el resultado de esta operación es el que adecuará la acción de la válvula de entrada de vapor. Este sistema es más sensible, pues una variación del caudal es inmediatamente acusada por el medidor respectivo y la orden enviada a la válvula de vapor. Lo mismo ocurre cuando hay variaciones de la temperatura de salida.

Este segundo planteo acepta como constantes, la temperatura de entrada del agua y la presión del vapor de calefacción; variaciones de ellas nos des-

FIGURA N° 82

CIRCUITO DE CADENA DOBLE DE CONEXION ANTICIPANTE



equilibran el sistema y hacen que sea difícil de lograr restablecerlo rápidamente.

Un tercer sistema de control más elaborado (figura N° 83) lleva la sensibilidad al máximo y asegura resultados óptimos en cuanto al control de la temperatura de salida, ya que considera como elementos para operar, la temperatura de salida, el caudal de agua, su temperatura de entrada, el caudal de vapor y su presión (temperatura). Los refinamientos de este sistema, aseguran en forma prácticamente absoluta la constancia de la temperatura de salida.

Ejemplo 2.

Otro problema interesante de analizar es el cálculo de las calorías intercambiadas en un aparato, lo que puede ser útil desde el punto de vista contable o como medida del trabajo que realiza un equipo, etc.

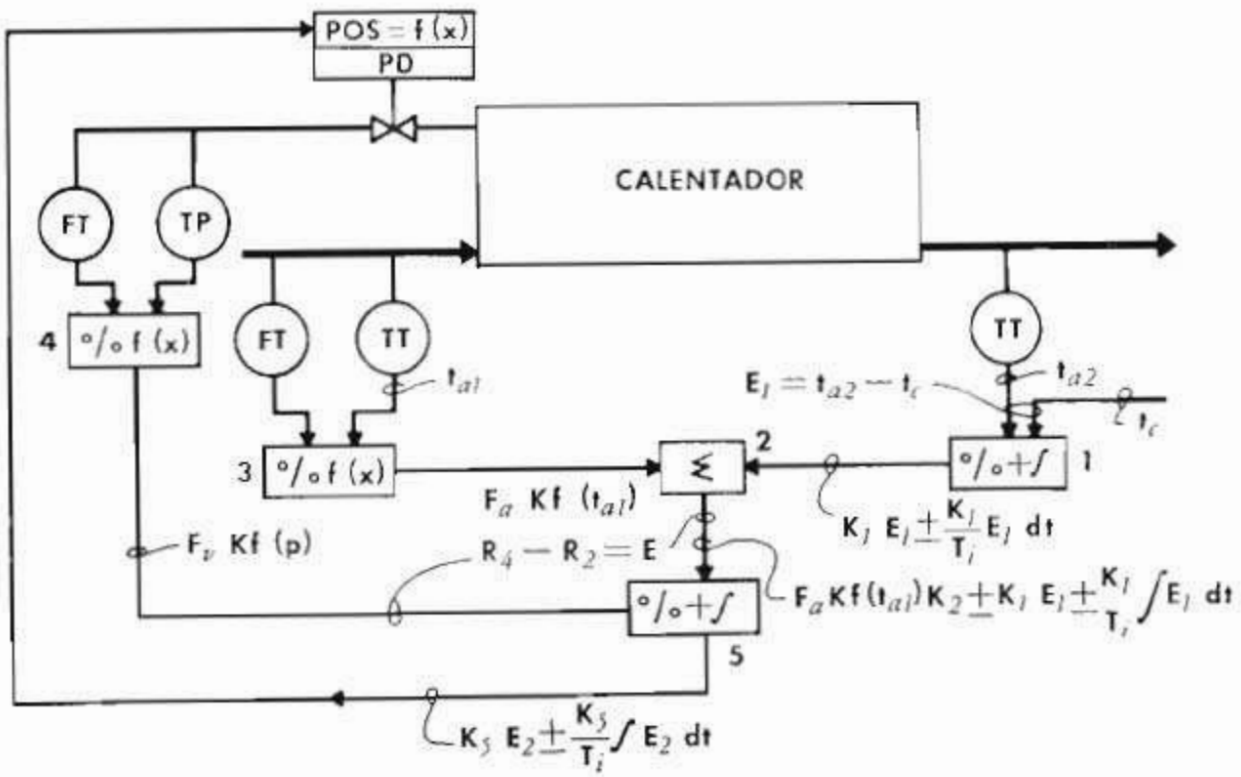
El calor Q ganado o perdido por un fluido responde a la siguiente ecuación:

$$Q = W\, c_p\, (t_1 - t_2)$$

$C_p$ o sea el calor específico, es en general constante,

FIGURA N° 83

**CIRCUITO DE CADENA TRIPLE**



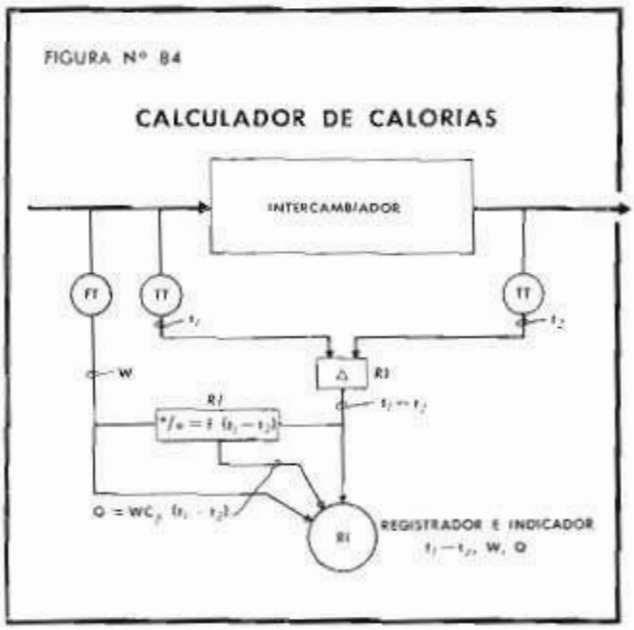
de modo que nuestras variables son: el caudal W y las temperaturas $t_1$ y $t_2$.

El equipo de medición y control puede verse en la figura N° 84. El relay N° 2 realiza el cálculo sobre la base del caudal W y la diferencia de temperatura comunicada por el relay N° 1.

El registrador mide el caudal y las calorías.

FIGURA N° 84

**CALCULADOR DE CALORIAS**



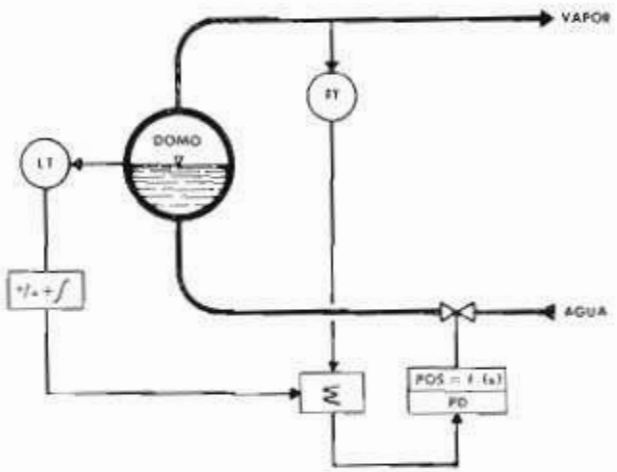

Ejemplo 3.

La alimentación de agua a una caldera puede presentar problemas similares al Ej. N° 1. En una caldera de marcha estable, un control de cadena simple cumplirá perfectamente con su misión; cuando haya variaciones más pronunciadas de la carga, convendrá una conexión anticipante de cadena doble que actúe, además, por medición del caudal saliente del vapor, reajustado por el valor instantáneo del nivel (figura N° 85).

Cuando la carga es muy variable, se impone el uso de una cadena de tres elementos, dado que existen algunos otros elementos perturbadores. La presión de alimentación puede ser variable. Si la caldera sufre un súbito aumento en la demanda se producirá una baja momentánea de la presión, lo cual dará lugar a una cierta reevaporación del agua debido al exceso de calor sensible en el agua; la evaporación adicional aumentará el contenido de burbujas de vapor y producirá un aparente y transitorio aumento del nivel, y se producirá una

FIGURA N° 85

**NIVEL DE CALDERA-CADENA DOBLE**

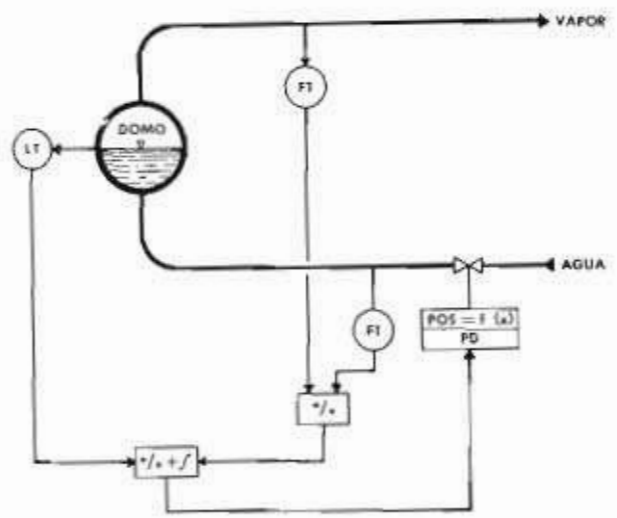



"expansión del agua". A la inversa, cuando haya una brusca disminución de la demanda se produce un efecto inverso, o sea una contracción y baja del nivel.

El sistema de tres elementos (figura N° 86) corrige estos efectos al máximo asegurando un nivel estable y tendiendo más bien, a mantener un peso constante del agua contenida en la caldera, que un nivel (o sea volumen) constante.

FIGURA N° 86

**NIVEL DE CALDERA-CADENA TRIPLE**



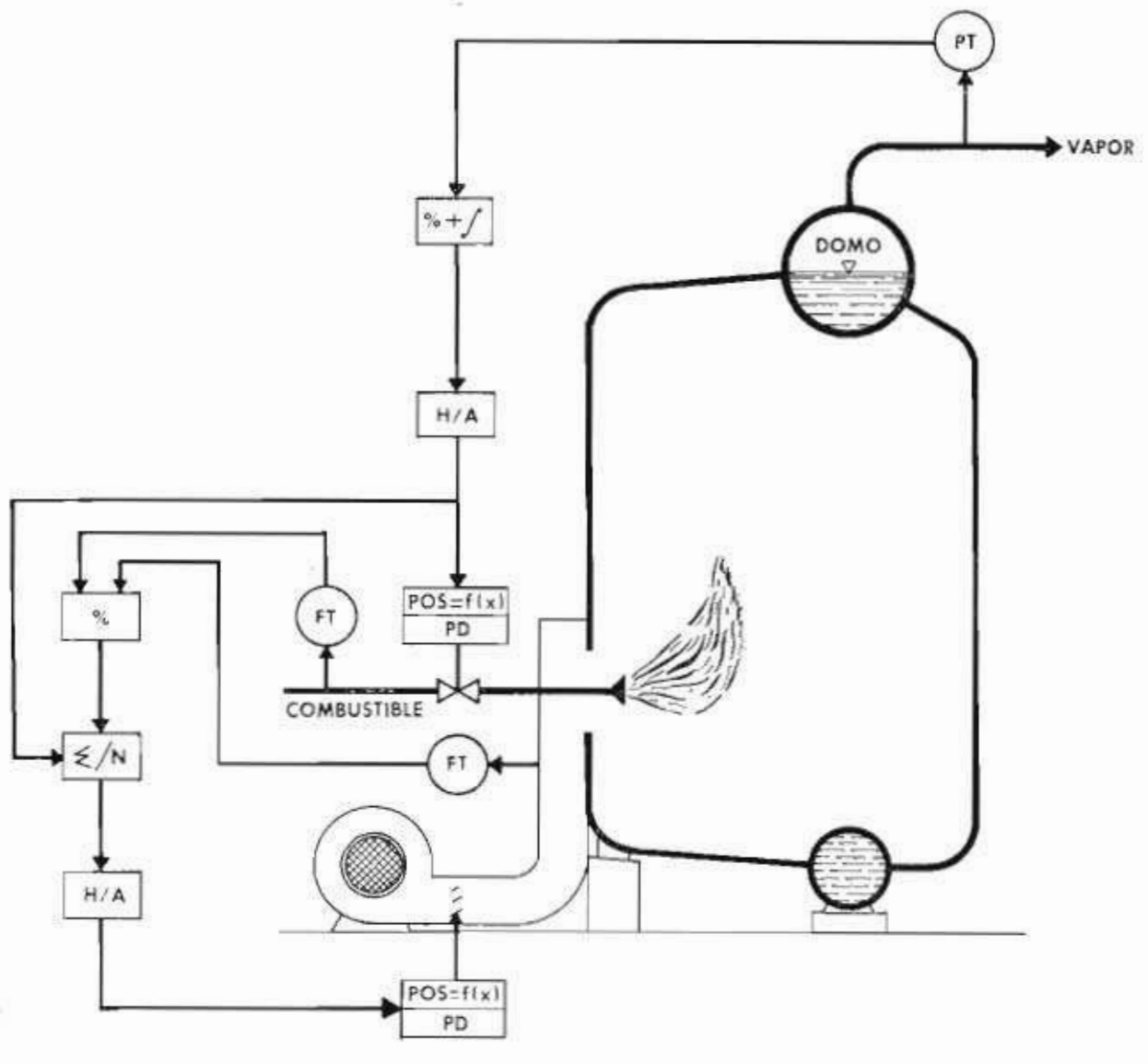
Ejemplo N° 4.

El problema del control de la combustión en una caldera puede resolverse de muchas maneras. Fundamentalmente en una caldera si se desea mantener constante la presión; debe ser ésta, entonces, la que dé las órdenes necesarias para aumentar o disminuir el combustible quemado, y también el aire requerido para la combustión. Ello es relativamente sencillo en una caldera presurizada, pero más complicado en una caldera de tiraje equilibrado con dos ventiladores, donde se debe mantener el horno con 2 ó 3 mm de depresión. El mantenimiento de la temperatura del vapor, si es sobrecalentado, se realiza con un control independiente la mayoría de las veces.

Por otra parte, si la caldera quema petróleo, gas, carbón pulverizado o carbón sobre una grilla, el problema varía.

FIGURA N° 87

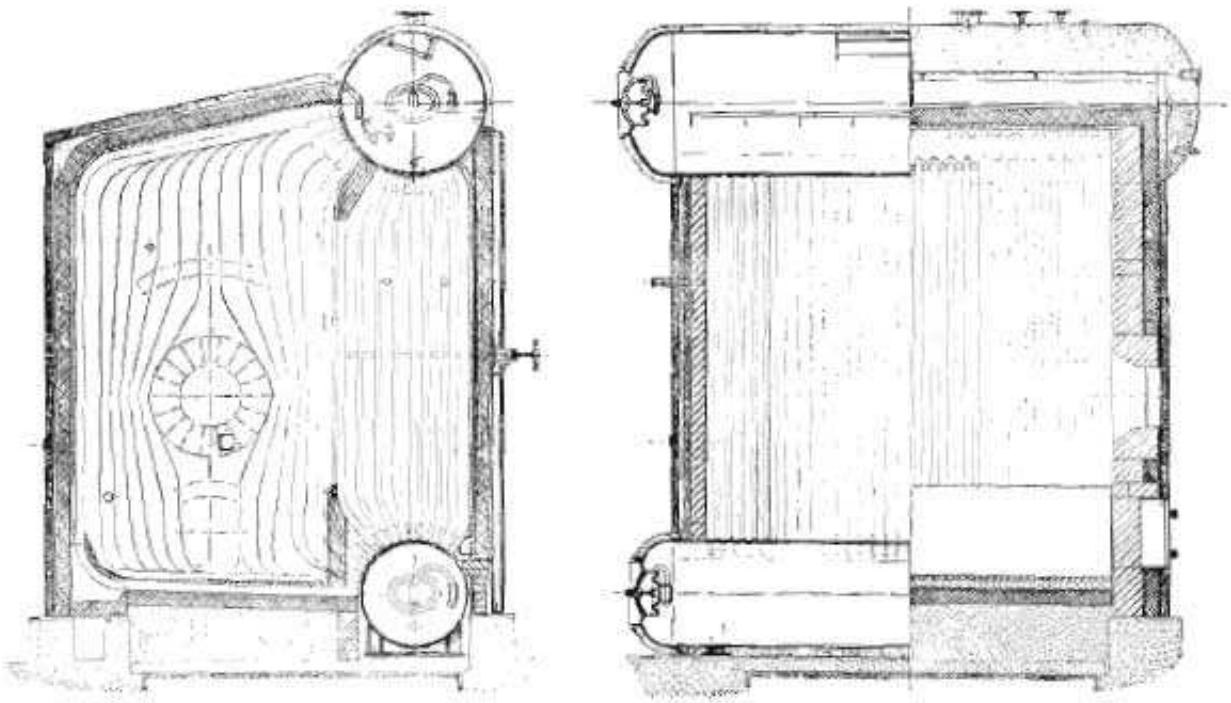
**CONTROL DE COMBUSTION EN UNA CALDERA**



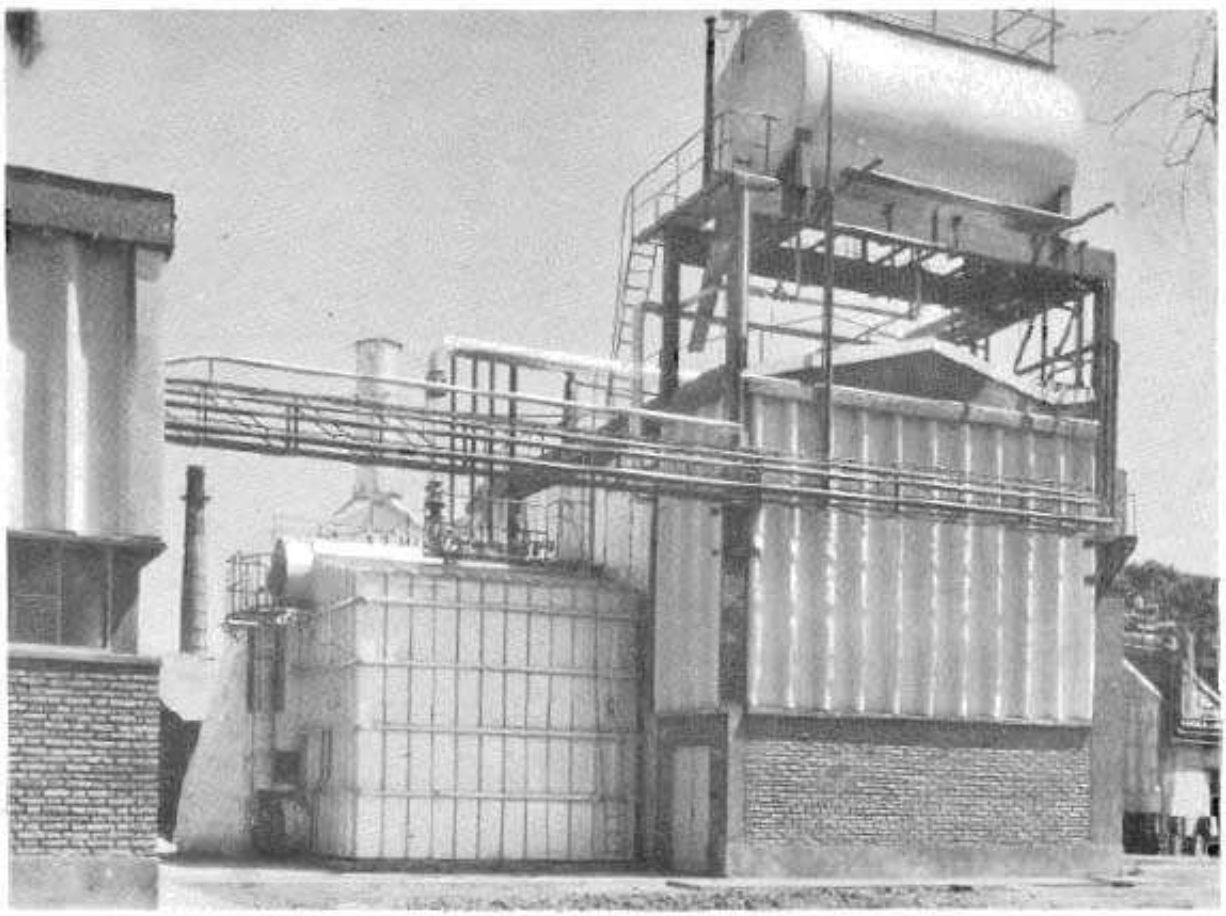
Veamos entonces un caso. Sea una caldera presurizada que queme fuel-oil con atomización por vapor (figura 87).

El medidor y transmisor de presión del vapor actúa a través de un relay proporcional más integral sobre la válvula de suministro de fuel-oil a los quemadores y sobre el registro del ventilador de tiro forzado. La presión del vapor de atomización se regula por la misma presión del fuel-oil. Por otro lado existe un medidor y transmisor de caudal instantáneo del fuel-oil que se está quemando y un medidor y transmisor del caudal del aire de combustión. Estas señales entran en un relay controlador que mantiene una proporción dada de aire para un caudal dado de fuel-oil; esta señal entra en otro relay controlador y reajusta la señal de mando principal emitida por el relay principal y el resultado es finalmente impartido al ventilador, manteniéndose así una óptima relación aire-combustible.

Son éstos algunos ejemplos de las posibilidades del control automático; su uso, como se dijo al principio, tiende a "optimizar" el funcionamiento de los equipos, suministrando a la vez indicaciones y/o registros de la marcha de ellos, lo cual, si se centraliza, permite llevar una instalación en una marcha eficiente.



Disposición general ilustrativa del generador de vapor VP-M.



Caldera tipo VP-M, de fabricación local, para una evaporación de 19.000 Kg/h a 46 atm. de presión y una superficie de calefacción de 380 m².

