

621.4025  
R397



511

**Escuela Superior Politécnica del Litoral**  
**Departamento de Ingeniería Mecánica**

**REGENERADOR PARA UN HORNO DE VIDRIO**  
**DE ALTA CAPACIDAD**

**TESIS DE GRADO**  
**Previa a la obtención del Título de**  
**INGENIERO MECANICO**

**P O R**

**Víctor O. Rendón Palma**

**GUAYAQUIL-ECUADOR**

**1979**



D-3452





"REGENERADOR PARA UN HORNO DE VIDRIO DE ALTA CAPACIDAD"

DIRECTOR DE TESIS



ING. EDUARDO DONOSO P.

AUTOR



VICTOR O. RENDON PALMA

### DECLARACION EXPRESA

DECLARO QUE: hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta Tesis son de mi exclusiva responsabilidad, y que el patrimonio intelectual de la misma corresponde a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de ESPOL).

DEDICATORIA

A LA ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA  
DEL LITORAL

A MIS PADRES, PRINCIPALES GESTORES  
DE MI VIDA PROFESIONAL

A MIS PROFESORES Y COMPAÑEROS



## INDICE

	<u>Pág.</u>
I. INTRODUCCION Y FACTIBILIDAD	1
II. CONSIDERACIONES GENERALES	3
II.1 Análisis del Mercado de Vidrio	3
II.2 Estudio Comparativo de los Regeneradores y los Recuperadores	4
II.3 Estudio de los Métodos de Cálculo para el Diseño de los Regeneradores	8
III. ASPECTOS TECNICOS PARA EL MEJORAMIENTO DE LA EFICIENCIA	21
III.1 Sistemas de Ahorro de Combustible	21
III.2 Demostración Teórica del Mejoramiento de la Eficiencia Térmica de un Horno por me- dio del Precalentamiento del Aire de Com- bustión	34
IV. INGENIERIA DEL PROYECTO	53
IV.1 Cálculo y Diseño de los Regeneradores	53
IV.1.1 Análisis del funcionamiento	53
IV.1.2 Estudio de la Eficiencia	56
IV.1.3 Estudio de los Materiales	63
IV.1.4 Estudio de Transferencia de Calor	69
IV.1.5 Estudio de las dimensiones y Es- tructuras	80
V. ESTUDIO ECONOMICO	114
VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	122
VII. APENDICE	
VII.1 Tablas	123
VII.2 Figuras	123
VII.3 Bibliografía	123

## I. INTRODUCCION Y FACTIBILIDAD

Dos de los principales problemas que tienen que afrontar las Industrias en estos últimos tiempos son los relacionados con la contaminación ambiental y la escasez de recursos energéticos. En cuanto a la contaminación ambiental se refiere en algunos países se ha legislado en tal forma que las Industrias deben instalar nuevos equipos para controlar los desechos que se envían a las corrientes fluviales o a la atmósfera.

En cuanto a la escasez de recursos energéticos agravada por los problemas de los principales países productores, se han hecho numero - sas experiencias encaminadas a tener el máximo de eficiencia en el uso de los combustibles ya que no es posible desperdiciarlos en absoluto. En las industrias que utilizan hornos de gran capacidad (100 ton, en adelante) uno de los gastos más fuertes es precisamente el de los energéticos y se ha observado que una gran cantidad de energía se pierde con los gases de combustión que salen por las chimeneas a pesar de que se tenga un control exacto de las relaciones necesarias para una buena combustión. Debido a ésto se ha desarrollado sistemas que utilicen esa energía y la revierten nuevamente al proceso obteniéndose un ahorro considerable.

Estos sistemas son el recuperativo y el regenerativo, que no son si no intercambiadores de calor que transmiten la energía calorífica que sale por la chimenea, al aire de combustión que entra al proceso elevando su temperatura.

La teoría del funcionamiento del sistema recuperativo ha sido ampliamente explicada, no así la del regenerativo que por su complejidad se ha basado en datos experimentales y hasta cierto punto empíricos. En el presente estudio haremos un cálculo de un regenerador utilizando un sistema bastante práctico que podría servir de base para futuras investigaciones. Al mismo tiempo y aprovechando que actualmente existe un proyecto de construcción de un horno de vidrio regenerativo con capacidad de 50 tons. de extracción diaria, utilizaremos los datos recopilados para aplicarlos en nuestro cálculo y poder así chequear las instalaciones que se construirán.

Para tener una idea de lo que significa el aprovechamiento de la energía, que se desperdicia con los gases de combustión y demostrar que los regeneradores y recuperadores son y serán indispensables, podemos indicar que un horno de vidrio con una capacidad de Fusión de 22 toneladas diarias consume alrededor de  $18.4 \times 10^6$  BTU por cada tonelada de vidrio, con regeneradores, pero sin éstos, consume  $25.9 \times 10^6$  BTU por tonelada pudiéndose ver que hay un incremento del 29% en el consumo, lo que nos lleva a concluir que un sistema de recuperación bien diseñado y eficiente es justificable a primera vista, pero se ha hecho un estudio de comparación en el Cap. V y en él se demuestra cual es el sistema más óptimo desde el punto de vista económico.

Hemos asumido también que el combustible a utilizarse será el gas natural (metano) por dos causas: la primera tiene que ver con la calidad del producto ya que los controles de temperatura son más exactos y el proceso en sí resulta más estable y la segunda causa, es que el uso de gas se verá plenamente justificado por la explotación de los nuevos yacimientos.

## II. CONSIDERACIONES GENERALES

### II.1 Análisis del Mercado del Vidrio

Como ya se ha explicado en la introducción, el estudio de los regeneradores se verá plenamente justificado en el momento en que se demuestre que es necesario la instalación de una planta de vidrio plano con una capacidad de producción de 50 toneladas diarias de producto. Con esta finalidad en este capítulo vamos a hacer un análisis muy breve sobre la demanda nacional y hablaremos de paso de la situación a nivel mundial.

El consumo de vidrio plano en el año actual 1978 puede decirse que ascenderá a un total de 14.000 tons. ya que en el año de 1977 fue de 12.000 tons. y la tendencia de crecimiento de la demanda es aproximadamente del 15%.

En el año 1977 el producto nacional con un horno de 17 tons. de producción diaria ha cubierto el 50% del mercado el otro 50% se ha dividido entre el vidrio colombiano importado (40%) y otros con el 10%, antiguamente el vidrio colombiano cubría el 90% pero debido a la apertura de mercados más beneficiosos y un alza en el consumo de ese país su exportación ha disminuído en grado considerable.

Es de anotar que desde el año de 1972 en que el consumo fue aproximadamente de 6000 tons. al año 1977, este valor se ha duplicado en lo que ya dijimos anteriormente (12.000 tons.) ésto se debe sin lugar a dudas al incremento de la industria de la construcción la misma que se ha visto favorecida por los diversos programas trazados, así como también al crédito que entidades de carácter público han ofrecido, debe considerarse como dato interesante que una vivienda de tipo normal utiliza de 6 a 10 mts.<sup>2</sup> de vidrio plano por casa y que este valor sube hasta 25 mts.<sup>2</sup> en las viviendas que se podrían calificar como elegantes.

Dentro del ámbito nacional el mercado se divide como se indica a continuación: 40% en Quito y sus alrededores 30% en Guayaquil y el otro 30% en el resto del país en los años anterior

res estos porcentajes eran 50% en Quito, 30% Guayaquil y 20% en el resto del país.

Para el futuro se puede notar que hay una marcada tendencia al uso del vidrio atérmico, es decir, vidrios grises o bronce así como también reflexivos y como consecuencia de los programas del Pacto Andino se prevee el uso de vidrios para parabrisas utilizados en la Industria Automotriz. Los vidrios impresos también están teniendo ligera demanda como ornamentación de la construcción de lujo.

Como puede apreciarse el uso del vidrio plano es muy variado ya que se lo puede templar (para parabrisas) se lo puede colorear (para vidrios atérmicos) se utiliza para vitrinas, mesas, espejos, se le da tratamiento especial para hacerlo aislantes de ruidos o inastillable etc. Por lo que su elaboración tiene asegurado un amplio mercado que de una manera u otra justifica la instalación de la planta de que trata este estudio.

## II.2 Estudio Comparativo entre Regeneradores y Recuperadores

Para entrar en el estudio de los regeneradores y recuperadores daremos una descripción de ellos con el fin de tener una idea clara de como operan.

De acuerdo al tipo de construcción y al método de operación de un horno, los gases de combustión salen a temperaturas que fluctúan entre los 2192 °F y 2912 °F, transportando una gran cantidad de energía calorífica. Si una porción de este calor se recupera para ser usado nuevamente en el horno, se obtendrían dos beneficios económicos; el primero que decrece notablemente la energía que se pierde en los hornos (se aprovecha las pérdidas por la chimenea) y el segundo que sin aumentar la cantidad de aire de combustión su temperatura se incrementa.

Para utilizar el calor de los gases de combustión se utilizan por lo general dos sistemas: el regenerativo y el recuperativo

### II.2.1 El sistema regenerativo

Opera con acumuladores de calor reversibles en forma de un par de cámaras cargadas de ladrillos, a los que se denominan "checkers". Durante un período que usualmente flucúa entre 10 y 30 minutos una de las cámaras absorbe y acumula calor de los gases de combustión debido a las propiedades absorventes de los ladrillos checkers, y en el subsecuente período de similar duración después del "cambio" en la dirección de la llama, devuelven el calor al aire de combustión que entra a temperatura ambiente.

Las cámaras operan así en conjunto, la dirección de las llamas se alteran por medio de mecanismos de "cambio".

En la fig. II.1 se puede apreciar con más claridad el mecanismo del funcionamiento de los regeneradores. El aire de combustión entra por el regenerador izquierdo (1) y se mezcla con el combustible (2), inflamándose para operar en el horno (3); luego los gases de combustión salen por el regenerador derecho (4) calentando los ladrillos checkers (5) para luego por el flue (6) (o ducto de escape de gases) salir por la chimenea, todo ésto durante el lapso de 20 a 30 minutos (según la operación), después de ésto se efectúa el cambio entrando el aire de combustión por el regenerador derecho precalentándose.

### II.2.1 El sistema recuperativo

Este sistema trabaja con intercambiadores de calor. La energía calorífica de los gases de combustión es entregada a través de paredes de cerámica o metálicas al aire de combustión que pasa por el otro lado de la pared, en contraste con los regeneradores, los recuperadores operan continuamente y no son necesarios los cambios y por lo mismo no hay variaciones en las temperaturas, lo cual beneficia al producto que se elabora.

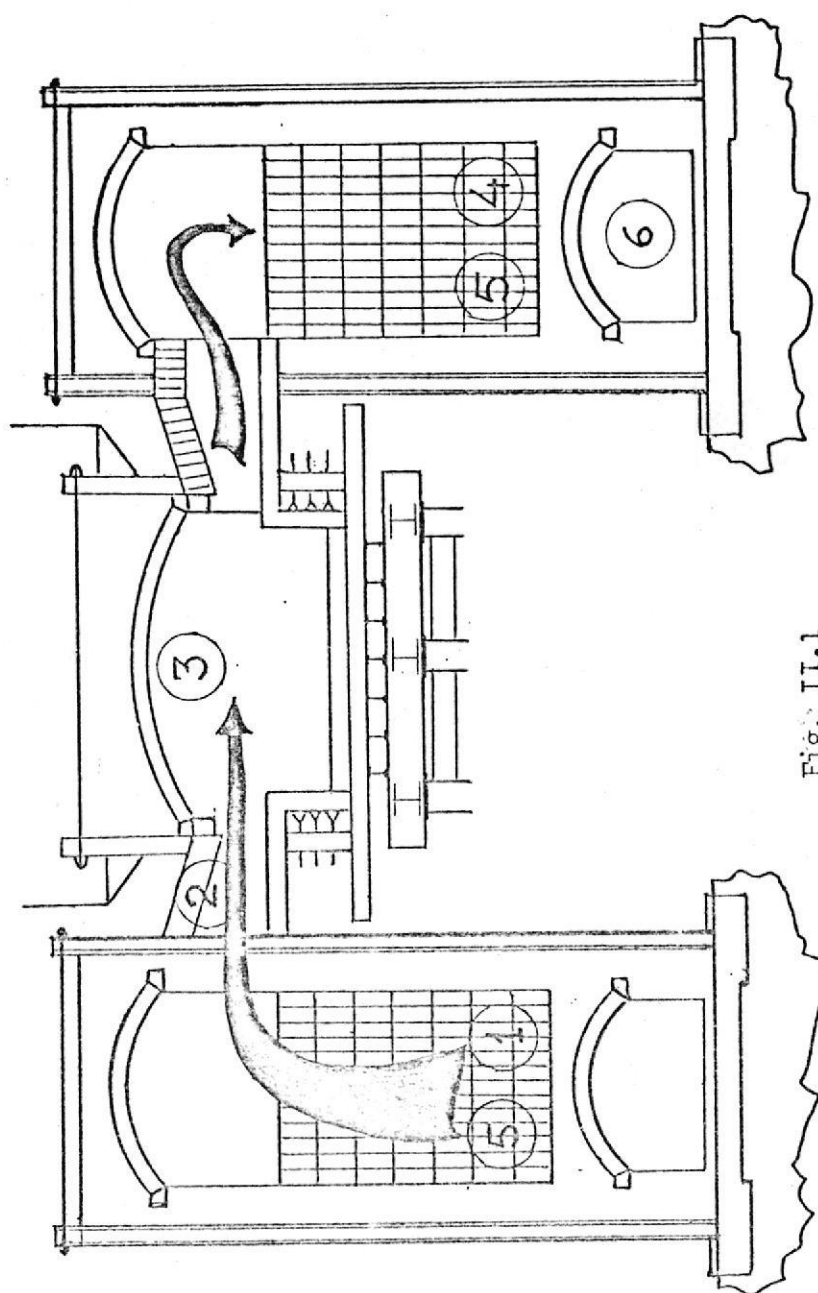
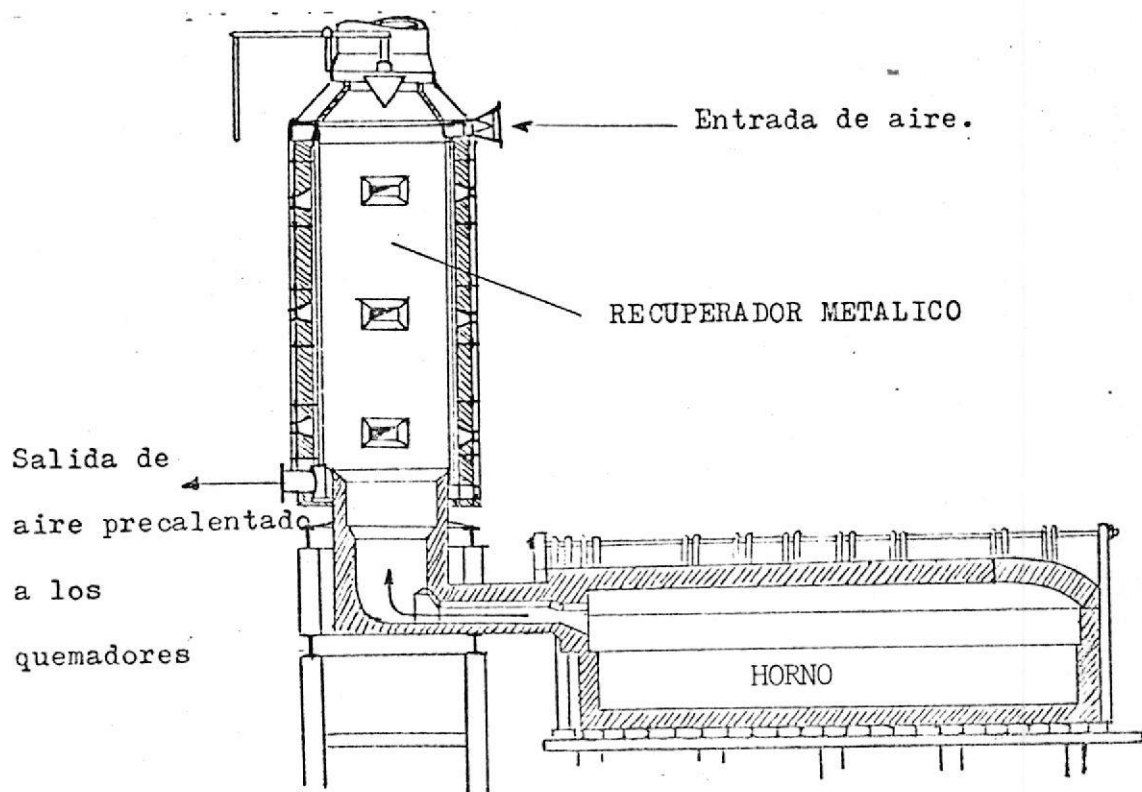


Fig. II.1



Fig. II.2<sup>(8)</sup>

A pesar de las considerables ventajas del sistema recuperativo, muchos hornos, para fundir vidrio, operan sobre el principio de regeneración. La razón de ésto es la mayor seguridad de operación y la mejor utilización de los gases de combustión, sumando a ésto el hecho de que se puede conseguir altas temperaturas de precalentamiento y por lo mismo eficiencias altas.

Con los regeneradores el aire de combustión puede ser precalentado a rangos entre 1832°F y 2192°F o más, dependiendo ésto del tamaño del regenerador y de la temperatura de operación del horno.

Con los recuperadores, solo bajo las condiciones más favorables, puede precalentarse el aire de combustión hasta 1832°F. Usualmente entre 1112°F y 1472°F se pue



de considerar como temperaturas satisfactorias para los recuperadores.

### II.3 Estudio de los Métodos de Cálculo para el Diseño de los Regeneradores

Para el cálculo de los regeneradores existen varios métodos que van desde los que se basan solamente en la experiencia hasta aquellos más complejos en los que se estudia a fondo los problemas de transferencia de calor.

En general hay que tener mucho cuidado en la interpretación de los resultados de los cálculos porque básicamente con una primera consideración se fija la longitud y el ancho de la cámara del regenerador y la altura de los ladrillos checkers se calcula en segundo lugar tomando en cuenta las limitaciones físicas alrededor de la instalación.

Vamos a enumerar algunos sistemas de cálculo.

#### II.3.1 Método experimental

Se basa principalmente en el área de fusión del horno <sup>\*(1)</sup> y dice que para hornos de vidrio que utilizan combustible de alto poder calorífico se debe considerar entre 107.6 y 215.2 pie<sup>2</sup> de superficie de calentamiento de los ladrillos checkers por cada 10.76 pie<sup>2</sup> de área de fusión. Para combustibles de bajo poder calorífico debe utilizarse entre 269 y 322.8 pie<sup>2</sup> de superficie de calentamiento por cada 10.76 pie<sup>2</sup> de área de fusión.

#### II.3.2 Método de analogía

Se basa concretamente en que hay una semejanza entre la operación de un regenerador y un intercambiador de calor de contraflujo <sup>(2)</sup> en el cual el calor fluye desde

---

\* Los números entre paréntesis colocados en la parte superior de cada línea corresponden a la bibliografía

un "cuerpo caliente" a través de una separación bajo condiciones estables.

Una explicación breve de este sistema se da a continuación.

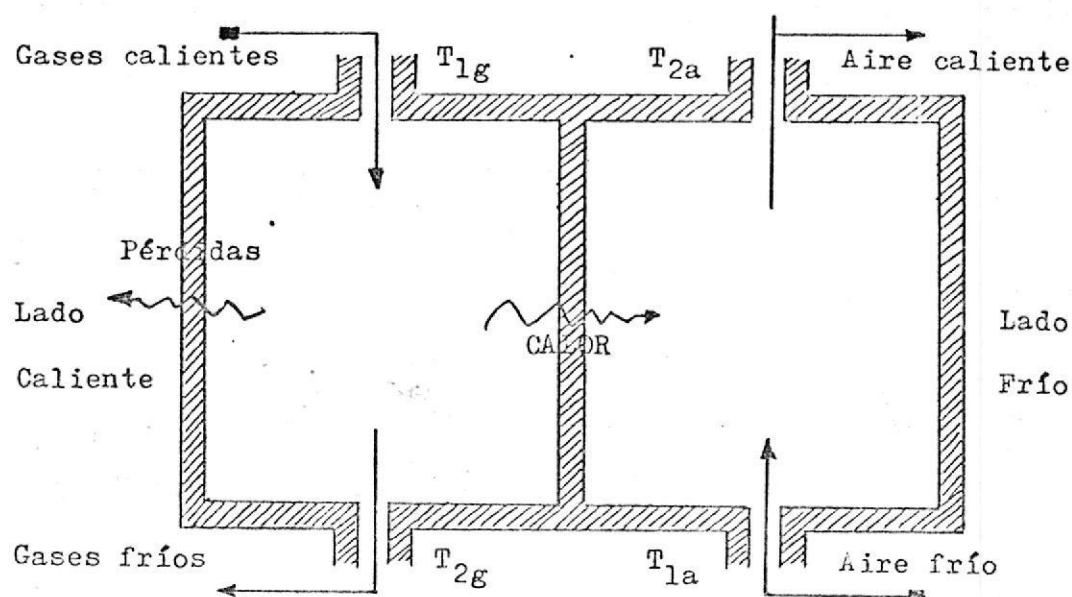


Fig. II.3

La figura II.3 muestra esquemáticamente un intercambiador de calor de contraflujo. Los gases calientes entran a una temperatura  $T_{1g}$  por la parte superior y salen por la parte inferior a una temperatura más baja  $T_{2g}$ . El aire frío de combustión entra por la parte inferior a temperatura  $T_{1a}$  y sale por la parte superior a temperatura  $T_{2a}$  más alta. El calor entregado a los

gases de combustión es igual al ganado por el aire más las pérdidas al medio ambiente.

### II.3.3 Método de los coeficientes de transmisión de calor

Este sistema dado por Fay V Tooley<sup>(3)</sup> simplifica notablemente el cálculo de los regeneradores, ya que da sistemas para encontrar los coeficientes de transmisión de calor de una manera rápida pero empírica; si decimos que el coeficiente de transmisión de calor total es igual a:

$$K_t = K_c + K_R \quad \text{II-1}$$

donde

$K_t$  = coeficiente de calor total

$K_c$  = coeficiente de convección

$K_R$  = coeficiente de radiación

el problema se reduce a calcular los dos últimos coeficientes; el coeficiente de convección se lo deduce de

$$K_c = 1.0 + 2.71 gc \quad \text{II-2}$$

donde

$K_c$  = Coeficiente de convección en

$$\frac{\text{BTU}}{\text{pie}^2 \cdot \text{hora} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$g$  = Densidad de los gases a 60°F en lb/pie<sup>3</sup>

$c$  = Velocidad de los gases de combustión en los checkers a 60°F en pie/seg.

Esta última expresión se ha derivado a partir de pruebas experimentales por las cuales se ha demostrado<sup>(8)</sup> que la transmisión de calor por unidad de superficie y en la unidad de tiempo, es función de la velocidad de la masa. Para un flujo gaseoso a lo largo de paredes planas la ecuación es:

$$\frac{Q}{A} = 7.28 g \cdot c^{0.78} (T_1 - T_2) t \quad \text{II-3}$$

En otras palabras el calor transmitido en BTU, a la superficie "A", en pie<sup>2</sup>, es igual a 7,28, por la densidad (lb/pie<sup>3</sup>) del fluido, por la velocidad "c" del fluido en pie/seg, ele-

vado a la potencia 0,78, por la diferencia de temperatura en °F entre el fluido y la pared y por el tiempo "t" en horas.

Con el fin de eliminar el empleo de exponentes fraccionarios, la siguiente ecuación se utiliza con un grado de precisión suficiente para todas las aplicaciones prácticas

$$Q = A \cdot (1 + 2.7 \text{ g.c}) (T_1 - T_2) \cdot t \quad \text{II-4}$$

donde:

Q = Calor transmitido en BTU,  
 g = densidad en lb/pie<sup>3</sup>,  
 c = velocidad del fluido en pie/seg,  
 $T_1 - T_2$  = diferencias de temperaturas en °F,  
 t = tiempo en horas

Entonces de esta ecuación<sup>(3)</sup> obtenemos

$$\frac{Q}{A (T_1 - T_2) t} = 1 + 2.7 \text{ g.c} = K_c, \quad \text{II-5}$$

fórmula que utiliza Tooley.

Los coeficientes de radiación se sacan del gráfico siguiente:<sup>(3)</sup>

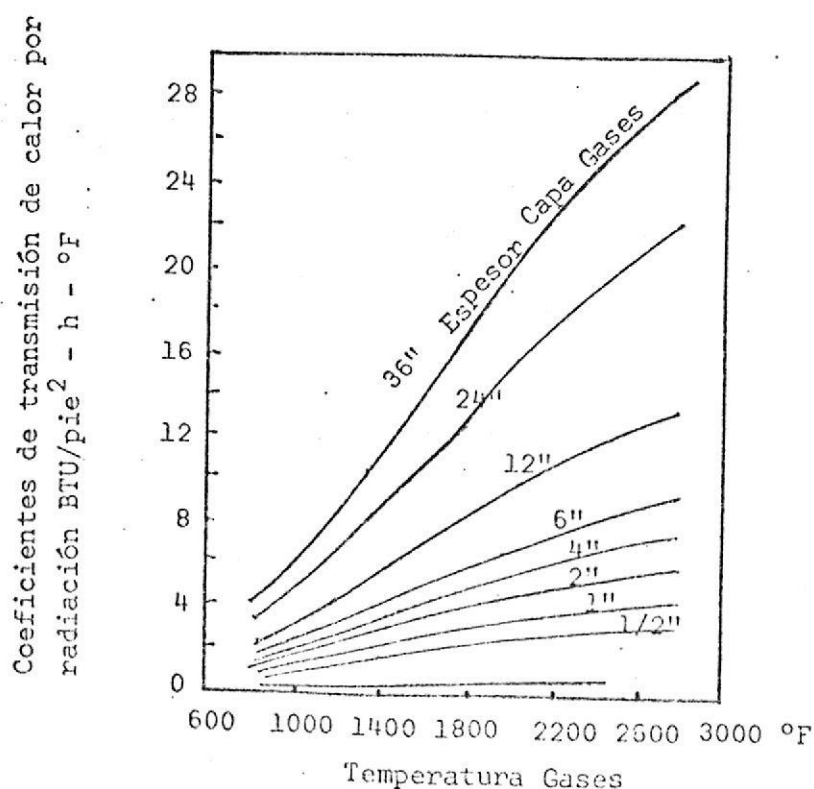


Fig. II-4<sup>(3)</sup>

La figura II.4 muestra los coeficientes de transmisión del calor por radiación, desde gases que contienen un 12% de  $\text{CO}_2$  y 12% de  $\text{H}_2\text{O}$  en volumen. Los valores disminuyen algo si la diferencia de temperatura supera los  $350^\circ\text{F}$  y no se debe emplear para diferencias de temperaturas que superen los  $500^\circ\text{F}$ . Multiplicar los valores deducidos de las curvas por el coeficiente de radiación o emisividad de la superficie receptora 0.91 para ladrillos refractarios limpio o cerámica o superficies bastas de hierro, 0.7 para superficies de ladrillo vitrificado.

El espesor de la capa de gas está dado por el ancho de la celda de los ladrillos "checkers."

#### II.3.4 Método Analítico<sup>(4)</sup>

Este método lo hemos considerado como el más adecuado y está basado en las siguientes especificaciones.

Los coeficientes de transmisión de calor son determinados de las relaciones de Semikin - Goldfarb<sup>(1)</sup> que dicen

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{(\alpha_c + \alpha_r)_{\text{gas}} \cdot Z} + \frac{1}{(\alpha_c)_{\text{aire}} \cdot Z} + a \quad \text{II-6}$$

donde:

$K$  = Coeficiente de transmisión de calor en  $\text{BTU}/\text{pie}^2 - \text{período} - ^\circ\text{F}$ .

$\alpha_c$  = Coeficiente de transmisión de calor por convección en  $\text{BTU}/\text{pie}^2 - \text{hra} - ^\circ\text{F}$ .

$\alpha_r$  = Coeficiente de transferencia de calor por radiación en  $\text{BTU}/\text{pie}^2 - \text{hra} - ^\circ\text{F}$ .

$Z$  =  $\frac{\text{Período o duración que demora un "cambio" en horas}}{\text{período}}$

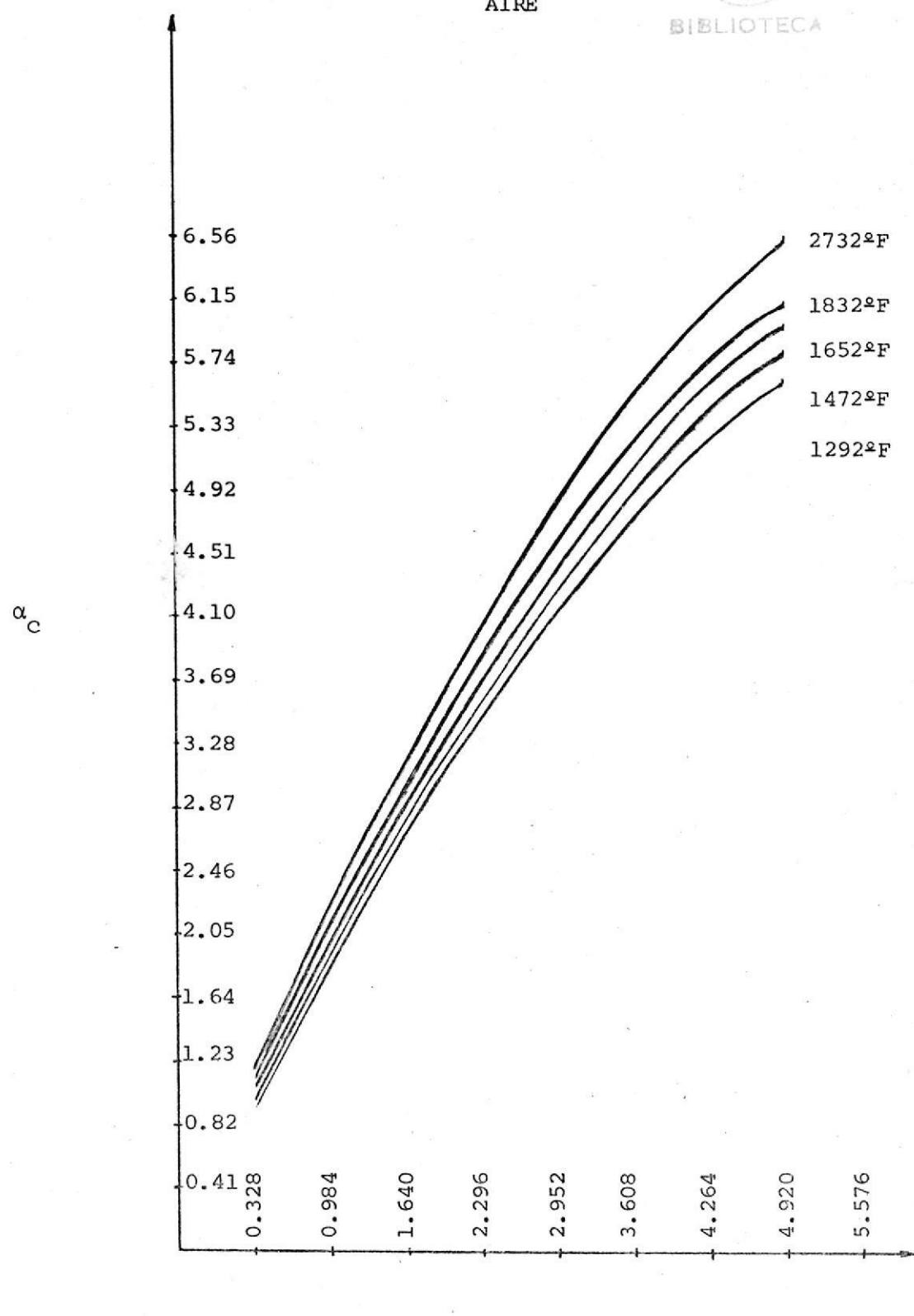
$a$  = Es un valor que depende del período, dimen

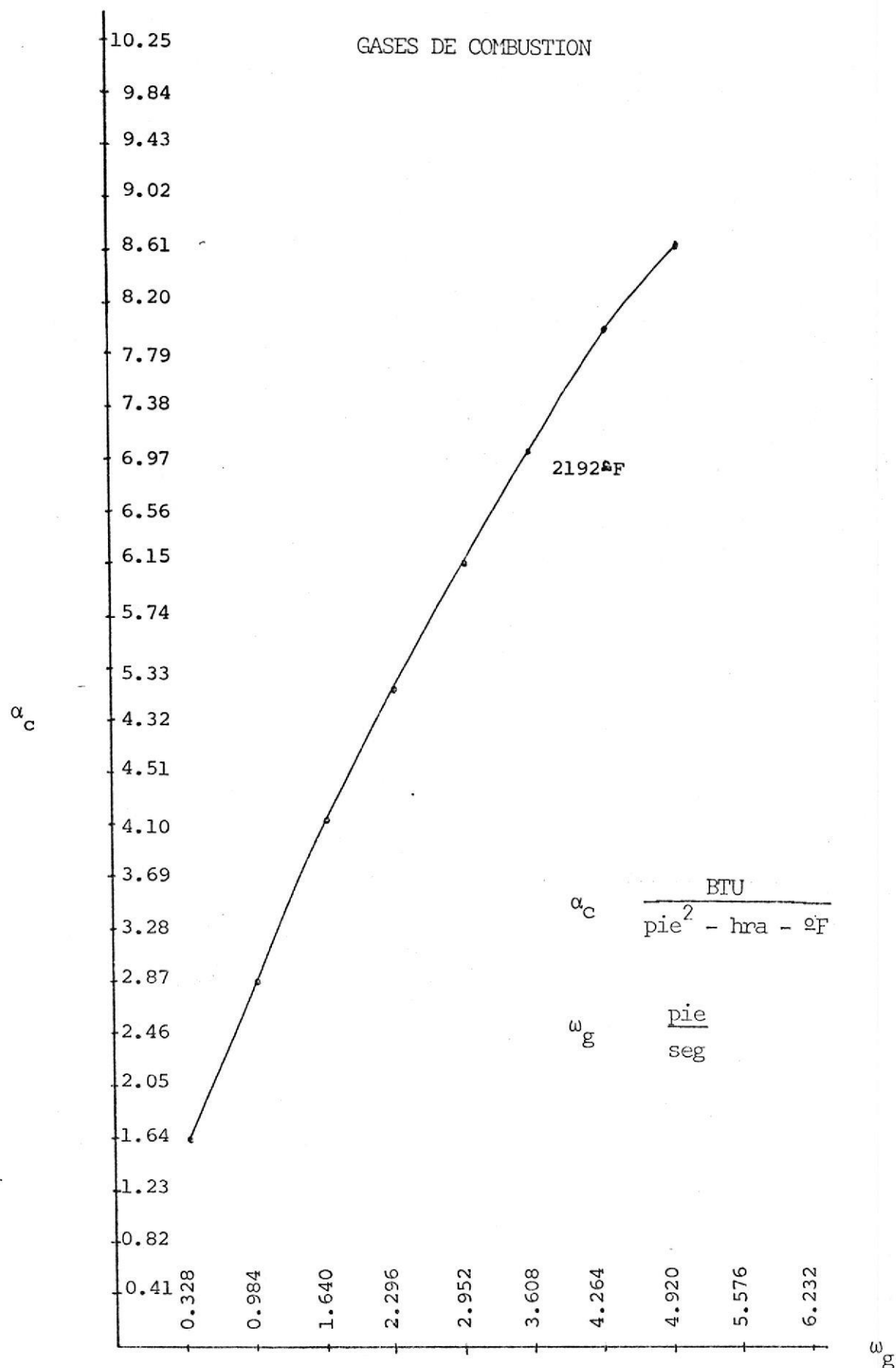
siones y propiedades de los ladrillos checkers y es igual a  $\frac{1}{\alpha_L}$  en  $\frac{1}{\frac{\text{BTU}}{\text{período-pie-}^\circ\text{F}}}$

Los valores de  $\alpha_c$  están determinados en la figura II.5 y II.6, tanto para el aire como para los gases de combustión respectivamente.

