

CÁLCULO **DE LOS PRINCIPALES** **PROCESOS EN LOS** **HORNOS** **METALÚRGICOS**

Antonio R. Chang Cardona
Igor A. Yuzhaninov

 **EDITORIAL**
"FELIX VARELA"
La Habana, 1997

Redacción: Ing. Carlos Hermida Laffitte
Corrección: Lic. Yamile Verdecia García
Diagramación: Lilia Rodríguez Goytizolo
Diseño de Cubierta y Realización: Fran Herrera García

© Igor A. Yuzhaninov
© Antonio R. Chang Cardona
© Sobre la presente edición:
Editorial Félix Varela, 1997

EDITORIAL FÉLIX VARELA

San Miguel No. 1111
e/ Mazón y Basarrate
El Vedado, Ciudad de La Habana, Cuba.
ISBN 959-07-0120-5

PRÓLOGO

El presente libro persigue el objetivo de concretar en situaciones prácticas los conocimientos teóricos que se imparten en el curso de *Hornos Metalúrgicos*, es por esto que se abordan las orientaciones metodológicas detalladas para dar solución a diversos problemas que el ingeniero debe enfrentar en la industria, en organizaciones de proyectos e investigaciones científicas relacionados con los hornos metalúrgicos y sus diferentes elementos. En el libro se ofrecen muchas tablas y figuras que facilitan el trabajo del ingeniero tanto, en la selección de las instalaciones requeridas, como en la evaluación de cualquier tarea técnica. Se han elaborado los cinco capítulos de tal forma, que metodológicamente el libro sea realmente un arma orientativa, y a la vez, a medida que se avanza en el estudio del mismo, se ha logrado una concatenación entre los diferentes procesos, sin dejar de resaltar las particularidades de cada uno.

Debido a que en la especialidad de Metalurgia se imparten las asignaturas *Teoría a los procesos pirometalúrgicos* y *Tecnología de las producciones metalúrgicas*, en las cuales se aborda con profundidad el proceso tecnológico, en el presente libro no se trata con amplitud este capítulo. Además el proceso mecánico por su insuficiente conocimiento en la actualidad con relación a otros procesos ha sido enfocado a dos de los principales hornos de la industria niquelífera, hornos de tambor rotatorio y el de soleras múltiples. Por eso, los procesos aerodinámicos, de transmisión de calor y el energético son abordados con mayor profundidad.

El texto de este libro básico está concebido fundamentalmente para la autopreparación de los estudiantes en las clases prácticas, en el mismo se encuentran resueltos 47 ejemplos con orientaciones detalladas y 37 problemas para el trabajo independiente sin respuestas. Además, los 84 problemas sirven de base para múltiples variantes de trabajos de control y comprobación que forman parte del sistema de evaluación de los estudiantes de la especialidad de Metalurgia; incluyéndolo como material de consulta en la realización de proyectos de curso y de diploma.

Esperamos de ustedes que informen sus observaciones con el fin de corregir y ampliar el libro en caso de reedición.

De los autores

SÍNTESIS DEL CONTENIDO

En el libro de texto básico *Cálculos de los principales procesos en los hornos metalúrgicos* se estudia la aplicación de la teoría de los procesos: tecnológico, aerodinámico, mecánico, transmisión de calor y energético en los cálculos y proyectos de los hornos metalúrgicos, incluyendo sus instalaciones auxiliares. En el mismo se abordan los métodos y técnicas que debe dominar el ingeniero en los cálculos metalúrgicos tradicionales, mostrados en 84 problemas.

El libro está dirigido a los estudiantes de la especialidad de Metalurgia y a los ingenieros y técnicos que trabajan en las industrias metalúrgicas y en organizaciones de proyectos e investigaciones.

El libro contiene además, 49 figuras, 16 tablas y 16 apéndices, extraídos de 22 referencias bibliográficas.

C.Dr. Yuzhaninov Igor A.

C.Dr. Chang Cardona A.R.

INTRODUCCIÓN

Los hornos metalúrgicos ocupan un lugar especial entre las instalaciones y equipos industriales. Estos son agregados, en los cuáles debido a la energía térmica se realiza el proceso tecnológico (físico-químico) necesario con el objetivo de obtener, refinar o tratar térmicamente los metales.