# 12

## CAPITULO DECIMOSEGUNDO

**AGUA DE ALIMENTACION EN LAS CALDERAS. SU IMPORTANCIA. — AGUAS NATURALES. IMPUREZAS. — INCRUSTACIONES Y FANGOS. ARRASTRES. ESPUMA. — CORROSIONES. — FRAGILIDAD CAUSTICA. — OTRAS IMPUREZAS. — METODOS DE TRATAMIENTO DEL AGUA. TRATAMIENTO INTERNO Y EXTERNO. REGIMEN DE PURGAS. DESGASIFICACION. — CARACTERISTICAS CONVENIENTES QUE DEBE TENER EL AGUA DE ALIMENTACION EN UNA CALDERA. — CONTROLES. — CONDICIONES DEL AGUA PARA CALDERAS COMPACTAS.**

### Agua de alimentación en las calderas. Su importancia.

La calidad del agua de alimentación de una caldera, es tan importante para su buen funcionamiento, como la calidad del combustible. Recuérdese que la eficiencia del funcionamiento, los costos de explotación y el mantenimiento, le están directamente vinculados.

Es por ello, que el adecuado tratamiento del agua y un inteligente contralor técnico de rutina, son de suma importancia.

### Aguas naturales. Impurezas.

Las aguas naturales tienen siempre en disolución cantidades variables de sales minerales: cloruros, sulfatos, bicarbonatos, nitratos, etc. de sodio, calcio, magnesio, silicio y otros elementos. De entre estas sales, las de calcio y magnesio principalmente, constituyen la llamada "dureza del agua".

La cantidad de impurezas del agua, se mide o especifica de varias maneras; una de ellas es establecer el contenido de sales disueltas en mgr/l o sea partes por millón (ppm) valor que se considera como si estuviera constituido solamente por $CO_3Ca$, equiparando las equivalencias correspondientes a cada otra sal disuelta en el agua.

La dureza se mide por "grados", existiendo varias escalas de medición: la alemana, la francesa, la inglesa y la americana. Unas miden en términos de $CO_3Ca$ y otras en OCa. Ilustra al respecto la siguiente tabla:

| | | |
|---|---|---|
| 1° Francés | - 10 | ppm en términos de $CO_3Ca$ |
| 1° Alemán | - 10 | ppm en términos de OCa ó |
| | 17,9 | ppm en términos de $CO_3Ca$ |
| 1° Inglés | - 14,3 | ppm en términos de $CO_3Ca$ (equivalente a 1 grano/Galón Imperial) |
| 1° Americano | - 17,1 | ppm en términos de $CO_3Ca$ (equivalente a 1 grano/Galón Americano) |

La dureza creciente del agua, disminuye su potabilidad. A los efectos comunes, se hace cada vez más dificultosa la formación de espuma con el jabón.

Respecto a su uso en calderas, los problemas son cada vez mayores a medida que el agua aumenta en dureza y se hace más difícil su adecuada corrección.

En general puede aceptarse una clasificación, según la dureza, como sigue:

| Grados de dureza franceses (1) | Caracteres del agua |
|---|---|
| 0 - 2 | Muy blanda |
| 2 - 4 | Blanda |
| 4 - 7 | Semidura |
| 7 - 12 | Dura |
| Más de 12 | Muy dura |

(1) En la Argentina es de uso común utilizar la escala de dureza de grados franceses.

Las sales disueltas en el agua tienen comportamientos variables para la marcha de una caldera. Las de sodio son muy solubles y su solubilidad aumenta con la temperatura; cuando la concentración es muy alta, causan problemas en la marcha del generador de vapor.

Las sales de calcio y magnesio son las que causan los mayores inconvenientes, pues son las que principalmente originan las incrustaciones. Lo mismo cabe decir del silicio, que además, cuando las presiones de trabajo son muy altas, puede ser arrastrado por el vapor y depositarse en las paletas de las turbinas.

Otro problema que se plantea con el agua de alimentación de calderas, es la existencia de gases disueltos (oxígeno y anhídrido carbónico), que son los causantes de corrosiones del metal.

Finalmente, el agua puede haberse contaminado de materias orgánicas: grasas, aceite, azúcar, etc., que causan también serias dificultades en la operación.

**Incrustaciones y fangos. Arrastres.**

La dureza del agua puede ser temporaria debida a los bicarbonatos y carbonatos. Se llama así porque calentada a las temperaturas de ebullición, estas sales precipitan en forma de fangos blandos. La dureza permanente es debida a los sulfatos, cloruros y nitratos. Estas sales tienen una solubilidad, que disminuye con el aumento de temperatura y en el agua concentrada de una caldera se llega fácilmente a la saturación, produciéndose precipitados de estas sales que causan incrustaciones duras y de difícil eliminación.

Los fangos en cambio son arrastrados por la purga de fondo. Las incrustaciones, una vez adheridas a los tubos y colectores, sólo pueden ser eliminadas por medios mecánicos (turbinas de limpieza) o por procedimientos de desincrustación química (con ácidos inhibidos).

Los inconvenientes causados por las incrustaciones, son bien conocidos. Disminuye el coeficiente de transmisión de calor, con la consiguiente baja del rendimiento (tabla N° 31). Un eventual desprendimiento de las incrustaciones pone en contacto las superficies fuertemente recalentadas del tubo con el agua, lo que puede causar deformaciones o posiblemente la falla del mismo.

TABLA N° 31

*Pérdidas de calor debidas a la existencia de incrustaciones*

| Espesor de incrustación mm | % Pérdida de calor | | |
|---|---|---|---|
| | Carbonato blando | Carbonato duro | Sulfato duro |
| 0,5 | 3,5 | 5,2 | 3,0 |
| 0,8 | 7,0 | 8,3 | 6,0 |
| 1,0 | 8,0 | 9,9 | 9,0 |
| 1,25 | 10,0 | 11,2 | 11,0 |
| 1,50 | 12,5 | 12,6 | 12,6 |
| 2,2 | 15,0 | 14,3 | 14,3 |
| 2,8 | — | 16,0 | 16,0 |

Las sales de sodio, al contrario de las de calcio y magnesio, tienen una solubilidad que aumenta con la temperatura y es por ello que difícilmente se llega a la saturación. Pero el aumento creciente de sólidos disueltos y contenidos en el agua, otorga a ésta una mayor viscosidad, dificultando la liberación de las burbujas de vapor. Puede llegarse con altos contenidos de sólidos en disolución, a tener ebulliciones tumultuosas, y a la formación de espuma, lo que puede dar origen a arrastres de agua por el vapor.

Ello puede ser de graves consecuencias. Se producen golpes de ariete en las tuberías. En las turbinas y máquinas de vapor puede llegar a causar serios daños. Por otra parte el nivel resulta incierto, debido a las distintas densidades del agua dentro y fuera del domo (burbujas de vapor, espuma, etc.). Este problema se presenta igualmente cuando el agua es excesivamente alcalina (tabla N° 32).

TABLA N° 32

*Condiciones del agua en el interior de los generadores*

Normas Americanas (A. B. M. A.)

| Presión de trabajo kg/cm² | Sólidos en suspensión | Total sólidos | Alc. Total Hdr. Carb. y Bic. | $SiO_2$ | $CO_2$ | $O_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 - 21 | 300 | 3.500 | 600 | 130 | $\frac{AT}{CO_2} = 3$ (1) | 0,005 |
| 21,1 - 31,5 | 250 | 3.000 | 500 | 70 | » | » |
| 31,6 - 42 | 150 | 2.500 | 400 | 40 | » | » |
| 42,1 - 52,5 | 100 | 2.000 | 300 | 25 | » | » |
| 52,6 - 63 | 60 | 1.500 | 220 | 10 | » | » |
| 63,1 - 70 | 40 | 1.250 | 150 | 6 | » | » |
| 70,1 - 105 | 20 | 1.000 | 100 | 2 | » | » |

(1) AT = Alcalinidad total.

**Corrosiones.**

La corrosión de las partes metálicas de una caldera, domo, colectores, tubos, es el problema más serio vinculado con la calidad del agua. Una acción de corrosión generalizada, puede reducir considerablemente la vida útil del equipo.

Se puede producir de varias formas, aunque en general se dan todas simultáneamente.

Una de estas formas es por acción electroquímica. El agua con sales en disolución, en contacto con el metal de la caldera, actúa como un electrólito y se produce la corrosión del metal.

El agua que de acuerdo al valor de su pH siempre tiene parte de sus moléculas disociadas en hidrógeno H y oxhidrilo OH, produce el ataque al metal formando Fe OH, quedando hidrógeno H libre adherido al metal. El oxígeno libre existente en el agua de la caldera se combina con el hidrógeno formando agua y facilitando la prosecución del ataque.

La corrosión en estas condiciones se produce con valores de pH de 5, es decir, cuando el agua reviste un carácter francamente ácido; cuando el pH es mayor el ataque disminuye, hasta llegar a anularse con valores de pH de 9,4.

Esta corrosión es generalizada tendiendo a disminuir los espesores de las chapas y consecuentemente baja la resistencia mecánica del conjunto.

Otra forma de corrosión es la producida por el oxígeno. Si a una caldera se la alimenta con agua que tiene oxígeno disuelto, éste se desprende del agua, a temperaturas de ebullición, se combina con el hidrógeno libre producido por la corrosión electrolítica, formando agua. En estas condiciones el ataque se ve facilitado y la corrosión progresa extraordinariamente.

En las partes metálicas con las que primero toma contacto el agua que lleva oxígeno disuelto, que son las tuberías, los distribuidores del agua de alimentación y los tubos de bajada del domo, son los lugares donde los ataques son más intensos. Si con el agua en estas condiciones se alimenta una caldera con economizador de tubos de acero, al desprenderse el oxígeno, y no habiéndose formado aún vapor que lo diluya, se tiene un caso de corrosión extraordinariamente activa. El economizador puede quedar destruido en breve tiempo.

También suelen producirse picaduras localizadas, concentrándose la corrosión en ciertos puntos, lo que produce a su vez, fallas del tubo.

Otro de los gases que se encuentra disuelto en el agua y que es causante de corrosiones es el anhídrido carbónico, $CO_2$; éste se desprende y es arrastrado por el vapor, formando fácilmente ácido carbónico $CO_3H_2$, que al estado naciente, y a temperaturas algo más bajas es extraordinariamente agresivo, atacando intensamente tuberías de retorno de condensado e intercambiadores de calor, etc.

**Fragilidad cáustica.**

Se llama así a cierto tipo de grietas que se producen en las calderas en condiciones muy especiales, en las juntas roblonadas o en las chapas con agujeros que alojan los tubos y que pueden estar sujetas a altos esfuerzos mecánicos por el mandrilado, o dondequiera que el metal esté sujeto a solicitaciones mecánicas altas. Cuando a raíz de una pérdida de agua y debido a la evaporación de ésta, se producen fuertes concentraciones de sales, localizadas en algún punto, la acción combinada de los esfuerzos mecánicos y químicos, producen grietas en el metal. Estas tienen la característica de ser intercristalinas, lo que las diferencia claramente de las originadas por la simple acción mecánica, que son del tipo transcristalino.

El fenómeno de la fragilidad cáustica es estudiado intensamente, pero no se ha llegado aún a ninguna conclusión terminante sobre causa y efecto. Aparentemente concentraciones muy altas de hidróxido de sodio OH Na, conjuntamente con el esfuerzo mecánico, son las que originan estas grietas características.

Se cree que la concentración de OH Na debe llegar a valores de 100.000 ppm. Una vez iniciadas, las grietas pueden profundizarse por la acción del esfuerzo mecánico solamente.

**Otras impurezas.**

Puede ocurrir que el agua se contamine con otras impurezas, causando también problemas de funcionamiento. Principalmente sustancias orgánicas, grasas, aceites, azúcar y otras materias pueden entrar en la caldera con el agua de alimentación.

Estas sustancias originan la formación de espuma en el interior del domo, aumentan la tensión superficial y dificultan la liberación de las burbujas del vapor producido. Cuando se forma espuma, aumenta el arrastre de agua por el vapor y el nivel se vuelve incierto. También pueden localizarse estas impurezas en los tubos y provocar recalentamientos peligrosos.

**Métodos de tratamiento del agua.**
**Tratamiento interno y externo.**
**Régimen de purgas. Desgasificación.**

Es posible prever de antemano los inconvenientes señalados, por la utilización de adecuados sistemas de tratamiento del agua y por una rutina de operación que, complementando lo anterior, asegure un eficaz resultado.

Primeramente debe señalarse como indispensable, el contar con el concurso de técnicos expertos en el problema. Errores de planteo inicial, de conducción de la operación o la falta de una rutina adecuada de controles, puede conducir a serios fracasos.

El tratamiento del agua y la rutina de operación de la caldera, deben entonces tender a:

a) Eliminar el fango formado
b) Evitar las incrustaciones
c) Impedir que se produzcan arrastres y la formación de espuma
d) Evitar las corrosiones
e) Prever la formación de grietas debidas a la fragilidad cáustica

Existen distintos medios para lograr lo que se propone en los apartados anteriores. Hay cifras (tabla N° 32) que orientan sobre la cantidad de sólidos admisible en una caldera; esta cifra está formada por los sólidos en suspensión y los disueltos.

Logrando mantener esos valores dentro de lo prudente, se evitan depósitos excesivos de fango, se impiden los arrastres debidos a la formación de espuma y ebulliciones tumultuosas. Se da consideración así a los puntos a) y c).

Los valores de la tabla N° 32 corresponden a calderas acuotubulares o humotubulares, tipo moderno de alta producción de vapor por metro cuadrado. Con calderas antiguas Cornish, Lancashire, etc., es posible admitir valores no tan estrictos como los ilustrados en la mencionada tabla.

Las purgas del agua de caldera se pueden realizar en forma continua o intermitente. La continua presenta una serie de ventajas sobre el sistema de purgado intermitente, que vale la pena enumerar.

El control de la cantidad de agua purgada es exacto. En la purga intermitente es necesario purgar cada vez que la concentración de sales llega al máximo, variando dicha concentración entre el máximo y el mínimo antes y después de haber purgado y recuperado el nivel normal del agua. Lógicamente, la mínima es bastante inferior a la máxima, ya que lo normal, es purgar solamente una vez en cada turno, o sea tres veces diarias.

Con la purga continua es fácil graduarla, manteniendo la concentración constantemente cerca del máximo permitido. Así, la extracción es mínima, y mínimas las inevitables pérdidas de calor ocurridas. El factor hombre se independiza de la maniobra, toda vez que ésta es totalmente automática. El funcionamiento de la caldera es más suave y se reducen al mínimo los arrastres y la humedad del vapor.

Con intercambiadores adicionales, es factible recuperar gran parte del calor que lleva el agua de purga. Empleando un tanque de reevaporación, puede también aprovecharse algo del calor contenido en forma de vapor a baja presión.

La figura N° 88 ilustra sobre una instalación de purga continua, que recupera calor para el calentamiento del agua de alimentación.

La cantidad de agua que se debe purgar surge de la relación entre la cantidad de sales disueltas en el agua de alimentación y la cantidad de sales admitidas en la caldera (tabla N° 32).

$$\% \text{ de purga} = \frac{\text{ppm agua de alimentación}}{\text{ppm admisible en la caldera}} \times 100$$

Este porcentaje es variable y depende de una serie de factores. Veamos un ejemplo:

Supongamos una caldera que trabaja a 35 atm y se alimenta con agua de 125 ppm de sólidos disueltos. A esa presión, el máximo admisible (tabla N° 32) es de 2.500 ppm, es decir, 20 veces la concentración de la alimentación. Esto significa que con cada 20 l de agua se introduce en la caldera la máxima cantidad admisible de sólidos que se puede tolerar. Cuando de esos 20 l se han evaporado 19, el restante tiene la concentración máxima, debiendo descartárselo para mantener las condiciones especificadas de 2.500 ppm como máximo.

De acuerdo a la relación arriba indicada, el porcentaje de purga es entonces 5 %. Supongamos ahora que, realizados los controles de rutina y manteniendo un adecuado contenido de sólidos, se llega, en esas condiciones, a constatar una alcalinidad de 1.200 ppm, cuando el límite tolerable para 35 atm es solamente 400 ppm. Deberá entonces incrementarse el porcentaje de purga al triple, o sea el 15 % (400 contra 1.200 ppm).

Si aún así se observaran problemas, como el arrastre de sílice en el vapor y su depósito en las últimas ruedas de la turbina y se estableciera por consejo técnico que no deberá haber en la caldera más de 150 ppm de sílice, y como el agua de alimentación ya trae, por ejemplo 30 ppm, el porcentaje de purga deberá ser 20 %.

En este caso, el contenido de sílice ha sido el determinante para establecer el régimen de purga. Este es un valor desde ya antieconómico, pues aun con la instalación de recuperadores, siempre hay pérdidas inevitables. Se deberá, entonces, actuar por un adecuado tratamiento químico previo del agua.

Para evitar la formación de incrustaciones (apartado b) se trata el aguá de varias maneras, buscando de mejorarla para que no tengan sales, como las ya comentadas, que pueden producir depósitos duros en el interior de la caldera.

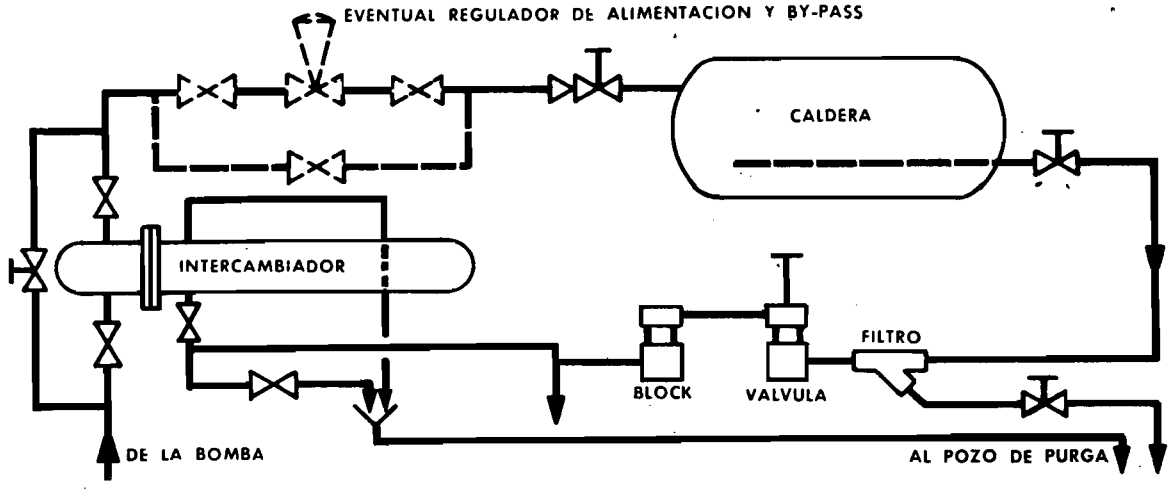
El agua se puede tratar por el agregado de productos químicos o por medio del ablandamiento por zeolitas. Con los sistemas anteriores, se logra transformar las sales de calcio y magnesio en sales de sodio, inocuas en lo que a efectos incrustantes se refiere.

También se puede purificar el agua por el sistema llamado desmineralización o destilación química o bien simplemente destilándola en evaporadores.

La corrección de los problemas que presentan las aguas naturales para la alimentación de calderas, se logra en forma diferente según el tratamiento

FIGURA N° 88

**SISTEMA DE PURGA CONTINUA**



seguido, pero siempre debe tenderse a que el agua de alimentación de una caldera tenga "dureza cero".

Entre los distintos sistemas de corrección de las aguas por medios químicos, debemos citar el método de "cal y soda" y el de "fosfato".

El método de cal y soda busca precipitar el calcio y magnesio en forma de lodos o fangos, por reacciones químicas con cal Ca $(OH)_2$ y carbonato de sodio $CO_3Na_2$ (soda Solvay).

Agregando cantidades medidas de los reactivos al agua cruda, en un tanque de precipitación, mezclando enérgicamente y dejando reposar, se produce el precipitado del Ca y el Mg en forma de lodo. El tiempo de reposo requerido es de aproximadamente cuatro horas, si la reacción se lleva a cabo en frío. Operando en caliente, las cosas se desarrollan con mayor rapidez y en una hora se completa el proceso.

Este sistema es poco usado en la práctica, por requerir atención permanente en las dosificaciones y en el control del proceso.

El método del fosfato consiste en añadir al agua cruda, en caliente, cantidades medidas de fosfato de sodio. Producida la reacción, el calcio y magnesio precipitan en forma de fangos blandos. Este método se usa mucho como correctivo final de las condiciones dentro de la caldera.

Existen varios tipos de fosfatos: fosfato mono, di y trisódico, que se presentan en la forma cristalina y anhidra. Esto debe ser tenido en cuenta para la dosificación adecuada.

El método de cal y soda casi siempre se realiza en un tanque de precipitación, es decir, que es un tratamiento exterior a la caldera.

El método de fosfato se realiza también en un tanque de precipitación exterior a la caldera o bien puede inyectarse realizándose la reacción dentro de ella. El fango formado se elimina por las purgas.

El tratamiento por zeolitas se efectúa sobre una base completamente distinta. Se logra por él la transformación de las sales de calcio y magnesio en sales de sodio, altamente solubles.

Las zeolitas son unos cuerpos, naturales o artificiales que presentan la forma de guijarros. Si se hace pasar el agua cruda a presión por un lecho de zeolitas contenido en un tanque similar a un filtro, se produce un intercambio de bases: el agua toma de la zeolita el sodio, entregando, en cambio, el calcio y magnesio.

Luego de un cierto tiempo, la capacidad de la zeolita se agota; es entonces el momento de regenerarla, haciendo circular una solución saturada de cloruro de sodio (sal común). Se produce entonces el fenómeno inverso; la zeolita retoma el sodio y entrega el calcio y magnesio que pasan al agua, siendo ésta enviada al desagüe. Luego de un lavado, puede recomenzarse el proceso de ablandamiento.

Los otros métodos de purificación del agua citados anteriormente, son: la desmineralización o destilación química y la destilación física.

La desmineralización o destilación química, consiste en tratar el agua por unas resinas sintéticas que descomponen las sales en sus ácidos y bases, apoderándose de éstas y quedando los ácidos libres.

Otro tipo de resinas absorbe después los ácidos libres, quedando el agua ablandada y con bajísimo contenido de sólidos en disolución. Las resinas son luego regeneradas por álcalis.

El sistema de purificar el agua por la destilación física se lleva a cabo por evaporadores.

Para evitar las corrosiones (apartado d), lo fundamental es desgasificar las aguas de alimentación en forma total, lo que se logra por medio de los desgasificadores que aprovechan la circunstancia que la solubilidad de los gases en el agua disminuye con el aumento de temperatura, hasta llegar a anularse a 100° C a la presión atmosférica.