AIRE

BIBLIOTECA

Fig. II.5<sup>(\*)</sup>

Fig. II.6<sup>(4)</sup>



Los valores de  $\alpha_r$  se calculan de

$$\alpha_r = \frac{0.174 \epsilon_g (T_g/100)^4 [1 - (T_k/T_g)^{3.6}]}{T_g - T_k} \quad \text{II-7}$$

Donde:

$\alpha_r$  = Coeficiente de transmisión de calor por radiación, en BTU/pie<sup>2</sup> - hra - °F

$\epsilon_g$  = Es un valor adimensional que depende del tamaño de las celdas "s" y también de la composición del gas de combustión, como también de su temperatura. Este valor puede tomarse de la figura II.7 y se lo denomina emisividad del gas (relación con un cuerpo negro a la misma temperatura).

$T_g$  = Temperatura de los gases de combustión en grados °R.

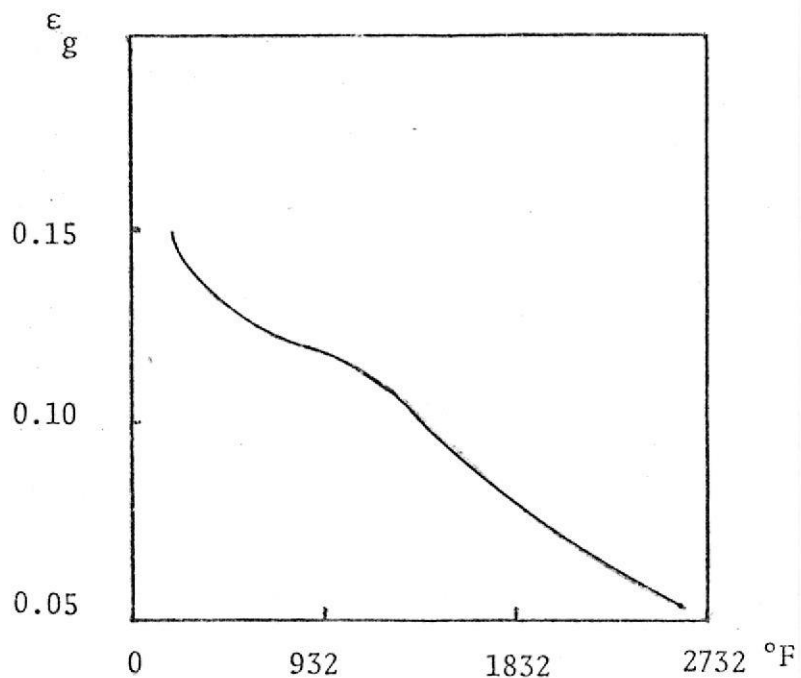


Fig. II-7 <sup>(4)</sup>

$T_k$  = Temperatura de la pared, la cual es un promedio entre la temperatura de la combustión y el aire de combustión en °R.

Y por último tenemos que el valor de "a", lo podemos determinar de la figura II.8<sup>(4)</sup>, la cual da valores para los ladrillos de Fireclay (aluminosos) Sílice y Magnesita (básicos).

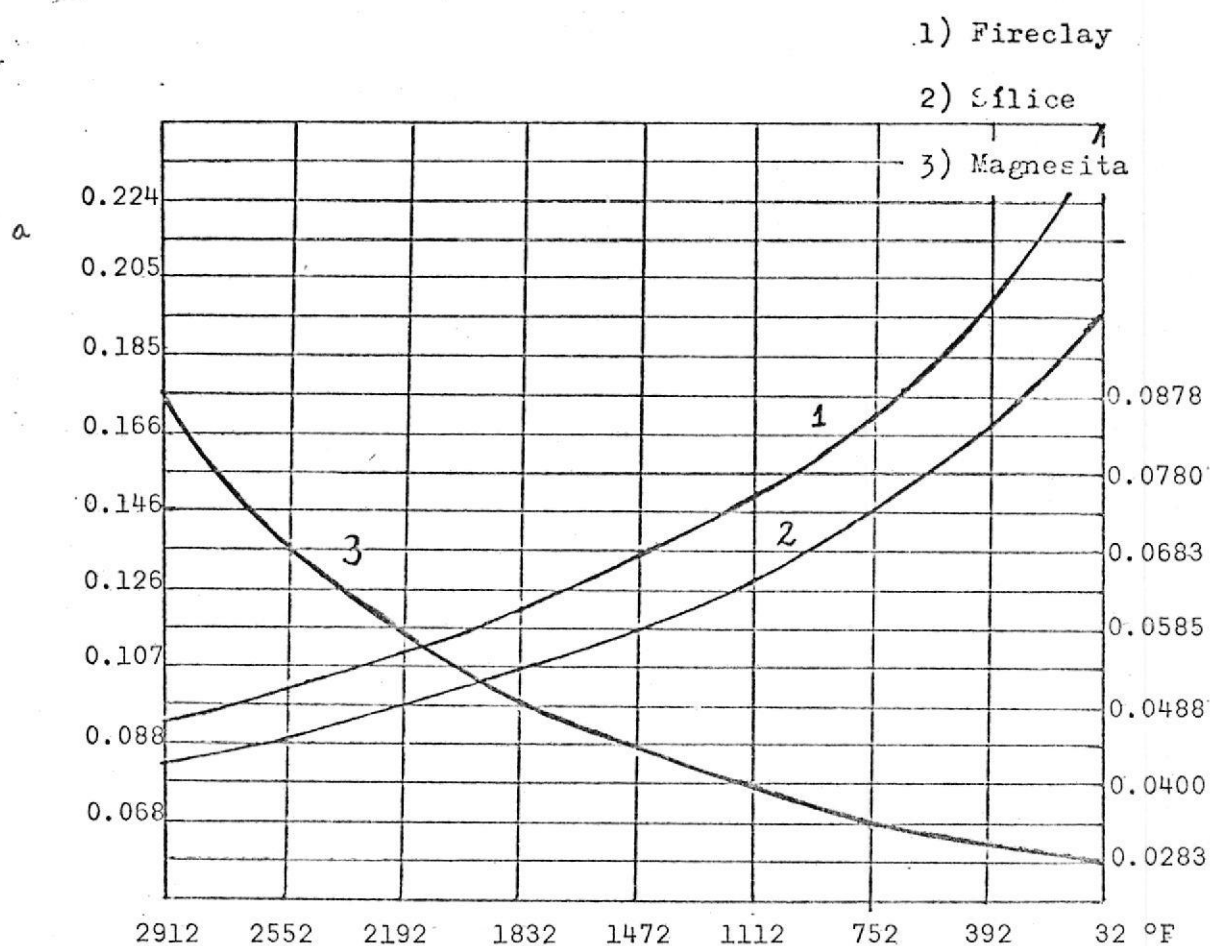


Fig. II.8<sup>(4)</sup>

Los valores que se obtienen por medio de este método siempre hay que promediarlos ya que se toman de la parte superior e inferior del Regenerador.

El área de la sección transversal de un Regenerador viene dada por la siguiente fórmula:

$$A = \frac{V}{v \left( \frac{\delta}{\delta + s} \right)^2} \quad \text{II-8}$$

Donde:

- A = Área de la sección transversal en pie<sup>2</sup>
- V = Velocidad másica del aire en pie<sup>3</sup>/seg.
- v = Velocidad del aire en pie/seg.
- δ = Medida de la celda de los checkers en pulg.
- s = Espesor de los ladrillos checkers en pulg.

Para una mejor explicación de esta fórmula nos remitiremos a la siguiente figura:

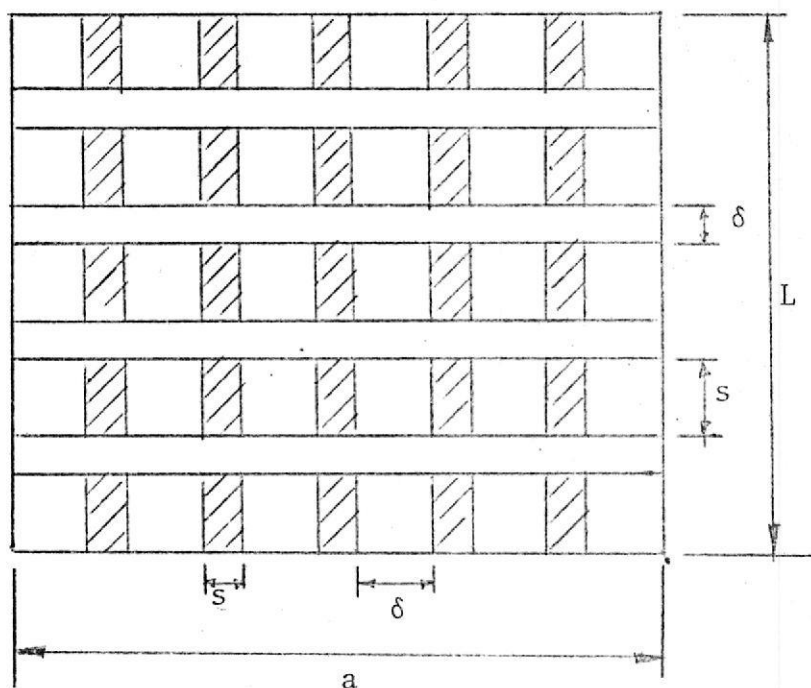


Fig. II-9

Consideremos un ducto de largo "L" y ancho "a", en el cual se han colocado ladrillos de un espesor "s", dejando celdas de un área  $\delta$ .  $\delta = \delta^2$

La ley de conservación de masa dice que cuando la densidad del fluido es constante  $A_1 v_1 = A_2 v_2 = A \cdot v = V$  \*

Pero  $A = (\text{Nº de celdas}) \cdot \delta^2$

$$\text{Nº de celdas} = \frac{L}{\delta + s} \cdot \frac{a}{\delta + s} \quad \text{II-9}$$

$$\text{Por lo que} \quad V = \frac{L}{\delta + s} \cdot \frac{a}{\delta + s} \cdot \delta^2 \cdot v$$

$$\text{luego} \quad V = L \cdot a \cdot \left( \frac{\delta}{\delta + s} \right)^2 \cdot v \quad \text{II-10}$$

$$\text{de donde} \quad L \cdot a = A = \frac{V}{v \left( \frac{\delta}{\delta + s} \right)^2}$$

donde el término  $\left( \frac{\delta}{\delta + s} \right)^2$  nos da la clase y medida de la celda a utilizarse.

Debemos también analizar la fórmula de la superficie de calentamiento  $S_c$  la misma que se deriva de

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta T = K \cdot S_c \cdot T_m \quad \text{II-11}$$

donde:

$Q = Q_{\text{aire}} + Q/2_{\text{pérdidas}}$ , en BTU/seg. (el calor de pérdidas se divide para dos porque se tienen dos cámaras<sup>(8)</sup>)

$K$  = coeficiente de transmisión de calor en BTU/pie<sup>2</sup>-pe-  
ríodo- °F.

$A = S_c$  = Superficie de calentamiento en pie<sup>2</sup>

$\Delta T = T_m$  = Temperatura media en °F.

---

\* Ver página anterior para la nomenclatura

Entonces de II-11

II-12

$$S_c = \frac{Q}{K T_m}, \text{ en } \left( \frac{\text{BTU}}{\text{seg.}} \right) \cdot \left( \frac{1}{\frac{\text{BTU}}{\text{pie}^2 - \text{periodo} - ^\circ\text{F}}} \right) \cdot \frac{1}{^\circ\text{F}}$$

haciendo las conversiones y simplificaciones de unidades correspondientes:

$$\begin{aligned} \frac{\text{BTU}}{\text{seg.}} \cdot \frac{\text{pie}^2 - \text{periodo} - ^\circ\text{F}}{\text{BTU}} \cdot \frac{1}{^\circ\text{F}} \cdot \frac{3600 \text{ seg.}}{\text{hora}} &= \\ &= \frac{\text{pie}^2}{\text{hora/periodo}} \end{aligned} \quad \text{II-13}$$

por lo que a partir de II-12 y II-13 se obtiene

$$S_c = \frac{(Q_{\text{aire}} + Q/2_{\text{pérdida}})Z \cdot 2 \cdot 3600}{K T_m} \quad \text{II-14}$$

$$\text{donde } Z = \text{período en horas} = \frac{\text{horas}}{\text{período}}$$

Ahora para cada sistema de arreglo de "checkers" existe una superficie necesaria para cada pie cúbico de volumen de calentamiento. Esta superficie de calentamiento específica viene dada en  $\text{pie}^2/\text{pie}^3$ .

### III. ASPECTOS TECNICOS PARA EL MEJORAMIENTO DE LA EFICIENCIA TERMICA

#### III.1 Sistemas de ahorro de combustible

Uno de los principales problemas que se trata de resolver en los hornos de alta producción es el de su baja eficiencia térmica, ya que las pérdidas de calor entrante son muy altas en relación con la fracción de éste que se va a utilizar en el proceso de fusión. Esto se puede apreciar más fácilmente en la figura III.1<sup>(3)</sup>

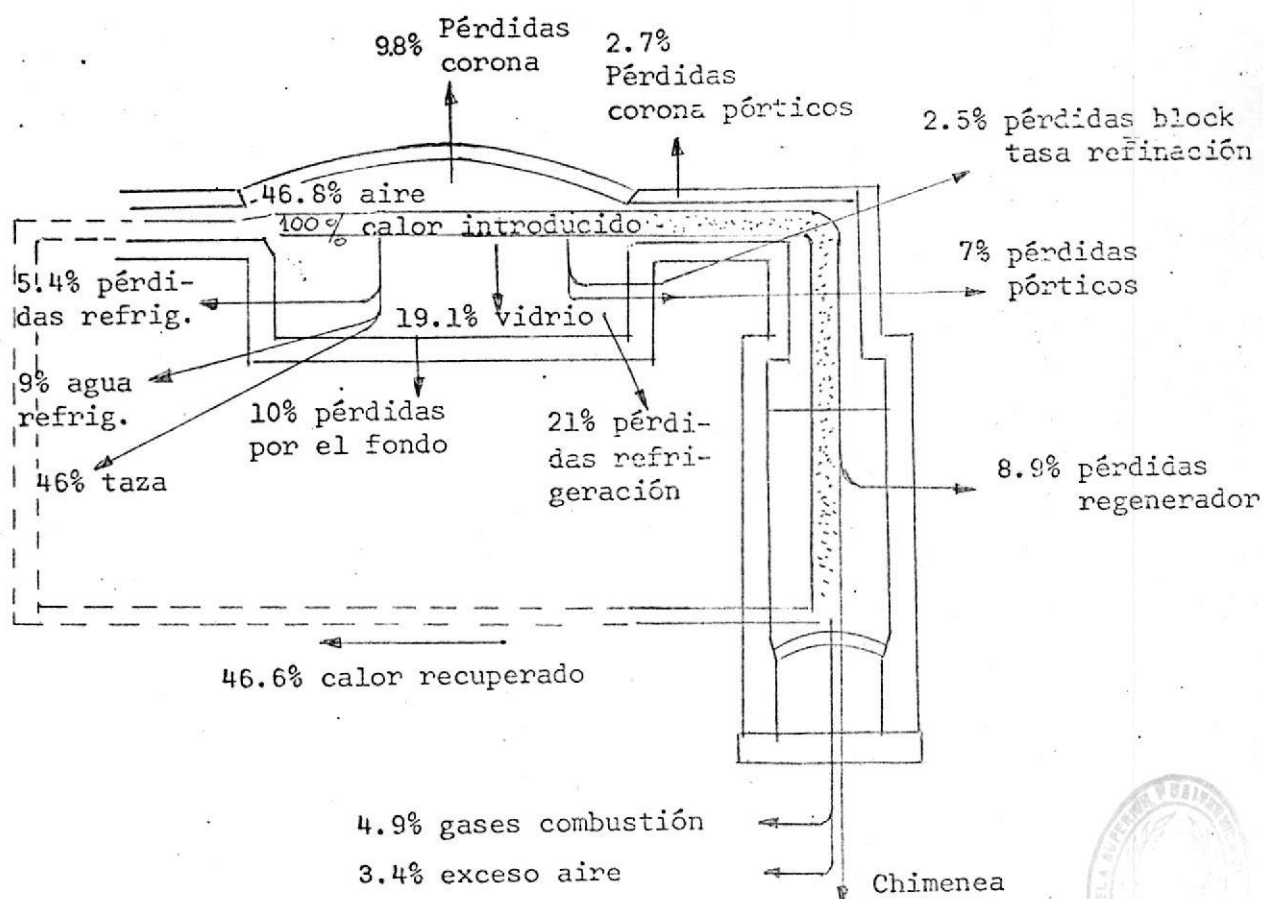


Fig. III-1

En la figura III-1 se aprecia la distribución en porcentajes del calor total introducido en un horno.

Dicha distribución es la siguiente:

Total del calor utilizado en fusión .....	19.1 %
Pérdidas en la chimenea .....	18.3 %
Pérdidas por radiación de las superficies .....	30.6 %
Pérdidas por convección .....	14.9 %
Pérdidas por Flues y Regeneradores .....	2.6 %
Pérdidas por refrigeración de equipos .....	2.2 %
Refrigeración por aire .....	6.2 %
Misceláneos .....	6.1 %
TOTAL .....	100.0 %

Como se puede observar solo el 19% del calor introducido se utiliza para el proceso de fusión, mientras que el resto se pierde por transmisión de calor, ya sea, por conducción, radiación o convección a través de las paredes y por el que se envía al medio ambiente a través de la chimenea con los gases de combustión.

Es por esta razón que se ha tratado de definir un término que mida la eficiencia de un horno relacionando la cantidad de unidades térmicas utilizadas con el total de la carga que se va a procesar. Por lo que, una forma de medir la eficiencia de un horno es la siguiente:

$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{Unidades de Calor Introducidas (UCI)}}{\text{Toneladas de Producto Extraído}}$$

Donde las unidades de calor introducidas se descomponen en tres partes que son:

$$\text{UCI} = \text{Calor para procesar el producto} + \text{Calor perdido por la chimenea} + \text{Calor perdido en paredes y coronas.}$$

Como puede apreciarse si se lograra bajar las pérdidas de calor por la chimenea y las pérdidas por paredes y coronas las UCI bajarían de manera considerable, lo que iría en favor del aumento de la eficiencia.

Existen diversos procedimientos y sistemas los cuales dan resultados hasta cierto punto satisfactorios. Entre estos procedimientos se encuentran los siguientes:

1. Evitar las pérdidas por las paredes, bóvedas, superestructuras, etc.
2. Utilizar en lo posible el calor desechado por la chimenea.
3. Control exacto de la relación aire combustible con la finalidad de tener un conveniente ahorro de combustible.

De estos puntos antes mencionados, los más efectivos a pesar de su complejidad, son los dos primeros, y por esto los analizaremos con detalle.

1. Evitar las pérdidas por las paredes, bóvedas, superestructuras, etc.- Para lograr esto, lo que se hace, es aislar los hornos; pero los criterios son muy diversos en cuanto a los resultados, ya que si bien, tanto en la teoría como en la práctica, el ahorro de combustible es alto, en cambio la vida del horno se acorta de manera considerable.

Para tener una idea más exacta analizaremos el siguiente ejemplo.

Consideremos una bóveda que tenga las siguientes dimensiones: (figura III.2).

$$\text{Luz} = 6' 6''$$

$$\text{Altura} = 10 \frac{7}{16}''$$

$$R_1 = \text{Radio interior} = 6' 6''$$

$$\text{Espesor de la bóveda} = 9''$$

$$R_2 = \text{Radio exterior} = 6' 6'' + 9'' = 7' 3''$$

Los materiales a utilizarse serán: para la bóveda propiamente dicha un ladrillo cuya conductividad térmica es  $0.174 \text{ BTU/pie}^2 \text{-hra-}^\circ\text{F}$ , entre los  $2642^\circ\text{F}$  y los  $2732^\circ\text{F}$  y un ladrillo aislante con una conductividad de  $0.052 \text{ BTU/pie}^2 \text{-hra-}^\circ\text{F}$ , entre  $932^\circ\text{F}$  y  $1112^\circ\text{F}$ .



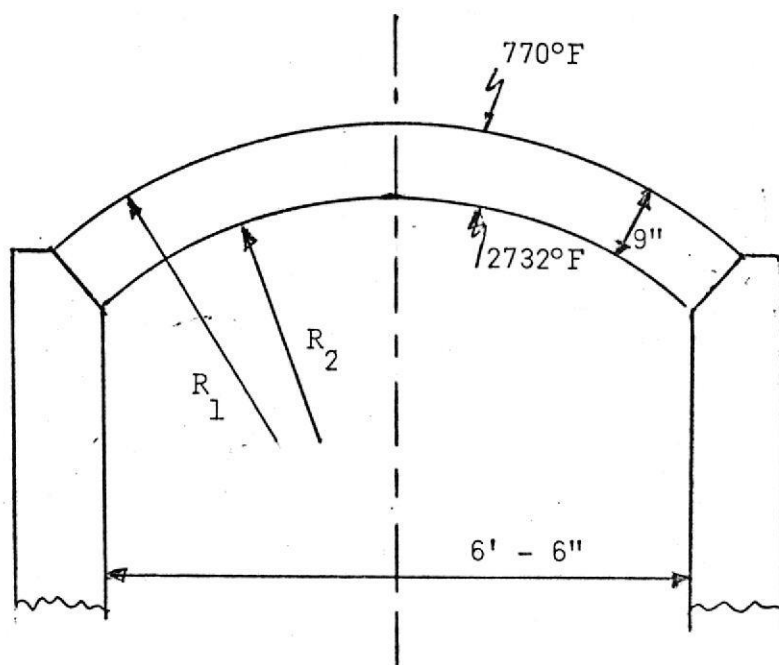


Fig. III-2

Considerando que la temperatura interior sea 2732 °F. Como podrá verse, éste es un caso de transmisión de calor a través de una pared curva<sup>(6)</sup>, donde:

$$Q = \frac{2\pi ZK(T_i - T_e)}{\ln(R_e/R_i)} \quad \text{III-1}$$

siendo:

- $Q$  = cantidad de calor transmitida en BTU
- $Z$  = longitud de la bóveda hacia el fondo, en pies
- $K$  = coeficiente de transmisión de calor en BTU/pie<sup>2</sup> -hra- °F
- $T_i$  = temperatura interior en °F
- $T_e$  = temperatura exterior en °F

$R_i$  = radio interior, en pies

$R_e$  = radio exterior, en pies

Haremos el cálculo asumiendo que es un cilindro completo de 1 pie de profundidad. Así

$$Q = \frac{2 \times 3.14 \times 1(\text{pie}) \times 0.174(\text{BTU/pie}^2\text{-hra-}^\circ\text{F}) \times (2732-770)^\circ\text{F}}{\ln(7'3"/6'6")}$$

$$Q = 19,633 \text{ BTU/hra-pie de profundidad}$$

Pero como en nuestro caso la luz de la bóveda es igual al radio interior, el ángulo central de la misma será de  $60^\circ$  por lo que

$$Q = \frac{19,633 \text{ BTU/hra-pie de longitud}}{360^\circ/60^\circ}$$

de donde

$$Q = 3,272.16 \text{ BTU/hra-pie de longitud}$$

Seguiremos nuestro cálculo asumiendo ahora que la bóveda ha sido aislada, tal como se muestra en la figura III.3, a continuación, en donde tenemos los siguientes datos:

luz = 6' 6"

altura =

$R_1$  = Radio interior = 6' 6"

Espesor primera capa = 9"

$R_2$  = Radio intermedio = 6'6" + 9" = 7' 3"

Espesor segunda capa = 4"

$R_3$  = Radio exterior = 6'6" + 9" + 4" = 7'7"

$T_1$  = Temperatura interior = 2732  $^\circ\text{F}$

$T_2$  = Temperatura intermedia = 1958  $^\circ\text{F}$

$T_3$  = Temperatura exterior = 428  $^\circ\text{F}$

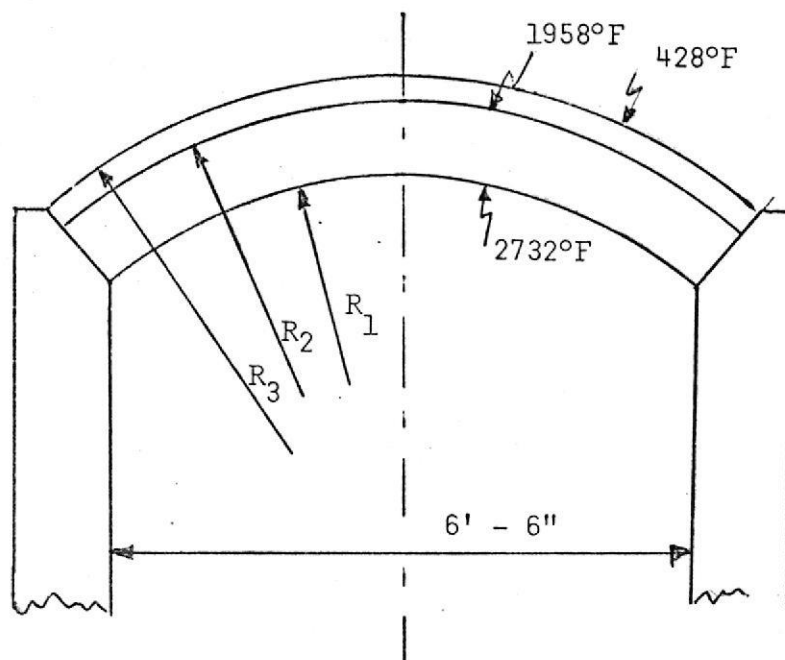


Fig. III-3

El aislamiento, como dijimos anteriormente, tiene una conductividad térmica de  $0.052 \text{ BTU/pie}^2 \text{-hra-}^\circ\text{F}$ .

De <sup>(6)</sup> tenemos

$$Q = \frac{2\pi L (T_1 - T_3)}{\frac{\ln (R_2/R_1)}{K_1} + \frac{\ln (R_3/R_2)}{K_2}}, \quad \text{III-2}$$

reemplazando valores, se tiene

$$Q = \frac{2 (1 \text{ pie}) (2732 - 428) ^\circ\text{F}}{\frac{\ln (7'3''/6' 6'')}{0.174 \text{ BTU/pie}^2 \text{ -hra-}^\circ\text{F}} + \frac{\ln (7'7''/7'3'')}{0.052 \text{ BTU/pie}^2 \text{ -hra-}^\circ\text{F}}},$$

de lo que resulta

$$Q = 9461 \text{ BTU/hra-pie de longitud}$$

Siguiendo el mismo razonamiento anterior, se tiene que para una bóveda aislada, de iguales medidas que la anterior, la pérdida de calor por pie de longitud será:


$$Q = \frac{9461}{6} = 1527 \text{ BTU/hra-pie de longitud}$$

Como puede deducirse de la comparación de los dos resultados anteriores, la economía de calor entre una bóveda aislada y otra simple es muy significativa. Pero los problemas que se derivan de usar aislamiento son tan complejos que las tecnologías discrepan mucho en este punto.


Para tener una idea más clara citaremos algunas de las dificultades que se presentan en el proceso de aislamiento.

En principio, solo pueden citarse bóvedas de nueva<sup>(9)</sup> construcción. Una alteración de la marcha del calor en bóvedas usadas mediante un aislamiento nuevo, o un refuerzo del aislamiento ya existente es peligroso y conduce a la fusión y desmoramiento de la bóveda debido a la traslación de los gradientes de temperatura.

Entre los factores que inciden en el éxito de un aislamiento, podemos citar los siguientes:


- 
- a. La temperatura de fusión
- b. Tamaño de la bóveda (luz y flecha)
- c. Tipo y disposición del reglaje de los quemadores
- d. La intensidad de pulverización de la mezcla vitrificable, o en su caso de la cantidad de alcalis.

La técnica para aislar una bóveda recomienda que los ladrillos de ésta (por lo general de sílice) formen una masa compacta sin luces en las juntas por lo cual éstos deben tener medidas exactas. La necesidad de que no haya espacios entre ladrillos radica en que cuando se coloca la capa de aislante, la temperatura exterior de la bóveda, que por lo general oscila entre  $460^{\circ}\text{F}$  y  $680^{\circ}\text{F}$  se eleva a  $1256^{\circ}\text{F}$  hasta  $2336^{\circ}\text{F}$ , dependiendo esto del grosor y tipo de aislamiento. Además se debe tener especiales cuidados con los morteros y con el polvo de la mezcla vitrificable ya que éste se suele introducir en las grietas capilares de la capa de cierre y causa desperfectos de gravísimas consecuencias.




En resumen podemos decir que los hornos se deben aislar sólo en el caso de que el consumo de combustible sea muy exagerado ya que un error en el procedimiento de aislar, puede traer como resultado un acortamiento de la vida del horno.

En la figura III.4<sup>(9)</sup> queremos ampliar aún más los beneficios que resultan de aislar una bóveda en cuanto a economía de combustible se refiere. Como se puede apreciar se han tomado cuatro diferentes temperaturas de fusión:  $2552^{\circ}\text{F}$ ,  $2642^{\circ}\text{F}$ ,  $2732^{\circ}\text{F}$  y  $2822^{\circ}\text{F}$ ; las barras marcadas con "a" representan las bóvedas sin aislamiento, las "b" son las bóvedas aisladas con una capa simple, las "c" son las bóvedas aisladas con una doble capa y las marcadas con "d" se las aislado con una triple capa.