Prácticamente, todos los metales ferrosos y gran parte de los no ferrosos se obtienen con la utilización de los hornos metalúrgicos de construcciones muy variadas.

En calidad de fuentes energéticas en los hornos emplean: el combustible carbónico, la energía eléctrica o el calor de los procesos tecnológicos exotérmicos.

De acuerdo a la teoría integral, propuesta por el profesor C.T. Diomidovski D.A. [2], el trabajo de los hornos metalúrgicos se compone de 5 procesos muy interrelacionados entre sí, los cuales se desarrollan en su zona de trabajo. El principal o proceso objetivo es el tecnológico. Los 4 restantes: aeromecánico (movimiento de los gases), mecánico (movimiento de los materiales sólidos y fundidos), intercambio térmico y el proceso energético, se subordinan al tecnológico, ya que estos deben organizarse de tal forma, que el proceso tecnológico se desarrolle con los mejores índices técnico-ecológicos y económicos (mejor calidad y mayor cantidad de producción acabada, menor acción tóxica al medio ambiente, menor gasto económico).

El análisis de los procesos antes mencionados en interacción, por lo general, permite ver a la luz uno (a veces más) de éstos, el cual limita la aceleración del trabajo del horno.

Para garantizar el perfeccionamiento continuo del trabajo del horno, se requiere la variación de determinadas características constructivas del horno, régimen de trabajo u otras.

Un valor no menos importante en el análisis del trabajo del horno tienen los cálculos metalúrgicos, los cuales dan la posibilidad de valorar cuantitativamente la situación existente, de encontrar las vías de perfeccionamiento del trabajo del horno, de elaborar las nuevas soluciones (constructivas, de funcionamiento y otras), de dirección tecnológica del horno.

Junto con la sabiduría de emplear los medios de la técnica de computación (en particular para dar solución a problemas analíticos muy complejos) el ingeniero actual debe dominar la técnica de los cálculos metalúrgicos tradicionales.

En el presente libro se analizan estos cálculos tradicionales, problemas típicos en la esfera de los procesos de hornos.

El libro de texto está destinado para la realización de clases prácticas con los estudiantes de la especialidad de Metalurgia en el curso de *Hornos Metalúrgicos* y puede ser utilizado como libro de consulta para la realización de proyectos de curso y de diploma.

El mismo puede ser también de gran utilidad para los especialistas, que trabajan en las industrias metalúrgicas y en organizaciones de proyectos e investigaciones.

CAPÍTULO 1

PROCESO TECNOLÓGICO

El proceso tecnológico en el horno representa en sí mismo el proceso de las transformaciones físico-químicas de los materiales alimentados (carga) hasta llegar a producto final o productos. Este consiste, por ejemplo, en la disociación térmica, la oxidación o la reducción de los componentes de la carga, formación de escoria, etcétera, y se desarrolla en el horno en correspondencia con las leyes de la fisico-química (termodinámica y cinética).

El proceso tecnológico es objeto de estudio de la asignatura teoría y tecnología de los procesos metalúrgicos, en los cuales se analizan los cálculos tecnológicos [5,11,18].

En el presente libro solamente se muestra el cálculo del consumo de calor de la carga inicial, lo cual es de gran importancia para la termotecnia del horno [2.5].

1.1. DETERMINACIÓN DEL CONSUMO DE CALOR POR LA CARGA

El consumo de calor por la carga (q_c) es la cantidad de calor, requerida para la total transformación de la unidad de masa (1t) de materiales alimentados en un determinado proceso tecnológico.

Esta es la cantidad mínima necesaria de energía térmica que es importante introducir del exterior para la realización del proceso tecnológico, y puede determinarse solamente por las características termodinámicas de las transformaciones físico-químicas y, si estas últimas son conocidas junto con el balance material del proceso, entonces q puede calcularse.

La magnitud q también puede hallarse experimentalmente por el análisis térmico cuantitativo.