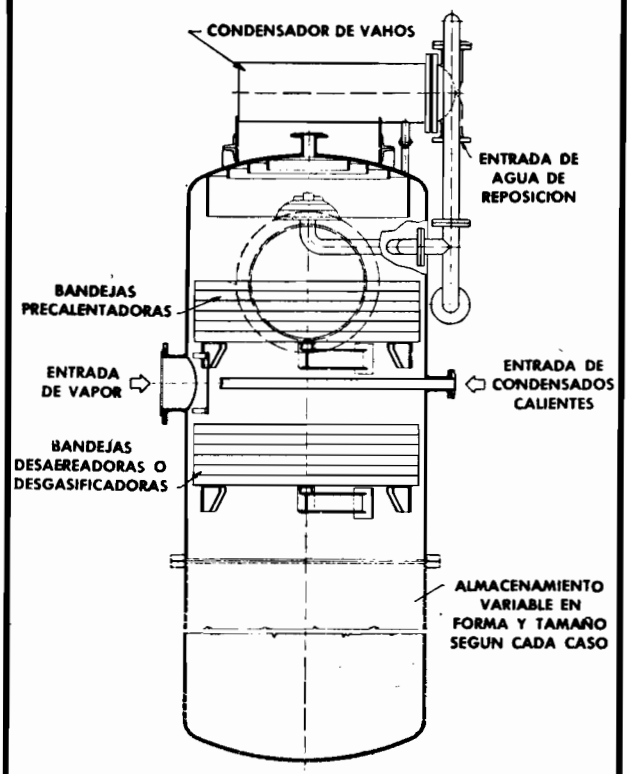
Estos aparatos constan de un calentador por vapor, que calienta el agua mientras ésta cae en forma de cascadas a través de bandejas especialmente diseñadas. Se logra así una desgasificación que, en aparatos bien diseñados, llega a ser prácticamente total.

Los desgasificadores actúan, además, por la razón anterior, como calentadores del agua de alimentación y están provistos de varios dispositivos complementarios recuperadores de calor, etc. (figura N° 89).

Si bien con la desgasificación se reducen en gran parte los peligros de la corrosión, queda en pie el de la corrosión electrolítica, la cual se previene manteniendo el pH del agua dentro de valores mayores de 9,5, cosa que generalmente se logra con adiciones de hidróxido de sodio NaOH.

FIGURA N° 89

**DISPOSICION TIPICA DEL CALENTADOR DESAEREADOR Y DEL DESGASIFICADOR**




Como una precaución adicional contra la posible existencia de oxígeno libre, se añade al agua sulfito de sodio $SO_3Na_2$. Esto se combina con el oxígeno disuelto que pudiera haber en el agua, pasando a formar sulfato de sodio.

Se acostumbra tener de 20 a 50 ppm de sulfito en la caldera, asegurándose así la protección debida.

Se recomienda, además, como conveniente para prevenir la corrosión por $CO_2$, el mantenimiento de la relación $\frac{\text{alcalinidad ppm}}{CO_2 \text{ ppm}} = \frac{3}{1}$

La prevención de las grietas debidas a la fragilidad cáustica (apartado c), parece lograrse satisfactoriamente manteniendo en el agua de la caldera ciertas relaciones entre el contenido de sulfato de sodio y el de hidróxido de sodio. Se estima que el sulfato se deposita sobre las superficies metálicas en el caso de las fuertes concentraciones de sales citadas anteriormente, antes que el hidróxido, formando así una eficaz película protectora.

Las relaciones recomendadas entre el contenido de sulfato y el de hidróxido en ppm son las siguientes:

| | | |
|---|---|---|
| Hasta | 10 atm | 1 $SO_4Na_2$ a 1 NAOH |
| De 10 a | 17 atm | 2 $SO_4Na_2$ a 1 NAOH |
| Más de | 17 atm | 3 $SO_4Na_2$ a 1 NAOH |

Finalmente, la formación de espuma y arrastre se logra también evitando la presencia en el agua de sustancias orgánicas, aceites, grasas, etc., y descartando totalmente toda el agua que sea sospechosa de estar contaminada.

**Características convenientes que debe tener el agua de alimentación en una caldera.**

Como corolario de lo dicho, el agua de alimentación de una caldera, debe tener una serie de condiciones que eviten los inconvenientes ya mencionados.

Debè tener bajo contenido de sólidos disueltos, no debe causar incrustaciones, ni corrosiones, estará adecuadamente prevista la defensa contra las posibilidades de que se formen grietas debidas a la fragilidad cáustica, como así también debe estar bien desgasificada; no debe estar contaminada con materias extrañas, en especial de tipo orgánico.

Es difícil lograr un agua que reúna todas estas condiciones; aun el agua químicamente pura, el agua destilada de pH 7, no será incrustante, pero sí muy corrosiva. Consecuentemente, el agua de alimentación de calderas debe responder, en forma aproximada, a las siguientes características:

Dureza — 0
TSD (1) — menor de 5 ppm
pH — mayor de 9
Sílice — menor de 0,06 ppm
$O_2$ — menor de 0,005 ppm
Mat. orgánica — 0

El agua en el interior de una caldera es fácil de mantener en condiciones adecuadas (tabla N° 32) si el agua de alimentación responde a estas características.

(1) TSD: Total de sólidos disueltos.

Sin embargo, el prevenir incrustaciones, debidas a posibles residuos de sales de calcio y magnesio, el evitar alguna corrosión, etc., obligan a tomar medidas adicionales de previsión.

En general, se acostumbra a considerar las posibles incrustaciones, añadiendo pequeñas cantidades de fosfato. Las pequeñas existencias de oxígeno libre se neutralizan con añadidos de sulfito de sodio. Finalmente, el pH se mantiene dentro de límites adecuados con adiciones de hidróxido y sulfato de sodio, controlando la relación sulfato e hidróxido, para prevenir la fragilidad cáustica.

**Controles.**

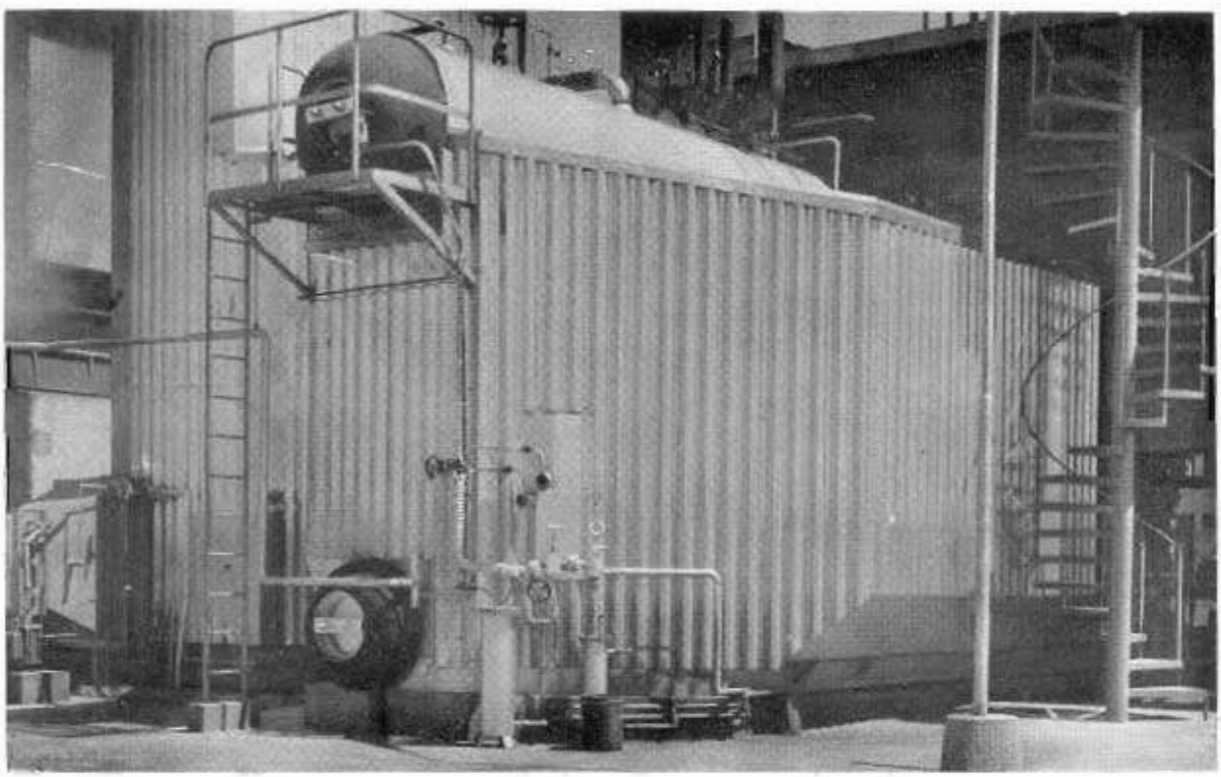
El mantenimiento de las condiciones anteriores, requiere controles varios, con el fin de asegurar un agua adecuada en la caldera. La frecuencia con que deben realizarse los controles, varía, desde el mínimo de una vez al día, hasta una vez por cada turno de operación, según las características de cada caso.

*Controles de rutina aconsejados*

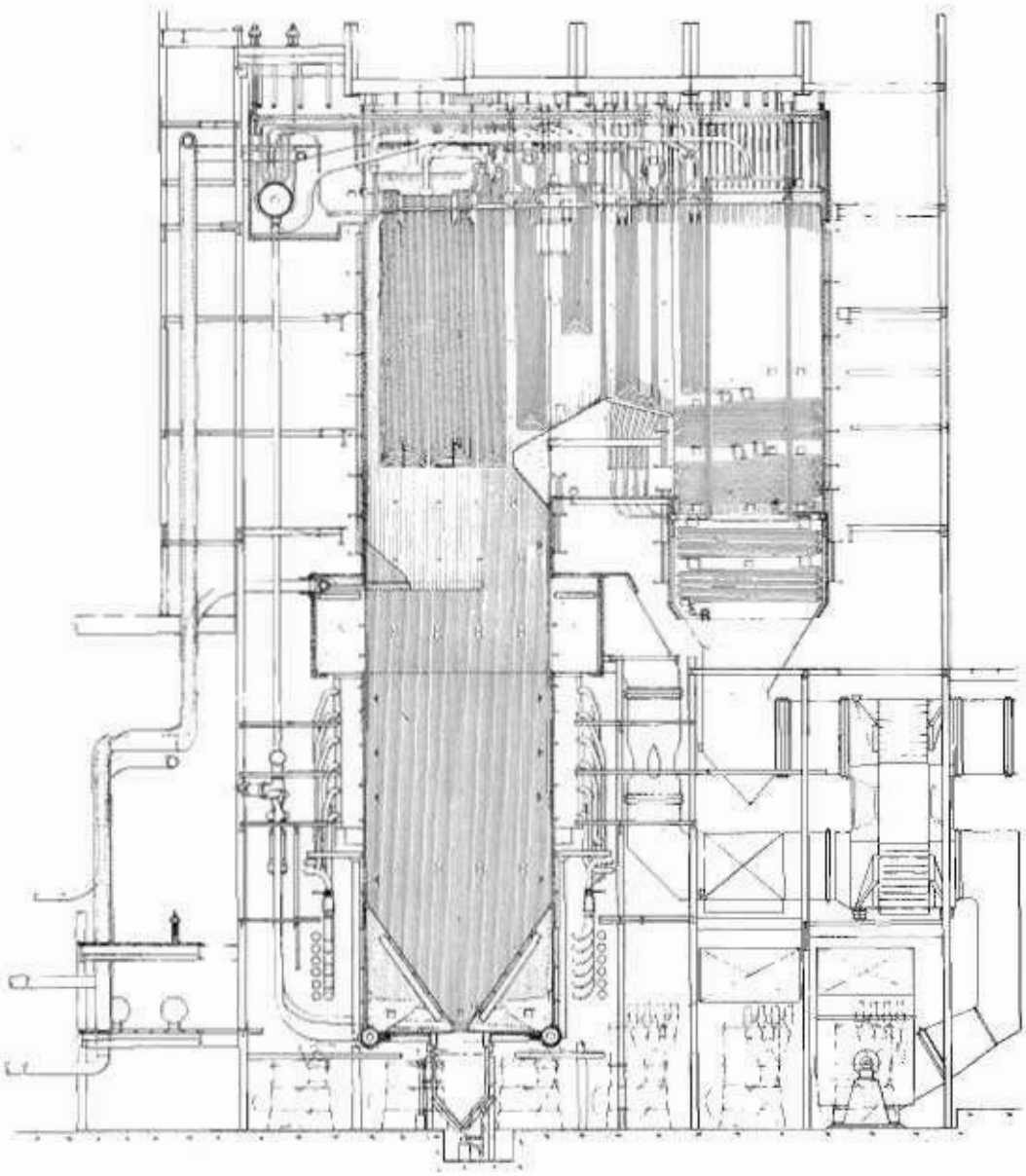
| Tipo de control | Finalidad | | | |
|---|---|---|---|---|
| | Corrosión | Incrustaciones | Fragilidad | Arrastres |
| Agua cruda | | | | |
| Acidez o alcalinidad. | ● | | | |
| Dureza ..... | | ● | | |
| Agua ablandada | | | | |
| Acidez o alcalinidad. | ● | | | |
| Dureza ..... | | ● | | |
| Agua de alimentación | | | | |
| Acidez o alcalinidad. | ● | | | |
| Dureza ..... | | ● | | |
| Agua de caldera | | | | |
| Acidez o alcalinidad. | ● | ● | | ● |
| Hidróxido ..... | ● | ● | ● | ● |
| Fosfato ..... | | ● | | |
| Sulfito ..... | ● | | | |
| Sulfato ..... | | | ● | |
| Sólidos totales ..... | | | | ● |

**Condiciones del agua para calderas compactas.**

Todas las consideraciones anteriores son aplicables en general a cualquier caldera, pero se debe tener especialmente en cuenta el caso de las calderas compactas humotubulares tan comunes en la actualidad, y para las cuales no se aplican en general los valores de la tabla No. 32. Esto se debe a que son unidades que trabajan con mayores transmisiones de calor por unidad de volumen, su contenido de agua es mucho menor que el de las calderas comunes, los menores espacios de vapor facilitan la formación de espuma y los arrastres, y la limpieza de las superficies de transmisión constituye un factor crítico. Por lo tanto, para este tipo de calderas conviene disminuir apreciablemente los valores de sólidos y alcalinidades indicadas en la tabla No. 32, y, en general, el total de sólidos no debiera sobrepasar 1.000 a 2.000 p. p. m., con los demás valores modificados correspondientemente.



Caldera tipo VP-12 de fabricación local para una evaporación de 22.000 Kg/h a 48 Kg/cm$^2$ de presión.



Caldera de circulación controlada diseño C. E., típica representante de las unidades de gran capacidad para la generación de energía. La unidad ilustrada, destinada a alimentar una turbina de 500.000 kw, tiene una producción de 1.630.000 Kg/h de vapor a 186 atm. relativas y 538° C de temperatura final.

# 13

# CAPITULO DECIMOTERCERO

**CONDUCCION DE FLUIDOS POR CAÑERIAS. GENERALIDADES. — PERDIDAS DE PRESION POR ROZAMIENTOS Y TORBELLINOS. — CALCULO DE LAS PERDIDAS DE PRESION EN LAS CAÑERIAS. — AIRE, GASES O VAPOR. — PETROLEO Y ACEITES. — AGUA. — DATOS COMERCIALES.**

### Conducción de fluidos por cañerías. Generalidades.

En la técnica del vapor y la combustión, la conducción de fluidos por cañerías es un problema que se presenta repetidas veces y su solución es indispensable para el buen funcionamiento de las instalaciones.

El tendido y cálculo deben realizarse de acuerdo a las reglas del arte, recordando que, tuberías con diámetros muy pequeños, causan pérdidas de presión elevadas.

Como indicación general, se pueden aceptar las siguientes velocidades medias de los fluidos en las cañerías:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Aire comprimido | 7 | - | 10 | m/seg |
| Gas natural | 20 | - | 40 | m/seg |
| Vapor saturado | 20 | - | 40 | m/seg |
| Vapor sobrecalentado | 40 | - | 100 | m/seg |
| Agua | 1 | - | 3 | m/seg |
| Petróleo | 0,3 | - | 1,5 | m/seg |

### Pérdidas de presión por rozamientos y torbellinos.

En la circulación de los fluidos por cañerías, la rugosidad de las paredes, la viscosidad del fluido, etc., son factores que dificultan el movimiento, causando pérdidas de presión por rozamientos.

Además, la existencia de codos, válvulas y otros accesorios, originan torbellinos que ocasionan otras pérdidas que se adicionan a las anteriores.

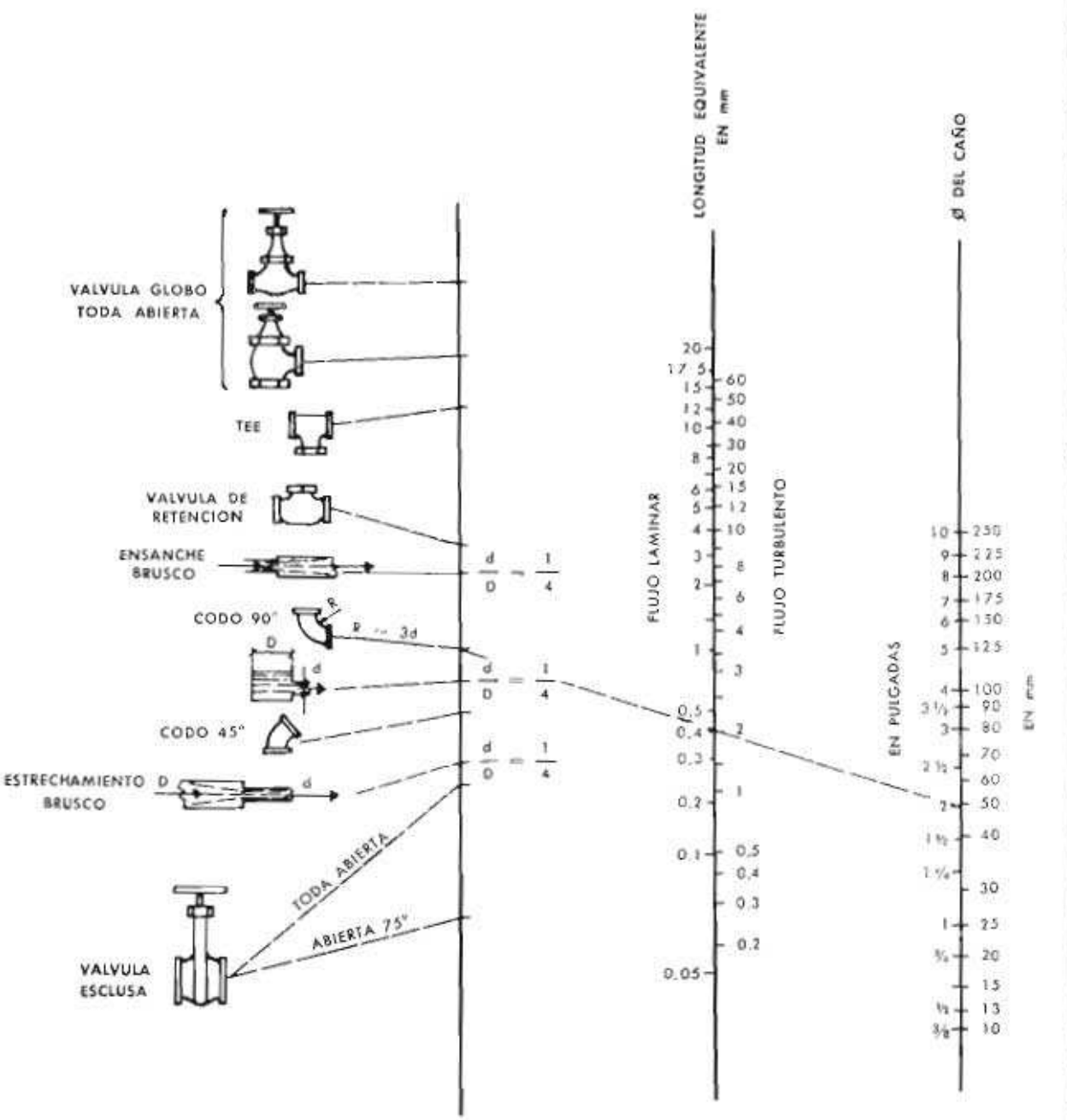
Para facilitar el cálculo, se consideran las producidas por los codos, válvulas, etc., como las equivalentes a una cierta longitud de cañería. Se toma entonces la longitud real de la misma, se le suma la longitud adicional, equivalente a las resistencias causadas por válvulas, codos, etc., y se determina de una sola vez la pérdida de presión total. Se opera sobre una longitud virtual.

Tratándose de sistemas complejos con ramales, se comienza por calcular el más alejado, procediendo por partes en cada tramo en forma sucesiva.

La figura Nº 90 nos da las longitudes equivalentes a las resistencias de los elementos que mencionamos anteriormente.

FIGURA Nº 90

## LONGITUDES EQUIVALENTES A LAS RESISTENCIAS SINGULARES CAUSADAS POR ACCESORIOS



**Cálculo de las pérdidas de presión en cañerías.**

Son de uso común una serie de fórmulas de cálculo, que se adaptan, ya sea para el petróleo, el agua, el vapor, etc., debiendo siempre efectuarse tanteos previos, hasta llegar a la solución definitiva.

**Aire, gases o vapor.**

Es sabido que la circulación de un fluido por una cañería, puede ser de dos formas: flujo laminar o flujo turbulento; ambos quedan determinados por el valor del número de Reynolds, que es un número adimensional, cuyo valor se establece como sigue:

$$R_e = \frac{\varnothing \, v \, d}{\mu} \qquad [I]$$

Donde:

$R_e$ = Número de Reynolds adimensional
$\varnothing$ (m) = Diámetro de la cañería
v (m/seg) = Velocidad del fluido
d (kg/m³) = Densidad
$\mu$ (kg/m seg) = Viscosidad absoluta expresada en el sistema mks

Este número, por ser adimensional, puede determinarse con cualquier sistema de unidades "consistentes".

Valores del número de Reynolds menores de 2.100, son la condición para que el flujo sea laminar; con valores mayores es turbulento, existiendo una zona de transición.

La pérdida de presión sufrida por fluidos, en especial aire, gases, vapor, se determina con la fórmula de Fanning, que se expresa en una forma cuando se trata de circulación turbulenta, siendo el caso general, y se modifica si se trata de flujo laminar, usándose para calcular la circulación de aceites, petróleo y líquidos viscosos.