Se deduce del análisis de este gráfico que las últimas bóvedas (aisladas con una triple capa) dan un ahorro de com



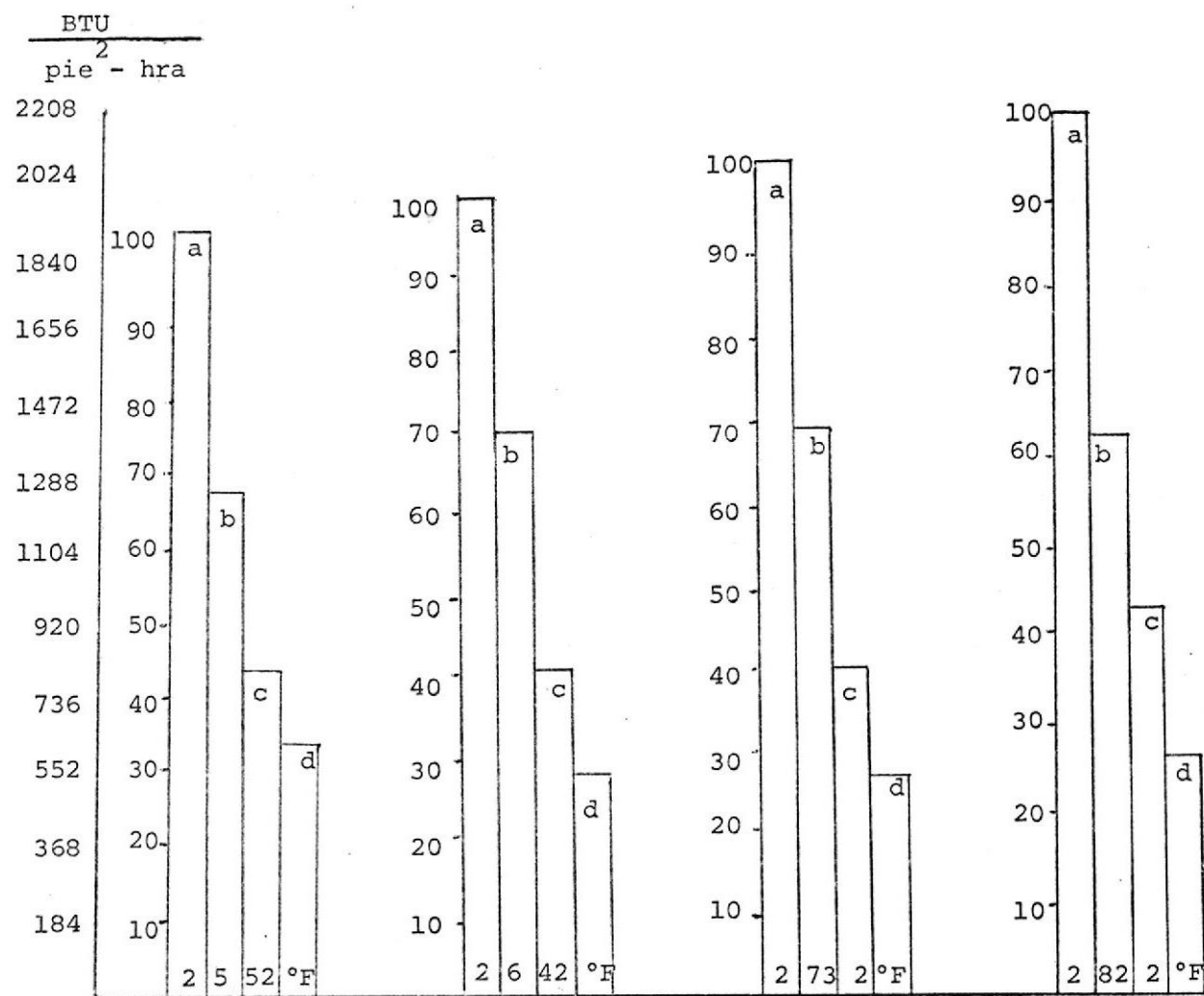


Fig. III.4

bustible que representa el 65% del que utilizaríamos si la misma bóveda estuviera sin aislante, pero como se debe su poner, la construcción esta estructura debe hacerse con el máximo cuidado posible por las razones anteriormente expuestas, y sumándose a esto el costo, ya que la cantidad de ladrillos a utilizarse (tres filas de aislamiento) va a ser considerable, por lo tanto, volvemos a insistir en que se debe tomar muy en cuenta la técnica de aislar hornos so lo en el momento en que el consumo de combustible sea muy elevado y su costo excesivamente alto.

2. Utilizar en lo posible el calor desechado por la chimenea.- Como ya hemos explicado en el capítulo II, sección 2, los métodos para aprovechar el calor o la energía calo rífica que se pierde con los gases de combustión y por lo mismo por la chimenea, se la puede recobrar en parte por medio de los regeneradores o los recuperadores, los mismos que tienen sus ventajas o desventajas, dependiendo esto de horno, del material que se está fundiendo o tratando, etc. Pero además existen otras formas que por lo complejo de sus instalaciones y algunas veces por lo antieconómicas se han tornado obsoletas pero que por su importancia técnica enumeraremos a continuación:

1. Utilización del calor de los gases de combustión para precalentar el combustible utilizado (petróleo).
2. Para instalación de calderas.
3. Para instalación de templeas (fábricas de vidrio). Pa ra este tercer caso cabe anotar que como las templeas de recocido de vidrio, no requieren temperaturas muy elevadas, muy bien podrían éstas trabajar teniéndose solamente que diseñar un sistema de control de gases, de tal forma que en la templa no haya fluctuaciones bruscas de temperatura.

Pasemos ahora a hablar del tercer punto que dice:

3. Control exacto de la relación aire combustible con la finalidad de tener un conveniente ahorro de combustible.<sup>(6)</sup>

"En muchos hornos industriales salen los combustibles sin que se haya realizado la combustión completa. Para reducir la oxidación de la carga, los horneros mantienen a veces los hornos con atmósferas cargadas de humo. Tal es el caso, pero en pequeñas proporciones de los hornos para fundir vidrio, en los cuales debido a las reacciones de los productos químicos que intervienen deben tener una atmósfera ligeramente reductora, es decir con una pequeña cantidad de humos.

Con una relación de aire-combustible teóricamente correcta, no se completa la combustión a menos que, el combustible y aire estén completamente mezclados. Aún con un exceso de aire se encuentra en ocasiones combustible en los gases quemados. Por lo tanto la cantidad de calor perdido de esta manera no depende solamente del tipo de quemadores y horno, sino también de los requisitos de funcionamiento.

Los combustibles industriales, a excepción del cok, y gas de horno alto, contienen hidrocarburos. En las etapas iniciales de la combustión se forman compuestos tales como  $\text{CH}_n\text{OH}$ . Con exceso de aire estos compuestos se oxidan a  $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$ . Con un suministro de aire insuficiente (ya sea completa o parcialmente), los productos finales son  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{H}_2$  y metano. Si se enfrían los productos de la combustión parcial se forma hollín.

Varios investigadores han encontrado que cuando está presente el  $\text{CO}$ , está acompañado de una cantidad aproximadamente igual de  $\text{H}_2$  o de  $\text{H}_2$  más  $\text{CH}_4$ . El metano aparece en los hornos de baja temperatura cuando está presente el  $\text{H}_2$ . Como la pérdida producida por la combustión incompleta depende de los volúmenes iguales de  $\text{CO}$  y  $\text{H}_2$ , debe determinarse la pérdida causada por el  $\text{CO}$ .



El porcentaje de CO en los gases quemados no constituye una medida directa de las pérdidas debida a la combustión incompleta. Por el contrario, basándose en el hecho de que un peso dado de carbono da el mismo volumen, se queme en CO o en CO<sub>2</sub> y que ambos gases se midan por análisis de los gases quemados, se obtiene la siguiente expresión de la pérdida debida a la combustión incompleta del carbono.

$$L = 10,150 C \times \frac{\% \text{ CO}}{\% \text{ CO} + \% \text{ CO}_2} \quad \text{III-3}$$

siendo:

$$L = \text{Pérdida debida a la combustión incompleta del carbono, en } \frac{\text{BTU}}{\text{lb. Comb.}}$$

$$10.150 = \text{Calor desarrollado al quemar 1 lb. de carbón a CO}_2 \text{ y a CO en } \frac{\text{BTU}}{\text{lb Carbón}}$$

$$C = \text{fracción en peso del carbón en el combustible que se quema en } \frac{\text{lbs. Carbón}}{\text{lbs. Comb.}}$$

Si se escapa tanto H<sub>2</sub> como CO sin quemar, la pérdida adicional, basándose en la potencia calorífica inferior (281 BTU/pie<sup>3</sup> comparada con 321 BTU/pie<sup>3</sup> para el CO), es el 87% de la anterior.

La pérdida total debida a la combustión incompleta es:

$$L = 19,100 C \times \frac{\% \text{ CO}}{\% \text{ CO} + \% \text{ CO}_2} \quad \text{III-4}$$

La tabla siguiente nos da una idea más clara de las pérdidas producidas por combustión incompleta para los diferentes combustibles.<sup>(8)</sup>

COMBUSTIBLE	1% de CO + 1% de H <sub>2</sub> % de la potencia calorífica superior	1% de CO sin H <sub>2</sub> % de la potencia calorífica superior
Carbón, 70% carbono	5.94 (1)	3.17 (1)
Carbón, 80% carbono	6.00 (1)	3.20 (1)
Aceite	5.53	....
Gas Natural	5.02	....
Gas de batería de Cok	4.78	....
Gas pobre o gasógeno	7.50	....
Gas de agua	4.60	....
Cok	....	3.42
Gas de horno alto	....	5.17

(1) La pérdida varía según la cantidad de hidrocarburos presente

Tabla III.1.- Pérdidas de calor indicadas por la presencia de gases quemados secos (cuando no existe ni escasez ni exceso de aire)<sup>(8)</sup>

Ahora pasaremos por el punto que tiene que ver con el control de las llamas con el fin de utilizar al máximo su poder calorífico.

Ya hemos analizado con cierto detalle que el hecho de que halla un exceso o una deficiencia de aire en el proceso de combustión va en perjuicio del mismo, por lo tanto en el caso concreto de hornos de alto consumo de combustible se impone un control estricto de las llamas ya sea, ocularmente o por medio de instrumentos. Hay sistemas de control que no requieren el acercamiento físico del hornero a las llamas ya que colocan un sistema de circuito cerrado de TV

que permite su control desde sitios lejanos.

El uso de pirómetros ópticos para el control de temperaturas es muy utilizado, ya que el mismo permite tener una idea clara del proceso que se desarrolla dentro del horno, y de haber un desequilibrio, se tomará las medidas adecuadas para corregirlo.

El control ocular permite también determinar si hay fallas en los quemadores, ya que de ser así, la forma de llama lo indicará de manera casi exacta (quemadores tapados).

Es de suma importancia, especialmente en la industria del vidrio, que la dirección de las llamas sea la más óptima posible, considerando que ésta no actúe sobre las paredes ni sobre la bóveda del horno ya que además de perder su eficiencia, va a destruir los refractarios del horno, acortando la vida de éste en forma considerable.

Hay sistemas mucho más sofisticados para los controles arriba mencionados, pero para los efectos de este estudio son suficientes y basta añadir que un control de llamas desde el punto de vista práctico da resultados muy halagadores.

### III.2 Demostración teórica del mejoramiento de la eficiencia térmica de un horno por medio del precalentamiento del aire de combustión

Entre los diversos puntos hemos tratado anteriormente, está el del aprovechamiento del calor desechado por la chi-menea, lo cual se puede hacer con el uso de regeneradores y recuperadores. Este aprovechamiento mejorará notablente la eficiencia térmica de un horno, y para tener una idea de lo que sucede utilizaremos un estudio realizado por J.P. HSU<sup>(5)</sup>, a hornos de fundición de vidrio que en el caso nuestro reúne las siguientes condiciones:

Capacidad de extracción = 50 Ton/día.

BIBLIOTECA

Consumo de combustible =  $18.4 \times 10^6$  BTU/Ton vidrio,  
 Promedio de temperatura de extracción 1634 °F  
 Temperatura de salida de los gases de combustión = 2084°F.  
 Combustible Metano (gas) = 98 %  $\text{CH}_4$ , 2 %  $\text{N}_2$   
 Aire de combustión con un exceso del 15% sobre el teórico.

Para el estudio realizado por HSU, consideraremos un horno como el descrito en la siguiente figura, en donde la mezcla está constituida por carbonato de soda, sílice, do lomita, etc, en cantidades determinadas.

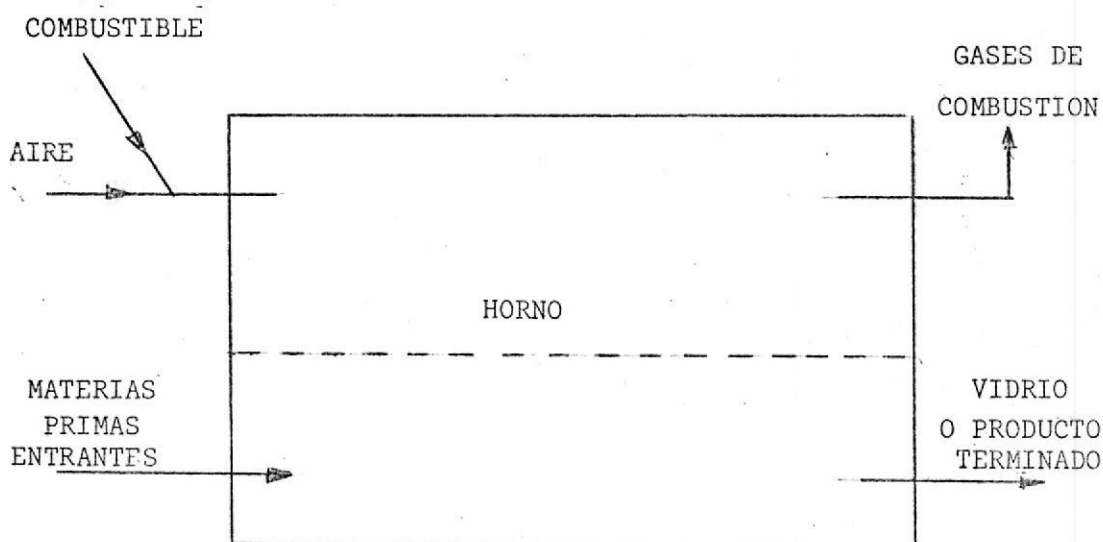


Fig. III-5

BIBLIOTECA

El combustible, en algunos casos petróleo y en otros gas, se combina con el oxígeno del aire precalentado para dar energía calorífica y como productos finales tendremos los gases de la combustión y el producto ya elaborado consideraremos también que el proceso es estable y continuo y que la variación de la carga del horno es despreciable, por lo tanto, podemos establecer la siguiente ecuación del balance de masas

$$\sum \omega_i + \omega_{\text{comb}} + \omega_a = \omega_g + \omega_v \quad \text{III-5}$$

donde:

$\sum \omega_i$  = Sumatorio de las materias primas entrantes

$\omega_{\text{comb}}$  = Cantidad de combustible introducido

$\omega_a$  = Cantidad de aire introducido

$\omega_g$  = Cantidad de gases extraídos (productos de la combustión)

$\omega_v$  = Cantidad de vidrio extraído

Todas estas cantidades  $\omega$  en unidades de masa convencionales o molares: lbs/hora o lbs-moles/hora.

Las reacciones químicas y otros cambios que se llevan a cabo en un horno son extremadamente complejas pero el resultado total es la transformación de las materias primas, el combustible y el aire con sus respectivas temperaturas de entrada en productos finales como vidrio y gases de combustión a sus temperaturas de salida. Pero durante esta transformación hay una considerable pérdida de calor por las paredes.

Para el propósito de este análisis, la transformación de

los elementos entrantes (materias primas, combustibles y aire), en producto terminado, puede asumirse que toma lugar a través de tres pasos hipotéticos:

- a) Enfriamiento o calentamiento de los elementos entrantes desde sus respectivas temperaturas de entrada a 77 °F. (22°C)
- b) Completa transformación química de los elementos entrantes a productos terminados con temperatura constante de 77 °F (combustión, fusión y reacciones químicas para elaborar el producto terminado).
- c) Calentamiento de los productos terminados a sus respectivas temperaturas de salida.

Los efectos caloríficos que se desarrollan durante estos tres pasos, se presenta a continuación.

$$\omega_a \int_{\theta_a}^{77} C_a d\theta = \omega_a C_a (77 - \theta_a) \quad \text{III-6}$$

$$\omega_{\text{comb}} \int_{\theta_{\text{comb}}}^{77} C_{\text{comb}} d\theta = \omega_{\text{comb}} C_{\text{comb}} (77 - \theta_{\text{comb}}) \quad \text{III-7}$$

$$\sum \omega_i \int_{\theta_i}^{77} C_i d\theta = \sum \omega_i C_i (77 - \theta_i) \quad \text{III-8}$$

$$\omega_{\text{comb}} \Delta H_c n_c, \quad \sum \lambda_i \Delta H_i \quad \text{III-9}$$

$$\omega_g \int_{77}^{\theta_g} C_g d\theta = \omega_g C_g (\theta_g - 77) \quad \text{III-10}$$

$$\omega_v \int_{77}^{\theta_v} C_v d\theta = \omega_v C_v (\theta_v - 77) \quad \text{III-11}$$

Debe entenderse que las expresiones  $\omega_c (\theta - 77)$  o

## BIBLIO

$\omega_c (77 - \theta)$ , representan los efectos caloríficos ya sean de enfriamiento o calentamiento de los elementos entrantes.

$H_c$  = Calor de combustión por unidad de masa o por mol de combustible.

$n_c$  = Representa la eficiencia de combustión por lo que el producto  $\omega_{comb} \Delta H_c n_c$  nos da el calor actual desprendido por el combustible  $\omega_{comb}$

$\Delta H_i$  = Es el calor de reacción "i"

$\lambda_i$  = Representa las unidades de reacción "i" que se realizan en una unidad de tiempo o por unidad de peso de vidrio producido, por lo que  $\sum \lambda_i \Delta H_i$  significa la suma de los calores de reacción en la conversión de las materias primas a vidrio. Todo lo expuesto anteriormente puede apreciarse con mas claridad en la siguiente figura.

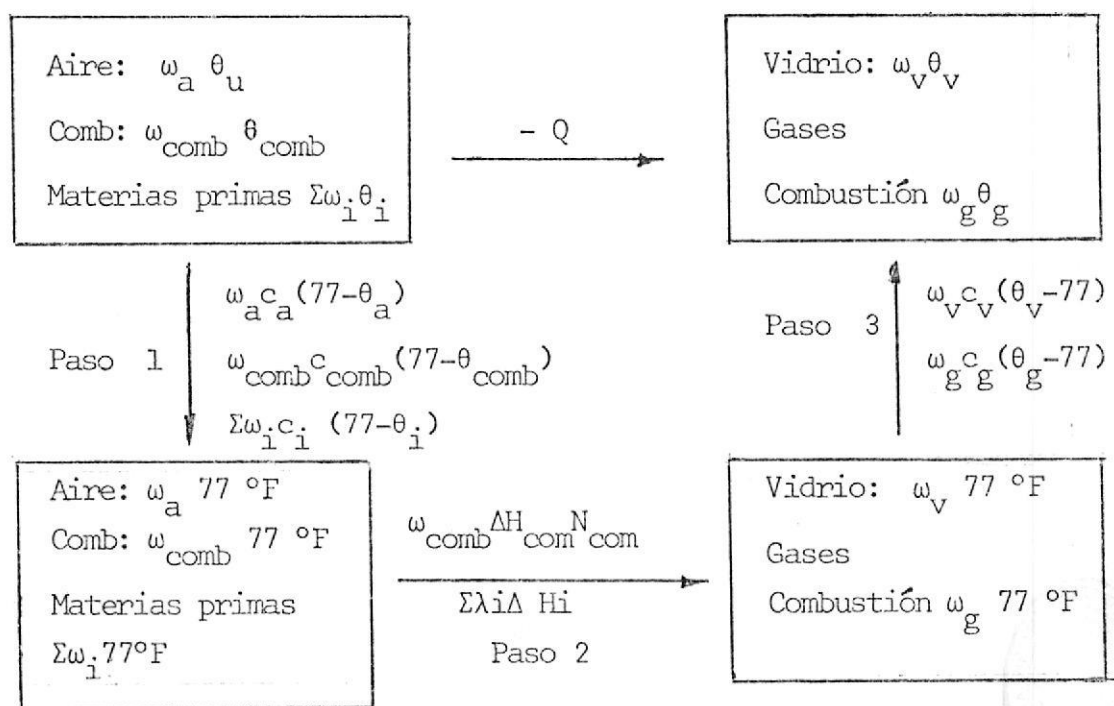


Fig. III.6 <sup>(5)</sup>

De acuerdo con la primera ley de termodinámica, la suma de los efectos caloríficos de los tres pasos hipotéticos es igual a las pérdidas netas a través de las paredes del horno, así

$$\begin{aligned}
 -Q = & \omega_a C_a (77 - \theta_a) + \omega_{com} C_{com} (77 - \theta_{com}) + \\
 & + \Sigma \omega_i C_i (77 - \theta_i) + \omega_{com} \Delta H_c n_c + \Sigma \lambda_i \Delta H_i \\
 & + \omega_g C_g (\theta_g - 77) + \omega_v C_v (\theta_v - 77)
 \end{aligned}
 \tag{III-12}$$

Reordenando esta ecuación podemos escribir

$$\begin{aligned}
 -\omega_{com} \Delta H_c n_c + \omega_a C_a (\theta_a - 77) + \omega_{com} C_{com} (\theta_{com} - 77) \\
 + \omega_g C_g (\theta_g - 77) - Q = \Sigma \omega_i C_i (77 - \theta_i) \\
 + \Sigma \lambda_i \Delta H_i + \omega_v C_v (\theta_v - 77)
 \end{aligned}
 \tag{III-13}$$

Analizando los tres términos del segundo miembro de esta ecuación, podemos definir que el primer término representa el calor sensible necesario para calentar o enfriar las materias primas a 77 °F; el segundo término, los calores de reacción, incluyendo el de fusión a 77 °F y el tercer término el calor sensible requerido para llevar el producto elaborado a la temperatura de extracción. La suma de estos tres términos lo podemos definir como el calor indispensable para elaborar el producto, lo que significa el calor neto necesario para convertir las materias primas a producto fundido y luego a su temperatura de extracción. En conclusión la suma de estos tres términos constituye el calor requerido para fabricar el producto terminado (vidrio en nuestro caso).



El término  $-\omega_c \Delta H_c n_c$  representa la cantidad de calor introducido a través de los quemadores por la combustión del petróleo, diesel o gas. De acuerdo a una convención generalmente adoptada en termodinámica, las reacciones exotérmicas tienen valor negativo de calor de reacción por lo que  $-\omega_c \Delta H_c n_c$  es una cantidad positiva. Podemos también definir a  $-\omega_c \Delta H_c n_c$  como el calor total utilizado por unidad de producto extraído. Este se diferencia mucho del valor definido antes o sea el del calor requerido para elaborar el producto.

La fracción

Calor requerido para elaborar el producto

Calor utilizado

nos da la eficiencia del calor utilizado y esta eficiencia aumentará o disminuirá de acuerdo a la mayor o menor cantidad de pérdidas de calor.

El término  $\omega_a C_a (\theta_a - 77)$  es el calor sensible introducido por el aire. Si este aire se precalienta a altas temperaturas (caso de regeneradores y recuperadores), la magnitud de este término se hace bastante elevada.

El término  $\omega_{com} C_{com} (\theta_{com} - 77)$  es el calor sensible introducido por el combustible. Como generalmente estos combustibles se precalientan a bajas temperaturas (caso del petróleo) y  $\omega_{com}$  es muy pequeña comparada con  $\omega_a$  y  $\omega_g$  concluimos que el término  $\omega_{com} C_{com} (\theta_{com} - 77)$  se lo puede considerar despreciable en comparación con los demás términos.

El término  $\omega_g C_g (\theta_g - 77)$  es el calor sensible llevado por los gases de combustión. Como  $\theta_g$  es usualmente alrededor de 2700 °F y  $\omega_g$  es relativamente grande, la cantidad dada por este término es también bastante considerable.

"Q" en esta ecuación representa la pérdida de calor a través de paredes coronas y otras superficies.

Por lo que podemos resumir, la igualdad anteriormente escrita significa que "El calor de combustión desarrollado por el combustible mas los calores sensibles llevados por el aire y el combustible, menos el calor sensible extraído por los gases de combustión y menos las pérdidas a través de las paredes del horno, es igual al calor requerido para fabricar el producto (en este caso vidrio).

Ahora bien los calores de reacción en la formación del vidrio no pueden ser fácilmente determinados, sin embargo el calor neto para hacer vidrio se lo ha podido cuantificar en los laboratorios con razonable exactitud, valores que oscilan entre 1.6 y 2.4 Mega-BTUs por tonelada aproximadamente, por lo que llamando  $\Delta H_g$  al calor necesario para hacer vidrio y despreciando el término  $\omega_{com} C_{com} (\theta_{com} - 77)$ , la ecuación anteriormente expuesta puede transformarse en

III-14

$$\omega_{com} \Delta H_c N_c + \omega_a C_a (\theta_a - 77) - \omega_g C_g (\theta_g - 77) - Q = \Delta H_g$$

de donde

$$\omega_{com} = \frac{\Delta H_g + Q + \omega_g C_g (\theta_g - 77) - \omega_a C_a (\theta_a - 77)}{\Delta H_c N_c} \quad \text{III-15}$$

De esta expresión podemos concluir:

- Cuanto más alta sea la temperatura del aire de combustión  $\theta_a$ , menor será el consumo de combustible.
- Cuanto menor sean las pérdidas "Q". bajará el consumo de combustible.
- Que el peso de las materias primas son proporcionales

al peso del producto producido, no así la cantidad de aire, ni el gas, ni el combustible.

Cuando un horno opera a una temperatura más o menos constante, las pérdidas por las paredes por unidad de tiempo se mantienen también constantes, pero tienen una ligera variación cuando varía la extracción, por lo que si tenemos todos los valores de un horno operando en condiciones estables, nos será relativamente sencillo calcular el valor de las pérdidas.

Todo lo expuesto anteriormente lo podemos ilustrar resolviendo el problema del horno que nos compete. Comenzando por considerar la carga a nuestro horno, la cual es:

Arena .....	933 lbs/Ton
Carbonato .....	303 lbs/Ton
Dolomita .....	259 lbs/Ton
Sulfato .....	54 lbs/Ton
Borax .....	22 lbs/Ton

Razón de extracción = 50 Ton/día

Calor neto utilizado =  $18.4 \times 10^6$  BTU/Ton vidrio

Calor necesario para elaborar el producto =  $1.57 \times 10^6$  BTU/Ton (este valor es tabulado)

Temperatura promedio para extracción = 1634 °F

Temperatura de salida de los gases de Comb = 2192 °F

Temperatura del aire precalentado = 1401 °F

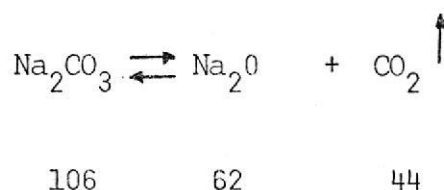
Combustible = 98% CH<sub>4</sub>, 2% N<sub>2</sub>  $\rightarrow$  CH<sub>4</sub>  $\rightarrow$  100%

Aire introducido = 15% de exceso

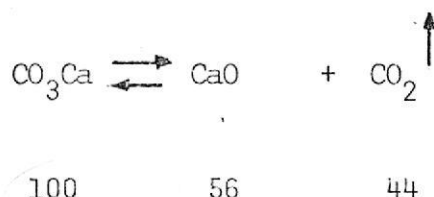
Eficiencia de combustión = 100%

Calculemos primero las pérdidas por las paredes, para lo cual partiremos del balance de materiales.

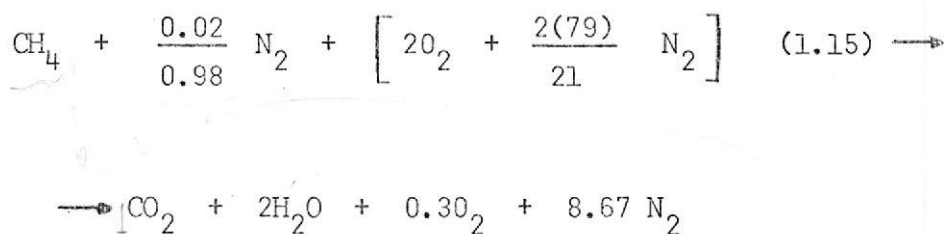
La descomposición del carbonato se realiza de la siguiente manera



Descomposición del  $\text{CO}_3\text{Ca}$



Combustión del combustible con un 15% de exceso de aire



El calor desprendido por esta reacción es de

$$364.000 \text{ BTU/lb-mol de CH}_4 \cdot (72578 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg mol CH}_4})$$

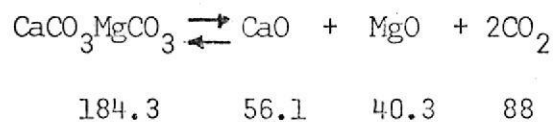
Ahora, del total de la carga introducida, de acuerdo a las reacciones anteriormente expuestas, una parte se pierde como  $\text{CO}_2$  y otra parte se convierte en vidrio, por lo que desarrollaremos los siguientes cálculos con el fin de deter

minar las cantidades de  $\text{CO}_2$  desprendidas.