Mediante el cálculo, q se determina por la fórmula siguiente:

$$q_c = (\sum q^{III} + \sum q^{IV}) - (\sum q^I + \sum q^{II}) \quad (1.1)$$

donde:

$\sum q^I$: contenido térmico de los materiales iniciales ($\text{kJ} \cdot \text{t}^{-1}$);

$\sum q^{II}$: calor de las reacciones exotérmicas ($\text{kJ} \cdot \text{t}^{-1}$);

$\sum q^{III}$: contenido térmico de los productos del proceso ($\text{kJ} \cdot \text{t}^{-1}$);

$\sum q^{IV}$: calor de las reacciones endotérmicas ($\text{kJ} \cdot \text{t}^{-1}$).

Los efectos térmicos de las reacciones químicas exotérmicas y endotérmicas se determinan por el cálculo con el empleo de la ley de Hess. La ley enuncia, que el efecto térmico de la reacción química es igual a la diferencia entre la suma de calores de formación de los productos finales y la suma de los calores de formación de las sustancias reaccionantes, considerando los coeficientes estequiométricos en las fórmulas de estas sustancias en las ecuaciones de la reacción.

Los efectos térmicos de formación de $1\text{g} \cdot \text{mol}$ (kcal) y $1\text{kg} \cdot \text{mol}$ (MJ) de una serie de compuestos en condiciones estándar se representan en el apéndice 1[4,6,9,10,15].

Después de hallado los efectos térmicos de todas las reacciones químicas, se calculan las cantidades de calor totales $\sum q^{II}$ y $\sum q^{IV}$, correspondientes a las reacciones exotérmicas y endotérmicas.

El contenido térmico de los materiales iniciales y productos del proceso se determina por la fórmula general:

$$\sum q^I (\sum q^{III}) = \sum C_i \cdot m_i \cdot t_i \quad (1.2)$$

donde:

C_i : es la capacidad calorífica de los materiales iniciales (finales) del proceso, $\text{kJ} (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$.

Para las sustancias gaseosas, se emplean los valores de la capacidad calorífica volumétrica a $p = \text{const.}$, expresada en $\text{kJ} (\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$, relacionado a 1m^3 de gas en condiciones normales 0°C (273K) y $101\,332\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$ (760mm Hg);

m_i : masas de los materiales iniciales (finales en kg).

Para las sustancias gaseosas, correspondientemente se toma el volumen en condiciones normales;

t_i : temperaturas de los materiales iniciales y productos del proceso ($^\circ\text{C}$).

1.2. PROBLEMAS DE EJEMPLO

Problema 1

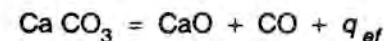
Determinar el consumo de calor de 1t de caliza (carga), la cual se calcina en un horno de cubilote. La temperatura del producto obtenido a la salida del horno es igual a 800°C , la temperatura de los gases salientes 400°C . La temperatura de la caliza alimentada 27°C .

La composición de la caliza: 96% CaCO_3 y 4% de otros.

Solución

De 1t de caliza se obtiene: $960 \cdot 0,56 + 40 = 577\text{kg}$ del material calcinado (CaO + otros) y $960 \cdot 0,44 = 423\text{kg}$ de CO .

Determinamos a continuación el efecto térmico de las reacciones de disociación de la caliza:



Utilizando la ley de Hess y los datos del apéndice 1, hallamos el valor de q_{ef} :

$$q = (636,000 + 394,070) - 1\,208,647 = \\ = -178\,577\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{mol})^{-1} \text{ o } -1\,785,77\text{kJ} (\text{kg CaCO}_3)^{-1}$$

La disociación de la caliza es un proceso endotérmico.

La capacidad calorífica del gas (apéndice 2 [4,7]):

$C_g = 1,9436\text{kJ} (\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$, la cantidad volumétrica de gases es igual:

$$22,4 \cdot \frac{423}{44} = 215\text{m}^3$$

donde:

$22,4\text{m}^3$: volumen que ocupa un kmol en condiciones normales.

La capacidad calorífica del material inicial y producto del proceso:
 $C = 0,904 \text{ kJ}(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$ y $C_p = 0,504 \text{ kJ}(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$.