Para el caso de flujo turbulento, la fórmula de Fanning se escribe como sigue:

$$\Delta_h = \frac{f \, v^2 \, L}{2g\varnothing} \qquad [II]$$

Expresión que da la pérdida de presión en metros de columna de fluido.

En esta otra forma se obtiene la pérdida de presión en atmósferas y es la más usada:

$$\Delta_p = \frac{f \, v^2 \, L \, d}{2 \, g \, \varnothing \, 10.000} \qquad [III]$$

En las fórmulas anteriores, los símbolos tienen el siguiente significado:

$\Delta_h$ (m) = Pérdida de presión en metros de columna de fluido
$\Delta_p$ (kg/cm²) = Pérdida de presión en atmósferas
f = Factor de fricción adimensional
L (m) = Longitud virtual de la cañería
g (9,81 m/seg²) = Aceleración de la gravedad

Los otros símbolos ya se conocen.

Las fórmulas II y III son de uso común para aire, gases o vapor en cañerías de longitud mediana. Para gasoductos o canalizaciones muy largas existen otras fórmulas más apropiadas.

Para aplicar las fórmulas II o III debe primeramente determinarse el valor del coeficiente de fricción f. Este se establece en función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa r de la canalización.

El número de Reynolds se calcula con la fórmula I. La rugosidad relativa es la relación de la rugosidad absoluta (tabla N° 33) y el diámetro del caño; el gráfico N° 56 facilita su determinación y representa la fórmula:

$$r = \frac{e}{\varnothing}$$

r = Rugosidad relativa (adimensional)
e (m) = Rugosidad absoluta
$\varnothing$ (m) = Diámetro del caño

La viscosidad de los fluidos que debe usarse para establecer el número de Reynolds es la viscosidad absoluta o dinámica. Se determina para cada fluido con ayuda de los gráficos N°s 54 y 55. El N° 54 sirve para el vapor de agua saturado y sobrecalentado. El N° 55 para los gases combustibles y el aire (los valores de metano, pueden tomarse para el gas natural).

GRAFICO N° 54

**VISCOSIDAD DEL VAPOR DE AGUA**

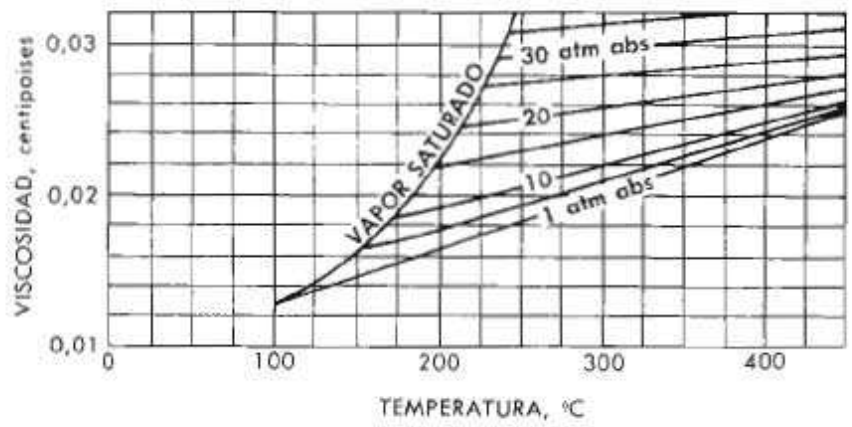
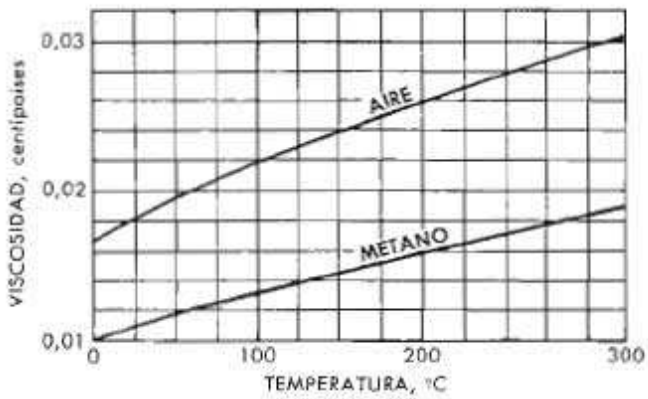



TABLA N° 33

*Tabla de valores del coeficiente "e" ("rugosidad")*

| Material | e (m) |
|---|---|
| Acero remachado | 0,001 a 0,01 |
| Concreto | 0,0003 a 0,003 |
| Madera en listones | 0,00018 a 0,0018 |
| Hierro fundido | 0,00028 |
| Hierro galvanizado | 0,00016 |
| Hierro fundido asfaltado | 0,00012 |
| Tubos de hierro y acero, terminados en caliente | 0,000045 |
| Tubos estirados en frío | 0,000005 |
| Tubos trafilados | 0,0000015 |

GRAFICO N° 55 **VISCOSIDAD DEL AIRE Y METANO**




La viscosidad absoluta se mide en Poises y la cinemática en Stokes. Más usuales son las unidades cien veces menores: el centipoise cP, y el centistoke cSt (ver capítulo 2). Las viscosidades anteriores tienen la siguiente expresión, según sea el sistema de unidades utilizado.

*Viscosidad absoluta*

Sistema c. g. s. — Sistema m. k. s.

$$1\ \text{Poise} = \frac{1\ \text{dina seg}}{\text{cm}^2} = \frac{1\ \text{gr (masa)}}{\text{cm seg}} = \frac{1\ \text{kg (masa)}}{10\ \text{m seg}}$$

$$1\ \text{cP} = \frac{1\ \text{Poise}}{100} = \frac{1\ \text{gr (masa)}}{100\ \text{cm seg}} = \frac{1\ \text{kg (masa)}}{1.000\ \text{m seg}}$$

*Viscosidad cinemática*

$$1\ \text{Stoke} = \frac{1\ \text{Poise}}{\text{Densidad}} = \frac{\frac{\text{gr (masa)}}{\text{cm seg}}}{\frac{\text{gr}}{\text{cm}^3}} = \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}} = \frac{1\ \text{m}^2}{10.000\ \text{seg}}$$

$$1\ \text{cSt} = \frac{1\ \text{Poise}}{100}\ \text{St} = \frac{1\ \text{cm}^2}{100\ \text{seg}} = \frac{1\ \text{m}^2}{1.000.000\ \text{seg}}$$

Estas unidades establecen las viscosidades, ya sean absolutas o cinemáticas, en los dos sistemas de medidas, el c.g.s. o el m.k.s., debiendo tenerse bien en cuenta la forma en que están expresados los datos, para evitar errores.

Normalmente la viscosidad absoluta se representa por la letra griega mu ($\mu$) y la viscosidad cinemática por nu ($\nu$).

Con los valores de Re y r calculados anteriormente, se entra ahora en el gráfico N° 56 y se determina f. Tenemos ya los elementos necesarios para realizar los cálculos utilizando las fórmulas II o III.

Para facilitar la tarea, se han confeccionado los gráficos N$^{os}$ 57 y 58. En el gráfico N° 57 correspondiente al vapor, se entra con la presión, temperatura y caudal, determinándose la velocidad para un diámetro de tubo elegido previamente. De este gráfico se saca también el peso específico para las condiciones iniciales. El gráfico N° 58 ha sido calculado a los mismos efectos para el aire o gases. Para la densidad, etc., ver apéndice.

Reunidos estos valores, se aplican las fórmulas II o III y se tiene el resultado final, ya sea en metros de columna de fluido o en atm.

GRAFICO N° 56

**FACTOR DE FRICCION EN FUNCION DEL NUMERO DE REYNOLDS Y DE LA RUGOSIDAD RELATIVA**

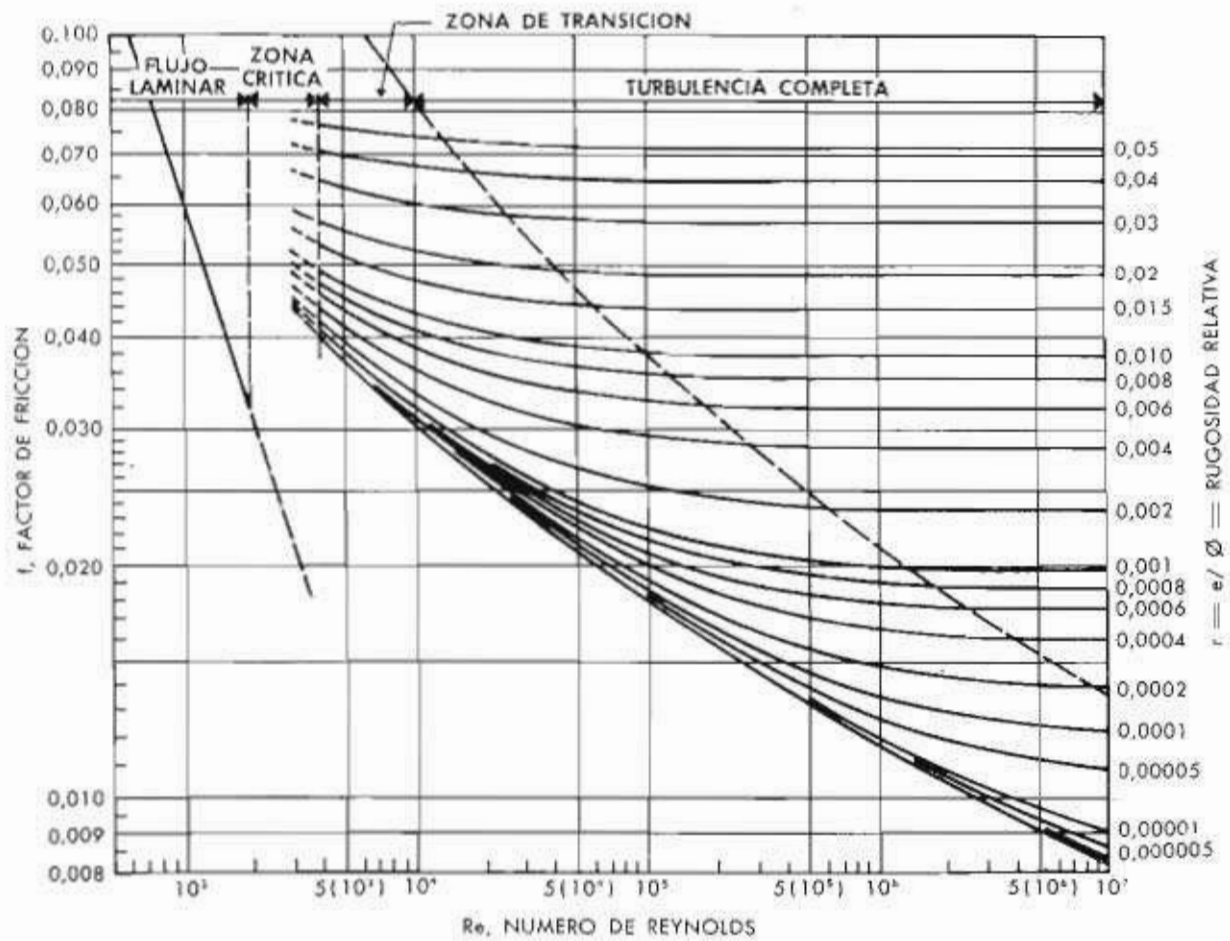
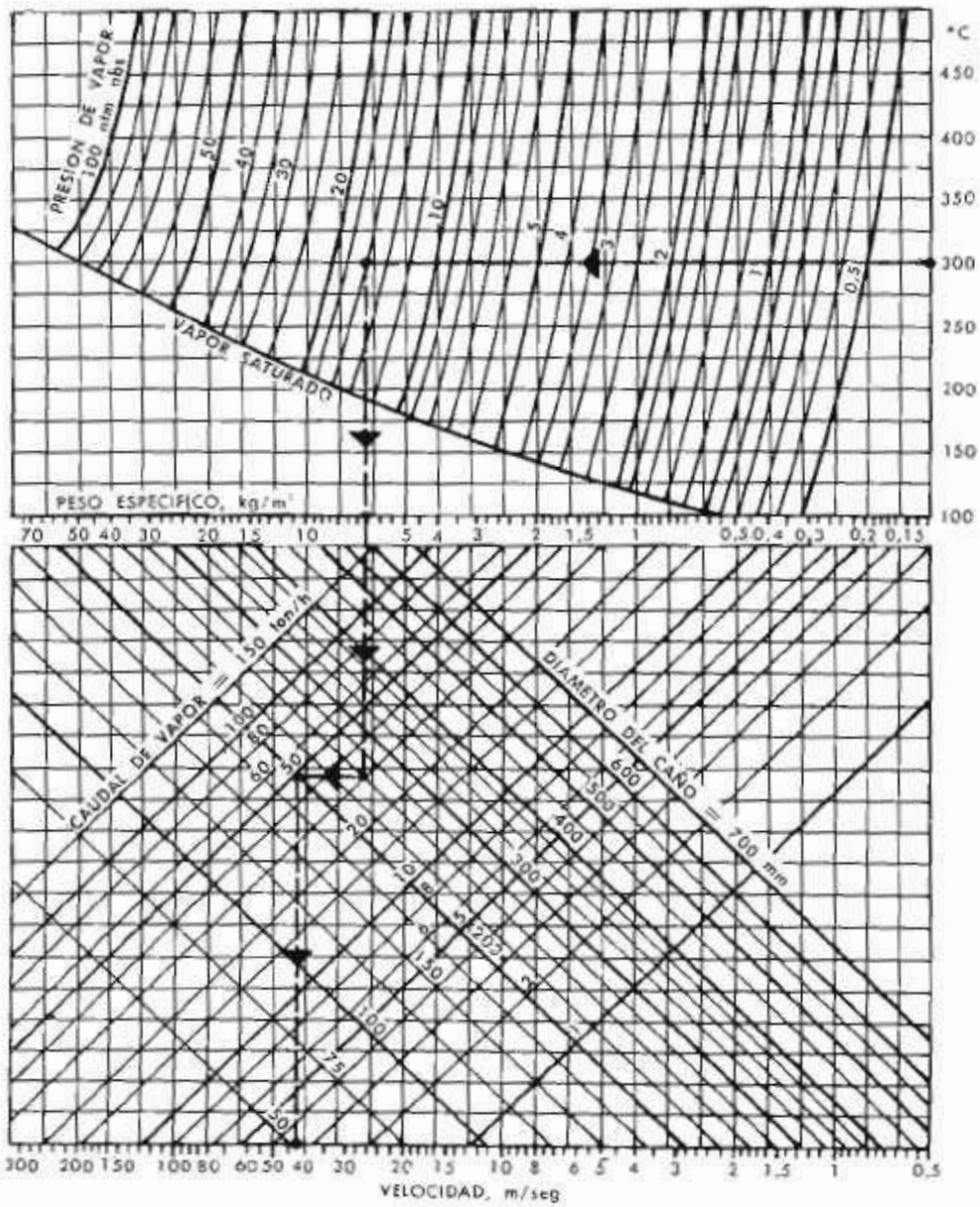


GRAFICO N° 57

## PESO ESPECIFICO, CAUDAL Y VELOCIDAD DEL VAPOR PARA DISTINTOS DIAMETROS DE TUBOS




EJEMPLO:

TEMPERATURA DEL VAPOR: 300°C — CAUDAL DEL VAPOR: 30 ton/h

PRESION DEL VAPOR: 16 atm abs — DIAMETRO DEL CAÑO: 200 mm

VELOCIDAD OBTENIDA = **43 m/seg** — PESO ESPECIFICO = **6,6 kg/m³**

TABLA N° 34

*Caños sin costura*

| Diámetro | | Standard | | Reforzado | |
|---|---|---|---|---|---|
| Nominal pulg. | Exterior mm | Espesor | Peso/mt. | Espesor | Peso/mt. |
| 1/8 | 10,2 | 1,8 | 0,370 | 2,00 | 0,410 |
| 1/4 | 13,5 | 2,0 | 0,577 | 2,35 | 0,654 |
| 3/8 | 17,2 | 2,0 | 0,680 | 2,35 | 0,758 |
| 1/2 | 21,2 | 2,35 | 1,110 | 2,65 | 1,230 |
| 3/4 | 26,9 | 2,35 | 1,420 | 2,67 | 1,590 |
| 1 | 33,7 | 2,75 | 2,120 | 3,25 | 2,460 |
| 1 1/4 | 42,4 | 2,75 | 2,720 | 3,25 | 3,170 |
| 1 1/2 | 48,3 | 2,9 | 3,300 | 3,25 | 3,650 |
| 2 | 60,3 | 3,25 | 4,630 | 3,65 | 5,170 |
| 2 1/2 | 76,1 | 3,25 | 5,930 | 3,65 | 6,630 |
| 3 | 88,9 | 3,65 | 7,820 | 4,05 | 8,640 |
| 4 | 114,3 | 4,05 | 11,300 | 4,5 | 12,400 |
| 5 | 139,7 | 4,25 | 14,700 | 4,85 | 16,700 |
| 6 | 165,1 | 4,8 | 18,400 | 4,85 | 19,800 |
| 8 | 216,0 | 6,0 | 31,500 | 8,00 | 41,500 |

Determinada la pérdida de presión, si ella es muy alta o muy baja, se tantea nuevamente con otro valor del diámetro de la cañería. La tabla N° 34 da los datos de las cañerías.

Veamos un ejemplo: se trata de transportar 30.000 kg/h de vapor a 16 atm sobrecalentado a 300° C a una distancia virtual de 50 m. La cañería es de acero común.

Del gráfico N° 57, eligiendo un caño de ∅ 200 mm hallamos:

$$v = 43 \text{ m/seg}$$
$$d = 6{,}6 \text{ kg/m}^3$$

De la tabla N° 33, siendo el tubo de acero:

$$e = 0{,}000045 \text{ m}$$

Luego:

$$r = \frac{e}{\varnothing} = \frac{0{,}000045 \text{ m}}{0{,}2 \text{ m}} = 0{,}000225$$

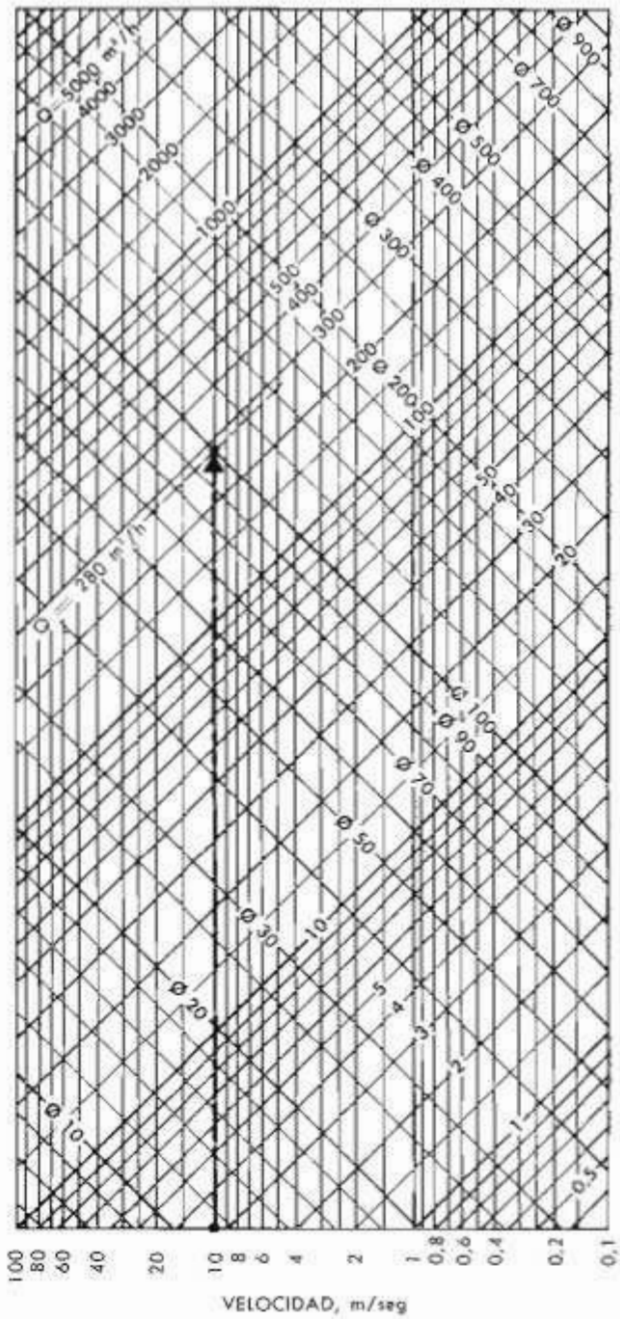
Del gráfico N° 54 la viscosidad del vapor a 16 atm y 300° C es $\mu = 0{,}024$ cP y en el sistema mks $\mu = \frac{0{,}024}{1.000}$ kg/m seg $= 0{,}000024$ kg/m seg.

Determinamos ahora el número de Reynolds que resulta:

$$Re = \frac{0{,}2 \text{ m} \times 43 \text{ m/seg} \times 6{,}6 \text{ kg/m}^3}{0{,}000024 \text{ kg/m seg}} = 2.365.000$$

GRAFICO N° 58

**CAUDAL Y VELOCIDAD DE AIRE O GASES PARA DISTINTOS DIAMETROS DE TUBOS**



En el gráfico N° 56 se halla f en función de Re y r que resulta:

$$f = 0{,}0145$$

Aplicando la fórmula III tenemos:

$$\Delta_p = \frac{0{,}0145 \times 43^2 \text{ m/seg} \times 50 \text{ m} \times 6{,}6 \text{ kg/m}^3}{2 \times 9{,}81 \text{ m/seg}^2 \times 0{,}2 \text{ m} \times 10.000} = 0{,}20 \text{ kg/cm}^2$$

Luego:

$$\Delta_p = 0{,}23 \text{ kg/cm}^2$$

**Petróleo y aceites.**

En el caso de líquidos viscosos, las pérdidas por fricciones son elevadas; por ello se usan velocidades de desplazamiento muy lentas, lo que hace que el flujo sea laminar, Re < 2.100.

Para estas condiciones el valor de f se establece en función de la viscosidad cinemática (1), el diámetro del tubo y la velocidad, siendo independiente de la rugosidad de la canalización.