106 de $\text{Na}_2\text{CO}_3$	62 de $\text{Na}_2\text{O}$
303 "	X

$$X = \frac{303 \times 62}{106} = 177.2 \text{ lbs se convierten en vidrio}$$

El  $\text{CaO}$ , junto con el  $\text{MgO}$  y el  $\text{CO}_2$  se encuentra en la Dolomita (por ser esta materia prima una fuente de carbonato doble de calcio y magnesio), por lo cual balanceamos siguiente fórmula química



184.3	56	184.3	96.4
259.3	X	259.3	X

$$X = \frac{259.3 \times 56}{184.3}$$

$$X = \frac{259.3 \times 96.4}{184.3}$$

$$X = 78.9 \text{ lb/Ton CaO}$$

$$X = 135.6 \text{ lb/Ton (CaO + MgO)}$$

$$\text{MgO utilizado en el vidrio} = \frac{259.3 \times 40.3}{184.3} = 56.6 \text{ lb/Ton}$$

Total de sólidos convertidos en vidrio

Arena	933
Carbonato	177.2
Dolomita	135.5

Sulfato	54
Borax	56
TOTAL	1355.7

Ahora calcularemos la carga necesaria para producir una tonelada de vidrio.

$$1355.7 \text{ lbs} \quad 933$$

$$2000 \text{ lbs} \quad X \quad X = \frac{2000 \times 933}{1355.7} = 1376 \text{ lbs}$$

De la misma manera y con la base de 2000 lbs (=1 Ton) calcularemos las demás materias primas

$$\text{Carbonato} \quad \frac{2000 \times 177.2}{1355.7} \times \frac{106}{62} = 447 \text{ lbs}$$

$$\text{Dolomita} \quad \text{Na}_2\text{O} \quad \frac{2000 \times 135.6}{1355.7} \times \frac{194.3}{96} = 382.5 \text{ lbs}$$

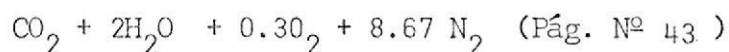
$$\text{Sulfato} \quad \frac{2000 \times 64}{1355.7} = 79.6 \text{ lbs}$$

$$\text{Borax} \quad \frac{2000 \times 36}{1355.7} = 53.1 \text{ lbs}$$

Por lo cual tenemos que la carga para producir una tonelada de vidrio será

$$1376.4 + 447 + 382.5 + 79.6 + 53.1 = 2338.6 \text{ lbs}$$

Recordando ahora que



2 moles de  $O_2$  son requeridos para 1 Mol de  $CH_4$ . Vemos que la cantidad de aire necesario más el 15% de exceso será

$$2 + 2 \frac{(79)}{21} (1.15) (0.98 \omega_{\text{comb}}) = 10.74 \omega_{\text{comb}} \quad \text{III-16}$$

El  $CO_2$  producido por las materias primas es

$$447 \times \frac{44}{106} + 382.5 \frac{88}{184.3} = 368 \text{ lbs.}$$

Gases de combustión:

$$CO_2 = \dots\dots\dots 0.98 \omega_{\text{comb}}$$

$$H_2O = \dots\dots\dots 0.98 (2.0) = 1.96$$

$$O_2 = \dots\dots\dots 0.98 (0.3) = 0.294$$

$$N_2 = \dots\dots\dots 0.98 (8.67) = 8.5$$

$$CO_2 \text{ de M. P.} = \frac{368}{44} = 8.36 \text{ moles}$$

$$\text{TOTAL} \dots\dots\dots 8.36 + 11.73 \omega_{\text{comb}}$$

El calor neto suplido viene dado por  $\omega_{\text{comb}} \Delta H_c$ , donde como vimos anteriormente, este término nos da el calor actual desprendido por el combustible  $\omega_{\text{comb}}$  y lo calculamos de los datos de un horno similar al de nuestro estudio, trabajando actualmente y en el cual se utilizan 122 galones por tonelada de vidrio, por lo que el calor utilizado es igual a

$$\omega_{\text{comb}} \Delta H_c = 122 \text{ Gal/Ton} \times 151 \times 10^3 \text{ BTU/Gal}$$

$$\omega_{\text{comb}} = 18.4 \times 10^6 \text{ BTU/Ton}$$

de donde

$$= 18.4 \times 10^6 \text{ BTU/Ton} \times 1/H_c$$

pero  $H_c$  igual al calor desprendido por la ecuación de reacción del metano, 364.000 BTU/lb-mol de  $\text{CH}_4$ . Como el combustible es solo el 98% de  $\text{CH}_4$  tenemos

$$364.000 \times 0.98 = 356.000 \text{ BTU/lb-mol de } \text{CH}_4$$

Luego reemplazando  $H_c = 356.000 \text{ BTU/lb-mol}$  en  $\omega_{\text{comb}}$  tenemos

$$\omega_{\text{comb}} = 18.4 \times 10^6 \text{ BTU/Ton} \times \frac{1}{356.000 \text{ BTU/lb-mol}}$$

$$= 51.7 \text{ lb-mol/Ton}_v$$

Con este dato, más los calculados para los gases de combustión, procedemos a estructurar la siguiente tabla:

	$M_w$	Mol	% Mol	% $M \times M_w$	Calor Específico promedio
$\text{CO}_2$	44	$0.98 \times \omega_c + 8.36 = 59$	$\frac{59}{614.9} = 9.59$	4.2	12.25
$\text{H}_2\text{O}$	18	$1.96 \times \omega_c = 101.3$	$\frac{101.3}{614.9} = 16.4$	2.95	9.54
$\text{O}_2$	32	$0.294 \times \omega_c = 15.2$	$\frac{15.2}{614.9} = 2.47$	0.79	8.064
$\text{N}_2$	28	$8.5 \times \omega_c = 439.4$	$\frac{439.4}{614.9} = 71.4$	20.01	7.66
		TOTAL= $614.9 \frac{\text{Moles}}{\text{T}_v}$			

Tabla III-2



Los valores de la última columna (calor específico promedio), se los ha calculado integrando dentro del rango de temperatura establecido, o sea 77°F y 2192°F. Como ejemplo citaremos el caso del CO<sub>2</sub><sup>(6)</sup>

III-17

$$c_p = 16.2 - \frac{6530}{T} + \frac{141 \times 10^4}{T^2} \quad \begin{matrix} 6300^\circ\text{R} \\ 540^\circ\text{R} \end{matrix} \quad \text{BTU/lb-mol-}^\circ\text{R}$$

$$T_1 = 77 + 460 = 537^\circ\text{R}$$

$$T_2 = 2192 + 460 = 3110^\circ\text{R}$$

III-18

$$c_p = \frac{\int c_p dT}{T_2 - T_1}$$

III-19

$$c_p = \frac{\int 16.2 dT + \int \frac{6530}{T} dT + \int \frac{141 \times 10^4}{T^2} dT}{T_2 - T_1}$$

$$\alpha = 16.2, \quad \beta = 6530, \quad \delta = 141 \times 10^4$$

$$c_p = \frac{|\alpha(3110) - \beta \ln 3110 - \delta / 3110| - |\alpha(537) - \beta \ln 537 - \delta / 537|}{3110 - 537}$$

$$c_p = 12.25 \text{ BTU/lb-mol-}^\circ\text{R}$$

Lo mismo se ha efectuado para el O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O y N<sub>2</sub>, considerando para cada caso los siguientes valores de c<sub>p</sub>:

$$c_p = 11.51 - 597/T^{1/2} + 1530/T \quad \text{para el O}_2$$

$$c_p = 9.47 - 3470/T + 116 \times 10^4/T^2 \quad \text{para el N}_2$$

Hemos considerado el calor específico a presión constante,

ya que dentro de los hornos, ésta es insignificante.

Ahora calcularemos el promedio de la capacidad calorífica  $C_g$  de los gases de combustión.<sup>(6)</sup>

$$C_g = \Sigma \text{ Promedio de calor específico} \times \% \text{ Mol} \quad \text{III-20}$$

$$C_g = 0.0959 \times 12.25 + 0.164 \times 9.54 + 0.0247 \times 8.06 \\ + 0.714 \times 7.66 = 8.39 \text{ BTU/lb mol-}^{\circ}\text{F}$$

Con todos estos valores obtenidos pasamos a hacer los siguientes cálculos; no sin antes hacer un resumen de dichos valores.

$$\Delta H_g = 1.57 \times 10^6 \text{ BTU/Ton}$$

$$- w_{\text{comb}} \Delta H_c = 18.4 \times 10^6 \text{ BTU/Ton}$$

$$w_g = 614.9 \text{ lb-moles}$$

$$C_g = 8.39 \text{ BTU/lb-mol-}^{\circ}\text{F}$$

$$w_a = 10.74 \times \overset{\text{Obtus.}}{51.7} = \overset{555.25}{55.26} \text{ lb-mol/Ton vidrio}$$

$$C_a = 6.42 \text{ BTU/lb-mol-}^{\circ}\text{F} \quad (\text{integrado entre } 1904 \text{ y } 77^{\circ}\text{F})$$

$$\theta_g = 2192^{\circ}\text{F}$$

$$\theta_a = 1904^{\circ}\text{F}$$

$$N_c = 1$$

1200°C

1040°C

lo cual  
aire precalentado

Entonces, con todos estos datos:

$$Q_{\text{int}} = Q_{\text{perdido}} + Q_{\text{vidrio}} + Q_{\text{gases}} \quad (\text{en BTU/Ton vidrio}) \quad \text{III-21}$$

$$Q_{\text{int}} = Q_{\text{comb}} + Q_{\text{aire-comb}} \quad \text{III-22}$$

$$Q_{\text{comb}} = 18.4 \times 10^6 \text{ BTU/Ton vidrio}$$

$$Q_{\text{aire}} = \omega_a C_a (\theta_a - 77) \quad \text{III-23}$$

$$= 555.26 \times 6.42 \times 1827 = 6.51 \times 10^6 \text{ BTU/Ton vidrio}$$

$$Q_{\text{vidrio}} = 1.57 \times 10^6 \text{ BTU/Ton vidrio (tabulado)}$$

$$Q_{\text{gases}} = \omega_g C_g (\theta_g - 77) \quad \text{III-24}$$

$$= 614.9 \times 8.39 \times 2115 = 10.9 \times 10^6 \text{ BTU/Ton vidrio}$$

Por lo que

$$Q_{\text{perdido}} = Q_{\text{comb}} + Q_{\text{aire}} - Q_{\text{vidrio}} - Q_{\text{gases}} \quad \text{III-25}$$

$$= 18.4 \times 10^6 + 6.51 \times 10^6 - 1.57 \times 10^6 - 10.9 \times 10^6$$

$$Q_{\text{perdido}} = 12.44 \times 10^6 \text{ BTU/Ton vidrio}$$

$$= 12.44 \times 10^6 \frac{\text{BTU}}{\text{Ton}_V} \cdot \frac{50 \text{ Ton}}{24 \text{ hras}} = 26 \times 10^6 \frac{\text{BTU}}{\text{hora}}$$

Podemos asumir que las pérdidas van a ser mas o menos cons  
tantes por unidad de tiempo, variando solamente con la ex  
tracción.

$$H_g = 1.57 \times 10^6 \text{ BTU/Ton}$$

$$\omega_g = 8.16 + 11.73 \omega_{\text{comb}}$$

$$C_g = 8.39 \text{ BTU/lb-mol-}^{\circ}\text{F}$$

$$\omega_a = 10.74 \text{ } \overset{1140^\circ\text{C}}{\text{we}}$$

$$C_a = 6.42 \text{ (integrado entre } 2100 \text{ y } 77 \text{ } ^\circ\text{F)}$$

$$\theta_g = 2192 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\theta_a = 2100 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta H_c = 356,000 \text{ BTU/lb-mol comb.}$$

$$N = 1$$

$$Q_{\text{comb}} = 1(1356,000) \omega_{\text{comb}} \quad \text{III-26}$$

$$Q_{\text{aire}} = 10.74 \omega_{\text{comb}} \times 6.42 (2100 - 77)$$

$$Q_{\text{vidrio}} = 1.57 \times 10^6$$

$$Q_{\text{gases}} = (8.16 + 11.78 \omega_{\text{comb}}) (8.39) (2192 - 77) \quad \text{III-27}$$

$$Q_{\text{comb}} = Q_{\text{vidrio}} + Q_{\text{perdido}} + Q_{\text{gases}} - Q_{\text{aire}} \quad \text{III-28}$$

$$356,000 \omega_{\text{comb}} = 1.57 \times 10^6 + 12.44 \times 10^6 \quad \text{III-29}$$

$$+ (8.16 + 11.78 \omega_{\text{comb}}) (8.39) (2115)$$

$$- 10.74 \omega_c \times 6.42 (2023)$$

$$\omega_{\text{comb}} = \frac{14.155 \times 10^6}{0.2864 \times 10^6} = \frac{49.4 \text{ lb-mol}}{\text{Ton}}$$

Siguiendo este mismo procedimiento, podemos calcular el consumo de combustible para un horno similar al anteriormente expuesto, pero con diferentes temperaturas de aire precalentado y es así que obtenemos los siguientes resul-

tados:

a 2100 °F	$\omega_{\text{comb}} = 49.4 \text{ lb-mol/Ton}$
a 1904 °F	$\omega_{\text{comb}} = 51.7 \text{ lb-mol/Ton}$
a 1800 °F	$\omega_{\text{comb}} = 54.4 \text{ lb-mol/Ton}$
a 1600 °F	$\omega_{\text{comb}} = 58.5 \text{ lb-mol/Ton}$
a 1400 °F	$\omega_{\text{comb}} = 60.5 \text{ lb-mol/Ton}$
a 32 °F	$\omega_{\text{comb}} = 96.3 \text{ lb-mol/Ton}$

Tabla III-3

## IV. INGENIERIA DEL PROYECTO

### IV.1 Cálculo y diseño de regeneradores

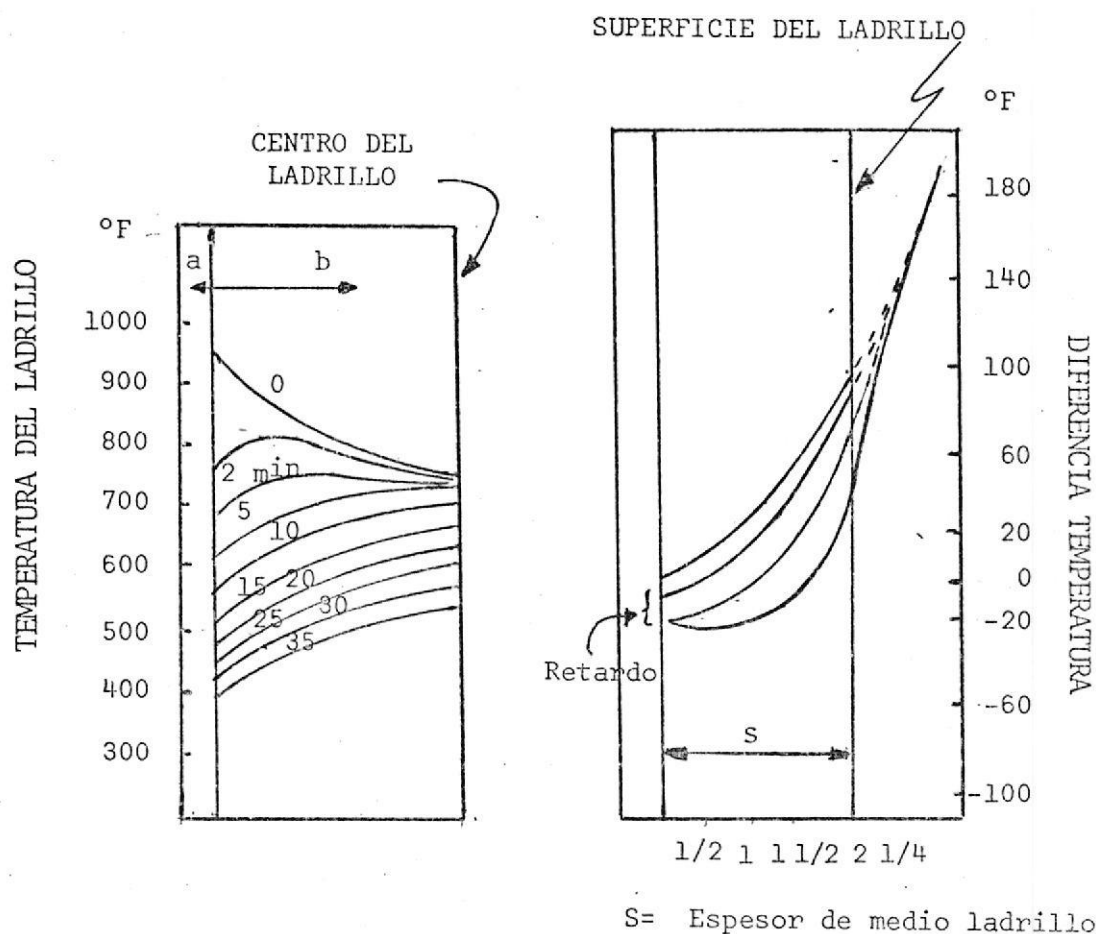
#### IV.1.1 Análisis del funcionamiento

En capítulos anteriores hemos descrito de manera general lo que es un regenerador, su utilidad y sus diversas teorías, ahora para su cálculo y decidido el sistema a utilizarse, empezaremos a analizar el funcionamiento del mismo.

Un regenerador es un intercambiador de calor con la característica especial de que su trabajo lo efectúa en función del tiempo (lo que dificulta su cálculo), ya que en cierto intervalo los ladrillos ubicados dentro de él van almacenando calor poco a poco y en otra fracción de tiempo ceden este calor. Como se podrá apreciar, las características de los materiales (conductividad, amisividad, absortividad) va cambiando, ya que de variar la cantidad de calor cedida o almacenada, también variarán las temperaturas y en consecuencia las características arriba mencionadas ya que son función de las temperaturas.

Los regeneradores varían entre sí en cuanto al tiempo que toman los ciclos de calentamiento y enfria - miento, ya que van desde los 10 minutos hasta los 30 minutos, dependiendo ésto del tamaño y de las características de los ladrillos en saturación, ade- más y también influyendo de manera importante el arreglo de las celdas interiores del regenerador.

Para tener una idea más clara de lo que ocurre estudiemos las siguientes figuras:<sup>(8)</sup>

Fig. IV-1<sup>(8)</sup>Fig. IV-2<sup>(8)</sup>

La figura IV.1 es producto de trabajos de laboratorio y muestra como varía la temperatura para un ladrillo de  $2\frac{1}{2}$  pulgadas de espesor con el tiempo y el espacio, inmediatamente después del "reversal" desde el calentamiento al enfriamiento. El número en cada curva da el tiempo en minutos que se ha esperado desde el reversal hasta lograr la distribución de temperatura indicada. Inmediatamente, después el valor fluye hacia ambos lados (ver las flechas), pero la temperatura superficial cae más rápido de lo que el calor fluye dentro del ladrillo, especialmente dentro del primer minuto, estableciéndose las otras distribuciones de 5, 10, 15, 20, etc.

minutos semejantes a líneas parabólicas.

A partir de todo ésto podremos concluir que "el tiem po promedio de temperatura de un regenerador será mu cho más grande durante el período de calentamiento, que durante el enfriamiento".

Analizando la figura IV.2 se puede observar una fase de retardo, la misma que es muy evidente en los ladrillos de 4 1/2 pulgadas, donde, desde  $t = 0$  a  $t = 6$  la temperatura del centro decrece mientras que en la superficie aumenta considerablemente. Esto lleva a la concepción de lo que significa "satura - ción" que no es otra cosa que "la relación del ca - lor absorbido en un ladrillo refractario, al que almacenaría si el ladrillo refractario completo hu - biese alcanzado la temperatura de la superficie.

Como se aprecia de lo anteriormente expuesto, se puede observar una alta saturación de calor ya sea en ladrillos pesados o livianos, alargando el perío do entre reversales. Pero ésto nos trae como conse cuencia una gran caída en la temperatura del aire que está entrando por el otro regenerador, lo cual, nos puede acarrear fluctuaciones indeseables en la temperatura del horno, a menos, que un gran peso de ladrillos sean arreglados en los "checkers".

Otro aspecto que merece analizarse es el que concier ne a la distribución de las corrientes de gases o de aire dentro del regenerador. Como ya sabemos los ga ses o el aire al entrar a los regeneradores, deben de circular por una serie de celdas hasta llegar a su lugar de salida. Lo ideal sería que las corrien tes fueran uniformes en todo el regenerador, pero ésto en realidad no ocurre por diversas causas, entre las que tenemos las variaciones de temperatura, su resistencia al flujo, o a las distintas velocida



des de los gases o del aire en los diferentes sitios de entrada a las celdas.

De todo lo expuesto anteriormente se concluye que para nuestro cálculo debemos buscar nuestro mejor tiempo de reversal, las calidades de ladrillo más adecuadas, su arreglo más conveniente y la mejor forma de solucionar el problema de la desuniformidad de las corrientes.

#### IV.1.2 Estudio de la eficiencia

La eficiencia de un regenerador, como se puede suponer por nuestro análisis anterior, depende de muchas circunstancias, pero podemos decir que todas ellas llevan la misma finalidad: lograr que el aire se precaliente a la temperatura más adecuada sin deterioramiento de los "checkers" y otras partes constitutivas de los regeneradores.

En este capítulo decidiremos algunas de las soluciones que se consideran las más adecuadas para obtener así el trabajo más eficiente permisible.

Comenzaremos por decidir el arreglo de los ladrillos. Así entre los sistemas más utilizados tenemos:

##### IV.1.2.1 Sistema de Andamio con conductos rectos

Es uno de los más comunes en la construcción de los regeneradores y tiene un buen número de ventajas sobre los otros sistemas tales como grandes superficies de calentamiento; el incremento de turbulencia de los gases y el aire, es bastante elevado; el área de soporte entre ladrillo y ladrillo es mayor que en el sistema celular; la inspección de control y limpieza es muy "cómo

da" y su simplicidad en la colocación son algunas de las ventajas que ofrece este sistema que se muestra a continuación.

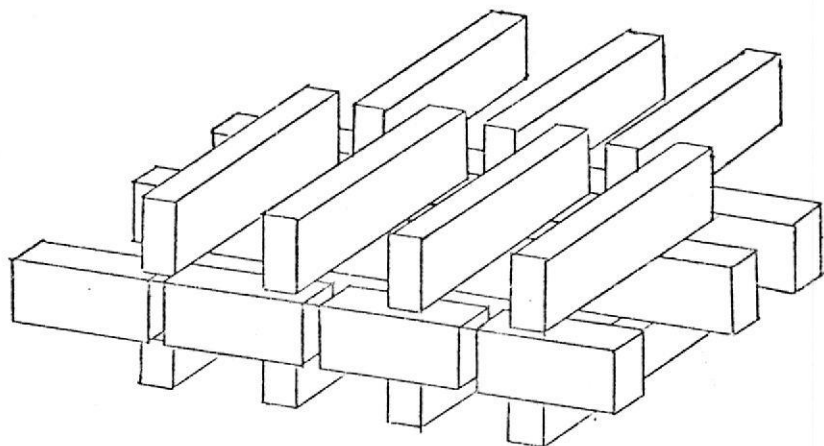


fig. IV.3

Cabe destacar que el elevado porcentaje de turbulencia induce a altos coeficientes de transferencia de calor tal es así, que como ejemplo podemos anotar que bajo ciertas condiciones y conductos de 150 x 150 mm el sistema de arreglo que estamos estudiando tiene coeficientes de transferencia

del orden de los  $0.78 \text{ BTU/hra-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$  contra  $0.59 \text{ BTU/hra-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$  que tiene el sistema "Basket-Weave" bajo las mismas circunstancias.

Las desventajas que nos da este arreglo son las siguientes:

- a. La acumulación de los residuos de la carga en las superficies horizontales expuestas lo cual causa condiciones adversas en la transferencia de calor debido al taponamiento de los checkers.
- b. Area de soporte pequeña en lo que se refiere a las puntas de los ladrillos por lo cual se debe utilizar refractarios de alta resistencia mecánica y calorífica.

Algunas de estas desventajas se pueden resolver en el caso de la causada por los residuos de la carga ya que bastaría un adecuado control y limpieza.

#### IV.1.2.2 Sistema Celular con Canales rectos

Tiene la ventaja de igualizar el flujo de gases y además tiene mayor accesibilidad para su limpieza y control.

Su desventaja radica en su pobre estabilidad debido a la pequeña área de soporte de los ladrillos.

Este sistema de acomodo se utiliza con ladrillos de alto contenido de alúmina, principalmente en las filas bajas y en combi-

nación de otros arreglos.

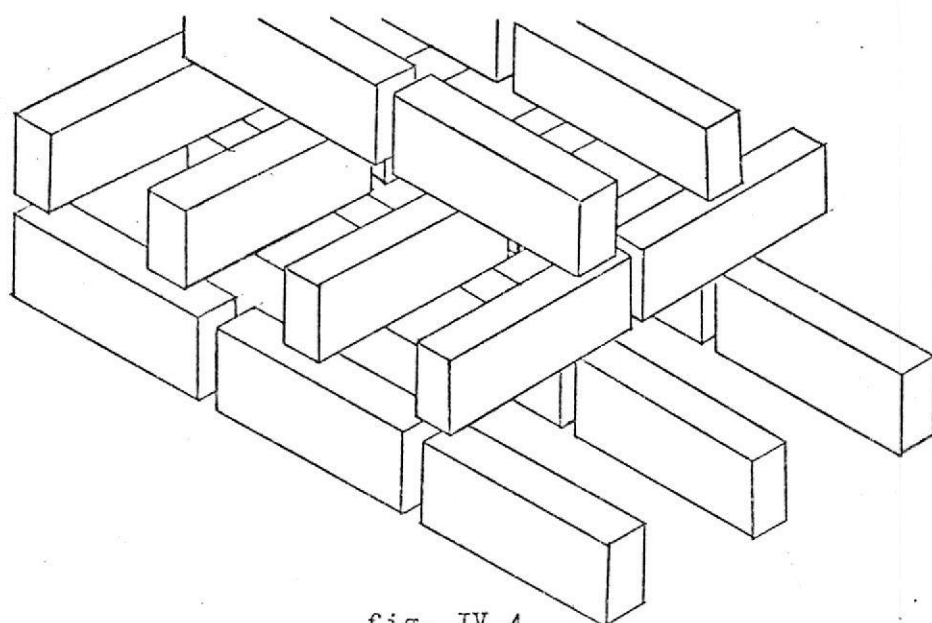


fig. IV.4

#### IV.1.23 Sistema "Basket - Weave"

Este sistema mostrado a continuación se ca racteriza por el incremento de estabilidad debido a las grandes áreas de soporte.

Aquí la concentración de residuos es muy poca excepto sobre las superficies hori - zontales superiores.

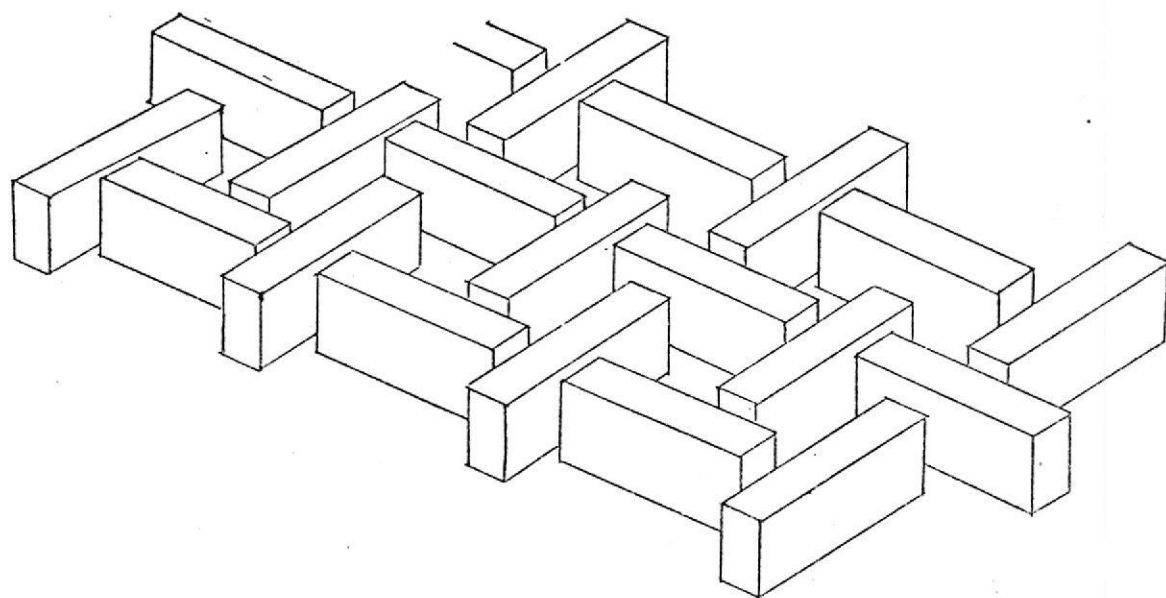


fig. IV.5

Este arreglo de ladrillos se caracteriza por tener una alta inercia térmica relativa con el incremento de volumen, lo cual reduce la caída de temperatura de calentamiento del aire durante el período en que éste circula.

Entre los inconvenientes que afectan a este acomodo tenemos el incremento de la carga mecánica sobre los arcos inferiores;

su inspección y limpieza es complicada, lo cual causa la exclusión de superficies activas de los canales individuales sobre su altura cuando los canales se taponan.

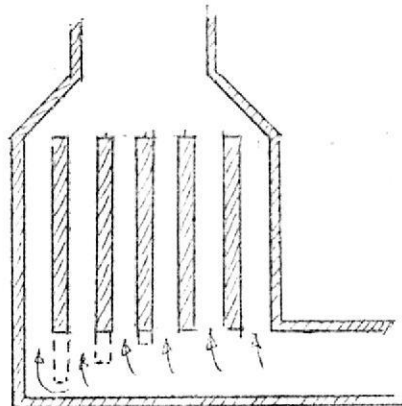
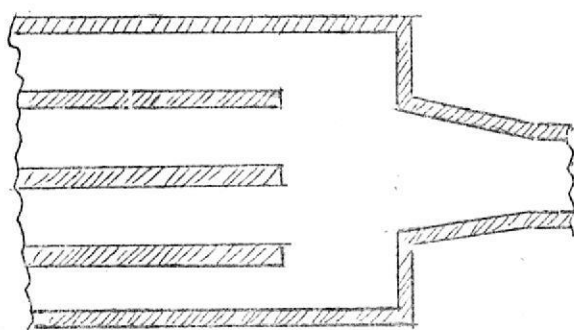
De estas tres clases de arreglo, escogeremos el primero o sea el Sistema de Andamio con Conductos Rectos, ya que muestra ciertas ventajas sobre los otros y su relativa facilidad para ser trabajado lo hace muy conveniente.

Otra circunstancia que influye notablente sobre la eficiencia de un regenerador es la que tiene que ver con la distribución de las corrientes, sean éstas de aire o de gases. Ya en el capítulo anterior indicamos o definimos esta "falla" que incide en el funcionamiento de los regeneradores. Veremos ahora la forma de solucionarla de la manera más apropiada.

Dos son las soluciones determinadas por la experiencia. La primera consiste en distribuir de una manera más conveniente las corrientes por medio de paredes adicionales (ver figura IV.6).

La otra solución (figura IV.7) es disminuir la velocidad de entrada de los gases por medio de formas apropiadas de los flues. Para tal efecto la forma expuesta en la figura IV.7 debe tener un ángulo que no exceda los 20°.

Estas dos posibilidades funcionan bien cuando se trata de controlar los gases entrantes, no así para las corrientes salientes, por lo que para nuestro caso nos decidire-

Fig. IV-6<sup>(8)</sup>Fig. IV-7<sup>(8)</sup>

mos por la segunda alternativa que es una forma adecuada de flue y además sumaremos a ésta una solución que se utiliza muy a menudo y es la que manifiesta que el área del flue donde se une a la cámara del regenerador no debe ser menor que un cuarto del área transversal del regenerador.

Veamos ahora los factores que determinan los tiempos que deben durar los intervalos de calentamiento y enfriamiento.

Usualmente los tiempos antes mencionados son de 1/2 hora. Si estos fueran más largos las fluctuaciones de temperatura en el horno llegarían a ser muy marcadas trayendo como consecuencia defectos en los productos a elaborarse. Estas variaciones son desde ya bastante apreciables en los períodos de 1/2 hora, lo cual constituye una de las desventajas del sistema regerativo.

Las variaciones de temperaturas pueden reducirse haciendo mas frecuente los períodos. Pero ésto nos lleva a tener mayores pérdidas por los "cambios"; a ésto podemos sumar el hecho de que en cada transición el horno queda sin fuente de calor por unos 40 segundos, tardando varios minutos en recuperar su temperatura de trabajo. Por esto en vista de lo anteriormente mencionado los períodos más comunmente utilizados varían entre 30 y 15 minutos.

Como hemos mencionado antes las pérdidas de calor en los regeneradores son del orden del 3 al 10 por ciento, lo cual hace que la eficiencia de los mismos se vea un tanto disminuida. Pero ésto se podría evitar aislando las paredes, aunque entraríamos en una situación más compleja, ya que hemos analizado en capítulos anteriores los problemas que se derivan de esta solución son muy variados por lo que para nuestro estudio consideraremos que las pérdidas son del orden del 5%.

#### IV.1.3 Estudio de los materiales

Al efectuar el estudio de los materiales nos concre



taremos a hacer un análisis muy breve en lo que respecta a la bóveda, paredes, arcos de soporte y piso del regenerador para luego entrar a estudiar con mayor detenimiento lo referente a los ladrillos que van a ser las veces de receptores y transmisores de calor.

- a. Bóveda del regenerador.- Esta sección está ubicada en la parte superior y muy cerca de los pórticos de lo que se puede deducir que las temperaturas en este sitio en el momento que salen los gases de combustión son bien altas (alrededor de 2200°F). A esto se debe sumar el hecho de que el aire de combustión que entra en el otro "cambio" estará a temperatura inferior por lo que va a existir un choque térmico de relativa magnitud.

Por el hecho de estar cerca de los pórticos, esta zona se verá fuertemente atacada por los vapores alcalinos que desprenden los gases de combustión y también por los polvos finos que se arrastran de la mezcla de materias primas que entran al horno, por lo que los ladrillos a utilizarse deben ser resistentes al choque térmico y al ataque de los abrasivos calientes. Los ladrillos serán entonces aquellos que están bajo la denominación de "Superduty Fire Clay", los mismos que poseen la característica de ser resistentes al choque térmico y a los abrasivos calientes, así como también a los polvos corrosivos de la mezcla.

- b. Paredes del regenerador.- Paredes externas.- Estas paredes alcanzan, al igual que la bóveda, temperaturas elevadas cuando están cerca de los pórticos y temperaturas más bajas en su parte inferior, es decir que también van a experimentar choques térmicos pero de menor magnitud que la

bóveda. No tendrán un ataque fuerte proveniente de los abrasivos ya que estarán más o menos protegidas por los ladrillos checkers. Por lo tanto se deberán utilizar ladrillos "Super Duty", los mismos que poseen las mismas características de los anteriores pero en menor proporción.

Paredes internas.- Estas si van a sufrir severos choques ya que al igual que los checkers van dentro del regenerador por lo cual se recomienda el mismo ladrillo utilizado para la bóveda, o sea, el "Super Duty Fire Clay."

- c. Piso de soporte.- Esta zona colocada en la parte inferior no va a sufrir variaciones marcadas de temperatura, pero en cambio va a estar sometida a presiones altas debido al peso de los checkers, por esta razón se recomienda también el ladrillo "Super Duty Fire Clay".
- d. Arcos de Soporte.- Al igual que el piso se van a someter a altas presiones, por lo que se aconseja utilizar el mismo ladrillo anterior.
- e. Piso del Regenerador.- Esta sección se encuentra en la parte baja y la temperatura en este sitio es pequeña, además hay poco ataque químico, por lo cual se debe utilizar un refractario de las especificaciones de los "First Quality Fire Brick".