Sobre la base de todos los datos hallados y dados, se realiza el balance térmico del proceso de tostación de 1 t de caliza.

Entrada de calor

- Consumo de calor por la carga (calor, introducido del exterior para cubrir la necesidad térmica de la carga): q_c
- Contenido térmico de los materiales iniciales (caliza): Σq^I

$$\Sigma q^I = m_c \cdot c_c \cdot t_c = 1\,000 \cdot 0,904 \cdot 27 = 24\,308 \text{ kJ}$$

- Calor de las reacciones exotérmicas: Σq^{II}

$$\Sigma q^{II} = 0$$

Total de calor de entrada: $q_c + 24\,308 \text{ kJ}$.

Consumo de calor

- Contenido calorífico de los productos del proceso: Σq^{III}

$$\begin{aligned} \Sigma q^{III} &= m_p \cdot C_p \cdot t_p + V_g \cdot C_g \cdot t_g = \\ &= 577 \cdot 0,504 \cdot 800 + 215 \cdot 1,943 \cdot 400 = \\ &= 232\,646 + 166\,496 = 399\,142 \text{ kJ} \end{aligned}$$

- Calor de las reacciones endotérmicas: Σq^{IV}

$$\Sigma q^{IV} = m_c \cdot q_{el} = 1\,000 \cdot 1\,785,77 = 1\,785\,770 \text{ kJ}$$

Total de calor consumido: 2 184 912 kJ.

De la ecuación (1.1) se halla q_c :

$$q_c + 24\,308 = 2\,184\,912;$$

$$q_c = 2\,160\,604 \text{ kJ} \text{ o } 2\,160,6 \text{ MJ}$$

1.3. PROBLEMAS PARA EL TRABAJO INDEPENDIENTE

Problema 1

Determinar el consumo de calor de 1t de carbonato de níquel, que se calcina en un horno de tambor rotatorio. La temperatura del óxido de níquel a la salida del horno es de 700°C , la temperatura de los gases salientes es igual a 370°C . La temperatura del carbonato alimentado es 30°C , la composición química del carbonato: $\text{NiCO}_3 = 97\%$; otros es 3% .

La capacidad calorífica del carbonato alimentado es $0,73 \text{ kJ}(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$ y del óxido de níquel $0,9 \text{ kJ}(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$.

Problema 2

Determinar el consumo térmico de 1t de hidróxido de aluminio seco, el cual se calcina en el horno de cama fluidizada (los aparatos de secado y enfriamiento no se contemplan).

La temperatura del hidróxido de aluminio alimentado es de 150°C .

La temperatura de la alúmina que sale del horno es igual a 500°C . La temperatura de los gases salientes del horno 450°C .

La composición del hidróxido de aluminio alimentado: $\text{Al}(\text{OH})_3 = 99,2\%$; otros es $0,8\%$.

La composición del producto obtenido: $\alpha \text{ Al}_2\text{O}_3$ y otros. La capacidad calorífica del hidróxido alimentado es de $1,08 \text{ kJ}(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$, la de la alúmina saliente es de $1,18 \text{ kJ}(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$.

Problema 3

Determinar el consumo de calor de 1t de óxido de níquel, el cual se reduce en un horno con monóxido de carbono. La temperatura del óxido alimentado al horno es igual a 120°C , el producto descargado del horno es 650°C . La temperatura de los gases salientes del horno es igual a 300°C . La composición del óxido de níquel alimentado al horno: $\text{NiO} = 98\%$; otros = 2% .

La capacidad calorífica del óxido de níquel alimentado es $1,26 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ y la capacidad calorífica del polvo de níquel obtenido es igual a $0,4 \text{ kJ}(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$ (el grado de reducción del níquel hasta metal en el cálculo, tomarlo igual al 100%).

Problema 4

Determinar el consumo térmico de 1t de dolomita ($\text{CaCO}_3 \cdot \text{Mg CO}_3$), la cual se calcina en un horno de tambor rotatorio con enfriador. La temperatura de la dolomita alimentada es igual a 25°C . La temperatura del producto tostado es igual a 200°C . Los gases salientes tienen una temperatura de 340°C . La composición de la dolomita alimentada: $\text{Ca Mg}(\text{CO}_3)_2 = 95\%$, otros = 5% . Parte del calor físico del producto tostado se utiliza en el enfriador.