Partiendo de la fórmula I y reemplazando f por su nuevo valor, luego de algunas transformaciones, la fórmula para líquidos viscosos resulta:

$$\Delta_h = \frac{1{,}25\, Q\, \nu\, L}{\varnothing^4} \qquad [IV]$$

Considerando la densidad del líquido = 1

Donde:

Q (lts/h) = Caudal
$\nu$ (cSt) = Viscosidad cinemática (centistokes)
$\varnothing$ (mm) = Diámetro del tubo

siendo los demás símbolos ya conocidos. En esta fórmula, $\Delta_h$ es en metros de columna de líquido.

Como ejemplo, supongamos que se bombea una mezcla de 70/30 de fuel-oil y diesel-oil y que a 30° C tiene una viscosidad de 130 cSt. El caudal es de 45.000 lts/h, el peso específico, 0,9 y la distancia virtual, 100 m.

(1) Para los distintos tipos de petróleo, el gráfico N° 8 del cap. 2, da los valores de las viscosidades.

Fijando el diámetro $\varnothing$ = 160 mm, del gráfico N° 59 (usado para calcular la caída de presión para el agua), obtendremos la velocidad

$$v = 0{,}5 \text{ m/seg}$$

Aplicando ahora la fórmula IV:

$$\Delta_h = \frac{1{,}25 \times 45.000 \text{ lst/h} \times 130 \text{ cSt} \times 100 \text{ m}}{160^4 \text{ mm}} = 1{,}1 \text{ m}$$

Este valor, es para líquidos de densidad 1. Para tener el definitivo se debe multiplicar el resultado hallado por la densidad real.

$$\Delta_h = 1{,}1 \times 0{,}9 = 0{,}99 \text{ m}$$

**Agua.**

La misma fórmula de Fanning puede usarse para las pérdidas de presión de agua. Como f varía poco, se lo considera constante y se simplifica el cálculo. En el gráfico N° 59 se han volcado los resultados que permiten una verificación rápida y fácil.

**Datos comerciales.**

En el comercio es preciso distinguir entre "caños" y "tubos".

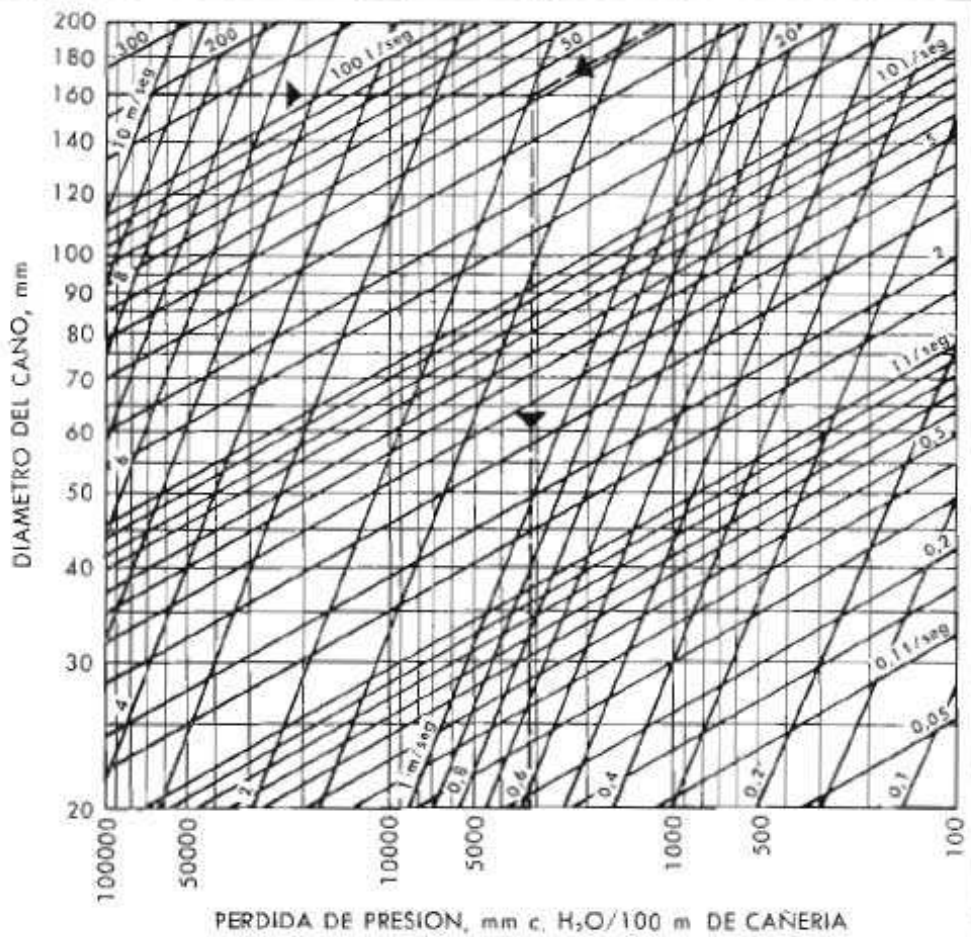
"Caño" es el material que se adquiere por su medida interior nominal (normalmente en pulgadas). Puede ser con o sin costura, galvanizado o negro. Existe el tipo standard probado a una presión de 60 atm y el tipo reforzado probado a 80 atm.

El diámetro exterior de los caños es el mismo; la diferencia reside en el espesor de la pared y el exterior fijo corresponde a la necesidad de ejecutar operaciones de roscado (véase la tabla N° 35 para los caños con costura y la N° 34 para los caños sin costura).

Por "tubo" se entiende normalmente el que se individualiza por su diámetro exterior y el espesor de la pared. Son generalmente fabricados sin costura, en aceros de varias calidades según el uso al que se lo destine. Son usados para calderas y demás trabajos similares (ver tabla N° 36).

GRAFICO N° 59

## DETERMINACION DE VELOCIDADES DE AGUA Y PERDIDAS DE PRESION EN CAÑERIAS




EJEMPLO:

CAUDAL: 42 l/seg — Ø CAÑO: 160 mm

VELOCIDAD: 2 m/seg — $\Delta_h$ = 3200 mm c. $H_2O$/100 m

TABLA N° 35

*Caños con costura, negros y galvanizados*

| Calidad | Designación Comercial Pulg. | Designación Comercial mm | Ø Ext. mm | Ø Int. mm | Esp. Pared mm | Liso kg/m Std. | Liso kg/m Ref. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| STANDARD | 1/2 | 12,7 | 21,25 | 16,65 | 2,30 | 1,090 | 1,175 |
| | 3/4 | 19,1 | 26,75 | 22,15 | 2,30 | 1,368 | 1,480 |
| | 1 | 25,4 | 33,50 | 28,00 | 2,75 | 2,101 | 2,198 |
| | 1 1/4 | 31,8 | 42,25 | 36,75 | 2,75 | 2,718 | 2,843 |
| | 1 1/2 | 38,1 | 48,25 | 42,35 | 2,95 | 3,298 | 3,440 |
| | 2 | 50,8 | 60,00 | 53,40 | 3,30 | 4,619 | 4,799 |
| | 2 1/2 | 63,5 | 75,50 | 68,10 | 3,70 | 6,601 | 6,826 |
| | 3 | 76,2 | 88,25 | 79,75 | 4,25 | 8,744 | 9,004 |
| | 4 | 101,6 | 113,50 | 104,54 | 4,48 | 12,034 | 12,414 |
| REFORZADA | 1/2 | 12,7 | 21,25 | 15,75 | 2,75 | 1,256 | 1,340 |
| | 3/4 | 19,1 | 26,75 | 21,25 | 2,75 | 1,625 | 1,735 |
| | 1 | 25,4 | 33,50 | 27,00 | 3,25 | 2,422 | 2,530 |
| | 1 1/4 | 31,8 | 42,25 | 35,25 | 3,50 | 3,340 | 3,475 |
| | 1 1/2 | 38,1 | 48,25 | 40,25 | 4,00 | 4,360 | 4,495 |
| | 2 | 50,8 | 60,00 | 42,00 | 4,00 | 5,520 | 5,670 |

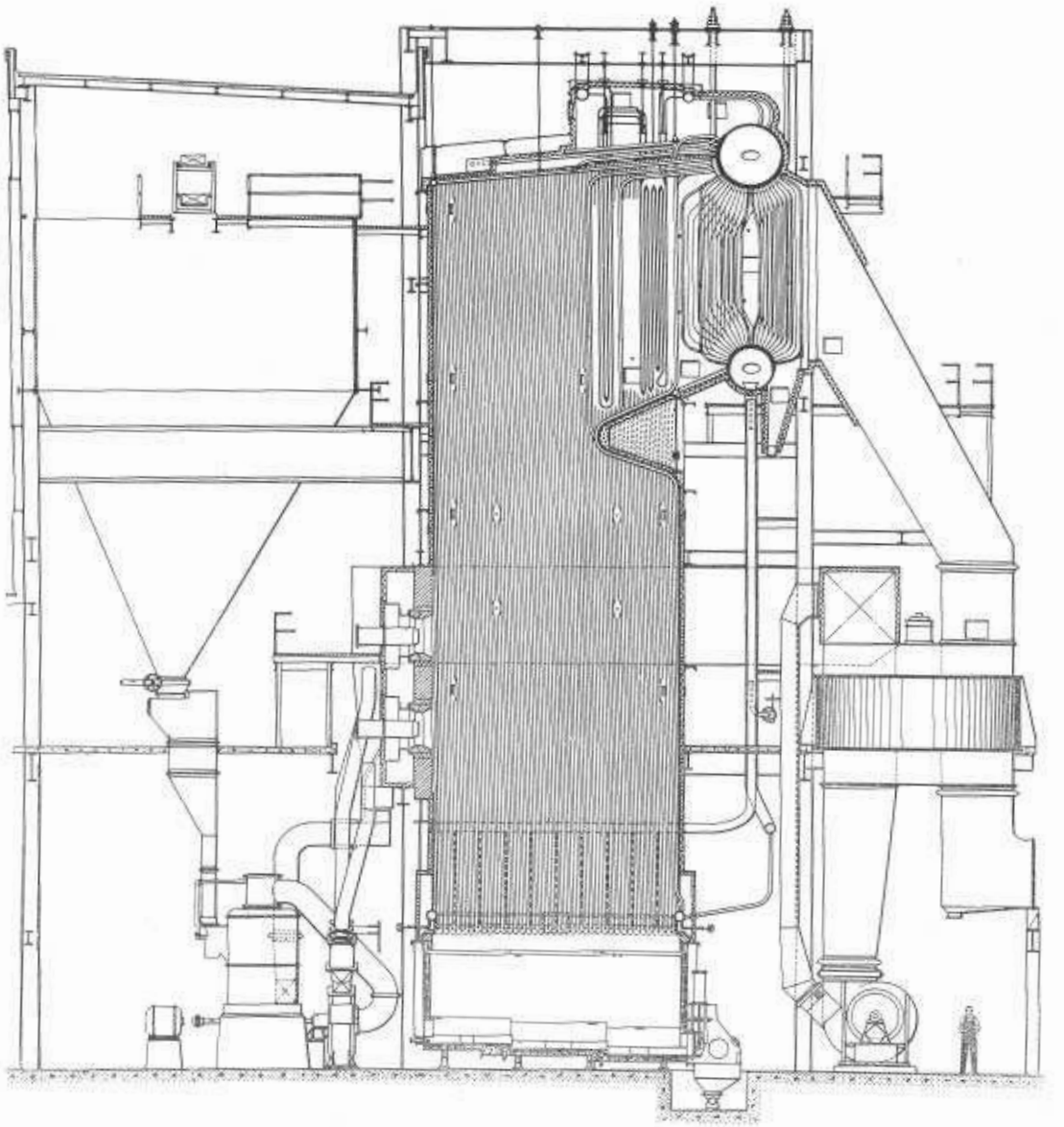
## TABLA N° 36

*Tubos de acero sin costura*

*Tabla de pesos en kg/m*

(Para las medidas más comunes)

| Diámetro exterior mm | Espesores en mm | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 2,5 | 3 | 3,5 | 3,75 | 4 | 4,5 | 5 | 5,5 | 6 | 6,5 | 7 | 7,5 | 8 | 9 |
| | Peso en kg/m | | | | | | | | | | | | | |
| 32 | 1,819 | 2,146 | 2,460 | 2,613 | 2,762 | 3,052 | | | | | | | | |
| 35 | 2,004 | 2,368 | 2,719 | 2,890 | 3,058 | 3,385 | | | | | | | | |
| 38 | 2,189 | 2,589 | 2,978 | 3,167 | 3,354 | 3,718 | | | | | | | | |
| 41,5 | 2,405 | 2,848 | 3,280 | 3,491 | 3,699 | 4,106 | | | | | | | | |
| 44,5 | 2,589 | 3,070 | 3,539 | 3,769 | 3,995 | 4,439 | | | | | | | | |
| 47,5 | 2,774 | 3,292 | 3,798 | 4,046 | 4,291 | 4,772 | | | | | | | | |
| 51 | 2,990 | 3,551 | 4,100 | 4,370 | 4,636 | 5,160 | | | | | | | | |
| 54 | | 3,773 | 4,359 | 4,647 | 4,932 | 5,493 | | | | | | | | |
| 57 | | 3,995 | 4,618 | 4,925 | 5,228 | 5,826 | | | | | | | | |
| 60 | | 4,217 | 4,877 | 5,202 | 5,524 | 6,159 | | | | | | | | |
| 63,5 | | | | 5,526 | 5,869 | 6,548 | 7,214 | 7,867 | | | | | | |
| 70 | | | | 6,127 | 6,511 | 7,269 | 8,015 | 8,749 | | | | | | |
| 76 | | | | 6,682 | 7,103 | 7,935 | 8,755 | 9,563 | 10,36 | | | | | |
| 83 | | | | 7,329 | 7,793 | 8,712 | 9,618 | 10,51 | 11,39 | | | | | |
| 89 | | | | 7,884 | 8,385 | 9,378 | 10,36 | 11,33 | 12,28 | | | | | |
| 95 | | | | 8,439 | 8,977 | 10,04 | 11,10 | 12,14 | 13,17 | | | | | |
| 102 | | | | 9,086 | 9,667 | 10,82 | 11,96 | 13,09 | 14,21 | 15,31 | | | | |
| 108 | | | | | 10,26 | 11,49 | 12,70 | 13,93 | 15,09 | 16,27 | | | | |
| 114 | | | | | 10,85 | 12,15 | 13,44 | 14,72 | 15,98 | 17,23 | | | | |
| 121 | | | | | 11,54 | 12,93 | 14,39 | 15,67 | 17,02 | 18,35 | | | | |
| 127 | | | | | 12,13 | 13,59 | 15,04 | 16,48 | 17,90 | 19,32 | | | | |
| 133 | | | | | 12,73 | 14,26 | 15,78 | 17,29 | 18,79 | 20,28 | | | | |
| 140 | | | | | | 15,04 | 16,65 | 18,24 | 19,83 | 21,40 | 22,96 | | | |
| 146 | | | | | | 15,70 | 17,39 | 19,06 | 20,72 | 22,36 | 24,00 | | | |
| 152 | | | | | | 16,37 | 18,13 | 19,87 | 21,60 | 23,32 | 25,03 | | | |
| 159 | | | | | | 17,15 | 18,99 | 20,82 | 22,64 | 24,45 | 26,24 | | | |
| 165 | | | | | | | 19,73 | 21,63 | 23,53 | 25,41 | 27,28 | | | |
| 168 | | | | | | | 20,10 | 22,04 | 23,97 | 25,89 | 27,79 | | | |
| 171 | | | | | | | | 22,45 | 24,41 | 26,37 | 28,31 | 30,24 | 32,16 | 35,95 |
| 178 | | | | | | | | 23,40 | 25,45 | 27,49 | 29,52 | 31,54 | 33,54 | 37,51 |
| 191 | | | | | | | | 25,16 | 27,37 | 29,58 | 31,76 | 33,94 | 36,10 | 40,40 |
| 203 | | | | | | | | | 29,15 | 31,50 | 33,84 | 36,16 | 38,47 | 43,06 |
| 216 | | | | | | | | | 31,07 | 33,58 | 36,08 | 38,56 | 41,04 | 45,94 |
| 219 | | | | | | | | | 31,52 | 34,06 | 36,60 | 39,12 | 41,63 | 45,61 |



Caldera de tipo vertical diseño C. E. para quemar carbón pulverizado, petróleo o gas, apta para generación de energía en centrales de servicio público y grandes industrias. La unidad ilustrada tiene una producción de 115.000 Kg/h de vapor a 62 atm. relativos y 445° C de temperatura final.

Oficina de producción, donde se programa la fabricación y se controlan las etapas de la misma para el cumplimiento de los plazos de entrega establecidos.

# 14

# CAPITULO DECIMOCUARTO

CENTRALES TERMONUCLEARES. - PRINCIPIOS GENERALES. - LA BUSQUEDA DEL MEJOR RENDIMIENTO. - LOS CUATRO TIPOS BASICOS DE REACTOR. - OTRAS POSIBILIDADES. - PARA PROFUNDIZAR EL TEMA.

## Centrales termonucleares.

El aprovechamiento de la energía nuclear para la generación de energía eléctrica, o para explotar su aspecto térmico en la desalinización de agua o en calefacción es ya un hecho concreto, y constituye una actividad en desarrollo acelerado.

La búsqueda de sistemas de reacción, configuración del reactor, moderador a utilizar, y fluido transportador de calor, para poder aprovechar mejor los elementos activos, materiales, tecnología y medios de fabricación disponibles en los varios países que han encarado esta actividad, han llevado al desarrollo de equipos y combinaciones de medios ampliamente diferentes en su configuración. En general, se los clasifica en tipos de reactor, entre los cuales hay cuatro de un desarrollo en particular, adelantado, y que describiremos más adelante.

Sin embargo, para la mejor comprensión de esa descripción es necesario efectuar algunas definiciones previas, y un breve repaso de los principios fundamentales de liberación controlada de la energía nuclear.

## Principios generales.

La energía nuclear utilizada en la práctica parte del fenómeno de la fisión, o rotura de los núcleos del uranio o plutonio con liberación de energía, al ser alcanzados por neutrones que los hacen inestables. Esta fisión se realiza con una extraordinaria liberación de energía que en el caso del uranio 235 alcanza al equivalente de quemar 2.000.000 de kg de petróleo por cada kg de U 235. Cuando un neutrón se incorpora a un núcleo de U 235 se produce la siguiente reacción típica:

$$U_{92}^{235} + N_0^1 = \times_b^a + Y_{b'}^{a'} + 2\ N_0^1 + \text{Energía}$$

$$a + a' + 2 = 236$$

$$b + b' = 92$$

Es decir, se producen dos núcleos nuevos, dos (o bien tres) nuevos neutrones y se libera la energía ya mencionada.

Lo notable es que utilizando un neutrón, se han producido dos nuevos, que si impactan nuevos núcleos de U 235, liberarán el doble de energía, y producirán cuatro nuevas reacciones. Se establece así una cadena que se hace explosiva si hay suficientes núcleos de U 235 presentes y ubicados en forma de absorber todos esos neutrones.

En la práctica, la reacción se controla mediante una distribución juiciosa de la densidad de núcleos fisionables y se regula mediante la inserción de cadmio, boro, etc., elementos que poseen la característica de absorber grandes cantidades de neutrones.

Los neutrones generados por la fisión poseen una energía cinética alta. La probabilidad de que un núcleo de U 235 fisione, resulta mayor con neutrones de energía cinética baja y por ello se acostumbra rebajar dicha energía intercalando medios llamados "moderadores", que rebajan la velocidad de los neutrones. En este caso se habla de "reactores térmicos", mientras que si no se utiliza un moderador tendremos un "reactor rápido", en el cual, en un espacio activo de 1 metro cúbico pueden generarse, por ejemplo, 50.000 kW o más. Si se piensa en el problema técnico de extraer semejante potencia de un espacio tan reducido circulando un fluido cualquiera se puede tener una idea de la complejidad de los problemas de exactitud, regulación y estabilidad que presenta el diseño de un reactor rápido.

La reacción que hemos comentado se basa en la utilización de U 235, pero en la realidad el elemento más común (140 veces más abundante) es el U 238, que en presencia de un neutrón reacciona en la forma siguiente:

$$_{92}U^{238} + {}_{0}N^{1} = {}_{92}U^{239} + \text{Energía}$$

$$_{92}U^{239} = {}_{93}Np^{239} + \text{electrón}$$

$$_{93}Np^{239} = {}_{94}Pu^{239} + \text{electrón}$$

El elemento final es ahora el plutonio (Pu) que es fisionable en igual forma que el U 235. Se observará así que no sólo se ha obtenido energía, sino un nuevo átomo fisionable a su vez.

Por lo tanto, si nuestro combustible es una mezcla de U 235 y de U 238, y la reacción se hace proceder en forma que parte de los neutrones generados por el U 235 se usen para reaccionar con el U 238, se generará uno o más átomos de Pu por cada átomo de U 235, y se tendrá lo que llama un reactor reproductor ("breeder"). La importancia de esta reacción reside en que multipl el aprovechamiento de combustible teóricame en hasta 140 veces.

Una reacción similar permite obtener otro isóto fisionable de uranio, el U 233, a partir del to lo que nuevamente amplía el suministro de co bustible en varios centenares de veces.

En la práctica, la medida del aprovechamiento combustible se hace a través de la dimensión mada grado de quemado ("burn-up"), que expr la energía térmica generada en kWh por cada de combustible que cumple su ciclo útil.

**La búsqueda del mejor rendimiento.**

Como en toda explotación comercial, el fin p seguido es la producción al mejor costo, y en sentido en el diseño de las centrales nucleares l tres factores básicos primordiales sobre los que actúa activamente.

Estos son:

a) Costo de la central.

b) Rendimiento termodinámico del ciclo de vap

c) Mayor grado de quemado ("burn-up").

Estos tres factores se influencian mutuamente sobre ellos actúan todos los factores menciona al principio del capítulo, es decir, el combust disponible, los medios de fabricación de los co pos, el costo del moderador, y la tecnología ponible.

El costo de la central puede variar grandeme en función de todos estos factores, pero lo f damental es tener presente que ciertas config ciones hacen posible ya la generación comer competitiva en costo del kWh con las centr convencionales a combustión, en forma tal en muchos países, y en particular en Esta Unidos y en Gran Bretaña ya existe un merc estable y rápidamente creciente para centrales cleares, en extensión tal que se estima que a de esta década por lo menos el 25 % de la nu capacidad a instalar será realizada a base de e gía nuclear.