Pasaremos ahora a analizar lo referente a los ladrillos "CHECKERS". Como hemos dicho anteriormente uno de los fenómenos que más perjudica a estos ladrillos es la corrosión, la misma que es incentivada de manera especial por las altas temperaturas, por lo cual la parte que más se verá afectada por el fenómeno antes mencionado es la parte alta de los ladrillos.

bajando en intensidad en las filas inferiores.

Es por esta razón que se recomienda el uso de ladrillos básicos de Magnesita en las primeras filas, o sea las que están más cerca de los pórticos y ladrillos de Fire Clay en las zonas inferiores.

Analizando ahora cada una de las calidades de ladrillos, vamos a definir algunas propiedades para clarificar aún más la razón por la cual se los ha escogido.

El análisis químico, la porosidad y la densidad son quizás los factores más importantes, ya que conociéndolos podemos formarnos un concepto claro del comportamiento de los refractarios, según el sitio que se ha escogido para ser utilizados.

En términos de corrosión podemos decir que los ladrillos con alto contenido de óxidos básicos tienen una baja resistencia a la corrosión en zonas que se hallen en contacto con el vidrio, pero esta resistencia se eleva muchísimo en las secciones que van a ser atacadas solamente por gases.

Refiriéndonos a la porosidad podemos decir que un ladrillo refractario será más resistente a la acción de la corrosión cuanto más baja sea su porosidad. Tomando como referencia que los ladrillos de Zirconio tienen una porosidad de "1", también estos ladrillos tendrán una alta resistencia al deterioro interfacial. La porosidad tiene una gran importancia especialmente cuando se está considerando refractarios que están en contacto con el vidrio.

Otra característica importante de los ladrillos o materiales refractarios es la "Temperatura Máxima Permisible". Esto es muy significativo para evitar fallas debido a la escasa resistencia de un material a

## BIBLIOGRAFÍA

la temperatura del sitio donde están instalados, sin embargo en muchas aplicaciones de los hornos de vidrio esta temperatura es muchas veces una función de la composición de los gases y vapores que actúan sobre los gases en cuestión.

En lo que respecta a la conductividad térmica, esta propiedad de los materiales usados en los hornos es muy importante para los cálculos de transferencia de calor (enfriamiento o calentamiento). Algunos autores aseveran que para composiciones de igual porosidad la conductividad térmica se incrementa con el aumento del contenido de alúmina, sin embargo está establecido más generalmente que con una composición química constante, la conductividad térmica se incrementa con la disminución de la porosidad y el lógico aumento de la densidad.

En cuanto a la Expansión térmica, esta es quizás junto con la conductividad térmica las dos características mayormente tomadas en consideración para el cálculo y selección de los materiales refractarios, ésto se debe principalmente a que la composición mineralógica y química son los principales factores que controlan la expansión térmica mientras que la porosidad tiene un efecto casi despreciable para cualquier composición química dada. Como se comprenderá el conocimiento adecuado de esta característica nos da una completa seguridad en lo que respecta a la estabilidad mecánica de la instalación de cualquier tipo de horno en el que intervengan refractarios. Si analizamos la figura que sigue.

Podemos darnos cuenta, por ejemplo que entre los 32°F y los 600°F la Sílice tiene una curva de expansión muy pronunciada a diferencia del "Super Duty Fire Clay" cuya curva de expansión es casi lineal. Por todo lo antedicho y con referencia al cuadro que sigue, pode

mos decir que los materiales seleccionados poseen las características apropiadas para desempeñar un trabajo satisfactorio.

Como un análisis breve consideremos a la magnesita tiene una expansión térmica muy pronunciada entre los 600 y 2400 °F, que va desde el 0.24% al 1.5%, tiene un límite de temperatura de 3200 °F. Es fácilmente atacada por los abrasivos ácidos, pero no por los básicos. Esto nos lleva a concluir que su selección ha sido convenientemente hecha.

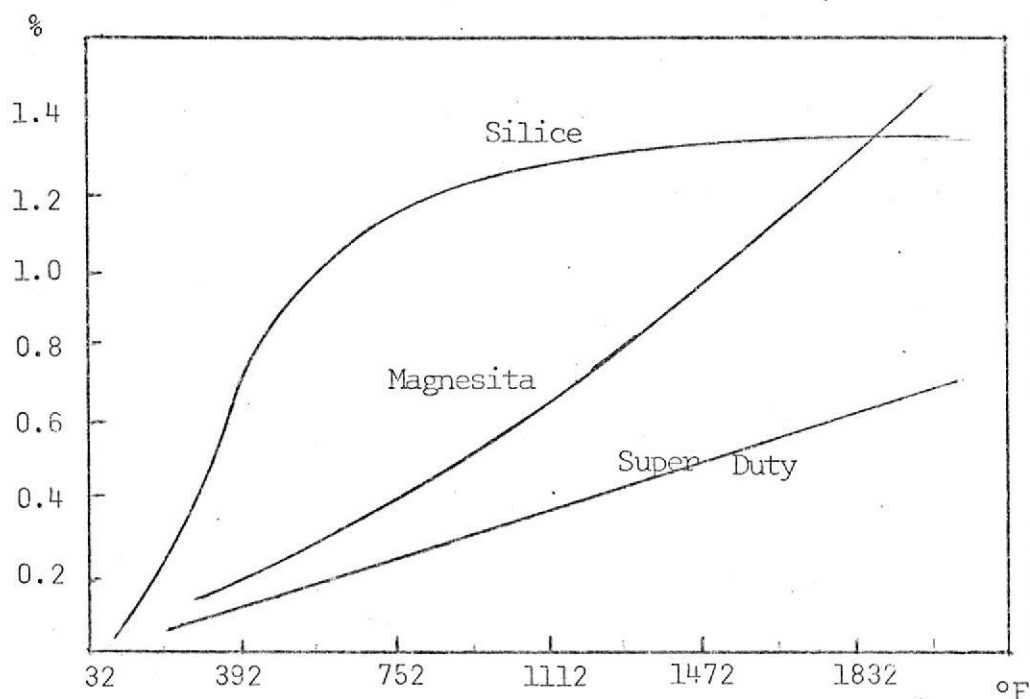


Fig. IV-8<sup>(3)</sup>

## IV.1.4 Estudio de transferencia de calor

## Cálculo de la altura de los checkers

Como ya hemos determinado anteriormente, para el cálculo de los regeneradores, utilizaremos el método aplicado por Ginzburg<sup>(4)</sup> con los datos siguientes:

Temperatura de salida de gases = 2192 °F

Temperatura del aire precalentado = 1800 °F

Calor específico medio del aire  $\bar{c}_3 = 6.42$  entre 1904 y 77 °F

Consumo de aire  $\omega_a = 10.74 \times \omega_{\text{comb}}$  IV-1

$\omega_{\text{comb}} = 54.4 \text{ lb-mol}/T_{\text{vidrio}}$  (Dato pag. 52)

$\omega_a = 10.74 \times 54.4 = 584.2 \text{ lb-mol}/T_{\text{vidrio}}$

Para utilizar los gráficos de las páginas 16-17 transformaremos  $\omega_3$  a  $\text{pie}^3/\text{seg.}$  así:

$$584.2 \frac{\text{lb-mol}}{T_{\text{vidr}}} \times \frac{50 \text{ Ton}}{24 \text{ horas}} \times \frac{1 \text{ hora}}{3600 \text{ seg.}} \times \frac{29 \text{ lb}}{\text{lb-mol}}$$

$$\times \frac{1 \text{ pie}^3}{0.047 \text{ lb}} = 131.0 \frac{\text{pie}^3}{\text{seg}}$$

Ahora para  $\omega_g$  (consumo de gases) tenemos que es igual a:

$\omega_g = 8.16 + 11.73 \omega_{\text{comb}}$  (Dato pag. 46) IV-2

$\omega_g = 8.16 + 11.73 (54.4) = 646.3 \text{ lb-mol}/T_{\text{vidrio}}$

Pero debemos aplicar la fórmula  $PV = mRT$ , ya que hay variaciones con la presión y la temperatura. Entonces siendo

$$V = \frac{mRT}{P} = \frac{1545 \times 646 \times 9/5(30 + 273)}{14.7 \times 144} = 244696 \text{ lb-mol}/T_v$$

IV-3

Reduciendo este resultado a  $\frac{\text{lb-mol}}{\text{seg}}$

$$244696 \frac{\text{Lb-mol}}{\text{Ton vid}} \times \frac{50 \text{ Ton}_v}{24 \text{ horas}} \times \frac{1 \text{ hora}}{3600 \text{ seg.}}$$

$$= 141.6 \frac{\text{lb.-mol}}{\text{seg.}}$$

$$Q_{\text{gas}} = \omega_g C_g (2192 \text{ } ^\circ\text{F} - 77 \text{ } ^\circ\text{F})$$

IV-4

$$= 646.3 \text{ lb-mol}/T_v \times 8.39 \text{ BTU/lb-mol-}^\circ\text{F} \times 2115 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$= 11.46 \times 10^6 \text{ BTU}/T_v$$

Transformando este resultado a BTU/seg

$$11.46 \times 10^6 \frac{\text{BTU}}{\text{Ton}_v} \times \frac{50 \text{ Ton}_v}{24 \text{ horas}} \times \frac{1 \text{ hora}}{3600 \text{ seg.}} = 6632 \text{ BTU/seg}$$

$$Q_{\text{aire}} = \omega_a C_a (1800 \text{ } ^\circ\text{F} - 77 \text{ } ^\circ\text{F})$$

IV-5

$$= 534.2 \text{ BTU}/\text{Ton}_v \times 6.42 \text{ BTU/lb-mol-}^\circ\text{F} \times 1723^\circ\text{F}$$

$$= 6.46 \times 10^6 \text{ BTU}/\text{Ton}_v$$

Transformando igualmente este resultado (por el procedimiento anterior), se obtiene que

$$Q_{\text{aire}} = 3738.4 \text{ BTU/seg}$$

En lo que respecta a  $Q_{\text{pérdidas}}$  asumiremos que son del

orden del 5% de  $Q_{\text{gas}}$ . Entonces

$$Q_{\text{pérdidas}} = 11.46 \times 10^6 \times 5/100 = 0.573 \times 10^6 \text{ BTU/Ton}_V$$

o también

$$Q_{\text{pérdidas}} = 6632 \times 5/100 = 331.6 \text{ BTU/seg.}$$

Calculemos ahora la temperatura a la que salen los gases del regenerador

$$Q_{\text{salida}} = Q_{\text{gas}} - Q_{\text{aire}} - Q_{\text{pérdidas}} \quad \text{IV-6}$$

$$\begin{aligned} \omega_g C_g (T_1 - T_2) &= 11.46 \times 10^6 - 6.46 \times 10^6 - 0.51 \times 10^6 \\ &= 443 \times 10^6 \text{ BTU/Ton}_V \end{aligned}$$

$$T_{\text{salida}} = \frac{77 \omega_g C_g + 4.43 \times 10^6}{\omega_g C_g} \quad \text{IV-7}$$

$$= \frac{646.3 \times 8.39 \times 77 + 4.43 \times 10^6}{646.3 \times 8.39} = 894 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Con estos datos podemos calcular la temperatura media la misma que viene dada por

$$T_m = \frac{T_g + T_{\text{salida}} - (T_a + T_{\text{amb}})}{2} \quad \text{IV-8}$$

Donde:

$T_g$  = Temperatura de los gases de salida del horno

$T_{\text{sal}}$  = Temperatura de gases saliendo del regenerador

$T_a$  = Temperatura del aire entrando al horno



$T_{amb}$  = Temperatura del aire entrando al generador

Por lo que, reemplazando valores,

$$T_{media} = \frac{2192 + 894 - (1800 + 86)}{2}$$

$$= 600 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Ahora bien, sabemos que  $\omega_a = 131 \text{ pie}^3/\text{seg}$  (dato pg.69) y asumiendo que la velocidad del aire  $v_a$  es igual a  $0.984 \text{ pie}/\text{seg}$ . aplicando la relación de continuidad  $\omega_g/v_g = \omega_a/v_a$  se obtiene que

$$v_g = \frac{\omega_g \cdot v_a}{\omega_a} = \frac{144.7 \times 0.984}{131} = 1.087 \text{ pie}/\text{seg.} \quad \text{IV-9}$$

Donde:

$v_a$  = velocidad del aire

$v_g$  = velocidad del gas

$\omega_g$  = velocidad másica del gas

$\omega_a$  = velocidad másica del aire

Con estos datos y las temperaturas ya calculadas pasaremos a los siguientes gráficos, para obtener nuestros valores de interés.

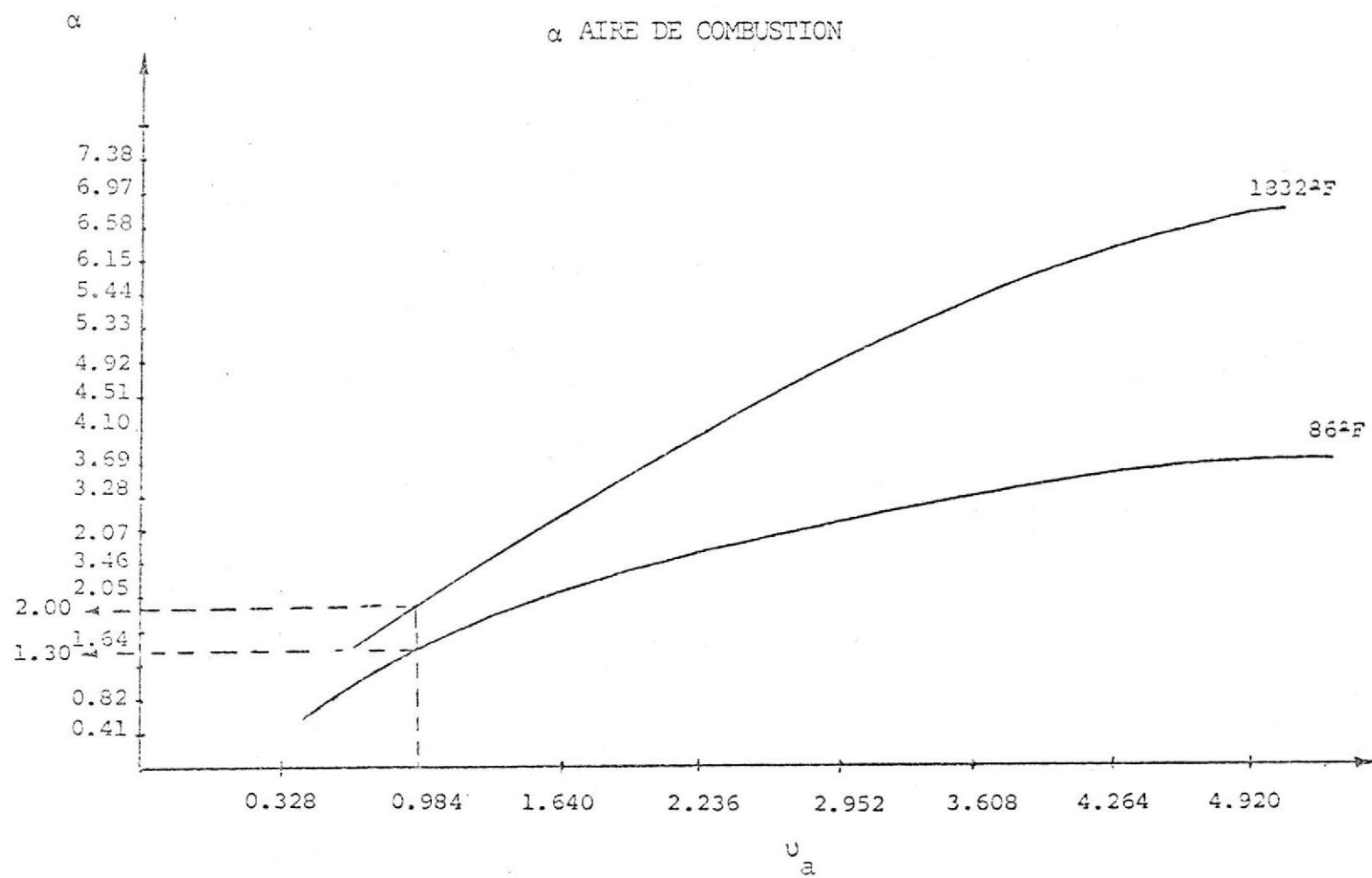


Fig. IV.9

# α GASES DE COMBUSTION

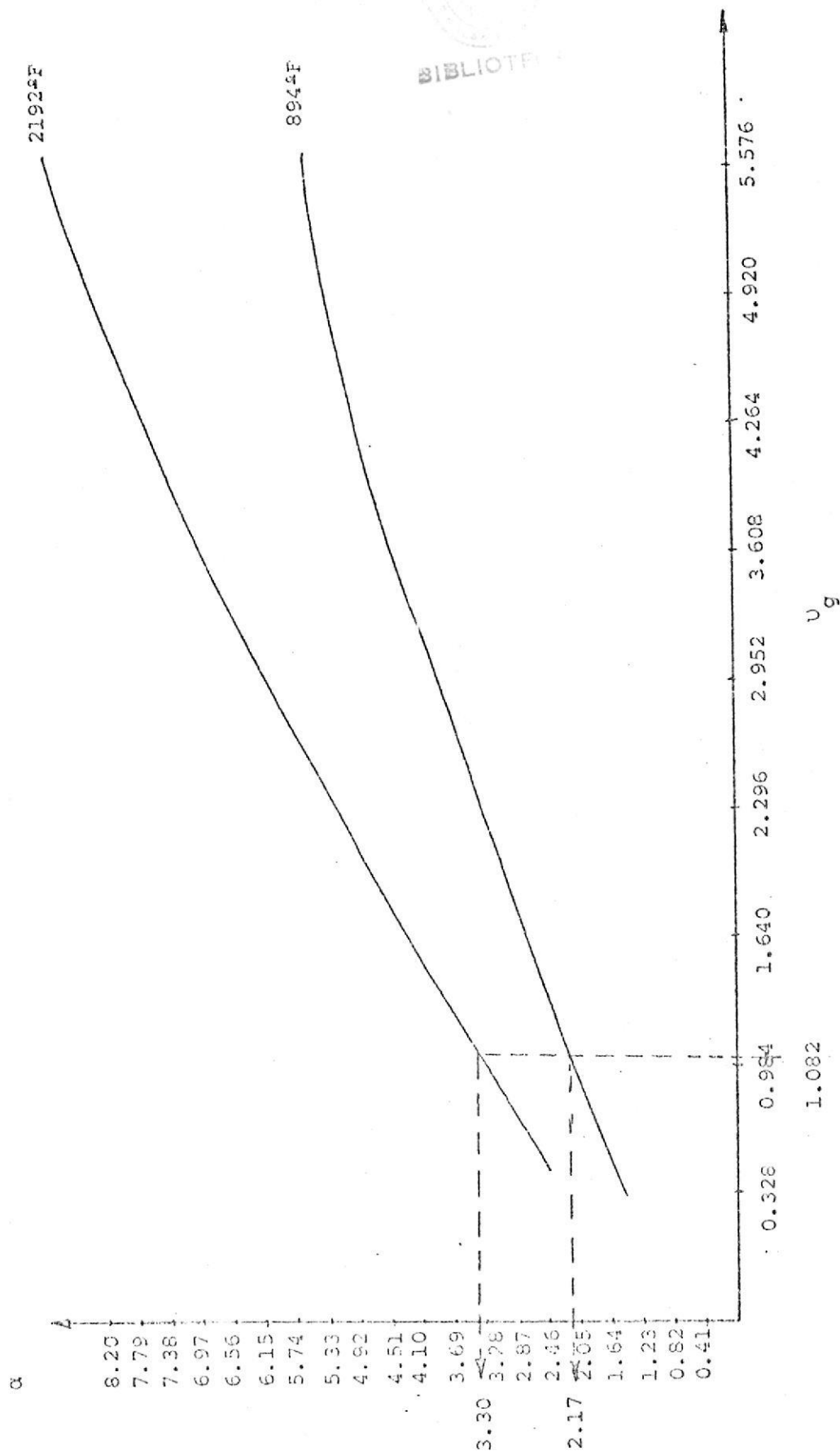


Fig. IV.10

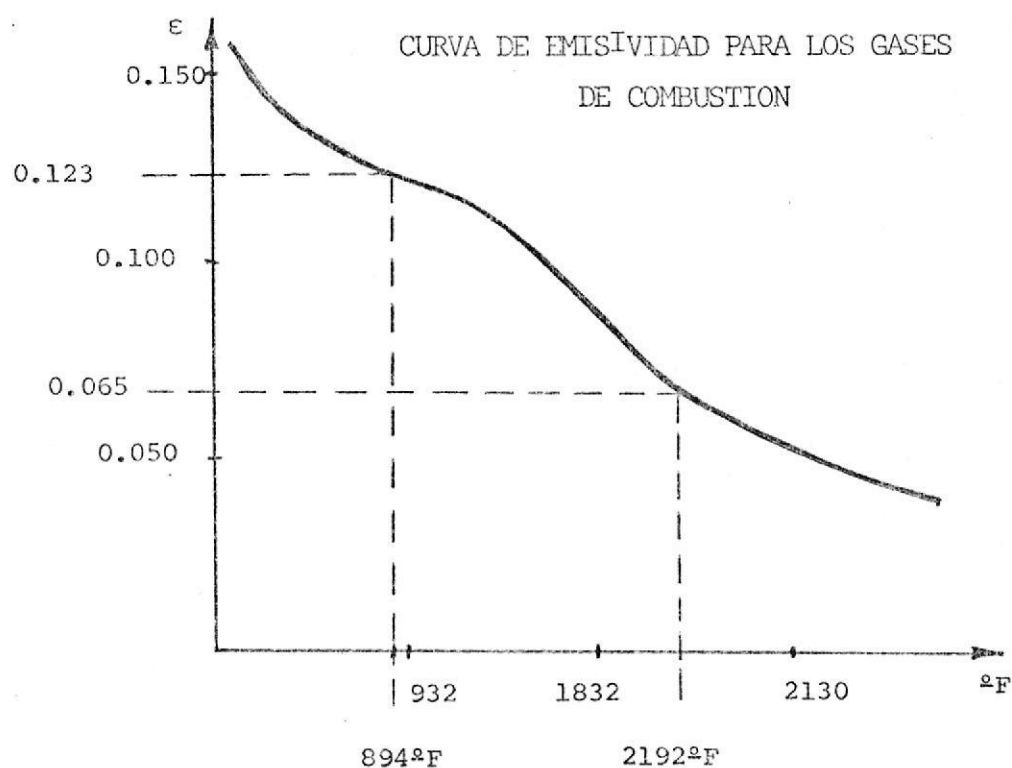


Fig. IV.11

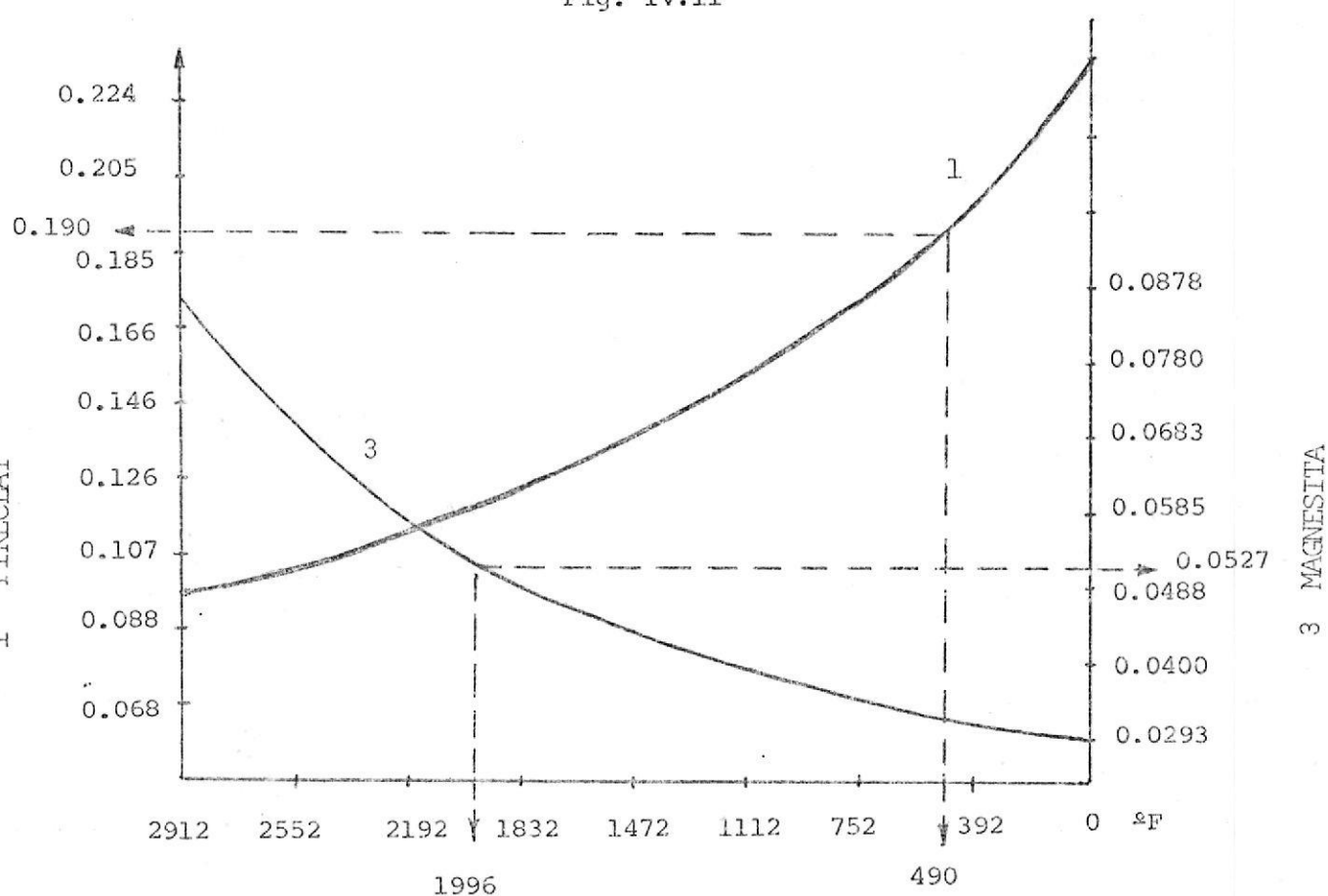


Fig. IV.12

A partir de la figura IV.9, para

$$T_{\text{sup}} = 1800^{\circ}\text{F} \quad \alpha_1 \approx 2.0 \frac{\text{BTU}}{\text{Hra-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}}$$

$$v_a = 0.984 \text{ pie/s}$$

$$T_{\text{inf}} = 86^{\circ}\text{F} \quad \alpha_2 \approx 1.3 \frac{\text{BTU}}{\text{Hra-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}}$$

De la figura IV.10 (  $\alpha$  gases de combustión), para

$$T_{\text{sup}} = 2192^{\circ}\text{F} \quad \alpha_1 \approx 3.3 \frac{\text{BTU}}{\text{Hra-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}}$$

$$v_g = 1.087 \text{ pie/s}$$

$$T_{\text{inf}} = 894^{\circ}\text{F} \quad \alpha_2 \approx 2.17 \frac{\text{BTU}}{\text{Hra-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}}$$

De la figura IV.11 (Curva de la Emisividad) para

$$T = 2192^{\circ}\text{F} \quad \epsilon_1 = 0.065$$

$$T = 894^{\circ}\text{F} \quad \epsilon_2 = 0.123$$

Aplicando la fórmula de Ginzburg<sup>(4)</sup> pag. 16, calcularemos el coeficiente de transmisión de calor por radiación  $\alpha_{\text{rad}}$  superior e inferior. Así

$$\alpha_{\text{rad sup}} = \frac{0.174 \times 0.065 \left(\frac{2456}{100}\right)^4 \left[1 - \left(\frac{2456}{2192 + 460}\right)^{3.6}\right]}{(2192 + 460) - 2456}$$

En donde el valor de 2456 se obtiene de  $\frac{2192 + 1800}{2} + 460$

(dato pág. 69 )

Entonces

$$\alpha_{\text{rad sup}} = 5.243 \text{ BTU/hra-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}$$

Y para determinar  $\alpha_{\text{rad inf}}$

$$\alpha_{\text{rad inf}} = \frac{0.174 \times 0.123 \left( \frac{894 + 460}{100} \right)^4}{(894 + 460) - 911} \left[ 1 - \left( \frac{911}{894 + 460} \right)^{3.6} \right]$$

donde el valor de 911 proviene de  $\frac{894 + 86}{2} + 460$

luego

$$\alpha_{\text{rad inf}} = 1.3 \text{ BTU/hra-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}$$

Y por último, a partir de la figura IV.12 obtenemos los valores de "a", que como ya dijimos anteriormente, representa el coeficiente de transmisión de calor del ladrillo.

Para facilidad de cálculo, deberemos especificar

$$a = \frac{1}{\alpha_L} = \frac{1}{\frac{\text{BTU}}{\text{periodo-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}}} \quad \text{IV-10}$$

$$\text{Para Magnesita a} \quad \frac{2192 + 1800}{2} = 1966 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$a = 0.0527 = \frac{1}{\alpha_L} = \frac{1}{18.9 \frac{\text{BTU}}{\text{PERIODO-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}}}$$

$$\text{Para Fireclay a} \quad \frac{894 + 86}{2} = 490 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$a = 0.1904 = \frac{1}{\alpha_L} = \frac{1}{5.25 \text{ BTU/periodo-pie}^2 - ^\circ\text{F}}$$

Luego a partir de la fórmula

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{(\alpha_r + \alpha_c)_g \cdot Z} + \frac{1}{(\alpha_c)_a \cdot Z} + \frac{1}{\alpha_L} \quad \text{IV-11}$$

$$\frac{1}{K_{\text{sup}}} = \frac{1}{(5.243 + 3.3) \frac{\text{BTU}}{\text{hora-pie} - ^\circ\text{F}} \frac{0.5 \text{ hora}}{\text{período}}}$$

$$+ \frac{1}{\frac{2 \text{ BTU}}{\text{hora-pie} - ^\circ\text{F}} \frac{0.5 \text{ hra}}{\text{período}}}$$

$$+ \frac{1}{18.9 \frac{\text{BTU}}{\text{período-pie}^2 - ^\circ\text{F}}}$$

$$1/K_{\text{sup}} = 1.287 \text{ periodo-pie}^2 - ^\circ\text{F/BTU}$$

De igual manera

$$\frac{1}{K_{\text{inf}}} = \frac{1}{(1.3 + 2.16) 0.5} + \frac{1}{1.3 \times 0.5} + \frac{1}{5.25} \quad \text{IV-12}$$

$$= 2.3 \text{ periodo-pie}^2 - ^\circ\text{F/BTU}$$

$$K_{\text{medio}} = \frac{1/1.287 + 1/2.3}{2} = 0.6059 \text{ BTU/periodo-pie}^2 - ^\circ\text{F}$$

Ahora, la superficie de calentamiento necesaria la determinamos a partir de la expresión

$$S_c = \frac{(Q_{\text{aire}} + Q_{\text{pérdidas}}/2) \times Z \times 3600}{K_{\text{medio}} \times T_{\text{medio}}} \quad (\text{pág. 20}) \quad \text{IV-13}$$

$$= \frac{(3737.8 + 331.6/2) \text{ BTU/seg} \times 0.5 \text{ hra/period} \times 3600 \text{ seg/hra}}{0.6059 \text{ BTU/periodo-pie}^2 \cdot ^\circ\text{F} \times 600^\circ\text{F}}$$

$$\text{de donde } S_c = 19328 \text{ pie}^2$$

El volumen de los checkers en el regenerador será igual a:

$$\text{Vol} = S_c / A_c = \frac{19328 \text{ pie}^2}{4.6 \text{ pie}^2/\text{pie}^3} = 4198.3 \text{ pie}^3 \quad \text{IV-14}$$

$$\text{Pero } A = \frac{w_a}{v_a \left( \frac{\delta}{\delta + s} \right)^2} \quad (\text{dato pág. 18}) \quad \text{IV-15}$$

$$A = \frac{131}{0.984 \left( \frac{5.15}{5.15 + 25} \right)^2} = 293.7 \text{ pie}^2$$

Luego la altura h viene dada por

$$h = 4198.3 \text{ pie}^3 / 292.7 \text{ pie}^2 = 14.29 \text{ pies}$$



El valor de  $4.6 \text{ pie}^2/\text{pie}^3$  es la superficie específica de calentamiento para nuestro sistema de arreglo.

AIRE PREC	ALT. CHECKERS
2100°F	28.2 pies
1904°F	17.5 pies
1800°F	14 pies
1600°F	9.3 pies
1400°F	6.6 pies

Tabla IV.1

#### IV.1.5 Estudio de las dimensiones y estructura

Se ha establecido por los cálculos efectuados anteriormente que las dimensiones del regenerador calculado son: 14 pies de altura de checkers y  $292.3 \text{ pies}^2$  de sección transversal. Ahora nos toca adaptar estas medidas a la estructura misma para lo cual empezaremos definiendo las distintas partes de que se compone un regenerador.