La capacidad calorífica de los materiales alimentados y del producto obtenido son correspondientemente: $0,945 \text{ kJ}(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$ y $0,99 \text{ kJ}(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$.

CAPÍTULO 2

PROCESO AERODINÁMICO

2.1. CONCEPTOS FUNDAMENTALES

El proceso aerodinámico en gran medida determina el curso de los procesos de combustión del combustible y de intercambio térmico en los hornos, lo cual garantiza el normal desarrollo del proceso tecnológico. Del movimiento de los gases depende la distribución de la temperatura y la presión en el horno. De esta forma, la aerodinámica con frecuencia se convierte en un medio de dirección del trabajo del horno.

Los principales parámetros (magnitudes) utilizados en la mecánica de los gases son [2, 8 ,19]:

ρ_{tP} : densidad del gas a una presión (P) y temperatura (t) dada ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$);

ρ_0 : densidad del gas en condiciones normales ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$);

V_{tP} : volumen real de los gases a una P y t dada ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$);

V_0 : volumen de los gases en condiciones normales ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$);

W_{tP} : velocidad real del movimiento de los gases a una P y t dada ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$);

W_0 : velocidad del movimiento de los gases en condiciones normales ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$);

F : área de la sección transversal del canal (horno, gasoducto, etcétera) (m^2);

d_h : diámetro hidráulico del canal (m) ;

ν : coeficiente de viscosidad cinemática ($m^2 \cdot s^{-1}$) ;

M : coeficiente de viscosidad dinámica (Pa · s) ;

β : coeficiente de dilatación volumétrica del gas $grad^{-1}$; $\beta = 1/273$;

La densidad del gas en condiciones normales se determina por la expresión:

$$\rho_o = \frac{M}{22,4} \quad (2.1)$$

donde:

M : es la masa molecular de 1 kmol de sustancia;

22,4 : es el volumen (m^3) que ocupa 1 kmol de sustancia.

Las principales magnitudes de la mecánica de los gases están relacionadas con las siguientes dependencias:

$$\rho_{tp} = \rho_o \cdot \frac{p}{(1 + \beta \cdot t) P_o} = \rho_o \cdot \frac{273 \cdot P}{T \cdot P_o} \quad (2.2)$$

donde:

T : es la temperatura absoluta (K); $T = t + 273$

$$V_{tp} = V_o \cdot \frac{(1 + \beta \cdot t) P_o}{p} = V_o \cdot \frac{T \cdot P_o}{273 \cdot P} \quad (2.3)$$

$$W_{tp} = W_o \cdot \frac{(1 + \beta \cdot t) P_o}{p} = W_o \cdot \frac{T \cdot P_o}{273 \cdot P} \quad (2.4)$$

$$V = F \cdot W \quad (2.5)$$

$$F = \frac{V_{tp}}{W_{tp}} = \frac{V_o}{W_o} \quad (2.5 a)$$

En las expresiones (2.5) y (2.5 a) se toma la velocidad promedio del gas por la sección del canal:

$$\mu = \rho \cdot v \quad (2.6)$$

$$dh = \frac{4 F}{S} \quad (2.7)$$

donde:

S : es el perímetro del canal.

Por cuanto en la mayoría de los casos, los gases en los hornos (gasoductos) se encuentran bajo una pequeña presión (vacío), la influencia de la magnitud P puede despreciarse y las fórmulas (2.2a) y (2.4a) se simplifican:

$$\rho_t = \frac{P_o}{(1 + \beta \cdot t)} = \frac{P_o \cdot 273}{T}$$

$$V_t = V_o \cdot (1 + \beta \cdot t) = \frac{V_o \cdot T}{273}$$

$$W_t = W_o \cdot (1 + \beta \cdot t) = \frac{W_o \cdot T}{273}$$

El peso específico γ ($N \cdot m^{-3}$) se relaciona con la densidad por la simple dependencia:

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (2.8)$$

donde:

g : es la aceleración de la fuerza de gravedad ($m \cdot s^{-2}$).