**Los cuatro tipos básicos de reactor.**

a) *PWR - Reactor de agua a presión (pressurized water reactor).*

Este sistema ha sido desarrollado fundamentalmente en Estados Unidos, y es el utilizado normalmente por ese país también en sus aplicaciones marinas (plantas propulsoras de submarinos y buques de superficie). En este sistema se utiliza un ciclo cerrado de agua a muy alta presión, que extrae el calor del reactor, actuando al mismo tiempo como moderador. La exigencia de utilizar altas presiones se deriva de la necesidad de trabajar a temperaturas suficientemente altas, como para obtener un rendimiento térmico aceptable (ver capítulos 4 y 5).

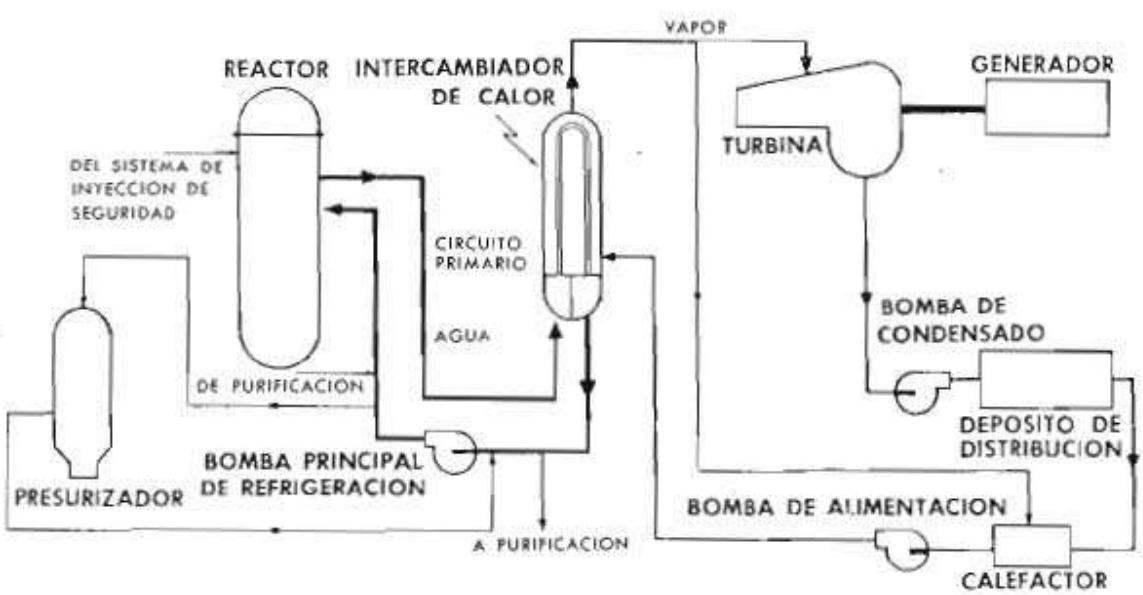
El desarrollo de este tipo de reactor exige disponer de medios de fabricación extraordinarios, ya que los recipientes de presión de los reactores actuales se hallan en el orden de peso (por pieza) de más de 500 toneladas, construidos con chapas especiales de espesores del orden de 200 a 300 mm. La inversión de capital para tales talleres resulta también enorme, y se justifica sólo en presencia de un mercado suficiente, como probablemente sólo se puede encontrar comercialmente en Estados Unidos y en Europa.

Otra consideración fundamental es que, en razón de las características nucleares de los materiales, en este tipo de reactor se utiliza uranio "enriquecido", es decir, uranio natural al que se han adicionado algunos porcientos de U 235, aumentando así la concentración de núcleos fisionables. Este proceso de enriquecimiento exige también instalaciones con inversiones cuantiosas, lo que limita sus posibilidades de abastecimiento, y se convierte en un factor de suma importancia en la decisión respecto al tipo de central a utilizar.

Por último, el recambio de los elementos agotados exige la detención de la central una vez por año, en forma similar a una detención por mantenimiento en una central convencional a combustible fósil.

FIGURA N° 91

**DIAGRAMA REACTOR PWR**



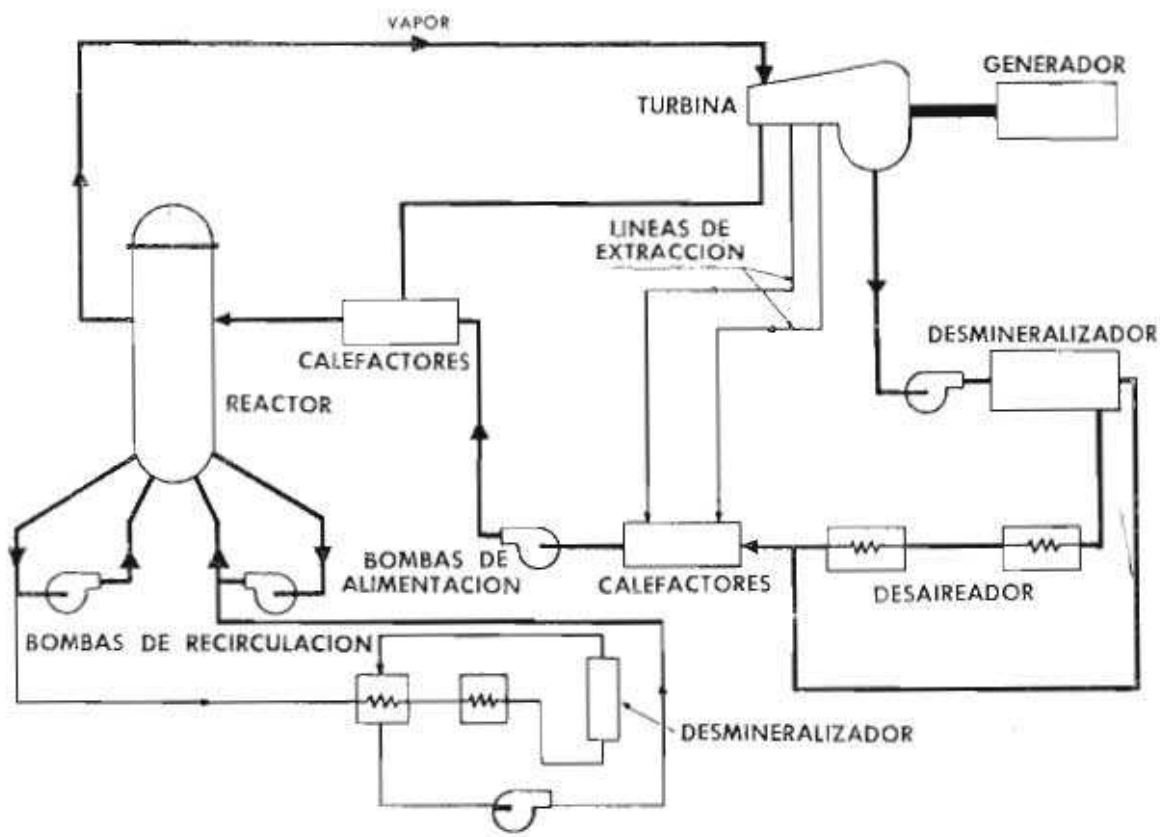
b) *BWR - Reactor de agua hirviente (boiling water reactor).*

Este sistema es una variación del anterior, derivada del hecho de que en el reactor PWR, al existir un circuito de refrigeración cerrado "primario", se debe transferir este calor al circuito final generando vapor en intercambiadores de calor que exigen un salto de temperatura, de tal forma que el vapor finalmente útil se halla a una temperatura aún inferior, en detrimento del rendimiento. En el reactor BWR, generando directamente vapor en el cuerpo del reactor, se elimina la necesidad de los intercambiadores de calor.

A este sistema se aplican las mismas consideraciones que al PWR respecto a los medios de fabricación, al combustible a utilizar, y a la detención de planta para el recambio de elementos agotados.

FIGURA Nº 92

**DIAGRAMA REACTOR BWR**



c) *GCR - Reactor enfriado por gas (gas cooled reactor).*

Este sistema es el utilizado típicamente en Gran Bretaña y en los primeros "reactores de potencia" de Francia, y refleja nítidamente las diferencias básicas ambientales respecto a los dos anteriores.

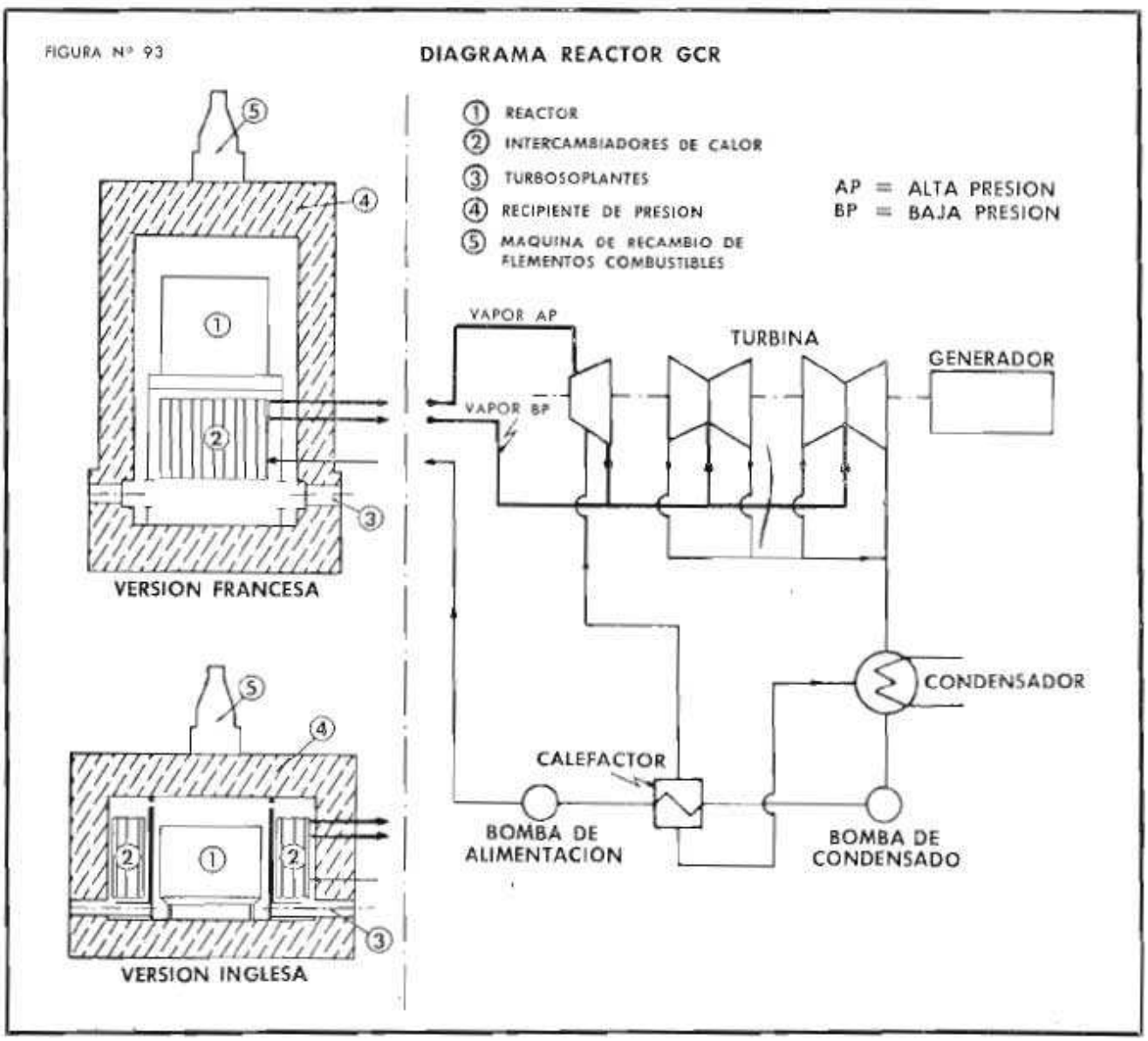
En este caso se utiliza gas a presión ($CO_2$) como transmisor de calor entre el reactor y los intercambiadores-generadores de vapor, y como moderador se emplea grafito en bloques entre los cuales se ubican los elementos combustibles.

En este caso, aunque el volumen del reactor es mucho más grande, esto se puede realizar sin excesivos requerimientos de taller, debido a que todo el sistema de gas se halla a presiones del orden de 20 atmósferas. Además, y lo que es fundamental en este sistema, se utiliza como combustible uranio natural sin enriquecer, lo que amplía las fuentes de suministro.

Por otra parte, este diseño permite, mediante dispositivos ingeniosos y complicados, recambiar elementos agotados durante la marcha, lo que se realiza en forma cíclica y no requiere la detención de la central.

FIGURA Nº 93

**DIAGRAMA REACTOR GCR**



d) *HWR - Reactor de agua pesada (heavy water reactor).*

Este sistema refleja también condiciones ambientales, ya que constituye un apartamiento considerable de los anteriores, y su primera versión "comercial" ha sido realizada en Canadá, con medios de fabricación enormemente inferiores a los requeridos en los otros casos.

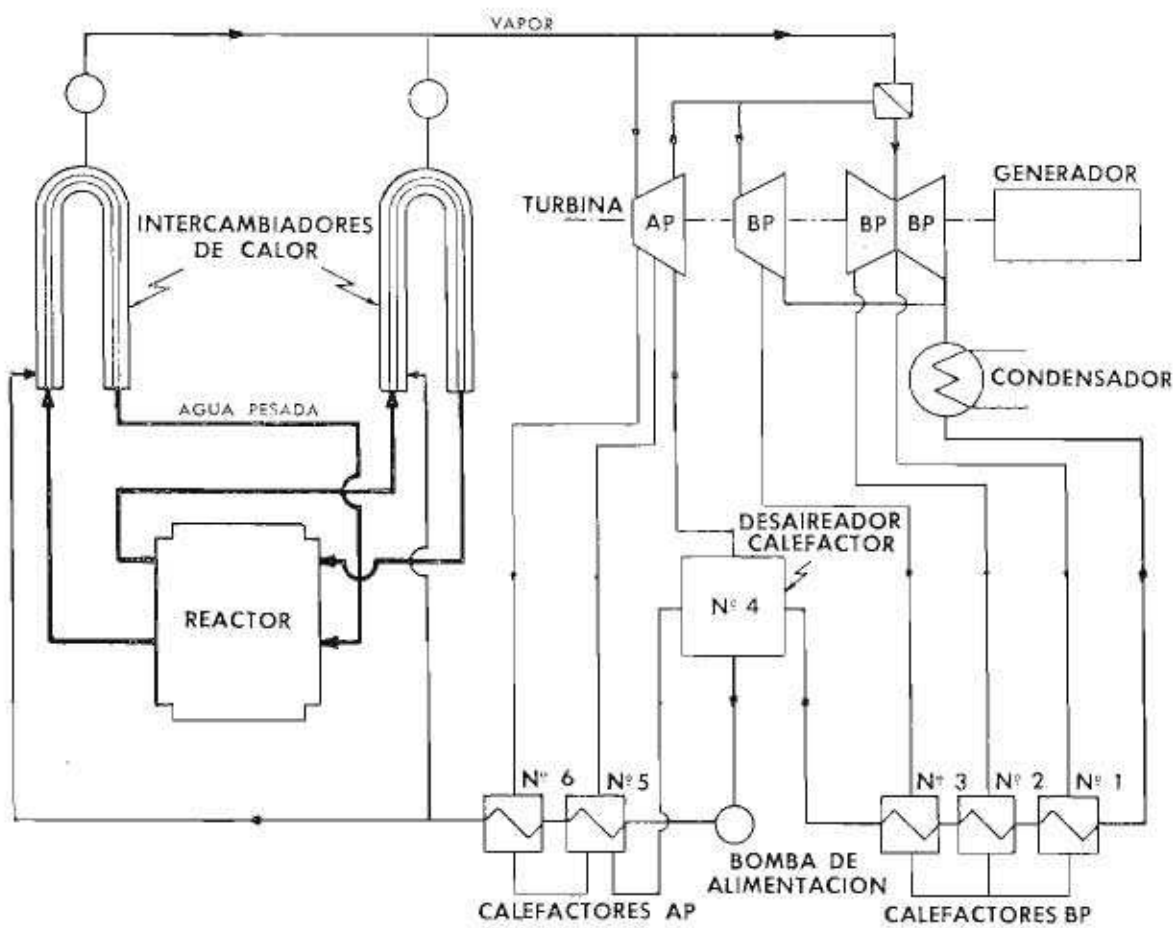
La diferencia básica de diseño reside en que los elementos combustibles se hallan alojados dentro de tubos individuales, y la extracción de calor se realiza por circulación de agua pesada a presión por dichos tubos, estando todo el conjunto de tubos sumergido en agua pesada que actúa como moderador.

El circuito térmico exterior se completa en forma cerrada a través de un intercambiador-caldera, igual que en el tipo PWR.

En este caso es posible también el recambio de elementos agotados durante la marcha de la central, y se puede trabajar con uranio natural.

FIGURA Nº 94

**DIAGRAMA REACTOR HWR**




AP = ALTA PRESION
BP = BAJA PRESION

Este sistema presenta una serie de variantes. En una de ellas se utiliza agua normal en el circuito de extracción de calor, y en forma de agua hirviente, es decir, se elimina el doble circuito de refrigeración, generando vapor en forma similar al BWR. La primera instalación en escala práctica (100 MW eléctricos) en Gran Bretaña está diseñada para trabajar con uranio enriquecido, pero se puede adoptar para uranio natural. En todos los casos se utiliza agua pesada como moderador. Otras variantes emplean como material refrigerante gas $CO_2$ o materiales orgánicos.

**Otras posibilidades.**

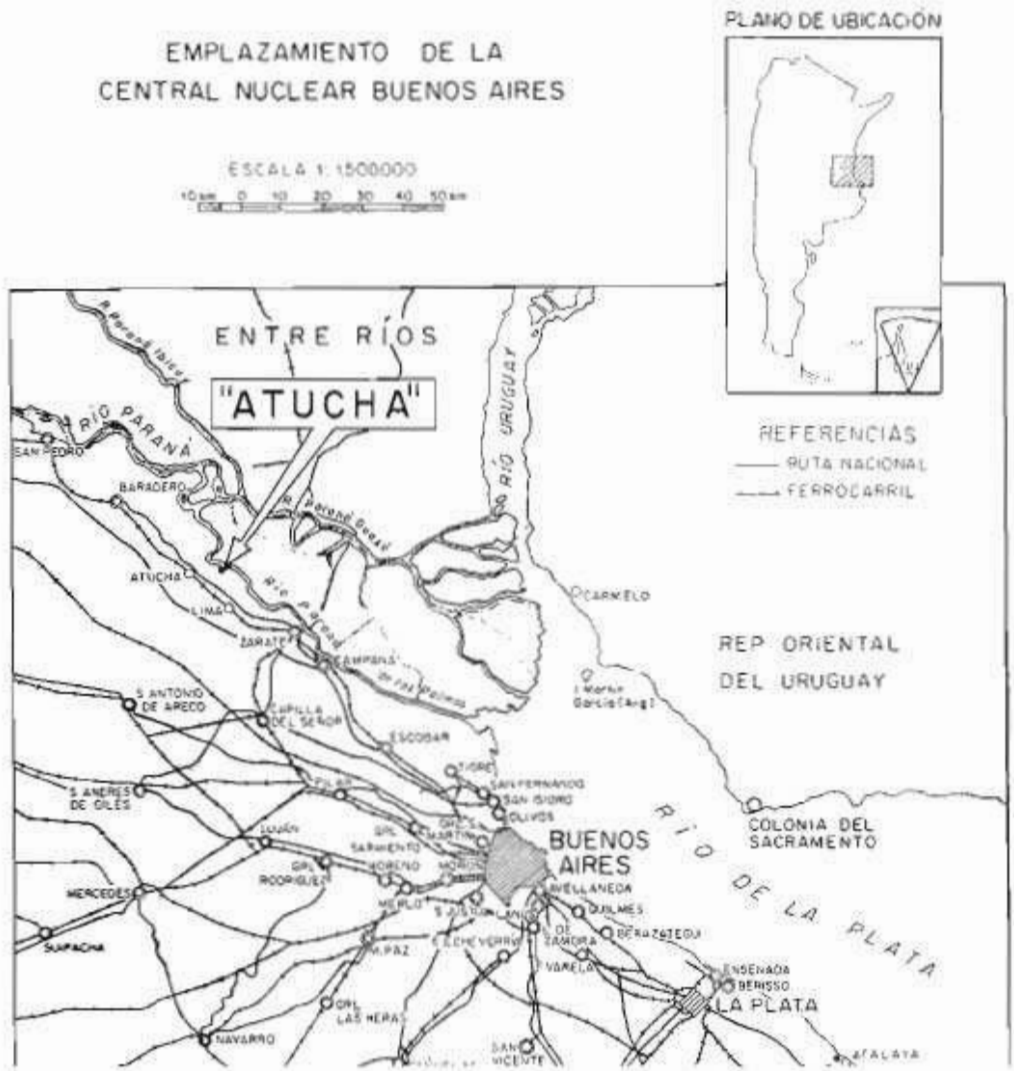
Como se puede observar, la cantidad de combinaciones teóricamente posibles entre combustibles, moderadores, fluidos, ciclos y disposiciones mecánicas, es tan grande que resta mucho campo de exploración en tal sentido. Se da por lo tanto la paradoja de que se está todavía en pleno período de desarrollo y experimentación, mientras se realizan ya centrales nucleares de las mayores capacidades (superiores a 1.000.000 de kW por unidad), en plena explotación comercial, utilizando ciclos que van siendo superados constantemente.

Por último, se puede mencionar que, aparte de utilizar gases y agua como elementos transportadores de calor, se sigue experimentando con líquidos orgánicos, metales líquidos y sales fundidas, con lo que se tiene aún una gama mayor de variables a utilizar.

Será necesario, por lo tanto, todavía un período de años hasta que se produzca la lógica "decantación" y se vayan eliminando algunas combinaciones posibles en beneficio de otras. Mientras tanto, este campo de actividad sigue teniendo la fascinación de todo lo que promete resultados insospechados.