1. Bóveda superior
2. Pórticos
3. Arcos de soporte
4. Piso de soporte
5. Paredes
6. Puertas para cambio de checkers
7. Ceniceros de limpieza

Ver dibujo R-1

Bóveda Superior.- Como su nombre lo indica, está colocada encima del regenerador y sirve de techo del mismo.

Pórticos.- Es el lugar de salida de los gases de combustión y es allí donde ésta sucede, ya que en este sitio también se encuentran los quemadores.

Arcos de Soporte.- Están colocados en la parte inferior y sobre ellos se construye el piso de soporte para colocar o armar el los "checkers."

Piso de Soporte.- Forma la base con los arcos para los "checkers."

Paredes.- Forman el regenerador en si y su espesor depende mucho de la altura misma

Puertas de cambio de "checkers".- Son lugares de acceso al interior de los regeneradores, dando lugar és to a que se puedan cambiar los "checkers" cuando éstos se deterioran.

Ceniceros de limpieza.- Son pequeñas puertas colocadas en la parte inferior que permiten sacar las cenizas que se acumulan en la parte baja.

Con todo lo expuesto anteriormente, pasaremos a cal cular las medidas de las partes anteriores, teniendo en consideración la expansión de los ladrillos por calentamiento.

Es necesario indicar que los "checkers" van a ser colocados en líneas continuas en el sentido transversal del regenerador y en forma alternada en el sentido longitudinal. Con ésto evitaremos que las expansiones en este último sentido sean muy "fuertes". Además asumiremos que los pórticos en número de cinco tienen un ancho de 3 pies y sus paredes de 9 pulgadas, dejando un espacio entre si de 2'3" y a los extremos dos espacios de 3 pies y 1 1/2 pulgadas, la parte posterior y 10 1/2 pulg. la parte anterior (ver figura IV-13 Dibujo R-2)

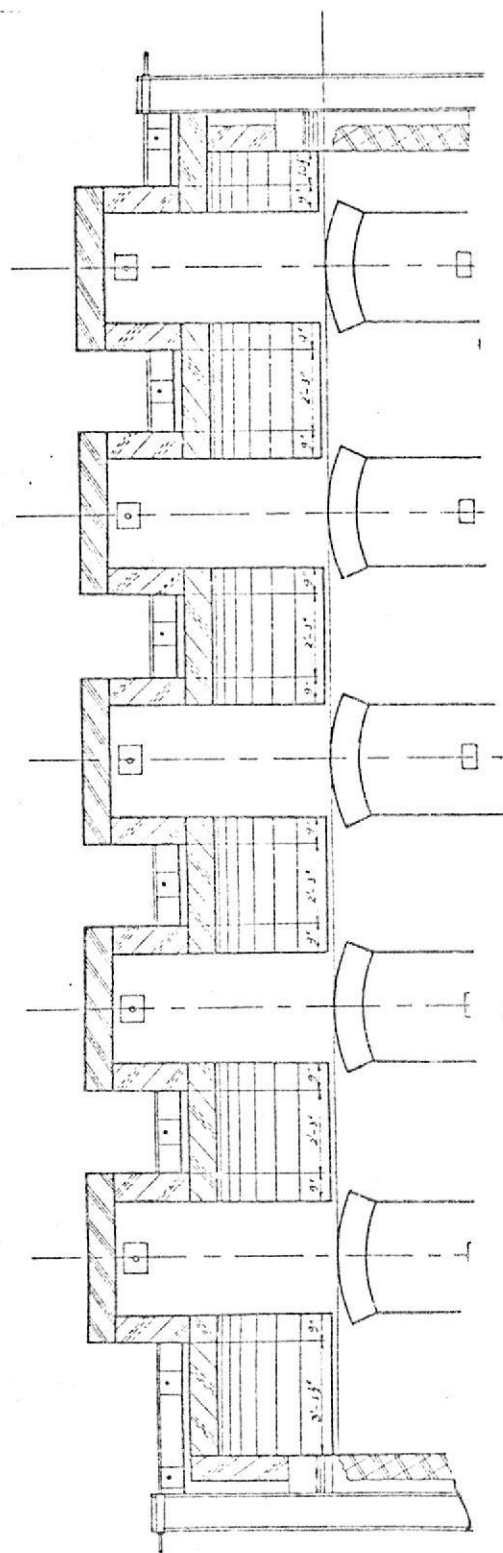


Fig. IV-13

La suma de estas medidas nos da un total de 35.5 pies, por lo que el ancho, será igual a .

$$\frac{292.3 \text{ pies}^2}{35.5 \text{ pies}} = 8.2 \text{ pies}$$

Partiendo de este dato y considerando las expansiones, haremos un reajuste de esta medida, ya que además usaremos clases diferentes de ladrillos: una en la parte superior (Magnesita) y otra en la parte inferior (Fireclay).

La Magnesita se expande a razón de 1/4 de pulgada por pie a los 1400°C (2552°F), y el "Fireclay" se expande 3/32 de pulgada por pie de longitud, a 2552°F. Así:

$$8 \text{ pies} \times \frac{12 \text{ pulg.}}{1 \text{ pie}} = 96 \text{ pulgs.}$$

$$96 \text{ pulg.} \times \frac{1 \text{ ladrillo}}{9 \text{ pulg.}} = 10.6 \text{ ladrillos}$$

Asumiendo entonces 10 ladrillos

$$10 \text{ ladrillos} \times \frac{9 \text{ pulg.}}{1 \text{ ladrillo}} = 90 \text{ pulgs.}$$

$$90 \text{ pulg.} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg.}} = 7'6" = 7.5 \text{ pies}$$

$$7.5 \text{ pie} \times 3/32 \text{ pulg.} \times 1/\text{pie} = 0.7 \text{ pulg.} \approx 1 \text{ pulg.}$$

Luego el ancho del regenerador debe ser

$$10 \text{ ladrillos} \times \frac{9 \text{ pulg.}}{1 \text{ ladrillo}} = 90 \text{ pulg.}$$

$$90 \text{ pulg.} + 1 \text{ pulg. de expansión} = 91 \text{ pulg.} = 7'7"$$

lo cual se puede observar en la figura IV. 14.

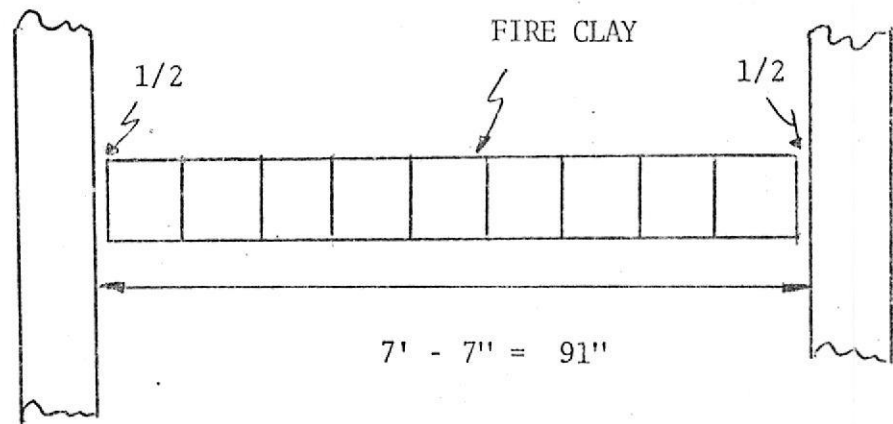


Fig. IV.14

Considerando la medida última calculada, determinaremos ahora la cantidad de ladrillos de magnesita, así: haremos un primer tanteo, tomando 10 ladrillos

$$10 \text{ ladrillos} \times \frac{9 \text{ pulgs.}}{1 \text{ ladrillo}} = 90 \text{ pulgs.}$$

$$90 \text{ pulgs.} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulgs.}} = 7.5 \text{ pies}$$

$$7.5 \text{ pies} \times \frac{1/4 \text{ pulg.}}{1 \text{ pie}} = 1.875 \approx 2 \text{ pulgs.}$$

por lo que los ladrillos más la expansión nos da un total de 92 pulgadas, resultado que sobrepasa la medida de 91 pulgadas, en consecuencia 10 ladrillos no entrarían una vez calentado el regenerador, ante lo cual consideraremos entonces 9 ladrillos (de 9") más 1 ladrillo de 3 pulgadas, luego

$$9 \text{ ladrillos} \times \frac{9 \text{ pulgs.}}{1 \text{ ladrillo}} = 81 \text{ pulgs.}$$

$$81 \text{ pulgs.} + 8 \text{ pulgs.} = 89 \text{ pulgs.}$$

$$89 \text{ pulgs.} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulgs.}} = 7.416$$

$$7.416 \text{ pie} \times \frac{1/4 \text{ pulg. de expansión}}{1 \text{ pie}} = 1.85 \approx 2 \text{ pulg.}$$

Por lo que los ladrillos más la expansión nos da un total de

$$89 \text{ pulgs.} + 2 \text{ pulgs.} = 91 \text{ pulgs.}$$

lo cual nos dice que este número de ladrillos es el correcto (ver fig. IV.15)

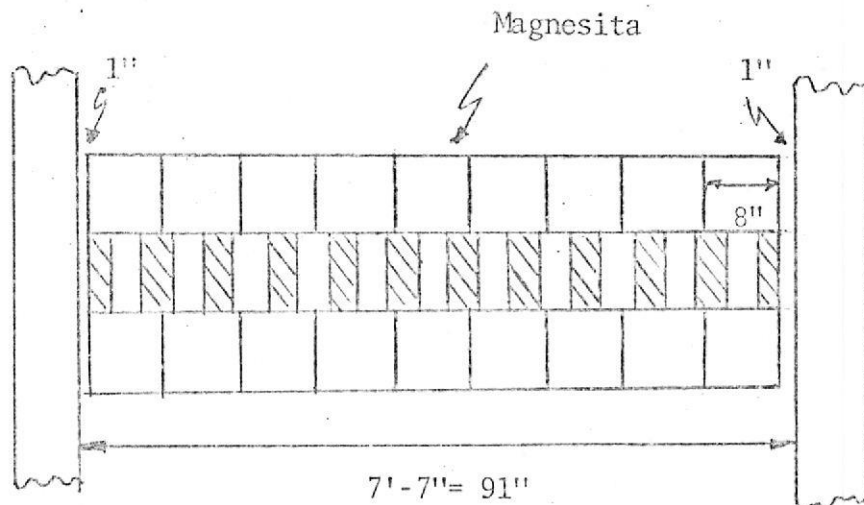


Fig. IV.15

Con esto podemos concluir que las medidas internas en lo que se refiere al ancho y al largo, serían:

$$A = 7 \text{ pies } 7 \text{ pulgadas}$$

$$L = 35 \text{ pies } 6 \text{ pulgadas}$$

Pasemos ahora a determinar la altura del regenerador.

Para ésto primero observemos la altura de los checkers, la cual según cálculos es de 14 pies. Ajustando esta medida a las dimensiones de los ladrillos

$$14 \text{ pies} \times \frac{1 \text{ ladrillo}}{4.5 \text{ pulg.}} \times \frac{12 \text{ pulg.}}{1 \text{ pie}} = 37.3$$

o sea aproximadamente 37 filas de ladrillos, de las cuales, las 10 últimas serán de magnesita. Entonces la altura de checkers es de .....

$$37 \text{ ladrillos} \times \frac{4.5 \text{ pulgs.}}{1 \text{ ladrillo}} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg.}} = 13.875 \text{ pies}$$

A continuación, calcularemos la bóveda de soporte.

La altura de la bóveda asumiremos que es de 22" 3/4"; la luz está determinada por el ancho interior del regenerador, es decir 7'7", el espesor de la bóveda es de 9", por lo tanto, haciendo uso de la tabla de arcos constantes (Catálogo Ap. Green, pag. 184)<sup>(1)</sup>, tenemos

$$\frac{22.75 \text{ pulg. de altura}}{7.58 \text{ pies de luz}} = 3 \text{ pulgs.}$$

$$\text{Radio} = \text{Luz} \times 0.6250 \text{ (dato de la tabla)}^{(1)}$$

$$= 7.58 \text{ pies} \times 0.6250 = 4.73 \text{ pies}$$

$$\text{Diámetro} = 4.73 \text{ pies} \times 2 = 9.475 \text{ pies} \approx 9 \frac{1}{2} \text{ pies}$$

viendo la página 128 del Ap. Green, obtenemos:

45	Nº 1 cuñas	
115	Nº 1-X cuñas	Total 160

Veremos ahora cuantos arcos necesitaremos. Entre arco y arco dejaremos un espacio de 5 1/4 pulg. cada arco tendrá un ancho de 6 3/4 pulg. Por lo tanto si tenemos una longitud de 35 pies 6 pulgadas, haremos una tentativa con 34 arcos, por lo que

$$33 \text{ espacios de } (5 \frac{1}{4} + 6 \frac{3}{4})\text{pulg.} = 33 \text{ pies}$$

$$33 \text{ pies} + \frac{6 \frac{3}{4} \text{ pulg.} \times 2 \text{ (de los extremos)}}{2} =$$

$$= 33 \text{ pies } 6 \frac{3}{4} \text{ pulgs.}$$

$$33' 6 \frac{3}{4}" - 35' 6" - (4 \frac{1}{2} + 4 \frac{1}{2}) =$$

$$= 33' 6 \frac{3}{4}" - (34' 18" - 9") = 1 \text{ pie } 2 \frac{1}{4} \text{ pulg.}$$

$$\frac{1 \text{ pie } 2 \frac{1}{4} \text{ pulg.}}{2} = 6 \text{ pulg.} + 1 \frac{1}{8} \text{ pulg.} = 7 \frac{1}{8} \text{ pulgs.}$$

Esta última medida se da en los extremos de los arcos de soporte, tal como se observa en la siguiente figura:



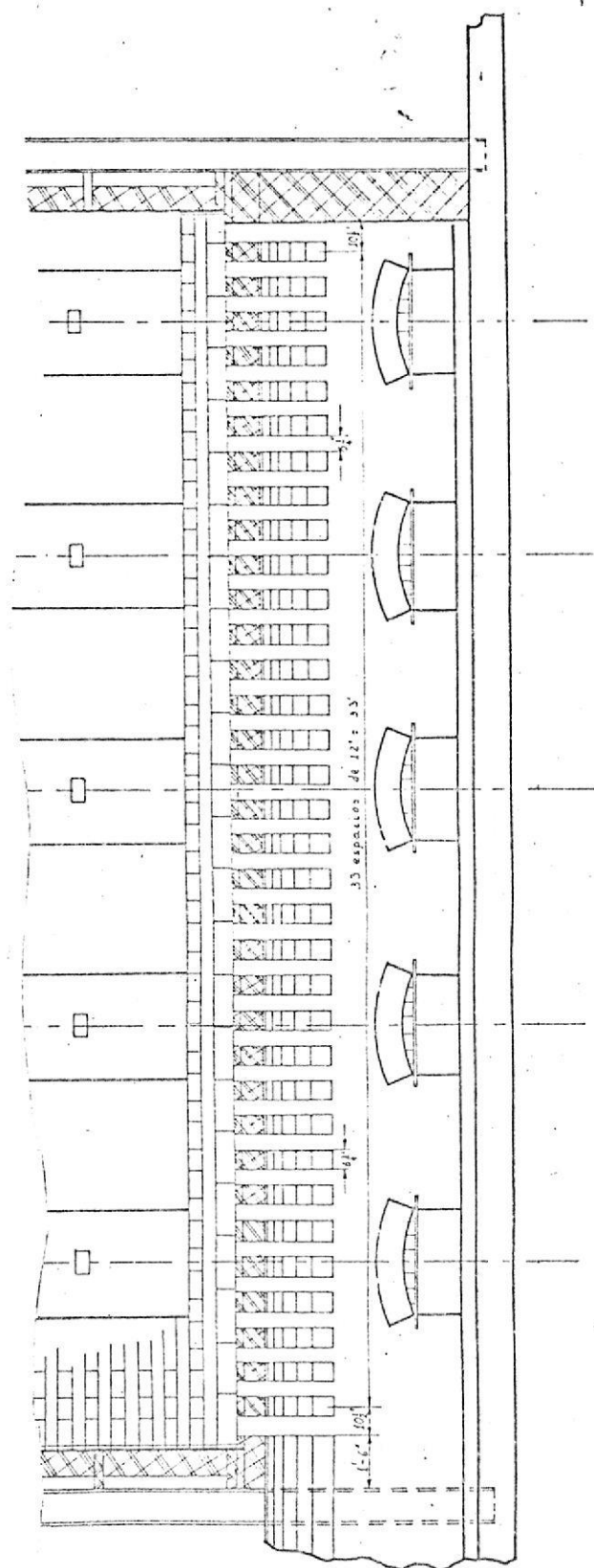


Fig. IV-16

Seguimos ahora con la altura del flue, la cual se asume que es de 3 pies 8 pulgs.

Proseguimos con la bóveda superior. La luz de la bóveda será de 7'7" = 7.58 pies (ancho de los regeneradores).

Utilizando:

un radio  $R = 3.92$  pies

espesor de bóveda  $n = 9$  pulgs

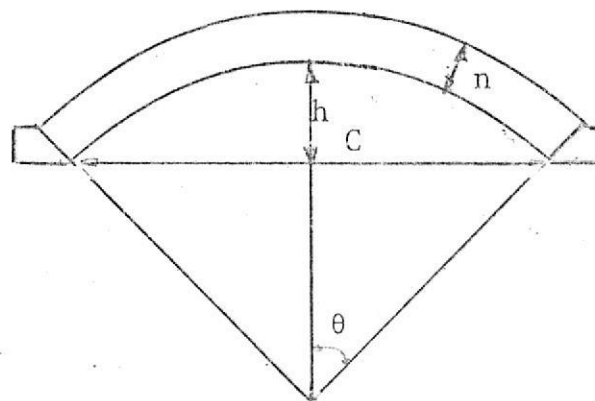


Fig. IV.17

Por lo que, basado en la figura anterior

$$h = R - \sqrt{R^2 - (L/2)^2} \quad \text{IV-16}$$

$$h = 3.92 - \sqrt{3.92^2 - (7.58/2)^2}$$

$$h = 2.92 \text{ pies} \approx 2 \text{ pies } 11 \text{ pulgs}$$

Este cálculo se lo ha hecho en base a lo descrito en el Capítulo IV, pag # 95.

Tanto los soportes inferiores, como la bóveda superior, serán de 9 pulgadas. Entonces la altura del regenerador vendrá dada por:

Altura del piso + altura del flue + altura de la bó  
veda de soporte + espesor de la bóveda de soporte  
+ altura del piso de soporte + altura de los checkers  
+ altura de la bóveda superior + espesor de la bóve  
da superior.

Por lo que

$$\begin{aligned} H_{\text{total}} &= 5'' + 3'8'' + 22 \frac{3}{4}'' + 9'' + 2 \frac{1}{2}'' + 14' + \\ &\quad 2'11'' + 9'' \\ &= 24'9 \frac{3}{4}'' \end{aligned}$$

Las paredes del regenerador serán de 13.5 pies; el espesor de las puertas de 9 pulgs; la altura de las puertas de 13 pies 8 pulgs aproximadamente, el ancho de 3 pies y los ceniceros de 2 pies 7 pulgs con una altura de 1 pie 2 pulgs. y su número de 5 al igual que las puertas, dependiendo, ésto, del número de quemadores.

Con todo lo expuesto anteriormente podemos concluir que las medidas en su totalidad del regenerador están determinadas, quedándonos solamente por realizar los cálculos de la estructura del soporte.

CALCULO DE LAS ESTRUCTURAS.- Al referirnos al cálculo de estructuras, queremos indicar el tamaño y dimensiones de las diferentes partes del hierro que van a sostener tanto las bóvedas como las paredes del regenerador y el peso de los checkers (ver figura IV-16 ).

Primero pasaremos a calcular las vigas que van a soportar las cargas de las bóvedas superiores e inferiores.

Bóveda Inferior.- Sobre ella van a estar colocados los checkers, por lo tanto la viga que sostiene estos arranques es la que mayor trabajo va a realizar, por lo que procederemos a su cálculo asumiendo que es una viga apoyada en seis puntos y sobre la cual hay una carga distribuida normalmente (peso de los checkers), lo que se puede observar en la siguiente figura.

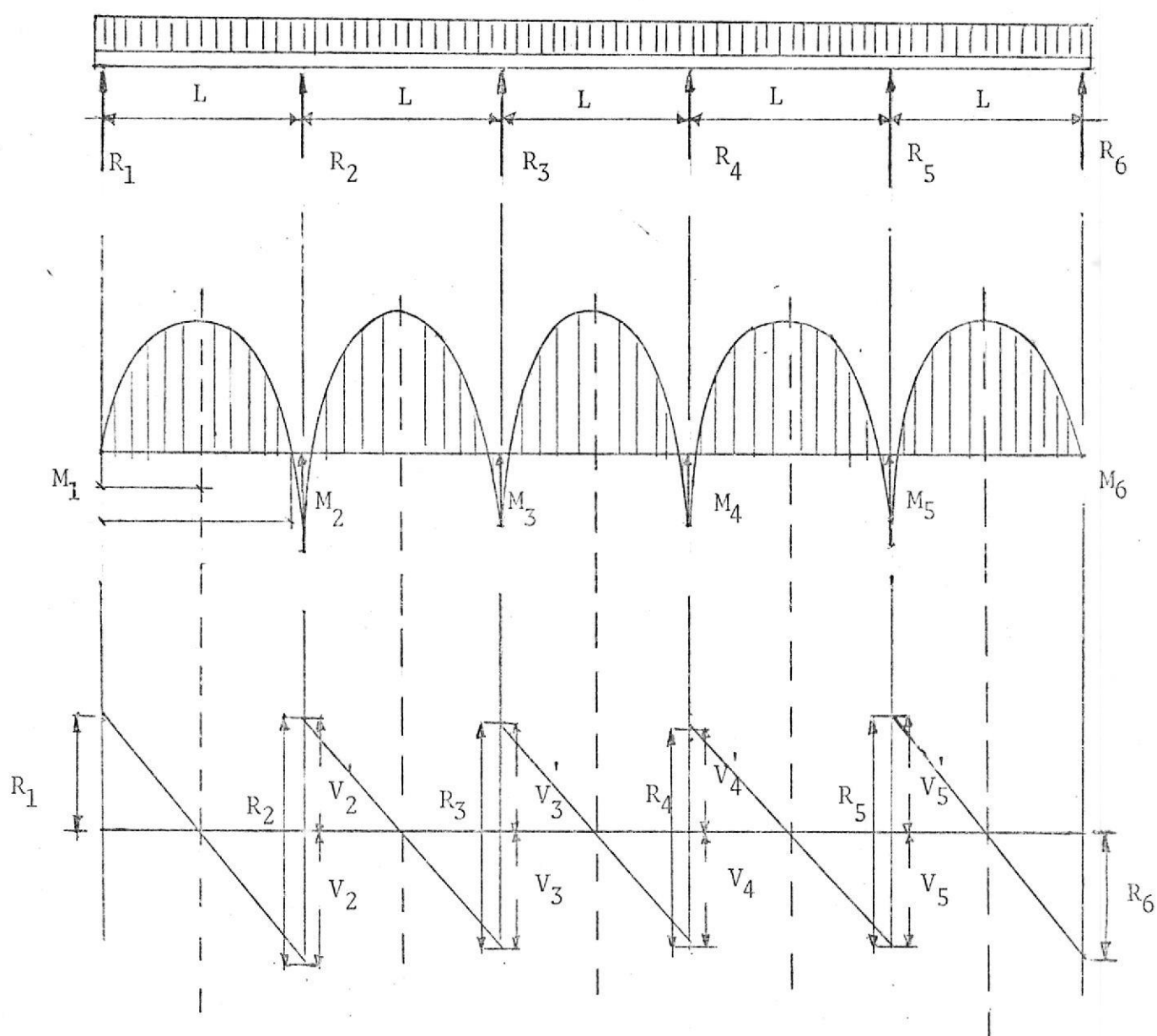


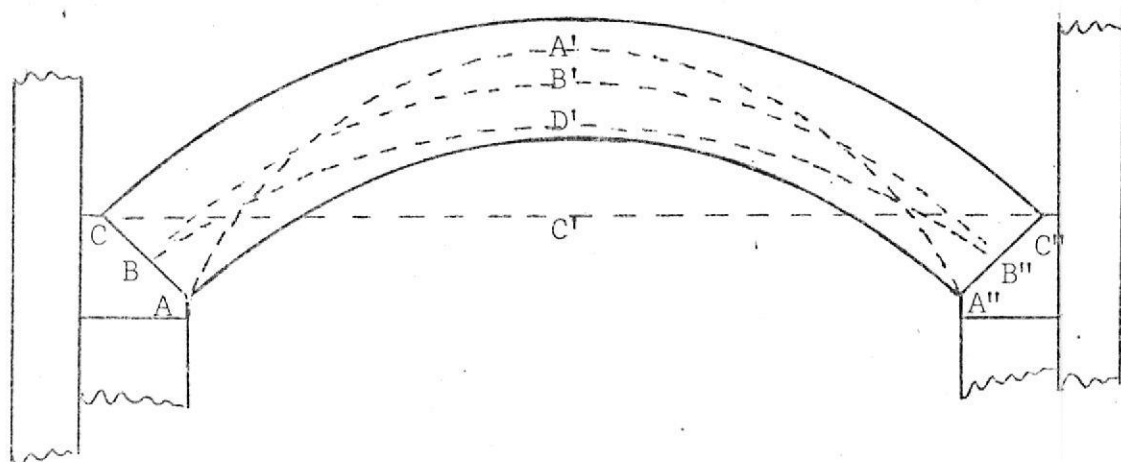
Fig. IV.18 (7)

Para el cálculo de la carga normalmente distribuída tendremos que referirnos a la teoría<sup>(1)</sup> sobre la distribución de fuerzas sobre una bóveda.

Aunque de construcción simple, las bóvedas son complicadas en teoría, ya que en lenguaje mecánico son tres veces estáticamente indeterminadas, lo que significa que no obtendremos ninguna información de la distribución de cargas en el arco, a menos que no estudiemos las deformaciones elásticas y plásticas del arco propiamente dicho y de sus apoyos. A esto debemos añadir la influencia de las variaciones de las temperaturas sobre la bóveda, teniéndose que entre la temperatura ambiente y la del horno a  $2200^{\circ}\text{F}$  los ladrillos de arcilla refractaria se dilatan alrededor de 0.6%, por lo cual la parte interior de la bóveda se alarga en este valor, mientras que la parte exterior conserva sensiblemente la misma longitud. A causa de esta dilatación pueden ocurrir varios fenómenos, a saber: los arranques de la bóveda pueden ser separados, los ladrillos pueden ser comprimidos o el arco puede levantarse.

Para determinar un sistema de cálculo lo bastante aproximado, consideraremos que en un arco frío la línea central de fuerzas puede adoptar cualquier curva simple que sea compatible con la estabilidad y esta curva dependerá de la forma como se haya asentado el arco (ver figura IV.19)

En la figura expuesta a continuación, cualquiera de las líneas: A-A", B-B'-B" y C-C'C", son posibles de realizarlas al igual que otras varias. Como un arco es tan solo un polígono de equilibrio invertido (la catenaria es la forma ideal), las fuerzas internas son más débiles si siguen la línea A-A'-A" y se incrementarán notablemente si siguen la línea C-C'-C".

Fig. IV-19<sup>(e)</sup>

Por lo tanto tendremos como una primera aproximación o hipótesis que la línea de fuerzas del arco sigue la línea central B-B'-B'' y que las fuerzas reales son superiores a las calculadas, empleándose para ésto un factor de seguridad de hasta 2 para hornos cuya temperatura llega hasta 1600°F de 2.5 entre 1600°F y 2000°F y de 3 entre 2000 y 2400°F. Con esta primera hipótesis las tensiones unitarias de la bóveda dependen de su luz, flecha y densidad de los materiales.

Se puede considerar también que la línea central de fuerzas sigue la curva B-D-B'' de la figura IV.19, línea que une los centros de los ladrillos en los arranques con el borde interior del ladrillo en el centro del arco. En este caso las tensiones unita-

rias crecen con el espesor del arco, a condición de que este no lleve en ningún caso carga suplementaria. Aunque esta hipótesis tiene en cuenta el aplastamiento de la línea central de fuerzas, conduce a valores inadmisibles de tensiones en el caso de arcos muy gruesos y por lo tanto no es de mucha utilidad en la práctica.

Con todo lo anteriormente expuesto veamos como se reparten las fuerzas de un arco según una línea determinada (fig. IV.20).

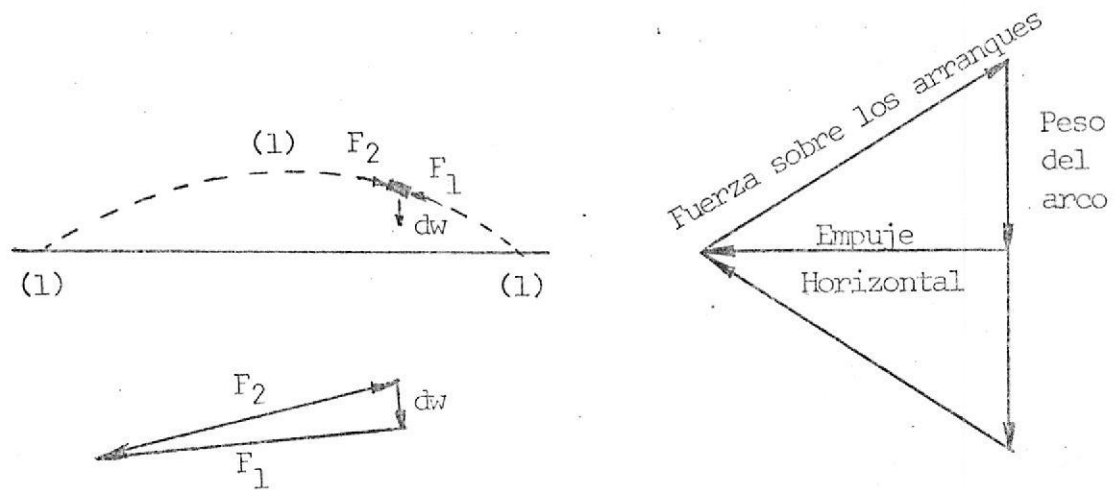


Fig. IV-20<sup>(8)</sup>

En la figura anterior la línea de fuerzas 1-1-1 corresponde a un arco dado. El peso  $dw$  de un elemento del arco debe estar en equilibrio con las fuerzas de empuje del arco  $F_1$  y  $F_2$ . Aquí se observa como se aplican a cada elemento las fuerzas  $dw$ ,  $F_1$  y  $F_2$ , la suma de todos estos triángulos elementales da el triángulo mayor, que representa el empuje horizontal y los empujes sobre los arranques, conociendo el peso del arco.



Debe indicarse que la hipótesis de las líneas de fuerza que coinciden con la línea central del arco y el empleo de un factor de corrección o de seguridad mayor que 1, solamente debe utilizarse en el cálculo del empuje del arco. En realidad, la línea de empuje sigue una curva distinta, tal como se observa en la figura a continuación.

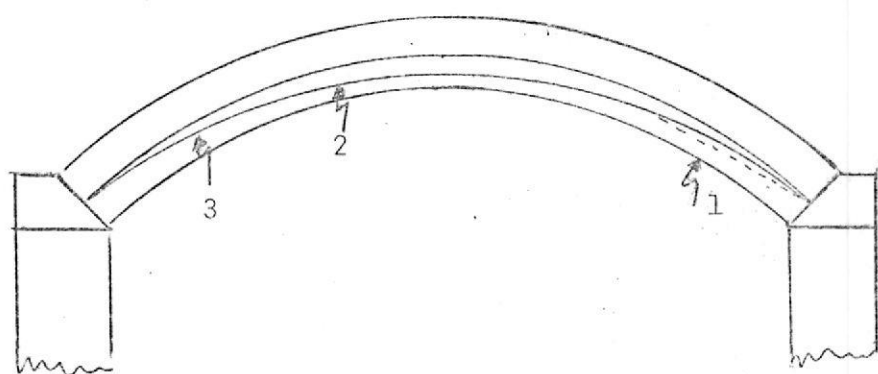


Fig. IV-21<sup>(8)</sup>

En los arcos lisos así como en ciertas clases de apoyos, entre los arcos curvos, la línea de empuje puede seguir la línea punteada de la derecha de la figura. En este caso el arco cede en 1 y cae al horno su parte central. Está claro que los ladrillos cercanos a los arranques caen inmediatamente después, salvo cuando se trata de bóvedas circulares o elípticas. En ésta la forma del anillo impide la caída del resto de los ladrillos y por esta razón puede estudiarse este fenómeno peculiar en las bóvedas de este tipo. El aplastamiento en los puntos 2 y 3, que ha-

bitualmente procede a la inversión de la curva, como ocurre en l, constituye una advertencia.