El flujo de gases en movimiento posee determinada reserva de energía potencial y cinética, por lo cual se efectúa la superación de todas las resistencias presentes en su movimiento. En este caso la energía del flujo gaseoso lo denominan altura de presión. Se conocen: la altura de presión geométrica hg (posicional), piezométrica o estática h_{est} (de presión frecuentemente relativa) y altura dinámica h_{din} (de velocidad). Las dos primeras dan la medida de la energía potencial del gas.

La altura dinámica caracteriza la energía cinética del gas. Los gastos de energía del gas para vencer las resistencias se expresan por la altura de pérdida h_p .

Las magnitudes de las alturas de presión se determinan por las expresiones (2.9) y (2.12):

$$h_g = \rho \cdot g \cdot Z, \text{ N} \cdot \text{m}^{-2} \text{ (Pa)} \quad (2.9)$$

$$h_{est} = P, \text{ Pa} \quad (2.10)$$

$$h_{din} = \frac{W^2}{2} \cdot \rho, \text{ Pa} \quad (2.11)$$

$$h_p = K \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \rho, \text{ Pa} \quad (2.12)$$

donde:

Z : es la altura de la columna de gas, m ;

K : coeficiente adimensional, que caracteriza la resistencia del tramo recorrido por el gas.

La altura piezométrica o estática se mide, pero no se calcula.

En los hornos metalúrgicos, los gases generalmente se encuentran en movimiento, pero en determinados casos (parada del calentamiento del horno, calentamiento eléctrico y otros) el gas caliente en el horno puede considerarse en reposo. En el primer caso se refieren a la dinámica de los gases, en el segundo, a la estática de los gases.

2.2. ESTÁTICA DE LOS GASES

2.2.1. Conceptos generales

El presente epígrafe de la aerodinámica estudia el estado de equilibrio de los gases. La ecuación general de equilibrio de los gases (2.13) enuncia, que la suma de la presión absoluta y el peso de la columna del gas uniforme es una magnitud constante para cada elemento del gas en reposo, que ocupa un volumen determinado:

$$P + \rho \cdot g \cdot Z = \text{const.} \quad (2.13)$$

Para el sistema "gas caliente en el horno-aire del medio ambiente" la magnitud de la presión relativa del gas por la altura de la columna Z con relación al plano neutral (la presión de los gases del horno y del aire atmosférico son iguales), se determina sobre la base de la última ecuación (Figura. 1).

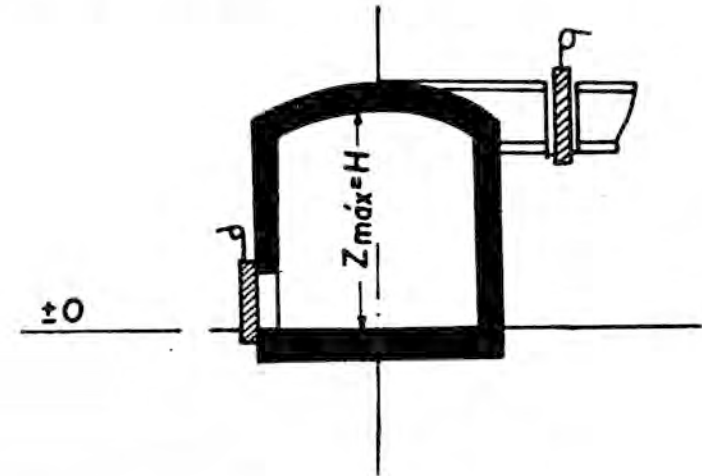


FIGURA 1. Horno de cámara.