**Para profundizar el tema.**

El resumen anterior sobre los cuatro tipos de reactor más probados en la práctica para la generación comercial de electricidad es sumamente escueto, y cubre sólo los aspectos más importantes que pueden servir para diferenciarlos, marcando los puntos principales de cada uno. La Comisión Nacional de Energía Atómica de la República Argentina, en su estudio de preinversión para una Central Nuclear en la Zona del Gran Buenos Aires-Litoral, hace una excelente reseña de los distintos tipos de reactor, que recomendamos como fuente de información ampliada. Las ilustraciones de este capítulo son reproducidas, asimismo, de dicho estudio, deferencia que agradecemos.




CENTRAL NUCLEAR DE "ATUCHA" — La Comisión Nacional de Energía Atómica ha decidido la construcción e instalación de una Central Nuclear de 313 megavatios en la localidad de Atucha, provincia de Buenos Aires.

Esta central funcionará a base de un reactor alimentado por uranio natural y moderado por agua pesada, y es la primera planta nuclear de potencia en Latinoamérica.

Lo importante de esta Central Nuclear es que la Comisión Nacional de Energía Atómica ha decidido utilizar, como combustible, uranio natural en lugar de uranio enriquecido, ya que la Argentina cuenta con abundantes yacimientos de este material, mientras que si se hubiera decidido por uranio enriquecido, la Argentina tendría que importar dicho combustible, ya que en el país no hay los elementos necesarios para enriquecer el uranio.

La elección del uranio natural asegura la existencia del combustible extraído desde nuestro propio suelo, con el consiguiente ahorro de divisas, tan necesarias para el desenvolvimiento económico de nuestro país.

# APENDICE A

**LEYES DE LOS GASES PERFECTOS. - LEY DE MARIOTTE. - LEY DE GAY LUSSAC. - ECUACION DE ESTADO DE LOS GASES PERFECTOS. - LEY DE DALTON. - LEY DE BERTHOLLET. - PESO DE UN VOLUMEN DE GAS. - PESO DEL AIRE HUMEDO.**

### Leyes de los gases perfectos.

Los gases perfectos responden a una serie de leyes cuyas expresiones matemáticas facilitan el establecimiento del estado de un gas variando las condiciones o parámetros físicos iniciales.

### Ley de Mariotte.

A una misma temperatura el producto de la medida de la presión, por la medida del volumen de una masa gaseosa, es constante.

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 = \text{cte.}$$

Donde:

$p_1$ , $p_2$ = kg/m² Presiones

$V_1$ , $V_2$ = m³ Volúmenes

La ley de Mariotte es exacta para los gases perfectos: $O_2$, $N_2$, $H_2$, CO, etc. Es aproximada para los otros gases, pero el error es despreciable. Es igualmente aplicable al vapor de agua saturado a presiones inferiores a la atmosférica y a presiones mayores sólo hasta 5 kg/cm². Es igualmente aplicable al vapor sobrecalentado.

### Ley de Gay Lussac.

A una misma presión el volumen de una masa gaseosa a una temperatura de t °C, es igual a su volumen a 0 °C multiplicada por el binomio de dilatación $(1 + \alpha t)$

$$V_1 = V_0 (1 + \alpha t)$$

Donde

$\alpha = \frac{1}{273}$ Coeficiente de dilatación de los gases perf.

### Ecuación de estado de los gases perfectos.

Las leyes anteriores se combinan en una sola expresión, Para una masa gaseosa determinada, el producto del volumen por la presión, dividido por el binomio de dilatación, es constante.

$$\frac{p_0 V_0}{(1 + \alpha t)} = \frac{p_1 V_1}{(1 + \alpha t)} = \text{cte.}$$

Los valores de $(1 + \alpha t)$ y $\frac{1}{(1 + \alpha t)}$ figuran en la tabla 37 del final de este apéndice.

Reemplazando ahora las temperaturas centígradas por las temperaturas absolutas y poniendo $\frac{p V}{273} = R$ tenemos la ecuación de estado de los gases perfectos

$$p_a V = R t$$

Si V es el volumen específico, R es el coeficiente característico de cada gas.

En la tabla siguiente, se transcriben los valores de R para los gases más usuales.

*Valor del coeficiente "R" de los gases perfectos (kg m/°C)*

| | | | |
|---|---|---|---|
| Oxígeno | 26,50 | Oxido de carbono | 30,29 |
| Nitrógeno | 30,26 | Metano | 52,90 |
| Aire | 29,27 | Etileno | 30,25 |
| Hidrógeno | 420,60 | Acetileno | 32,59 |
| Vapor de agua | 47,06 | Anhídrido sulfuroso | 13,24 |
| Anhídrido carbónico | 19,27 | Amoníaco | 49,79 |

### Ley de Dalton.

A temperatura constante, en una mezcla de gases, sin acción química recíproca, la presión de la mezcla

es igual a la suma de las presiones que ejercería cada gas ocupando solo el volumen total.

**Ley de Berthollet.**

A temperatura constante, el volumen ocupado por una mezcla de gases es igual a la suma de los volúmenes de cada uno de ellos.

**Peso de un volumen de gas.**

El peso de un volumen de gas se calcula por la siguiente expresión:

$$P_g = V_g \, d_g \, P_{ea} \, \frac{p}{760} \, \frac{1}{(1 + t)}$$

Donde:

| | | |
|---|---|---|
| $P_g$ | kg | Peso del gas |
| $V_g$ | $m^3$ | Volumen del gas |
| $d_g$ | | Densidad del gas con relación al aire |
| $P_{ea}$ | $kg/m^3$ | 1,293 Peso específico del aire a 0°C |
| p | mm de Hg | Presión del gas |
| t | °C | Temperatura del gas |

**Peso del aire húmedo.**

En este caso, el peso $P_{ah}$ del aire húmedo ocupando un volumen V, es igual a la suma del peso $P_a$, del aire seco, ocupando el mismo volumen V y el peso del vapor de agua $P_h$ ocupando también el mismo volumen V.

$$Pa = V \, P_{ca} \, \frac{p_{ah} - p_h}{760} \, \frac{1}{(1 + t)}$$

$$P_h = V \, \frac{5}{8} \, P_{ca} \, \frac{p_h}{760} \, \frac{1}{(1 + t)}$$

Siendo la suma:

$$P_{ah} = V \, P_{ca} \, \frac{p_{ah} - 0{,}375 \, p_h}{760} \, \frac{1}{(1 + t)}$$

Donde el significado de los símbolos es el mismo e identificado por subíndices. Además $\frac{5}{8}$ representa la densidad práctica del vapor de agua con relación al aire seco a 0 °C.

TABLA N° 37

*Valor de* $1 + \alpha t$ *y de* $\frac{1}{1 + \alpha t}$ $\qquad \alpha = \frac{1}{273} = 0{,}003663$

| t | $1+\alpha t$ | $\frac{1}{1+\alpha t}$ | t | $1+\alpha t$ | $\frac{1}{1+\alpha t}$ | t | $1+\alpha t$ | $\frac{1}{1+\alpha t}$ | t | $1+\alpha t$ | $\frac{1}{1+\alpha t}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 1,000000 | 1,000000 | 120 | 1,439560 | 0,694656 | 480 | 2,758242 | 0,362550 | 1350 | 5,945055 | 0,168207 |
| 5 | 1,018315 | 0,982014 | 130 | 1,476190 | 0,677419 | 500 | 2,831502 | 0,353169 | 1400 | 6,128205 | 0,163180 |
| 10 | 1,036630 | 0,964664 | 140 | 1,512821 | 0,661017 | 525 | 2,923077 | 0,342105 | 1450 | 6,311355 | 0,158445 |
| 15 | 1,054945 | 0,947917 | 150 | 1,549451 | 0,645390 | 550 | 3,014652 | 0,331713 | 1500 | 6,494505 | 0,153976 |
| 20 | 1,073260 | 0,931741 | 160 | 1,586081 | 0,630485 | 575 | 3,106227 | 0,321934 | 1550 | 6,677656 | 0,149753 |
| 25 | 1,091575 | 0,916107 | 170 | 1,622711 | 0,616253 | 600 | 3,197802 | 0,312715 | 1600 | 6,860806 | 0,145755 |
| 30 | 1,109890 | 0,900990 | 180 | 1,659341 | 0,602649 | 625 | 3,289377 | 0,304009 | 1650 | 7,043956 | 0,141966 |
| 35 | 1,128205 | 0,886364 | 190 | 1,695971 | 0,589633 | 650 | 3,380952 | 0,295775 | 1700 | 7,227106 | 0,138368 |
| 40 | 1,146520 | 0,872204 | 200 | 1,732601 | 0,577167 | 675 | 3,472527 | 0,287975 | 1750 | 7,410256 | 0,134948 |
| 45 | 1,164835 | 0,858491 | 220 | 1,805861 | 0,553753 | 700 | 3,564100 | 0,280576 | 1800 | 7,593407 | 0,131693 |
| 50 | 1,183150 | 0,845201 | 240 | 1,879121 | 0,532164 | 750 | 3,747253 | 0,266862 | 1850 | 7,776557 | 0,128592 |
| 55 | 1,201465 | 0,832317 | 260 | 1,952381 | 0,512195 | 800 | 3,930403 | 0,254427 | 1900 | 7,959707 | 0,125633 |
| 60 | 1,219780 | 0,819820 | 280 | 2,025641 | 0,493671 | 850 | 4,113553 | 0,243099 | 1950 | 8,142857 | 0,122807 |
| 65 | 1,238095 | 0,807692 | 300 | 2,098901 | 0,476440 | 900 | 4,296703 | 0,232737 | 2000 | 8,326007 | 0,120106 |
| 70 | 1,256410 | 0,795918 | 320 | 2,172161 | 0,460371 | 950 | 4,479853 | 0,223222 | 2050 | 8,509158 | 0,117520 |
| 75 | 1,274725 | 0,784483 | 340 | 2,245421 | 0,445351 | 1000 | 4,663004 | 0,214454 | 2100 | 8,692308 | 0,115044 |
| 80 | 1,293040 | 0,773371 | 360 | 2,318681 | 0,431280 | 1050 | 4,846154 | 0,206349 | 2150 | 8,875458 | 0,112670 |
| 85 | 1,311355 | 0,762570 | 380 | 2,391941 | 0,418070 | 1100 | 5,029304 | 0,198834 | 2200 | 9,058608 | 0,110392 |
| 90 | 1,329670 | 0,752066 | 400 | 2,465201 | 0,405646 | 1150 | 5,212454 | 0,191848 | 2250 | 9,241758 | 0,108205 |
| 95 | 1,347985 | 0,741848 | 420 | 2,538461 | 0,393939 | 1200 | 5,395604 | 0,185336 | 2300 | 9,424908 | 0,106102 |
| 100 | 1,366300 | 0,731903 | 440 | 2,611722 | 0,382889 | 1250 | 5,578755 | 0,179251 | 2350 | 9,608059 | 0,104079 |
| 110 | 1,402930 | 0,712794 | 460 | 2,684982 | 0,372442 | 1300 | 5,761905 | 0,173553 | 2400 | 9,791209 | 0,102132 |

# APENDICE B

## NORMAS IRAM. - METODOS DE ENSAYO DE GENERADORES DE VAPOR. MUESTREO DE COMBUSTIBLES. DETERMINACIONES DE PODER CALORIFICO, ETC.

**Normas IRAM.**

El Instituto Argentino de Racionalización de Materiales IRAM, lleva ya realizada una ponderable labor de preparación de normas, para uso en las actividades técnicas, facilitando el comercio, la contratación y otras labores de la técnica y la ingeniería.

Existen ya preparadas una serie de normas que facilitan grandemente la fijación de los puntos de partida necesarios, para establecer un rendimiento, una calidad o para definir un método de procedimiento.

**Métodos de ensayo de generadores de vapor. Muestreo de combustibles. Determinaciones de poder calorífico. Etc.**

Para el ensayo de generadores de vapor está establecida la norma IRAM - IAP 25-8.

La nomenclatura y clasificación de partes y accesorios de los generadores de vapor IRAM - IAP 25-5.

La nomenclatura del dimensionamiento y cálculo de los generadores de vapor IRAM - IAP 25-6.

Las presiones y temperaturas normales a emplear en el cálculo de los generadores de vapor IRAM - IAP 25-7.

La extracción de muestras de combustibles líquidos IRAM 6502.

La preparación de muestras de combustibles sólidos IRAM 17 004.

El poder calorífico de los combustibles sólidos IRAM 17 016.

El poder calorífico de los combustibles líquidos IRAM 6517

La composición química de los combustibles sólidos IRAM 17 013.

El contenido de componentes volátiles en los combustibles sólidos IRAM 17 007.

El contenido de humedad de los combustibles sólidos IRAM 17 005.

# BIBLIOGRAFIA

En la preparación de este libro se utilizaron, entre otros elementos de consulta, las siguientes fuentes de información: (libros, catálogos y manuales técnicos)


Asoc. des anciens eleves de l'ecole thermique - Aide memoire du thermicien.

Babcock and Wilcox - Steam.

Bados J. y Estrada A. - Transmisión del calor.

Barnard W. Ellenwood F. and Hirshfeld C. - Heat power engineering.

B. F. Sturtevant Co. - Air handling data.

Broida F. - Automatismo.

Buffalo Forge Co. - Fan engineering.

Centro de investigación para el uso eficiente del combustible. - Apuntes del curso para ingenieros.

Considine D. - Process Instruments and Control Handbook.

Davie A. y Villar M. - Introducción a la automatización.

De Lorenzi Otto - Combustion Engineering.

Etherington M. - Modern furnace technology.

Fernald R. and Orrok G. - Engineering of power plants.

Gaffert Gustaf - Steam power stations.

Hanck Mfg. Co. - Industrial combustion data.

Harbison Walker Refractaries - Modern Refractary practice.

Harding L. - Steam power plant engineering.

Harlam R. and Russell R. - Fuels and their combustion.

Hutte - Manual del Ingeniero.

Ingersoll Rand Co. - Compressed air data.

Izart J. - Phisique industrielle.

Liebaut A. - Cours de regulation automatique.

Lyle Sir Oliver - The efficient use of steam.

Mac Adams W. - Heat transmission.

Ministry of Fuel and power. - The efficient use of fuel.

Nuber Friedrich - Calcul thermique des chandieres et des foyers.

Powell S. - Boiler feed water purification.

Quantz L. - Bombas centrífugas.

Ryan W. - Tratamiento y purificación del agua.

Smith L. - Automatic Controls.

Stoever Herman - Applied heat transmission.

Trinks W. - Industrial furnaces.

Zarate C. y Franconetti J. - Transmisión del calor por conductibilidad y convección.


# RECONOCIMIENTO


Para ilustrar este libro se hizo uso de material ilustrativo suministrado por:

Aerotec S. R. L.
American Hydrotherm Corp.
Bailey Meter Co.
Combustion Engineering Inc.
Comisión Nacional de Energía Atómica
Hopkinsons Ltd.
International Combustion Ltd.
Mellor-Combustion S. A. I.
Mellor-Goodwin S. A. C.
Rossplet S. R. L.
Senior Economisers Ltd.
The Air Preheater Corp.
Weir Ltd., G. & J.
Will L. Smith S. A.

# INDICE ALFABETICO


| | Pág. |
|---|---|
| Aceites minerales | 95 |
| Aceites minerales. Propiedades físicas - Gráfico | 96 |
| Agua caliente a presión | 92 |
| Agua. Capacidad térmica - Tabla | 92 |
| Agua. Coeficiente de convección forzada dentro de tubos - Gráfico | 64 |
| Agua. Coeficiente de convección natural sobre superficies planas - Gráfico | 63 |
| Agua. Condiciones para su uso en generadores - Tabla | 197 |
| Agua de alimentación. Características convenientes. | 201 |
| Agua de alimentación. Condiciones para calderas compactas | 202 |
| Agua de alimentación. Controles | 202 |
| Agua de alimentación en calderas. Su importancia | 195 |
| Agua de alimentación. Métodos de tratamiento. Régimen de purgas. Desgasificación | 198 |
| Agua de alimentación. Otras impurezas | 198 |
| Agua. Densidad y volumen - Tabla | 110 |
| Agua hirviendo. Coeficiente de convección natural sobre superficies planas - Gráfico | 65 |
| Aguas naturales. Impurezas | 195 |
| Agua. Propiedades físicas - Gráfico | 93 |
| Agua. Velocidades y pérdidas de presión en cañerías - Gráfico | 213 |
| Aire de combustión. Combustibles celulósicos - Gráfico | 47 |
| Aire de combustión. Fuel-Oil y Diesel-Oil - Tabla | 36 |
| Aire de combustión. Gas natural - Tabla | 45 |
| Aire o gases. Caudal y velocidad para distintos diámetros de tubos - Gráfico | 211 |
| Aire o gases. Coeficiente de convección forzada dentro de tubos - Gráfico | 57 |
| Aire o gases. Coeficiente de convección forzada fuera de tubos alineados - Gráfico | 59 |
| Aire o gases. Coeficiente de convección forzada fuera de tubos en tresbolillo - Gráfico | 60 |
| Aire o gases. Coeficiente de convección natural sobre superficies planas - Gráfico | 56 |
| Aire. Pesos - Tabla | 134 |
| Aire. Velocidad de escurrimiento - Tabla | 142 |
| Aire y metano. Viscosidad - Gráfico | 208 |
| Análisis de los gases | 166 |
| Análisis de los gases de combustión | 18 |
| Anhídrido carbónico. Coeficiente de radiación gaseosa - Gráfico | 71 |
| Aparato de Orsat | 166 |
| Apéndice "A" | 226 |
| Apéndice "B" | 228 |
| Aprovechamiento del calor. Rendimientos | 22 |
| Aroclors | 95 |
| Aumento de presión. Por ensanchamiento de sección - Gráfico | 140 |
| Cálculo de las superficies de calefacción. Datos básicos | 110 |
| Cálculo de las superficies de recuperadores de calor | 124 |
| Cálculo de la transmisión del calor. Método de espesores equivalentes | 74 |
| Cálculo de m en función de mα - Gráfico | 171 |
| Cálculo de pérdidas de presión en cañerías | 207 |
| Cálculo de pérdidas de tiraje | 136 |
| Cálculo de placas orificio | 169 |
| Cálculo de Σ en función de $\Delta p/p_1$ - Gráfico | 170 |
| Cálculo de la combustión. Datos básicos - Tabla | 17 |
| Calderas de recuperación | 125 |
| Calderas para agua caliente | 117 |
| Calderas presurizadas | 129 |
| Calefacción | 85 |
| Calentadores de aire | 123 |
| Calor específico medio para gases y vapor de agua - Tabla | 21 |
| Calor sensible - calor latente | 79 |
| Calor total. Vapor recalentado - Tabla | 81 |
| Cañerías. Agua | 212 |
| Cañerías. Aire, gases o vapor | 207 |
| Cañerías. Pérdidas por rozamientos y torbellinos | 205 |
| Cañerías. Petróleo y aceite | 212 |
| Caños con costura, negros y galvanizados - Tabla | 213 |
| Caños. Datos comerciales | 212 |
| Caños sin costura - Tabla | 211 |
| Capacidad térmica del agua y el vapor - Tabla | 92 |
| Características convenientes del agua de alimentación | 201 |
| Características de los combustibles de Esso S. A. P. A. - Tabla | 36 |
| Características de los combustibles de Shell C. A. P. S. A. - Tabla | 37 |
| Características de los combustibles de Y. P. F. - Tabla | 37 |
| Carbón | 38 |
| Carbón de río turbio. Características - Tabla | 40 |
| Carbón de río turbio. Pérdidas por sobretemperatura en la chimenea - Gráfico | 25 |
| Carbón pulverizado. Velocidad de propagación de la llama - Gráfico | 158 |
| Centrales termonucleares | 217 |
| Circulación de agua en los generadores | 107 |
| Cloruro de difenilo. Propiedades físicas - Gráfico | 98 |
| Codos. Pérdidas de presión - Gráfico | 141 |
| $CO_2$. Porcentaje teórico - Tabla | 18 |
| Coeficiente de convección | 56 |
| Coeficiente de transmisión total | 72 |
| Combustibles | 29 |

Pág.

Combustibles celulósicos. Densidad aparente - Tabla 46
Combustibles celulósicos. Pérdidas por sobretemperatura en la chimenea - Gráfico ... 27
Combustibles celulósicos. Peso específico - Tabla.. 46
Combustibles celulósicos. Poderes caloríficos. Aire de Combustión necesario - Gráfico ... 47
Combustibles. Composición química - Tabla ... 18
Combustibles gaseosos ... 40
Combustibles gaseosos. Características - Tabla ... 42
Combustibles gaseosos. Composición - Tabla ... 42
Combustibles gaseosos. Densidades - Tabla ... 43
Combustibles gaseosos. Poder calorífico - Tabla ... 42
Combustión de gas. Quemadores ... 150
Combustión de los líquidos. Quemadores ... 145
Combustión de sólidos. Carbón, leña, rezagos vegetales. Grillas y otros dispositivos de combustión 153
Combustión. Eficiencia ... 19
Combustión. Equipos ... 145
Combustión. Poder calorífico ... 15
Compresión de vapor ... 84
Compuestos T. A. S. Propiedades físicas - Gráfico .. 99
Conducción ... 49
Conducción de fluidos por cañerías. Generalidades 205
Conductibilidad térmica - Tabla ... 50
Conductos de aire o gases. Pérdidas de presión - Gráfico ... 137
Controladores ... 180
Control automático. Ejemplos de aplicación ... 188
Control automático. Elementos de un sistema ... 176
Control automático. Introducción ... 175
Convección ... 52
Convección forzada. Agua dentro de tubos - Gráfico 64
Convección forzada. Aire o gases dentro de tubos - Gráfico ... 57
Convección forzada. Aire o gases fuera de tubos alineados - Gráfico ... 59
Convección forzada. Aire o gases fuera de tubos en tresbolillo - Gráfico ... 60
Convección forzada. Petróleo - Gráfico ... 67
Convección forzada. Vapor sobrecalentado dentro de tubos - Gráfico ... 62
Convección natural. Agua hirviendo sobre placas planas - Gráfico ... 65
Convección natural. Agua sobre superficies planas - Gráfico ... 63
Convección natural. Aire o gases sobre superficies planas - Gráfico ... 56
Convección natural. Vapores condensándose sobre tubos - Gráfico ... 66
Convección y radiación. Espesores virtuales - Gráfico 76
Convección y radiación. Pérdida de calor - Gráfico 70
Coque de petróleo. Características - Tabla ... 41
Corrosiones ... 197
Datos comerciales de cañerías ... 212
Densidades. Comparación entre agua y vapor - Gráfico 110
Diagrama calor-temperatura ... 79
Diagrama de Mollier ... 84
Diagrama entrópico ... 83
Diámetro equivalente. Haces de tubos - Gráfico .. 58
Diesel-oil y fuel-oil. Composición química, poderes caloríficos, aire de combustión necesario - Tabla .. 36

Pág.