Si un arco ha sido parcialmente quemado o se ha roto de forma irregular, es decir, que un lado se angosta mientras que el otro conserva su espesor original, tiene comprometida su estabilidad es bastante probable que se hunda. Sin embargo puede decirse que en raras ocasiones se hunden las bóvedas de los hornos de calentamiento como consecuencia del aplastamiento de los ladrillos refractarios; por lo general el hundimiento del arco obedece a otras causas, entre las cuales la más corriente es la deformación de los arranques y el desconchado por convergencia.

Pasemos ahora a calcular el peso de los "checkers" sobre el piso de soporte y como consecuencia de esto sobre la bóveda.

Veamos el volumen que ocupan las 10 primeras filas de ladrillos de magnesia.

$$h = 10 \text{ filas} \times 4.5 \text{ pulg/fila} \times 1 \text{ pie}/12 \text{ pulg.}$$

$$h = 3.75 \text{ pies.}$$

$$Y \text{ con } L = 35.5 \text{ pies y } a = 7.5 \text{ pies (ancho del reg)}$$

Entonces

$$\text{Volumen} = V = 3.75 \times 35.5 \times 7.5$$

$$V = 998.4 \text{ pie}^3$$

De igual forma determinemos el volumen de las 27 fi las restantes de "Fireclay".

$$h = 27 \text{ filas} \times 4.5 \frac{\text{pulg}}{\text{fila}} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} = 10.125 \text{ pies}$$

$$L = 35.5 \text{ pies}, \quad a = 7.58 \text{ pies}$$

luego

$$V = 10.125 \times 35.5 \times 7.58 = 2724.53 \text{ pie}^3$$

Entonces, sumando los dos volúmenes obtenidos

$$\begin{aligned} V_{\text{total}} &= 2724.83 \text{ pie}^3 + 998.4 \text{ pie}^3 \\ &= 3723 \text{ pie}^3 \end{aligned}$$

Para nuestro sistema de arreglo tenemos, según tablas, que  $35.31 \text{ pie}^3$  de checkers contienen 230 ladrillos con un peso de 1781.56 lbs. por lo tanto

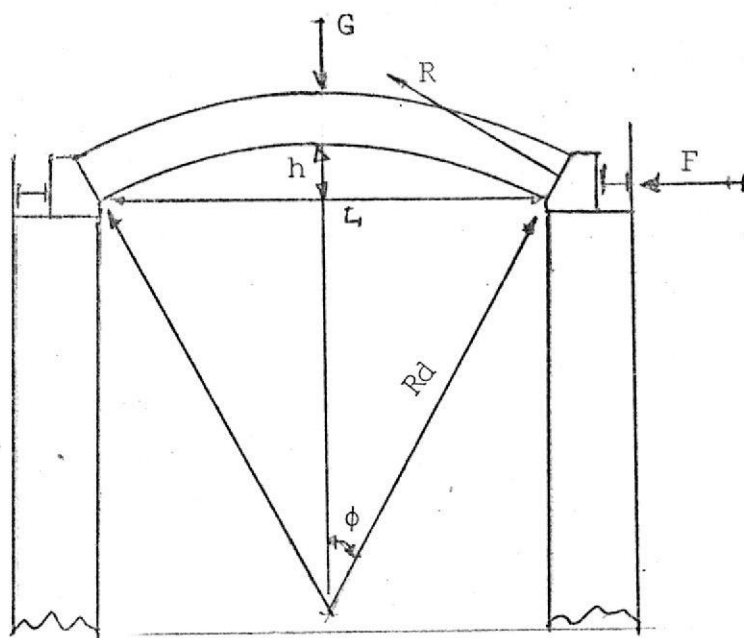
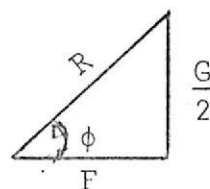
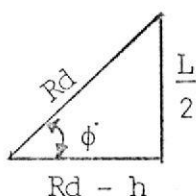
$$3723 \text{ pie}^3 \times 1/35.31 \text{ pie}^3 = 105.4$$

$$105.4 \times 1781.56 \text{ lbs.} = 187843.32 \text{ lbs.}$$

Con este peso es a lo largo de toda la bóveda entonces para cada pie de longitud tenemos

$$\frac{187843.3 \text{ lbs}}{35.5 \text{ pies (longitud de la bóveda)}} = 5295.4 \frac{\text{lbs}}{\text{pie}}$$

La fuerza que actúa sobre el arranque en sentido vertical es absorbida por la pared, pero la de sentido horizontal va a actuar sobre la viga, por lo que calcularemos esta fuerza de la siguiente manera<sup>(8)</sup>

Fig. IV-22<sup>(8)</sup>

$R_d$  = Radio del arco = 4.72 pies

$h$  = Altura del arco = 22 3/4 pulgadas

$L$  = Luz = 7.58 pies

$G$  = Peso sobre arco = 5295.4 lbs/pies

$$\text{Sen } \phi = \frac{G/2}{R} = \frac{L}{2R_a} \quad R = \frac{R_a G}{L} \quad \text{IV-17}$$

$$F = \sqrt{\frac{GR_d}{L^2} - \frac{G^2}{Z^2}} = \sqrt{\left(\frac{5295.4 \times 4.73}{7.58}\right)^2 - \frac{5295.4^2}{Z^2}} = 1977$$

$1977 \times 1.225 = 2421.8$  Siendo 1.225 el valor de Magnificación o Seguridad

Consideramos que el valor del peso de la bóveda es despreciable porque son arcos unitarios.

Entonces con el resultado obtenido de 2421.8 lb/pie,

calcularemos la viga, la cual se la ha asumido apoyada sobre 6 puntos, con una carga distribuida. Esta viga es estáticamente indeterminada y para su solución aplicaremos el teorema de los tres momentos<sup>(7)</sup> (Ver figura IV-18)

$$M_1 + 4M_2 + M_3 = -1/2 WL^2 \quad \text{IV-18}$$

$$M_2 + 4M_3 + M_4 = -1/2 WL^2 \quad \text{IV-19}$$

$$M_3 + 4M_4 + M_5 = -1/2 WL^2 \quad \text{IV-20}$$

$$M_4 + 4M_5 + M_6 = -1/2 WL^2 \quad \text{IV-21}$$

donde:

$M_1, M_2, M_3, M_4, M_5, M_6$  son los momentos flexionantes en los apoyos 1, 2, 3, 4, 5 y 6.

Pero  $M_1 = M_6 = 0$ , por no haber restricciones en los extremos y  $M_5 = M_2$  y  $M_3 = M_4$  por simetría. Luego de IV-18 y IV-19 se tiene

$$M_1 + 4M_2 + M_3 = -1/2 WL^2 \quad \text{IV-22}$$

$$M_2 + 4M_3 + M_4 = -1/2 WL^2 \quad \text{IV-23}$$

Pero considerando que  $M_3 = M_4$ , entonces

$$4M_2 + M_3 = -1/2 WL^2 \quad \text{IV-24}$$

$$M_2 + 5M_3 = -1/2 WL^2 \quad \text{IV-25}$$

Multiplicando IV-25 por -4 y sumando algebraicamente

$$\begin{array}{rcl} 4M_2 + M_3 & = & -1/2 WL^2 \\ -4M_2 - 20M_3 & = & 2WL^2 \\ \hline -19M_3 & = & 1\ 1/2 WL^2 \end{array}$$

De donde

$$M_3 = -3WL^2/38 \quad M_4 = -3WL^2/38 \quad \text{IV-26}$$

$$M_2 = -4WL^2/38 \quad M_5 = -4WL^2/38 \quad \text{IV-27}$$

Ahora, el momento flexionante en una sección sobre el segundo apoyo es  $M_2 = -4WL^2/38$ , pero el momento flexionante en cualquier sección es la suma algebraica de los momentos de las fuerzas a la izquierda de la sección, por tanto

$$R_1 \times L - WL^2/2 = -4WL^2/38 \quad \text{IV-28}$$

$$\text{de donde } R_1 = 15WL/38 \quad \text{IV-29}$$

Análogamente se encuentran los otros valores de  $R$ , y tenemos lo siguiente:

$$R_2 = 43WL/38 \quad R_3 = 37WL/38 \quad R_4 = 37WL/38$$

$$R_5 = 43WL/38 \quad R_6 = 15WL/38 \quad \text{IV-30}$$

Ahora, el esfuerzo cortante  $V_x$  en una sección del primer tramo a la distancia " $x$ " del apoyo izquierdo es

$$V_x = R_1 - W_x \quad \text{IV-31}$$

Reemplazando el valor de  $R_1$  tenemos

$$V_x = 15WL/38 - W_x \quad \text{IV-32}$$

Si en esta ecuación hacemos  $V = 0$ ,  $x$  va a ser igual a  $\frac{15}{3}L$  y podemos decir que el momento positivo máximo se encuentra en esta sección.

La fuerza cortante, justamente a la izquierda del se  
gundo apoyo es

$$V_{-2} = R_1 - WL = \frac{15}{38} WL - WL = -\frac{23}{38} WL \quad \text{IV-33}$$

Y la fuerza cortante, justamente, a la derecha del  
segundo apoyo es

$$V_2 = R_1 + R_2 - WL = \frac{15}{38} WL + \frac{43}{38} WL - WL = \frac{20}{38} WL \quad \text{IV-34}$$

Así pues, la fuerza cortante cambia en el segundo  
apoyo de  $-23WL/38$  a  $20WL/38$ , debido a la acción de  
 $R_2$  en otras palabras, la reacción de un apoyo es  
igual a la suma aritmética de las fuerzas cortantes  
a los dos lados del apoyo. Las fuerzas cortantes en  
otros tramos pueden hallarse por el mismo método uti-  
lizado en el primer tramo.

El momento flexionante en una sección del primer tra-  
mo es

$$M = R_1 x - Wx^2/2 \quad \text{IV-35}$$

Como ya sabemos, éste es máximo cuando  $x = 15L/38$ ,  
por lo que el momento positivo máximo es

$$M_x^+ = (15WL/38) \cdot (15L/38) - (W/2) \cdot (15L/38) = \frac{225}{2888} WL^2 \quad \text{IV-36}$$

Y el momento negativo máximo es igual a

$$M_x^- = (15 WL/38) \cdot (WL/2) = \frac{4}{38} WL^2 \quad \text{IV-37}$$

Comparando el momento máximo positivo con el negati-  
vo, se observa que el mayor es este último, por lo  
tanto, aplicando

$$F = M/Z \text{ y } Z = M/F \quad \text{IV-38}$$

donde  $F = 20000 \text{ lb/pulg}^2$  para los aceros estructurales tenemos

$$Z = \frac{I}{C} = \frac{M}{F} = \frac{4}{38} \cdot \frac{WL^2}{20000} = \text{IV-39}$$

$$= \frac{4}{38} \cdot 2421.8 \frac{\text{lbs}}{\text{pie}} \cdot \frac{(35.5)^2 \text{ pie}^2}{5^2} \cdot \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}}$$

$$\cdot \frac{1}{20000 \text{ lb/pulg}^2}$$

$$\frac{I}{C} = 7.7 \text{ pulg}^3$$

Con este valor entramos a la tabla y vemos que el perfil adecuado es una viga "I" de 6 pulgs, con un área de  $5.02 \text{ pulg}^2$ . (Tabla IV-2)

Por razones de simetría, para la bóveda superior utilizamos una viga igual, pero, para cálculos futuros veremos la carga por pie que va a sufrir la viga superior. Para ésto utilizaremos el mismo sistema empleado para la viga inferior, pero considerando el peso de la bóveda, ya que es el único valor que actúa.

Entonces observando la figura IV.23 tenemos

$$P_B = A \times 1 \text{ pie} \times p_b, \text{ donde}$$

IV-40

$P_B$  = Peso de la bóveda en una profundidad de 1 pie

$A$  = Area seccional de la bóveda en  $\text{pie}^2$

$p_b$  = Peso de  $1 \text{ pie}^3$  de bóveda =  $127.98 \text{ lb/pie}^3$   
(este último es tabulado)



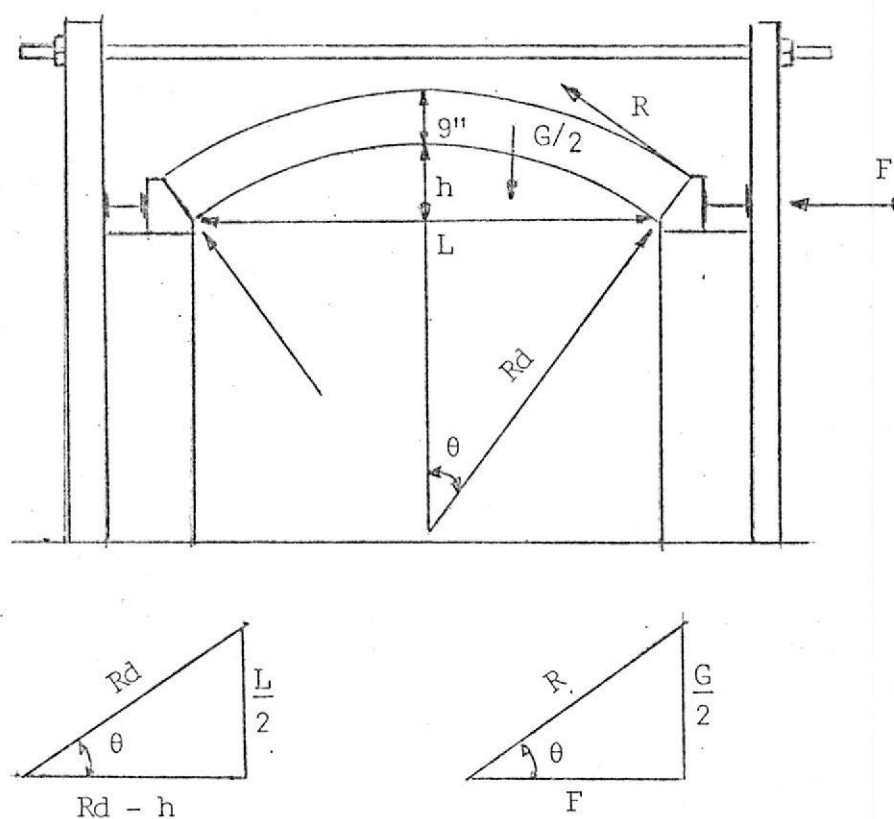


Fig. IV-23

$$A = A_{R+q} - A_R, \text{ donde} \quad \text{IV-41}$$

$A_{R+q}$  = Area de una sección de circunferencia de radio = 4.66 pulgs.

$A_R$  = Area de una sección de circunferencia de radio 3.92 pulgs.

$$(3) \quad A_{R+q} = 1/2 R_{+q} (\theta - \text{Sen } \theta), \text{ siendo}$$

$$(4) \quad \theta = \text{ángulo central en radianes}$$

$$\theta \text{ rad} = \frac{\pi \times 75.16^\circ}{180^\circ} = 1.312 \text{ rad}$$

$$(5) \quad \text{Sen } \theta = 0.9668$$

Reemplazando los valores de (3), (4), (5) en IV-41 se obtiene:

$$A = 1/2 R_{+q}^2 (1.312 - 0.9668) - 1/2 R^2 (1.312 - 0.9668)$$

$$A = 1/2(1.312 - 0.9668) \cdot (4.66^2 - 3.93^2)$$

$$A = 1.09 \text{ pie}^2 \text{ luego,}$$

$$\begin{aligned} P_B &= 1.09 \text{ pie}^2 \times 1 \text{ pie} \times 127.98 \text{ lbs/pie}^3 \\ &= 139.50 \text{ lbs/pie} \end{aligned}$$

Con este valor entramos al cálculo de F (ver Fig. IV-23 con los siguientes datos:

$$R_d = 3.92 \text{ pie} = \text{Radio de la bóveda}$$

$$G = 140 \text{ lbs/pie} = \text{Peso de la bóveda por pie}$$

$$h = 2.11 \text{ pie} = \text{altura de la bóveda}$$

$$L = 7.58 \text{ pie} = \text{luz de la bóveda}$$

$$\text{Sen} = \frac{G}{2R} = \frac{L}{2R_d} = \frac{7.58}{2 \times 3.92} = 0.9668$$

$$R = \frac{R_d G}{L} \quad \text{IV-42}$$

$$F = \frac{GR_d^2}{L^2} - \frac{G^2}{2^2} \quad \text{IV-43}$$

$$= \left( \frac{601.5 \times 3.927}{7.58} \right)^2 - \left( \frac{601.5}{2} \right)^2 = 18.985 \text{ lbs/pie}$$

$$F = 18.985 \times 1.225 = 23.25 \text{ lbs/pie}$$

El valor de 1.225 es un coeficiente de seguridad si milar al del cálculo de la viga inferior, ya que, si bien la temperatura interna de la bóveda es de aproximadamente 2192°F, en cambio no va a haber ningún peso adicional sobre la misma.

Pasemos ahora a calcular las vigas verticales sobre las cuales se van a apoyar las ya calculadas. Estas vigas van empotradas en el piso inferior y llevan templadores en la parte superior, por lo cual la asumiremos como se muestra en la fig. IV.24, a continuación.

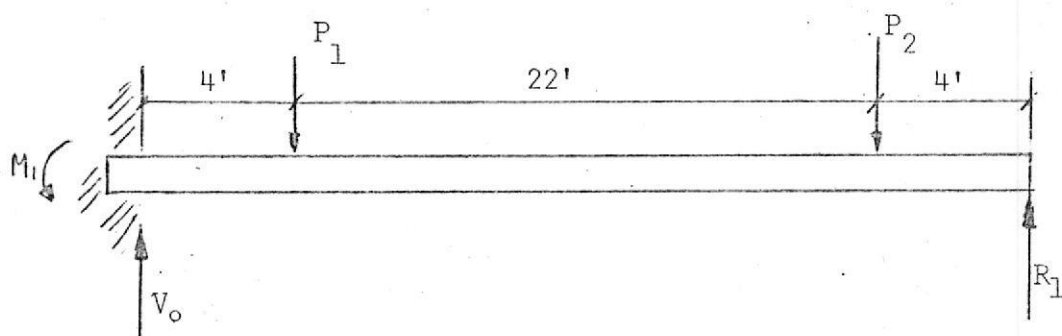


Fig. IV-24

$$\text{donde } P_1 = 43W_1L/38 \quad (\text{dato pág. 101} = R_2)$$

$$P_2 = 43W_2L/38 \quad (\text{dato pág. 101} = R_2)$$

$$W_1 = 2421 \text{ lb/pie} \quad (\text{dato pág. 99} = F)$$

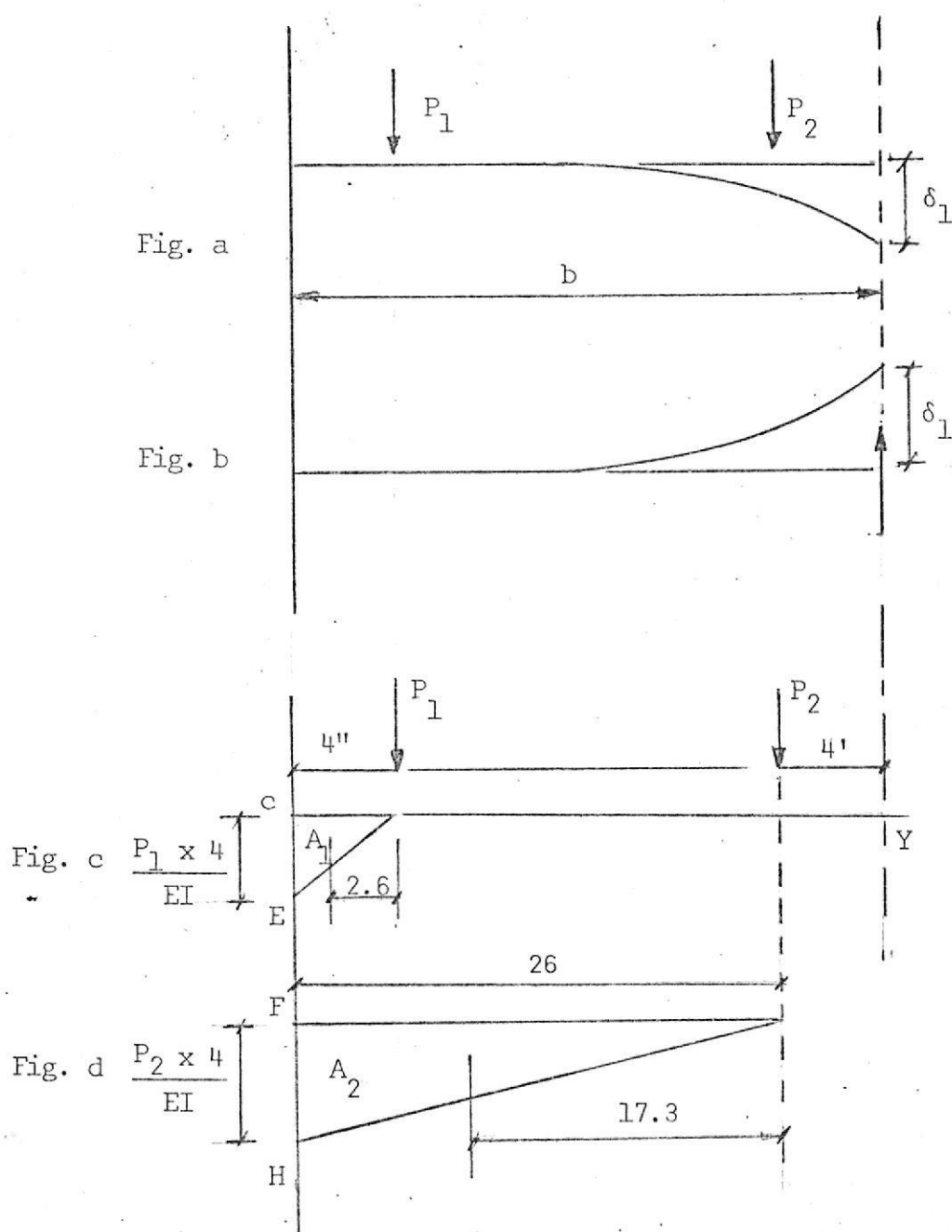
$$W_2 = 23.25 \text{ lb/pie} \quad (\text{dato pág. 105} = F)$$

$$L = 35.5/5 \text{ pies, largo de las vigas horizontales}$$

$$P_1 = 2421 \frac{\text{lbs}}{\text{pie}} \times \frac{43}{38} \times \frac{35}{5} \text{ pie} = 19450 \text{ lbs}$$

$$P_2 = 23.25 \frac{\text{lbs}}{\text{pie}} \times \frac{43}{38} \times \frac{35}{5} \text{ pie} = 186.7$$

Esta viga es estáticamente indeterminada, por lo que, para su cálculo utilizaremos el método de las deflexiones<sup>(7)</sup>. Ver figura IV.24, en donde las tres reacciones que han de hallarse son  $M_1$ ,  $V_0$  y  $R_1$ .



Para la reacción  $R_1$ , si se quitara el soporte derecho la viga quedaría en voladizo, tal como se observa en la figura IV-25-a, y las cargas  $P_1$  y  $P_2$  sobre la viga originaría que el extremo libre cediera una distancia o flecha  $\delta_1$ , pero como el extremo no cede, la fuerza de reacción  $R$  tiene que ser aquella que si actuara sola (figura IV.25-b), sobre dicho extremo de la viga causaría una flecha hacia arriba igual a  $\delta_2$ , pero la flecha debida a la carga concentrada  $R_1$  en el extremo libre de una viga en voladizo la derivamos de<sup>(8)</sup>. Ver figura IV.26

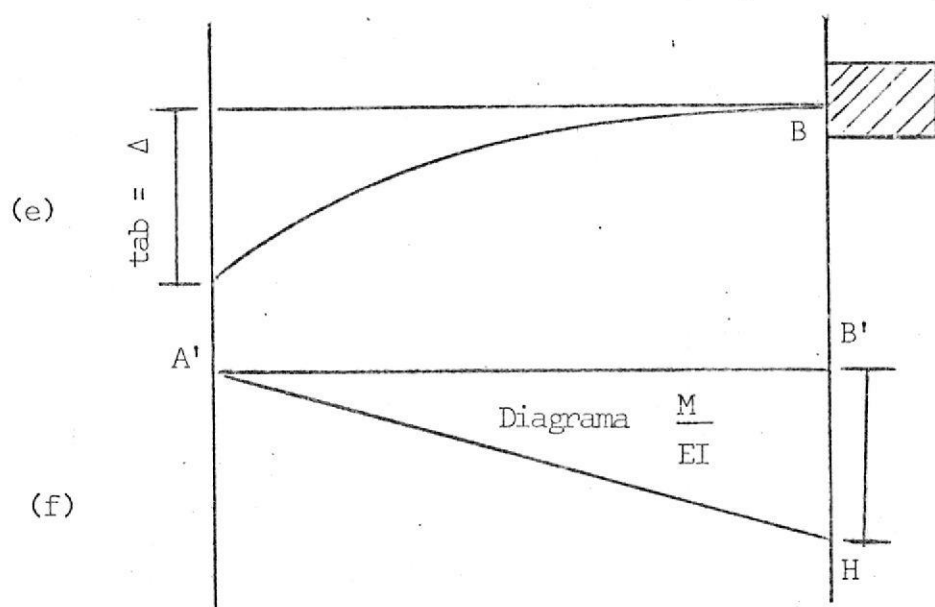


Fig. IV-26

En la figura IV.26-e, AB representa la curva elástica de la viga y A'B'H el diagrama  $M/EI$ .

Se supone que la viga tiene sección constante y que se desprecia su propio peso. La flecha máxima se la determina de la siguiente manera: la desviación tangencial de A, o sea  $t_{AB}$  respecto a la tangente en B, es igual a la flecha máxima  $\Delta$  de la viga en voladizo, así pues por el Teorema II<sup>(8)</sup> la magnitud de  $\Delta$  es igual al "momento del área A'B'H, respecto a la ordenada de A'".

$\Delta = (\text{Area A'B'H}) \times (\text{distancia del centroide})$

$$\Delta = \frac{1}{2} \cdot \frac{PL^2}{EI} \cdot \frac{2L}{3} = \frac{1}{3} \frac{PL^3}{EI} = \delta_2 \quad \text{IV-44}$$

Con este dato continuamos y decimos que

$$\delta_2 = \frac{1}{3} \frac{R_1 L^3}{EI} \quad \text{y} \quad \delta_1 = \delta_2 \quad \begin{array}{l} \text{IV-45} \\ \text{IV-46} \end{array}$$

Pero  $\delta_1$  es igual a la suma de las deflexiones originadas por  $P_1$  y  $P_2$ , o sea, la suma de los momentos de las áreas  $A_1$  (fig. c) y  $A_2$  (fig. d) respecto a "Y". por lo que

$$\delta_1 = \frac{P_1 \times 4}{EI} \cdot \frac{4}{2} (26 + 2.6) + \frac{P_2 \times 4}{EI} \cdot \frac{26}{2} (17.3 + 4)$$

$$\delta_1 = \frac{19450 \text{ lbs}}{EI} \times 2 \times 28.6 \text{ pie} + \frac{186.7 \times 4 \text{ lb}}{EI} \times 13 \times 21.3 \text{ pie}$$

$$\delta_1 = \frac{5795008}{EI} \text{ lb-pie}$$

Igualando  $\delta_1$  y  $\delta_2$  tenemos

$$\frac{1}{3} \frac{R_1 L^3}{EI} = \frac{5795008}{EI} \quad \text{donde } L^3 = (30 \text{ pies})^3$$

Ahora la ecuación de equilibrio de fuerzas y de momentos:  $\Sigma F = 0$  y  $\Sigma M = 0$  tenemos

$$\Sigma F = R_1 - P_1 - P_2 + V_O = 0 \quad \text{IV-47}$$

$$V_O = P_1 + P_2 - R_1 \quad \text{IV-48}$$

$$= 186.8 \text{ lb} + 19450 \text{ lb} - 643.9 \text{ lb} = 18993 \text{ lbs.}$$

$$\Sigma M = M_1 - V_o \times 30 + P_1 \times 26 + P_2 \times 4 = 0 \quad \text{IV-49}$$

$$M_1 = V_o \times 30 - P_1 \times 26 - P_2 \times 4 \quad \text{IV-50}$$

$$= 18993 \times 30 - 19450 \times 26 - 643.9 \times 4$$

$$= 61514 \text{ lb-pie}$$

Como se puede apreciar, la fuerza cortante vertical y el momento flexionante en el muro son iguales, pero opuestos a las reacciones  $V_o$  y  $M_o$ , por lo tanto serán negativos

$$V_o = -18993 \text{ lbs y } M_o = -61514 \text{ lb-pie}$$

La fuerza vertical de 4 pies del soporte izquierdo será

$$V_4 = V_o = 18993 \text{ lbs}$$

La fuerza vertical a 26 pies del mismo soporte será

$$V_{26} = -P_2 + V_o = -19450 + 18993 = -457 \text{ lbs}$$

La fuerza vertical a 30 pies será

$$\begin{aligned} V_{30} &= -P_2 + V_o - P_1 = -19450 + 18993 - 186.8 \\ &= -643.8 \text{ lbs.} \end{aligned}$$

De aquí podemos deducir que el máximo momento flexionante positivo se encontrará a 4 pies del muro, ya que en este lugar la fuerza vertical es cero.

Veamos ahora cual es el valor del momento flexionante. El momento flexionante, para una distancia de 4 pies del muro será:

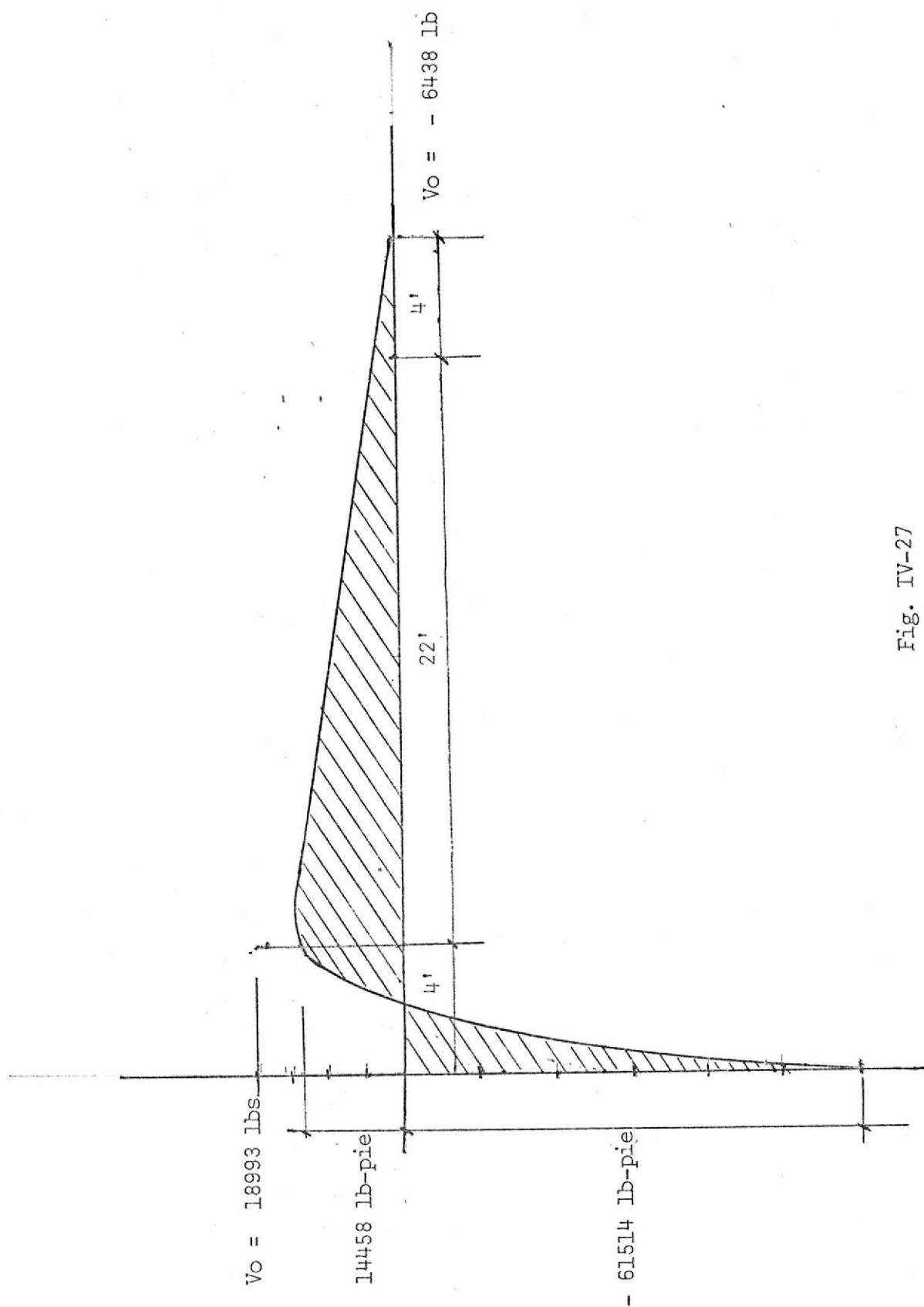


Fig. IV-27



$$M_f = M_1 + V_o \times 4 = -61514 + 18993 \times 4$$

$$= 14458 \text{ lb-pie}$$

El momento flexionante para 26' del muro será

$$M_f = M_1 + V_o \times 26 - P_2 \times 22$$

$$= -61514 + 18993 \times 26 - 19450 \times 22$$

$$= 4404 \text{ lb-pie}$$

El momento flexionante para 30 pies será

$$M_f = M_1 + V_o \times 30 - P_2 \times 26 - P_1 \times 4$$

$$= -61514 + 18993 \times 30 - 19450 \times 26 - 186.8 \times 4$$

$$= 0$$

Y el momento flexionante en el muro será

$$M_1 = -61514 \text{ lb-pie}$$

Todo esto se observa en la figura IV.27.