Para los gases del horno se puede escribir:

$$P_g + \rho_g \cdot g \cdot Z = \text{const.} \quad (2.13)$$

correspondientemente para el aire:

$$P_a + \rho_a \cdot g \cdot Z = \text{const.}$$

La presión relativa del gas h_{est} es igual:

$$P_g - P_a = g \cdot Z (\rho_a - \rho_g) \quad (2.14)$$

Por cuanto, $\rho_a > \rho_g$, los gases calientes del horno que se encuentran en reposo en el horno, poseen cierta presión residual. En este caso:

$$h_{est} = h_g = g \cdot H \left(\rho_0^a \cdot \frac{273}{T_a} - \rho_0^g \cdot \frac{273}{T_g} \right) \quad (2.14 a)$$

donde:

ρ_a y ρ_g : densidades reales del aire y del gas;

ρ_o^a y ρ_o^g : densidades del aire y del gas en condiciones normales;

T_a y T_g : temperaturas absolutas del aire y del gas (K).

Los cálculos sobre estática de los gases son necesarios para esclarecer el cuadro de distribución de la presión del gas en el horno, determinar la magnitud del vacío, creado por el sistema de extracción de gases y para otros problemas.

2.2.2. Problemas de ejemplo sobre estática de los gases

Problema 1

En un horno de calentamiento con el conducto de extracción de gases, que se encuentra bajo la solera del horno (Figura 2) se paró el calentamiento y la extracción de gases. Hallar la distribución de presión en el horno, si la temperatura en el horno es igual a 1 000 °C, la temperatura del aire ambiental es igual a 30 °C y las densidades del aire y del gas en condiciones normales $\rho_o^a \approx \rho_o^g = 1,29 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. El plano neutral ($\pm 0 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$) se encuentra a la distancia de 1 m de la solera del horno. Las medidas del horno se hallan en la Figura 2.

Solución

Determinamos las densidades reales del aire y el gas (fórmula 2.2 a):

$$\rho_a = \frac{\rho_o}{1 + \beta \cdot t} = \frac{1,29}{1 + 30/273} = 1,16 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3};$$

$$\rho_g = \frac{1,29}{1 + 1000/273} = 0,276 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Por la fórmula (2.14) hallamos la presión del gas, debajo de la bóveda, sobre la solera de la cámara de trabajo del horno y en la solera del conducto de extracción de gases.

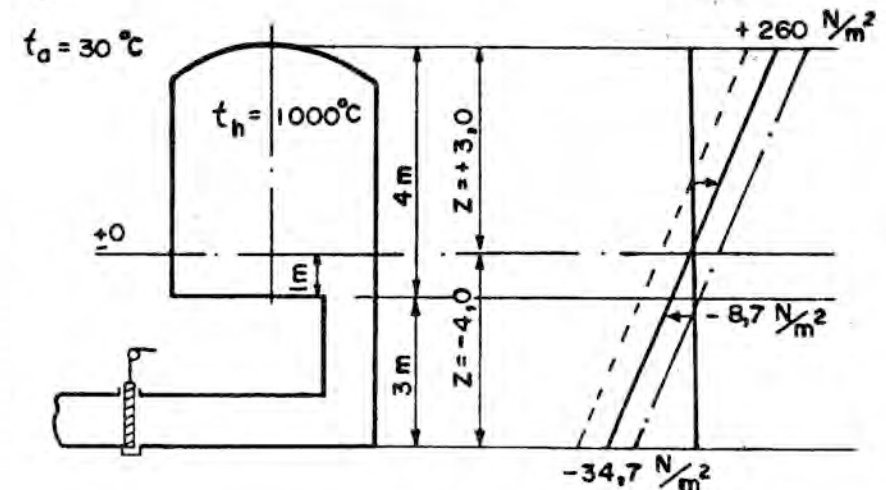


FIGURA 2. Esquema para el problema 1, epígrafe 2.2.2.

La presión residual debajo de la bóveda es igual ($Z = +3,0 \text{ m}$):

$$h_{est}^I = g \cdot Z \cdot (\rho_a - \rho_g) = 9,8 \cdot 3,0 (1,16 - 0,276) = 26,0 \text{ Pa}$$

La presión (vacío) en la solera de la cámara de trabajo a $Z = -1 \text{ m}$ será:

$$h_{est}^{II} = 9,8 \cdot (-1,0) \cdot (1,16 - 0,276) = -8,7 \text{ Pa}$$

La presión (vacío) en la solera del conducto de extracción de gases ($Z = -4,0 \text{ m}$):

$$h_{est}^{III} = 9,8 (-4,0) \cdot (1,16 - 0,276) = -34,7 \text{ Pa}$$

Basado en el cálculo construimos el gráfico de las presiones relativas (Figura 2, líneas continuas).