Difenil-oxido de difenilo. Propiedades físicas - Gráfico ... 97
Diferencia media logarítmica de temperaturas . 53
Domos ... 107
Dowtherms ... 95
Dowtherms. Usos en fase vapor ... 95
Economizadores ... 122
Ecuación de estado de los gases perfectos ... 226
Eficiencia de la combustión ... 19
Elementos de acción final. Control automático .. 180
Elementos integrantes de un sistema de control automático ... 176
Emisividad - Tabla ... 69
Emisores de señales ... 180
Energía. Generación ... 86
Energía nuclear. Principios generales ... 217
Energía nuclear. La búsqueda del mejor rendimiento 218
Energía nuclear. Los cuatro tipos básicos de reactores ... 219
Energía nuclear. Otras posibilidades ... 223
Energía nuclear. Para profundizar el tema ... 223
Entropía. Diagrama entrópico ... 83
Equipos de combustión ... 145
Espesores equivalentes - Tabla ... 74
Espesores equivalentes. Cálculo de la transmisión total del calor ... 74
Espesores equivalentes. Transmisión de calor - Gráfico ... 75
Exceso de aire ... 19
Expansión de vapor ... 84
Factor de fricción en función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa - Gráfico 209
Factores de corrección para caudales de vapor entre 4 y 17 atm. rel. - Gráfico ... 172
Factores de corrección para caudales de vapor entre 14 y 55 atm. rel. - Gráfico ... 172
Fragilidad cáustica ... 197
Fuel-oil. Pérdida por sobretemperatura en la chimenea - Gráfico ... 24
Fuel-oil y diesel-oil. Composición, poderes caloríficos, aire de combustión necesario - Tabla ... 36
Gases. Calor específico - Tabla ... 21
Gases de combustión. Análisis ... 18
Gases de combustión. Relación entre el porcentaje de $CO_2$ y el exceso de aire - Gráfico ... 20
Gases. Punto de rocío - Gráfico ... 35
Gases. Velocidad de ignición - Gráfico ... 44
Gas natural. Aire de combustión necesario - Tabla 45
Gas natural. Otros combustibles gaseosos ... 40
Gas natural. Pérdida por sobretemperatura en la chimenea - Gráfico ... 26
Generación de energía ... 86
Generadores acuotubulares ... 104
Generadores de vapor. Tipos principales ... 103
Generadores de vapor. Norma IRAM para métodos de ensayo ... 228
Generadores humotubulares ... 103
Grillas ... 153
Incrustaciones. Pérdidas de calor - Tabla ... 196
Incrustaciones y fangos. Arrastres ... 196
Instrumentos de medición ... 163

Pág.

INTERCAMBIADORES DE CALOR. Determinación de la temperatura media logarítmica - Gráfico ..... 55
LEÑA. Rezagos vegetales, bagazos, cascarilla, aserrín, etc. ..... 45
LEY DE BERTHOLIET ..... 227
LEY DE DALTON ..... 226
LEY DE GAY LUSSAC ..... 226
LEY DE MARIOTTE ..... 226
LEYES DE FUNCIONAMIENTO DE VENTILADORES ..... 133
LEYES DE LOS GASES PERFECTOS ..... 226
LÍQUIDOS TRANSMISORES DE CALOR ..... 95
MEDICIÓN DE LOS CAUDALES ..... 169
MEDICIÓN Y CONTROLES DE CALDERA ..... 163
MEJORAS DEL RENDIMIENTO ..... 125
MÉTODOS DE ENSAYOS DE GENERADORES DE VAPOR. Muestreo de combustibles, determinación del poder calorífico, etc. (NORMAS IRAM) ..... 228
MEZCLAS DE DISTINTOS PETRÓLEOS. Viscosidad - Gráfico 34
MEZCLA GASEOSA. Límites explosivos - Tabla ..... 43
MOLLIER - Diagrama ..... 84
NORMAS IRAM ..... 228
ORSAT. Aparato ..... 166
PÉRDIDAS DE CALOR DEBIDAS A INCRUSTACIONES - Tabla 196
PÉRDIDAS DE PRESIÓN. A través de registros de quemadores - Gráfico ..... 143
PÉRDIDAS DE PRESIÓN. De gases a través de haces de tubos - Gráfico ..... 138
PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN CAÑERÍAS. Cálculo ..... 207
PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN CAÑERÍAS POR ROZAMIENTOS Y TORBELLINOS ..... 205
PÉRDIDA DE PRESIÓN EN CODOS - Gráfico ..... 141
PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN CONDUCTOS DE AIRE O GASES - Gráfico ..... 137
PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR ESTRECHAMIENTO DE SECCIÓN - Gráfico ..... 139
PÉRDIDAS DE TIRAJE. Cálculos ..... 136
PESO DEL AIRE HÚMEDO ..... 227
PESO DE UN VOLUMEN DE GAS ..... 227
PETRÓLEO ..... 29
PETRÓLEO. Coeficiente de convección forzada - Gráfico 67
PLACAS ORIFICIO. Cálculos ..... 169
PODER CALORÍFICO ..... 15
PODER CALORÍFICO. Combustibles gaseosos - Tabla .. 42
PODER CALORÍFICO. Norma IRAM para su determinación ..... 228
PODERES CALORÍFICOS. Combustibles celulósicos - Gráfico ..... 47
PODERES CALORÍFICOS. Fuel-Oil y Diesel-Oil - Tabla 36
PORCENTAJE DE AGUA REEVAPORADA - Gráfico ..... 85
PRINCIPIOS GENERALES DE ENERGÍA NUCLEAR ..... 217
PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN. PESOS Y VULÚMENES ESPECÍFICOS - Tabla ..... 17
PROPIEDADES DEL VAPOR ..... 79
PUNTO DE ROCÍO. Gases - Gráfico ..... 35
PURIFICACIÓN DEL VAPOR ..... 107
QUEMADORES DE GAS ..... 150
QUEMADORES PARA COMBUSTIBLES LÍQUIDOS ..... 145
RADIACIÓN ..... 68
RADIACIÓN. Calor emitido - Gráfico ..... 69
RADIACIÓN. Determinación del coeficiente - Gráfico .. 70

Pág.

RADIACIÓN. Tubos ubicados en paredes de hornos - Gráfico ..... 114
RECUPERACIÓN. Calderas ..... 125
RECUPERACIÓN DE CALOR ..... 121
REDUCCIÓN DE PRESIÓN ..... 84
REEVAPORACIONES ..... 85
REGISTROS DE QUEMADORES. Pérdidas de presión - Gráfico 143
REGULACIÓN DE CAUDAL ..... 133
REGULACIÓN DEL SOBRECALENTAMIENTO ..... 117
RENDIMIENTOS. Turbinas a vapor - Tabla ..... 87
REZAGOS VEGETALES ..... 45
RUGOSIDAD. Valores para distintos materiales - Tabla 137
RUGOSIDAD. Valor del coeficiente "e" - Tabla ..... 208
SALES FUNDIDAS ..... 95
SILICATO ALIFÁTICO. Propiedades físicas - Gráfico ... 100
SISTEMA EQUILIBRADO DE TIRAJE ..... 129
SISTEMAS DE TIRAJE ..... 127
SISTEMAS DE DIAGRAMACIÓN. Símbolos usados ..... 178
SOBRECALENTADORES DE VAPOR ..... 110
SOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR ..... 79
SOBRECALENTAMIENTO. Regulación ..... 117
SUPERFICIES DE CALEFACCIÓN. Cálculo. Datos básicos . 110
SUPERFICIES DE CONVECCIÓN Y SOBRECALENTAMIENTO 116
T. A. S. Compuesto ..... 95
T. A. S. Compuesto. Propiedades físicas - Gráfico .. 99
TEMPERATURA TEÓRICA DE LA LLAMA ..... 21
TIRAJE ..... 127
TIRAJE FORZADO ..... 129
TIRAJE INDIRECTO POR EYECTOR ..... 129
TIRAJE INDUCIDO ..... 129
TIRAJE MECÁNICO ..... 129
TIRAJE NATURAL ..... 127
TIRAJE NATURAL EN CHIMENEAS - Gráfico ..... 128
TRANSMISIÓN A TRAVÉS DE LAS PAREDES ..... 52
TRANSMISIÓN DEL CALOR ..... 49
TRANSMISIÓN DEL CALOR POR MEDIO DE LÍQUIDOS CALIENTES ..... 91
TRANSMISIÓN TOTAL. Coeficiente ..... 72
TRANSMISIÓN TOTAL DEL CALOR. Cálculo del coeficiente - Gráfico ..... 54
TRATAMIENTO DE AGUA. Métodos. Régimen de purgas. Desgasificación ..... 198
TUBOS DE ACERO SIN COSTURA. Pesos - Tabla ..... 214
TURBINAS A VAPOR. Rendimiento aproximado - Tabla 87
USO COMBINADO DEL VAPOR. Generación de energía y calefacción ..... 88
USOS EN FASE VAPOR DEL DOWTHERM ..... 95
VAPOR DE AGUA. Calor específico - Tabla ..... 21
VAPOR DE AGUA. Cantidad de calor-temperatura - Gráfico ..... 82
VAPOR DE AGUA. Capacidad térmica - Tabla ..... 92
VAPOR DE AGUA. Coeficiente de convección natural condensándose sobre tubos - Gráfico ..... 66
VAPOR DE AGUA. Coeficiente de radiación gaseosa - Gráfico ..... 71
VAPOR DE AGUA. Peso específico, caudal y velocidad para distintos diámetros de tubos - Gráfico .... 210
VAPOR DE AGUA. Propiedades ..... 79
VAPOR DE AGUA. Purificación ..... 107
VAPOR DE AGUA. Viscosidad - Gráfico ..... 208

Pág.

VAPOR RECALENTADO. Calor total y volumen específico - Tabla ..... 81
VAPOR SATURADO - Tabla ..... 80
VELOCIDADES DE AGUA Y PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN CAÑERÍAS - Gráfico ..... 213
VELOCIDAD DE AIRE O GASES - Gráfico ..... 211
VELOCIDAD DE ESCURRIMIENTO DEL AIRE - Tabla .... 142
VELOCIDAD DE IGNICIÓN DE LOS GASES - Gráfico .... 44
VENTILADORES. Cálculo de la potencia absorbida - Gráfico ..... 135
VENTILADORES. Leyes de funcionamiento ..... 133
VENTILADORES. Regulación del caudal ..... 133
VENTILADORES. Tipos y características ..... 130
VISCOSIDAD DEL AIRE Y METANO - Gráfico ..... 208
VISCOSIDAD DEL PETRÓLEO. Conversión de escalas - Gráfico ..... 31
VISCOSIDAD DEL VAPOR DE AGUA - Gráfico ..... 208
VISCOSIDADES. Equivalencia - Tabla ..... 32
VISCOSIDAD/TEMPERATURA. Para combustibles derivados del petróleo - Gráfico ..... 33
VISCOSIDAD. Valores para mezclas de distintos petróleos - Gráfico ..... 34
VOLUMEN ESPECÍFICO Y CALOR TOTAL. Vapor recalentado - Tabla ..... 81

# FIGURAS


| Nº | Capítulo 4 | Pág. |
|---|---|---|
| 1 | Representación en el diagrama entrópico del calor tomado por el agua al evaporarse | 83 |
| 2 | Generación de energía representada en el diagrama entrópico | 86 |
| 3 | Utilización del diagrama de Mollier para el ejemplo del texto | 88 |

| | Capítulo 5 | |
|---|---|---|
| 4 | Circuito de calefacción para agua caliente a presión con caldera normal | 94 |
| 5 | Circuito para agua caliente a presión con caldera tipo La Mont | 94 |
| 6 | Circuito de calefacción por agua caliente a presión y con consumo simultáneo de vapor | 95 |

| | Capítulo 6 | |
|---|---|---|
| 7 | Caldera humotubular de fondo seco | 104 |
| 8 | Caldera humotubular de fondo húmedo | 104 |
| 9 | Caldera humotubular Per-Flo tipo "Package" | 105 |
| 10 | Caldera tipo VP-12W | 105 |
| 11 | Caldera acuotubular seccional | 106 |
| 12 | Caldera acuotubular de 3 domos | 107 |
| 13 | Caldera acuotubular VU-50 de 2 domos | 108 |
| 14 | Caldera I. C. L. radiante de domo único | 109 |
| 15 | Separador centrífugo - Separador deflector con tamices | 111 |
| 16 | Caldera La Mont de circulación forzada | 118 |

| | Capítulo 7 | |
|---|---|---|
| 17 | Economizador de tubos aletados de fundición | 122 |
| 18 | Economizador de tubos de acero con aletas soldadas longitudinalmente | 122 |
| 19 | Disposición general típica del calentador de aire tubular | 123 |
| 20 | Calentador de aire por placas | 123 |
| 21 | Precalentador de aire regenerativo Ljüngstrom | 124 |
| 22 | Caldera de recuperación | 125 |

| | Capítulo 8 | |
|---|---|---|
| 23 | Eyectores | 129 |
| 24 | Ventilador tipo Sirocco - Palas adelante | 130 |
| 25 | Ventilador de palas radiales | 131 |
| 26 | Ventilador de palas radiales para transporte neumático | 131 |
| 27 | Ventilador con rotor de 12 palas atrás | 131 |
| 28 | Ventilador con rotor de 10 palas atrás | 132 |
| 29 | Ventilador de palas atrás con perfil aerodinámico | 132 |
| 30 | Ventilador de 12 palas atrás para altas presiones | 133 |
| 31 | Consumos de energía de los distintos sistemas de regulación de caudal | 134 |
| 32 | Efecto "chimenea" | 136 |

| | Capítulo 9 | |
|---|---|---|
| 33 | Equipo Duplex para calderas de grandes capacidades | 146 |
| 34 | Quemador de petróleo con atomización a vapor o aire comprimido | 146 |
| 35 | Quemador de petróleo por aire a baja presión | 147 |
| 36 | Quemador de petróleo con atomización mecánica | 147 |
| 37 | Quemador de petróleo con atomización mecánica y turbulencia constante | 148 |
| 38 | Quemadores rotativos para petróleo pesado, automáticos y semiautomáticos | 148 |
| 39 | Quemador de petróleo con atomización mixta | 149 |
| 40 | Registros para quemadores de petróleo y gas | 150 |
| 41 | Quemador de gas tipo eyector | 151 |
| 42 | Mezclador de gas y aire tipo eyector | 151 |
| 43 | Mezclador de gas y aire por ventilador | 151 |
| 44 | Boquillas quemadoras | 152 |
| 45 | Quemador mixto de petróleo, gas y carbón pulverizado | 152 |
| 46 | Disposición de válvulas solidarias para regular la mezcla de gas y aire | 152 |
| 47 | Grilla móvil | 153 |
| 48 | Alimentador esparcidor | 154 |
| 49 | Grilla volcable | 155 |
| 50 | Horno tipo herradura aplicado a una caldera | 156 |
| 51 | Horno tipo herradura con paredes refrigeradas | 157 |
| 52 | Ubicación de quemadores en calderas para quemar carbones de combustión lenta | 158 |
| 53 | Disposición de grillas y alimentador esparcidor para quemar rezagos vegetales en suspensión turbulenta | 159 |
| 54 | Ubicación de quemadores en el frente de una caldera | 160 |
| 55 | Ubicación de quemadores en el techo del horno | 160 |
| 56 | Disposición tangencial de quemadores ubicados en los ángulos del horno - con ampliación detalle quemador | 161 |
| 57 | Anillo refractario en la boca de un quemador | 161 |

| | Capítulo 10 | |
|---|---|---|
| 58 | Caja de nivel y grifos | 164 |
| 59 | Manómetro industrial a tubo Bourdon | 164 |
| 60 | Válvulas de seguridad | 165 |
| 61 | Termómetro a dilatación de líquido | 165 |

| Nº | | Pág. |
|---|---|---|
| 62 | Medidores de tiraje | 166 |
| 63 | Aparato Orsat - Vista | 167 |
| 64 | Aparato Orsat - Esquema | 167 |
| 65 | Medidor de caudal - Esquema general | 169 |
| 66 | Placa orificio | 170 |
| 67 | Medidor de caldera | 173 |

Capítulo 11

| | | |
|---|---|---|
| 68 | Calentador de agua a vapor | 177 |
| 69 | Calentador a vapor automatizado | 177 |
| 70 | Cadena de control | 178 |
| 71 | Acción de control proporcional % | 181 |
| 72 | Posición del elemento de acción final en diferentes ajustes de la banda proporcional del elemento medidor | 182 |
| 73 | Desplazamiento del punto de control con relación al punto de relación en función de la banda proporcional | 182 |
| 74 | Acción integral $\int$ | 183 |
| 75 | Acción proporcional + integral % + $\int$ | 184 |
| 76 | Acción derivativa $\frac{d}{dt}$ | 184 |
| 77 | Acción proporcional + derivativa % + $\frac{d}{dt}$ | 185 |
| 78 | Respuesta de los relay controladores a una señal de error tipo escalón | 186 |
| 79 | Acciones comparadas de los controladores en respuesta a una variación tipo escalón | 187 |
| 80 | Curvas características de las válvulas o posicionadores | 187 |
| 81 | Circuito de cadena simple | 188 |
| 82 | Circuito de cadena doble de conexión anticipante | 189 |
| 83 | Circuito de cadena triple | 190 |
| 84 | Calculador de calorías | 191 |
| 85 | Nivel de caldera - Cadena doble | 191 |
| 86 | Nivel de caldera - Cadena triple | 191 |
| 87 | Control de combustión en una caldera | 192 |

Capítulo 12

| | | |
|---|---|---|
| 88 | Sistema de purga continua | 199 |
| 89 | Disposición típica del calentador desaereador y del desgasificador | 201 |

Capítulo 13

| | | |
|---|---|---|
| 90 | Longitudes equivalentes a las resistencias singulares causadas por accesorios | 206 |

Capítulo 14

| | | |
|---|---|---|
| 91 | Diagrama reactor PWR | 219 |
| 92 | Diagrama reactor BWR | 220 |
| 93 | Diagrama reactor GCR | 221 |
| 94 | Diagrama reactor HWR | 222 |



0938





0938

# TABLAS


| Nº | Capítulo 1 | Pág. |
|---|---|---|
| 1 | Pesos y volúmenes específicos de los productos de la combustión | 17 |
| 2 | Datos básicos para los cálculos de la combustión. | 17 |
| 3 | Composición química de los combustibles. Porcentaje teórico de $CO_2$. Valores prácticos | 18 |
| 4 | Calor específico medio para gases y vapor de agua a presión constante, entre O°C y t°C, kcal/kg °C | 21 |

| | Capítulo 2 | |
|---|---|---|
| 5 | Equivalencia de viscosidades | 32 |
| 6 | Composición. Poderes caloríficos, aire de combustión necesario de los combustibles Fuel-Oil y Diesel-Oil | 36 |
| 7 | Características de los combustibles (Esso S. A. P. A.) | 36 |
| 8 | Características de los combustibles (Shell C. A. P. S. A.) | 37 |
| 9 | Características de los combustibles (Y. P. F.) | 37 |
| 10 | Características del carbón de Río Turbio | 40 |
| 11 | Características del coque de petróleo | 41 |
| 12 | Características de los combustibles gaseosos | 42 |
| 13 | Poder calorífico de los combustibles gaseosos | 42 |
| 14 | Composición de los combustibles gaseosos | 42 |
| 15 | Densidades de los combustibles gaseosos | 43 |
| 16 | Límites explosivos de una mezcla gaseosa | 43 |
| 17 | Aire de combustión necesario para el gas natural | 45 |
| 18 | Peso específico de los combustibles celulósicos | 46 |
| 19 | Densidad aparente de los combustibles celulósicos | 46 |

| | Capítulo 3 | |
|---|---|---|
| 20 | Conductibilidad térmica de materiales diversos con indicación de la temperatura a que ha sido establecido el coeficiente | 50 |
| 21 | Emisividad de distintos cuerpos según su superficie | 69 |
| 22 | Espesores equivalentes de distintos materiales con relación al material normal de 1 kcal/mh °C | 74 |

| | Capítulo 4 | |
|---|---|---|
| 23 | Tabla de vapor saturado | 80 |
| 24 | Calor total y volumen específico de vapor recalentado | 81 |
| 25 | Rendimiento aproximado de turbinas a vapor | 87 |

| | Capítulo 5 | |
|---|---|---|
| 26 | Tabla comparativa de la capacidad térmica del agua y el vapor para un mismo volumen | 92 |

| | Capítulo 6 | |
|---|---|---|
| 27 | Densidad y volumen del agua para temperaturas entre 0°C y 320°C | 110 |

| | Capítulo 8 | |
|---|---|---|
| 28 | Tabla de pesos del aire seco a 760 mm. c. Hg a diferentes temperaturas | 134 |
| 29 | Rugosidad de distintos materiales. Factores de corrección | 137 |
| 30 | Velocidad de escurrimiento del aire a 75°C; siendo d = 1,226 | 142 |

| | Capítulo 12 | |
|---|---|---|
| 31 | Pérdidas de calor debidas a la existencia de incrustaciones | 196 |
| 32 | Condiciones del agua en el interior de los generadores | 197 |

| | Capítulo 13 | |
|---|---|---|
| 33 | Tabla del valor del coeficiente "e" (rugosidad) | 208 |
| 34 | Caños sin costura | 211 |
| 35 | Caños con costura, negros y galvanizados | 213 |
| 36 | Tubos de acero sin costura. Tabla de pesos en kg/m | 214 |
| 37 | Valor de $1 + \alpha t$ y de $\frac{1}{1 + \alpha t}$ | 227 |


# LAMINAS *


1. Diagrama Entrópico para el vapor de agua.
2. Diagrama de Mollier para vapor de agua normal.
3. Diagrama para la determinación del grado de enfriamiento necesario para los hornos de calderas.


* Se entregan separadamente con el libro.

TERMINÓ DE IMPRIMIRSE
EN EL MES DE JULIO DE 1968,
EN PLATT ESTABLECIMIENTOS GRÁFICOS S. A. C. I.
MÉXICO 444, BUENOS AIRES
REPÚBLICA ARGENTINA