El máximo momento flexionante negativo ( $= -61514$ ), que se presente en nuestro caso, en el muro, comparado con el del piso, es mayor que el máximo momento positivo entonces el esfuerzo elástico mayor en este tipo de viga tiene lugar en el muro, por lo que aplicando

$$Z = M/F = 1/C = \frac{61514 \text{ lb-pie} \times 12 \text{ pulg}}{20000 \text{ lb/pulg}^2 \times 1 \text{ pie}}$$

$$= 37 \text{ pulg.}^3$$

Con este valor entramos a las tablas y tenemos que el perfil adecuado es una viga I de 12 pulgadas.

PROPIEDADES  
DE LAS  
VIGAS I

Altura o peralte de las vigas	Peso por pie	Área de la sección	Ancho del ala o patín	Espesor del alma	Eje 1-1			Eje 2-2		
					I	r	I/c	I	r	I/c
pulg.	lb.	pulg. <sup>2</sup>	pulg.	pulg.	pulg. <sup>4</sup>	pulg.	pulg. <sup>3</sup>	pulg. <sup>4</sup>	pulg.	pulg. <sup>3</sup>
27	90.0	26.34	9.000	0.524	2958.3	10.60	219.1	75.3	1.69	16.7
24	120.0	35.13	8.048	0.798	3010.3	9.26	250.9	84.9	1.56	21.1
24	79.9	23.33	7.000	0.500	2087.2	9.46	173.9	42.9	1.36	12.2
24	74.2	21.70	9.000	0.476	1950.1	9.43	162.5	61.2	1.68	13.6
21	60.4	17.68	8.250	0.423	1235.5	8.36	117.7	43.5	1.57	10.6
20	100.0	29.20	7.273	0.673	1648.3	7.51	164.8	52.4	1.34	14.4
20	65.4	19.08	6.250	0.500	1169.5	7.83	116.9	27.9	1.21	8.9
18	90.0	26.29	7.236	0.796	1256.5	6.91	139.6	51.9	1.40	14.3
18	54.7	15.94	6.000	0.460	795.5	7.07	88.4	21.2	1.15	7.1
18	42.2	14.09	7.500	0.360	787.1	7.23	81.9	30.0	1.46	8.0
15	75.0	21.85	6.278	0.868	687.2	5.61	91.6	30.6	1.18	9.8
15	42.9	12.49	5.500	0.410	441.8	5.95	58.9	14.6	1.09	5.3
15	37.3	10.91	6.750	0.532	405.5	6.10	54.1	19.9	1.35	5.9
12	55.0	16.04	5.600	0.810	319.3	4.46	53.2	17.3	1.04	6.2
12	40.8	11.84	5.250	0.460	268.9	4.77	44.8	13.8	1.08	5.3
12	31.8	9.26	5.000	0.350	215.8	4.83	36.0	9.5	1.01	3.8
12	27.9	8.15	6.000	0.284	199.4	4.95	33.2	12.6	1.24	4.2
10	40.0	11.69	5.091	0.741	158.0	3.68	31.6	9.4	0.90	3.7
10	30.0	8.75	4.797	0.447	133.5	3.91	26.7	7.5	0.93	3.2
10	25.4	7.38	4.660	0.310	122.1	4.07	24.4	6.9	0.97	3.0
10	22.4	6.54	5.500	0.252	113.6	4.17	22.7	9.0	1.17	3.3
9	35.0	10.22	4.764	0.724	111.3	3.30	24.7	7.3	0.84	3.0
9	30.0	8.76	4.601	0.561	101.4	3.40	22.5	6.4	0.85	2.8
9	21.8	6.32	4.330	0.290	84.9	3.67	18.9	5.2	0.90	2.4
8	25.5	7.43	4.262	0.532	68.1	3.03	17.0	4.7	0.80	2.2
8	18.4	5.34	4.000	0.270	56.9	3.26	14.2	3.8	0.81	1.9
7	20.0	5.83	3.860	0.450	41.9	2.68	12.0	3.1	0.74	1.6
7	15.3	4.43	3.660	0.250	36.2	2.86	10.4	2.7	0.70	1.5
6	17.25	5.02	3.565	0.465	26.0	2.28	8.7	2.3	0.68	1.3
6	12.5	3.61	3.330	0.230	21.8	2.46	7.3	1.8	0.72	1.1
5	10.0	2.87	3.000	0.210	12.1	2.05	4.8	1.2	0.65	0.82
4	10.5	3.05	2.870	0.400	7.1	1.52	3.5	1.0	0.57	0.70
3	7.5	2.17	2.509	0.349	2.9	1.15	1.9	0.59	0.52	0.47
3	5.7	1.64	2.330	0.170	2.5	1.23	1.7	0.46	0.53	0.40

Tabla IV-2 (7)

## V. ESTUDIO ECONOMICO

Uno de los problemas principales que se encuentra cuando se tiene que construir un regenerador es la decisión que se debe tomar en cuanto a su altura.

En el presente estudio vamos a dar un sistema de cálculo que puede servir de guía para decidir que alto de regenerador debemos construir. Como ya sabemos, en cuanto más checkers tenemos, el ahorro de combustible será mayor, pero así mismo la inversión inicial crecerá. Tomando estas dos situaciones y comparándolas, añadiendo a ésto que un capital depositado a interés bancario produce el 12% anual, procederemos a nuestro estudio.

Consideraremos los regeneradores calculados en la Tabla III-3 de la pág. 52 y con la tabla I.V.1 de la pág. 80, tabulemos los si - guientes datos:

Aire prec	$w_{comb}$	Alt. checkers
2100 °F	49.4	28.2 pies
1904 °F	51.7	17.5 "
1800 °F	54.4	14.1 "
1600 °F	58.5	9.3 "
1400 °F	60.5	6.6 "

TABLA V-1

Calculemos ahora el costo de cada regenerador y su ahorro en com - bustible, si tomamos en cuenta que el consumo del horno sin regene - rador será de  $96.3 \frac{lb-mol}{Ton \cdot v}$ .

Para ésto calcularemos el costo del regenerador de 28.2 pies de al - to y su ahorro de combustible y a partir de aquí derivaremos el costo y el ahorro de los otros regeneradores.

Determinemos el número de ladrillos a utilizarse.

a. Paredes grandes

$$h = \text{altura} = 28.2' + 7' (\text{flue}) = 35.2 \text{ pies}$$

$$L = 37 \text{ pies (dato pág.)}$$

$$A = 37' \times 35.2' = 1302.4 \text{ pie}^2$$

Estas paredes, así como las chicas utilizan doble fila de ladrillos: la primera fila en la cual se dispone el ladrillo a lo largo y la segunda en que se coloca el ladrillo a lo ancho. En la primera ca da ladrillo ocupará un área de  $45'' \times 2.5'' = 11.25 \text{ pulg.}^2$  y en la segunda  $9'' \times 2.5'' = 22.5 \text{ pulg.}^2$ . Si dividimos el área total de la pared por cada sub-área ocupada por cada ladrillo, nos dará el número de ladrillos en cada fila y su suma el número de ladrillos to tal a utilizarse en esa pared. En efecto

$$\frac{1302.4 \text{ pie}^2}{11.25 \text{ pulg}^2/\text{lad}} \times \frac{1 \text{ pulg}^2}{0.007 \text{ pie}^2} = 16538.4 \text{ ladrillos}$$

Primera fila

$$\frac{1302.4 \text{ pie}^2}{22.50 \text{ pulg}^2/\text{lad}} \times \frac{1 \text{ pulg}^2}{0.007 \text{ pie}^2} = 8269.2 \text{ ladrillos}$$

Segunda fila

Como son dos paredes, se tiene que el total de ladrillos para las paredes grandes será igual a

$$(16538.4 \times 8269.2) \times 2 = 49615.2 \text{ ladrillos}$$

Como tenemos dos regeneradores, entonces el total de ladrillos será:

$$2 \times 49615.2 = 99230 \text{ ladrillos}$$

b. Paredes cortas. Siguiendo el mismo sistema anterior tenemos:

$$h = \text{altura} = 28.2' + 7'(\text{flue}) = 35.2 \text{ pies}$$

$$L = \text{largo} = 9 \text{ pies}$$

$$A = 35.2 \times 9 = 316.8 \text{ pie}^2$$

Así para la primera fila

$$\frac{316.8 \text{ pie}^2}{11.25 \text{ pulg}^2/\text{lad}} \times \frac{1 \text{ pulg}^2}{0.007 \text{ pie}^2} = 4023 \text{ ladrillos}$$

Para la segunda fila

$$\frac{316.8 \text{ pie}^2}{22.50 \text{ pulg}^2/\text{lad}} \times \frac{1 \text{ pulg}^2}{0.007 \text{ pie}^2} = 2011 \text{ ladrillos}$$

$$(4023 \times 2011) \times 2 \text{ paredes} \times 2 \text{ regeneradores} = 24136 \text{ ladrillos}$$

c. Ladrillos de los checkers.- El regenerador contiene 7944.75 pies de ladrillos (según el cálculo efectuado para este regenerador, el mismo que tiene los checkers dispuestos como el regenerador calculado en esta tesis).

Según tablas, para el sistema de acomodo de andamios con conductos rectos (pág. 56), cada  $35.31 \text{ pie}^3$  contiene 230 ladrillos de  $9 \times 4.5 \times 2.5 \text{ pulg.}$  Luego el regenerador contiene

$$\frac{7944.75 \text{ pie}^3}{35.31 \text{ pie}^3} = 51750 \text{ ladrillos}$$

230 ladrillos

Como de las 41 filas de ladrillos checkers que tiene este rege

nerador, las 10 filas superiores son de Magnesita (25%), deduci  
mos que el 25% del número total son de Magnesita, es decir

$$51750 \times \frac{25}{100} = 12937.5 \text{ ladrillos de Magnesita}$$

y la diferencia

$$51750 - 12937.5 = 38812.5 \text{ ladrillos de Fireclay}$$

Como son dos regeneradores, entonces se requerirán

$$12937.5 \times 2 = 25875 \text{ ladrillos de Magnesita}$$

$$\text{y } 38812.5 \times 2 = 77625 \text{ ladrillos de Fireclay}$$

En consecuencia el número de ladrillos de Fireclay que se necesi-  
tarán en total es de

$$99230 + 24136 + 77625 = 200991 \text{ ladrillos Fc.}$$

Como el precio de cada ladrillo de Fireclay es de 40 sucres enton  
ces el precio total será

$$200991 \times 40 \text{ sucres} = 8 \times 10^6 \text{ sucres}$$

El valor total de un ladrillo de Mg es de 100 sucres, lo cual  
significa un precio de

$$25875 \times 100 \text{ sucres} = 2.6 \times 10^6 \text{ sucres}$$

Lo que da un total de

$$8 \times 10^6 + 2.6 \times 10^6 = 10.6 \times 10^6$$

Del último valor obtenido, el 40% será el costo p<sup>ó</sup>rticos y bóve

das, es decir

$$10.6 \times 10^6 + 4.24 \times 10^6 = 14.84 \times 10^6$$

De este valor el 30% aproximadamente corresponderá al precio del flue, o sea que el total ascendería a

$$(14.84 + 14.84 \times 30/100) \times 10^6 \text{ sucres} = 19.35 \times 10^6$$

A ésto hay que añadir un 10% de  $14.84 \times 10^6$ , o sea  $1.484 \times 10^6$  por costo de instalación y auxiliares, lo que da un total de  $20.8 \times 10^6$ . Más un 10% de imprevistos tenemos

$$(20.8 + 20.8 \times 10/100) \times 10^6$$

lo que da un total general de .....  $23 \times 10^6$  sucres

Haciendo un cálculo similar podremos calcular aproximadamente el costo de los demás regeneradores relacionados con nuestro estudio.

Calculemos ahora el ahorro de combustible. Según la tabla de la pág. # 52 el consumo de combustible de un horno de las características del que estamos estudiando, pero sin regenerador, será de 96.3 lb-mol/Ton-vidrio y con regenerador, de 49.4 lb-mol-Ton-v.

Luego el ahorro de combustible viene dado por

$$96.3 \text{ lb-mol/Ton v} - 49.4 \text{ lb-mol/Ton v} = 46.9 \frac{\text{lb-mol}}{\text{Ton v}}$$

$$46.9 \frac{\text{lb-mol}}{\text{Ton v}} \times 356000 \frac{\text{BTU}}{\text{lb-mol}} (\text{pag. 47}) = 16.7 \times 10^6 \frac{\text{BTU}}{\text{Ton v}}$$

Considerando ahora que un horno tiene una vida promedio de 4 años y que el valor de 1000 litros de gas metano será aproximadamente de 0.28 sucres (dato asumido)

Utilizaremos la siguiente fórmula

$$F = f (1 + \delta t) p t \quad \text{IV-1}$$

donde:

F = valor total del combustible usado durante 4 años

f = cantidad de combustible consumido por día en  $\text{pies}^3$

$\alpha$  = Coeficiente de incremento del gasto de combustible como consecuencia del desgaste del horno

t = número de días de duración de una campana de cuatro años

p = precio del combustible

Entonces

$$\begin{aligned} f &= \frac{16.7 \text{ BTU} \times 10^6}{\text{Ton vidrio}} \times \frac{50 \text{ Ton Vid}}{1 \text{ día}} = \frac{835 \text{ BTU} \times 10^6}{\text{día}} \\ &= \frac{835 \text{ BTU} \times 10^6}{\text{día}} \times \frac{1 \text{ pie}^3 \text{ CH}_4}{1000 \text{ BTU}} = \frac{835 \times 10^3 \text{ pie}^3 \text{ CH}_4}{\text{día}} \end{aligned}$$

$\alpha = 0.00036$ . Dato calculado de un horno en funcionamiento

$$p = \frac{0.281 \text{ sucres}}{1000 \text{ lts}} \times \frac{28.32 \text{ lts}}{1 \text{ pie}^3} = 0.00793 \frac{\text{sucres}}{\text{pie}^3}$$

Luego F será igual a

$$F = 835 \times 10^3 \frac{\text{pie}^3 \text{ CH}_4}{\text{día}} (1 + 0.00036 \times 1440) \text{ día} \times 0.00793 \frac{\text{sucres}}{\text{pie}^3}$$

$$F = 14.5 \times 10^6 \text{ sucres}$$

Siguiendo el sistema anteriormente expuesto procedemos a tabular



los siguientes datos:

AP= Temperatura a que se precalienta el aire ( $^{\circ}\text{F}$ )

$\omega_{\text{comb}}$  = Consumo de combustible en lb-mol/ton vid.

ACH = altura de los checkers

II = Inversión inicial en regeneradores

AC = Ahorro de combustible que será igual a  
 $96.3 - \omega_{\text{comb}}$  (dato pág. 52)

VAC = Valor de ahorro de combustible en sucres

II 12% 4 = Inversión inicial puesta al 12% de interés bancario  
 en 4 años (sucres)

$G_1$  = Ganancia si se pone la II al 12% durante 4 años

$G_2 = G_1 - \text{VAC}$  en sucres, ganancia o pérdida resultante de la comparación de la ganancia de la Inversión inicial al 12% de la ganancia producto del ahorro de combustible.

$\% G_2/\text{II}$  = Porcentaje que nos indicará el Regenerador más óptimo.

Debemos tener en cuenta que los costos de los regeneradores a partir de 9.3 pies de altura en checkers, hacia abajo al contrario de lo que se puede creer, no disminuyen notablemente, ya que, si bien, el ahorro de refractarios es significativo, en cambio las bóvedas, los pórticos, el flue y el equipo auxiliar en el mismo para todos los regeneradores.

TABLA Nº V-2

AP	$w_{\text{comb}}$ lb-mol/Tv	ACH pie	II \$	AC $\frac{\text{lb-mol}}{\text{Tv}}$	VAC	II 12% 4 \$	$G_1$ \$	$G_2$ \$	$\frac{G_2}{II}$
2100°F	49.4	28.7	$23.0 \times 10^6$	46.9	14.5	$36.0 \times 10^6$	$13 \times 10^6$	1.5	6
1904°F	51.7	17.5	$14.0 \times 10^6$	44.6	13.7	$22.0 \times 10^6$	$8 \times 10^6$	5.7	40
1800°F	54.4	14.3	$11.2 \times 10^6$	41.9	13.0	$17.6 \times 10^6$	$6.4 \times 10^6$	6.6	59
1600°F	58.5	9.3	$11.0 \times 10^6$	37.8	11.6	$17.3 \times 10^6$	$6.3 \times 10^6$	5.3	48
1400°F	60.4	6.6	$10.7 \times 10^6$	35.8	11.0	$16.8 \times 10^6$	$6.1 \times 10^6$	4.9	44

Analizando la tabla arriba expuesta vemos que el porcentaje más alto de  $G_2/II \times 100$  es el que corresponde al regenerador de 14.3 pies de altura.

## VI.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Como se podrá apreciar del estudio realizado el cálculo y diseño de los regeneradores es todavía muy complejo, pero en general podemos hacer las siguientes conclusiones y recomendaciones:

- a. El cálculo de regeneradores se simplificaría notablemente si se tuviera tabulado de manera ordenada valores para cada clase de combustible, ladrillo, forma, etc.
- b. La inversión inicial en un regenerador podría reducirse considerablemente si se investigaran materiales de mejor calidad que disminuyera su volumen.
- c. La eficiencia del regenerador podría aumentar con un sistema adecuado de aislamiento.
- d. La eficiencia de un regenerador no podrá aumentarse más elevando su volumen si el aire se lo precalienta cerca de los  $1.200^{\circ}\text{C}$  debido a que las pérdidas por radiación predominan en un regenerador.<sup>(12)</sup>
- e. La eficiencia de un horno y por ende de un regenerador podría aumentarse controlando adecuadamente las condiciones ambientales.
- f. Se recomienda un mantenimiento (limpieza) y control de un regenerador para mantener su trabajo satisfactoriamente.
- g. Se recomienda una investigación a fondo del nuevo sistema de regeneradores (regeneradores secundarios) ya que aparentemente su eficiencia tanto económica como de performance es bastante alta.
- h. Por último se recomienda un estudio de los sistemas de ahorro de combustibles en general, debido a los problemas de crisis energética que se avecinan.

## VII. APENDICE

## VII.1 TABLAS

## Pág.

Tabla III.1	Pérdidas por combustión incompleta	33
Tabla III.2	Tabla de datos para el cálculo del consumo de combustible de un horno	47
Tabla III.3	Consumos de combustible con diferentes temperaturas de aire de combustión	52
Tabla IV.1	Altura de "checkers" para diferentes temperaturas de aire de combustión.	80
Tabla IV.2	Propiedades de las vigas I	113
Tabla V.1	Consumos de combustible y altura de checkers para diferentes temperaturas de aire de combustión	114
Tabla V.2	Tabla de datos para obtener el regenerador más óptimo desde el punto de vista económico	121

## VII.2 FIGURAS

Figura II.1	Horno regenerativo de porticos laterales	6
Figura II.2	Horno recuperativo	7
Figura II.3	Esquema de un intercambiador de contra flujo	9
Figura II.4	Gráfico para cálculo del coeficiente de radiación de gases	11
Figura II.5	Gráfico para cálculo del coeficiente de convección del aire	14
Figura II.6	Gráfico para cálculo del coeficiente de convección de gases de combustión	15
Figura II.7	Gráfico para cálculo de la emisividad del gas de combustión	16

Figura II.8	Gráfico para cálculo de valor "w"	17
Figura II.9	Corte esquemático de un regenerador	18
Figura III.1	Horno regenerativo que muestra los porcentajes de pérdidas de calor	21
Figura III.2	Corte de una bóveda sin aislamiento	24
Figura III.3	Corte de una bóveda con aislamiento	26
Figura III.4	Cuadro de barras para demostración del ahorro de combustible según el aislamiento	29
Figura III.5	Esquema de un horno	35
Figura III.6	Exposición de los efectos caloríficos que se suceden en un horno	38
Figura IV.1	Variación de la temperatura en un ladrillo de 2 1/2 pulg. con el tiempo y el espacio después del "cambio"	54
Figura IV.2	Gráfico que demuestra la fase de retardo.	54
Figura IV.3	Arreglo de "Checkers" sistema de andamio de conductos rectos	57
Figura IV.4	Arreglo de "checkers" sistema celular de canales rectos	59
Figura IV.5	Arreglo de "Checkers" sistema basket-weave	60
Figura IV.6	Distribución del aire en un regenerador por medio de paredes adicionales	62
Figura IV.7	Distribución del aire en un regenerador disminuyendo la velocidad de entrada	62
Figura IV.8	Curvas de expansión de varias clases de materiales refractarios	68
Figura IV.9	Utilización del gráfico para el cálculo del coeficiente de convección del aire de combustión	73

Figura IV.10	Utilización del gráfico para el cálculo del coeficiente de convección de los gases de combustión	74
Figura IV.11	Utilización del gráfico para el cálculo de la emisividad de los gases de combustión	75
Figura IV.12	Utilización del gráfico para el cálculo del valor "a" de la magnesita y el fire clay	75
Figura IV.13	Esquema de un regenerador con sus pór-ticos	82
Figura IV.14	Distribución de los ladrillos fire - clay dentro de un regenerador	84
Figura IV.15	Distribución de los ladrillos de magnesita dentro de un regenerador	85
Figura IV.16	Esquema de un regenerador sección inferior	88
Figura IV.17	Esquema de una bóveda para su cálculo	89
Figura IV.18	Esquema de una carga normalmente distribuida	92
Figura IV.19	Arco mostrando las posibles líneas centrales de fuerzas	94
Figura IV.20	Repartición de las fuerzas de un arco según una línea determinada	95
Figura IV.21	Arco mostrando la línea de empuje real	96
Figura IV.22	Esquema para calcular las fuerzas que actúan sobre un arco	99
Figura IV.23	Cálculo de las fuerzas sobre una bóveda	104
Figura IV.24	Esquema de una viga vertical con sus fuerzas	106
Figura IV.25	Diagramas para el cálculo de los esfuerzos de una viga	107

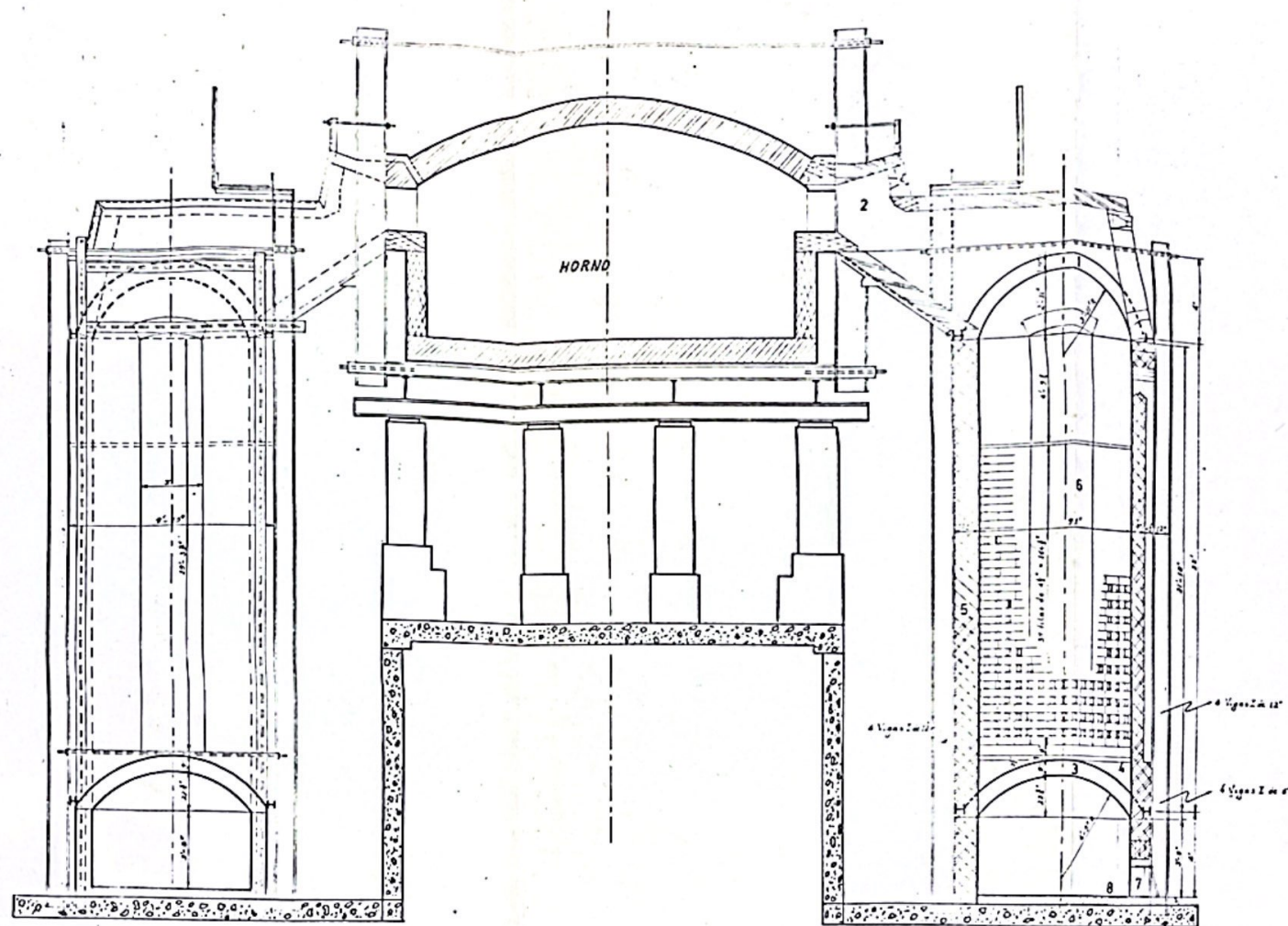
Figura IV.26 Diagrama para el cálculo de los esfuer  
zos de una viga

108

Figura IV.27 Diagrama de momento flector

111

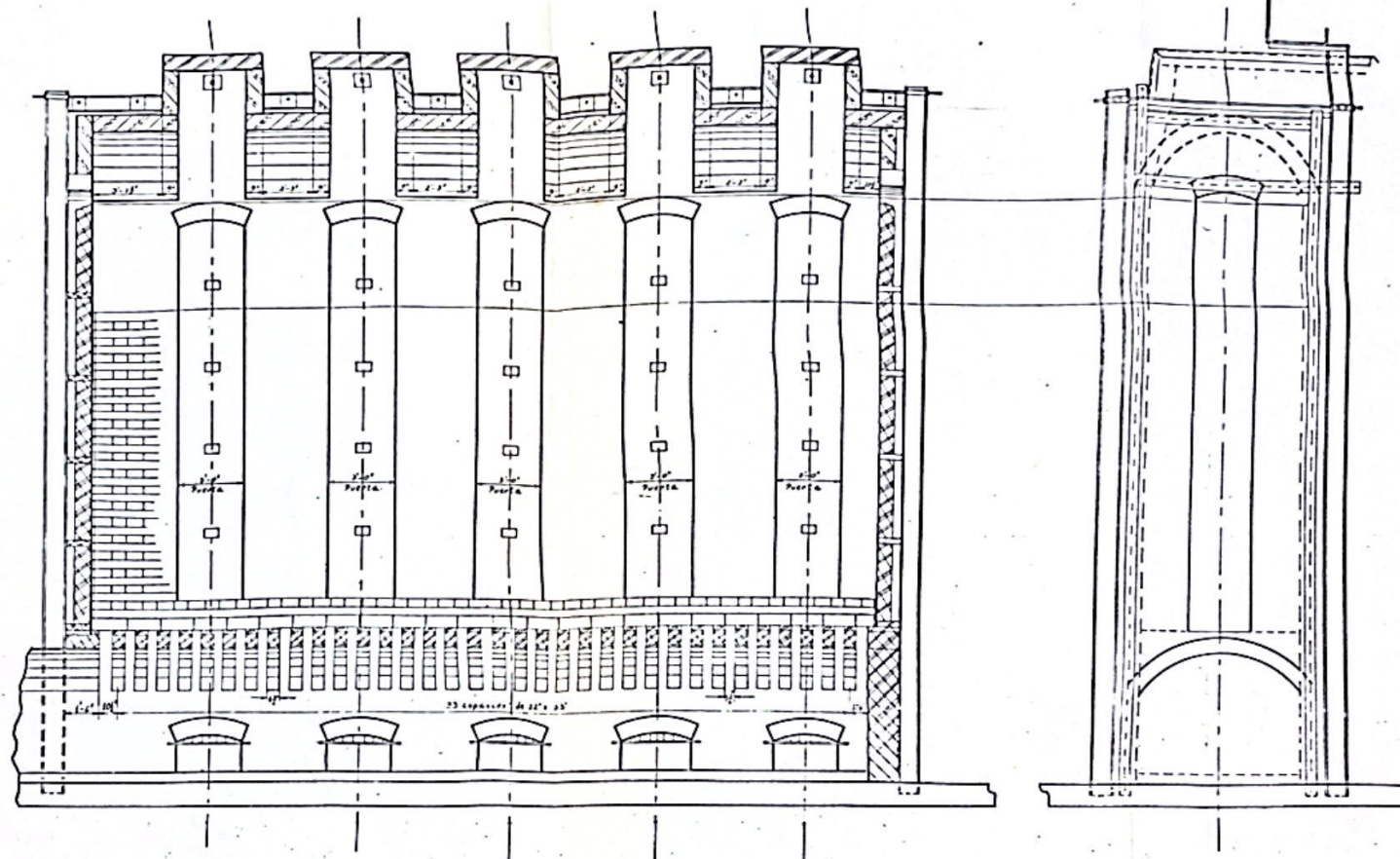




- 1.-bveda regenerador
- 2.-portico
- 3.-arco de soporte
- 4.-piso de soporte
- 5.-paredes
- 6.-puertas
- 7.-cenicero
- 8.-piso

SECCION TRANSVERSAL DE REGENERADOR		
Fecha.-15-VI-78	Dibj.- J.H.	Dibujo
Escala.-3/8=1"	Chaq.- V.R.	R-1





SECCION LONGITUDINAL DE REGENERADOR		
Fecha.-15/VI/78	Dibj.- J.H.	Dibujo
Escala.-3/8-1"	Cheq.- VR	R-2

1. Ginzburg - Stroizdat "Heat calculation for furnace and driers in the silicate Industries" (1964)
2. Edmonson J.N. "Calculating heat transfer in glass furnaces Regenerators" Glass Industry Journal of Glass Manufacturing Marzo 1964.
3. Tooley Fay V. "Regenerators" Handbook of Glass Manufacture ogden publishing company (1961)
4. Ginzburg "Dimensions of regenerators and the relationship between their operation and furnace loading" Glass and Ceramics (translated from russian) consultants bureau N.Y. Vol 23 No 2
5. Hsu James P heat "Balance and calculation of fuel consumption in glass making" Glass Industry Journal of Glass Manufacturing.
6. Faires V.M. Thermodynamics the Mc millan co N.Y. 1962
7. Seely - Smith Resistance of Materials 4th ed. John Wiley & Sons Inc. N.Y. 1967.
8. Trinks - Mawainney Industrial Furnaces 5th ed. John Wiley & Sons Inc. N.Y. 1953
9. Didier - Catálogo de Materiales cuaderno 23 9/v/62.
10. Gunther R. Glass Melting Tank Furnaces translate from Germany. Society of Glass Technology england 1958.
11. A.P. Green Refractory Pocket Catalog Missouri, U.S.A. fire brick Company.
12. W. Scott "The recovery of energy on regenerative glass-melting tank furnace" Glass Technology. Volume 1 1960.