El nivel del plano neutral puede variar. Abriendo la válvula de corredera, se puede disminuir la presión en el horno y trasladar el plano neutral hacia la parte superior (Figura 2, línea de punto).

Si cuando la válvula de corredera se encuentra cerrada se arranca el quemador en el horno, en éste la presión aumenta (Figura 2, línea de puntos y rayas).

Para disminuir la salida de los gases o la succión del aire frío, la presión al nivel de las ventanas de operaciones es recomendable mantenerla en ± 0 . La regulación de la posición del plano neutral se puede efectuar por la válvula de corredera.

Problema 2

Determinar la magnitud del vacío, creado por el conducto de extracción de gases, si la altura de la tubería es de 100 m, la temperatura promedio de los gases en el tubo es igual a $0,65 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, y la temperatura del aire ambiental en esta varía de $+10^\circ\text{C}$ hasta $+35^\circ\text{C}$.

Solución

La presión a la salida de la chimenea prácticamente es igual a la presión del aire ambiental. Esto es aplicable para cualquier canal, en el cual se encuentra cierto volumen de gas.

La magnitud del vacío en la base de la chimenea se determina por la fórmula (2.14) ó (2.14 a). La densidad del aire a una temperatura de 10°C es igual a :

$$\rho_a' = \rho_o \cdot \frac{273}{T} = 1,29 \cdot \frac{273}{283} = 1,24 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \text{ a } t = 35^\circ\text{C}$$

$$\rho_a'' = 1,29 \cdot \frac{273}{308} = 1,14 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

La magnitud del vacío, creado por la tubería a $t_a' = 10^\circ\text{C}$,

$$\begin{aligned} h_{est}' &= h_h' = g \cdot H \cdot (\rho_a' - \rho_g) = 9,8 \cdot 100 (1,14 - 0,65) = \\ &= 480 \text{ Pa } (\approx 48 \text{ mm H}_2\text{O}) \end{aligned}$$

$$t_a'' = 35^\circ\text{C}$$

$$h_{est}'' = h_h'' = 9,8 \cdot 100 (1,24 - 0,65) = 578 \text{ Pa } (\approx 58 \text{ mm H}_2\text{O})$$

Como se observa, la diferencia es notable. Por eso, siempre es necesario que el cálculo del vacío creado por la chimenea, se realice en el tiempo más caluroso del año.

2.2.3. Problemas para el trabajo independiente

Problema 1

Determinar la magnitud de la presión residual bajo la bóveda del horno de cámara, si su altura es igual a 2,2 m, la temperatura de los gases en el horno es igual a 850°C , y la presión en la solera del horno es igual a la atmosférica. La densidad del gas $\rho_o^g = 1,35 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, la temperatura del aire ambiental es de 28°C .

Problema 2

Hallar el vacío creado por la chimenea, si su altura es de 180 m, la temperatura promedio de los gases en el tubo es de 320°C , y su densidad (ρ_o^g) es igual a $141 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. La temperatura del aire ambiental es de 32°C .

2.3. DINÁMICA DE LOS GASES .

2.3.1. Conceptos generales

En este epígrafe se estudian las leyes del movimiento de los gases en los hornos metalúrgicos y canales (gasoductos, quemadores, toberas, etcétera).

Los fundamentos teóricos, en este caso, lo constituyen las ecuaciones de la aerodinámica (ecuaciones del movimiento de un gas ideal y viscoso, la ecuación del gasto, ecuación de Bernoulli, ecuación de los impulsos de Euler).

Durante el movimiento del gas se diferencian: el carácter del movimiento laminar (por capas) y el carácter turbulento (en forma de torbellino). Además, existe una región de transición.

Para la determinación del carácter del movimiento de los gases emplean el criterio (número) de Reynolds:

$$Re = \frac{W \cdot d_h}{\nu} \quad (2.15)$$

donde:

w : velocidad real del movimiento del gas en el canal (horno), $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$;

d : diámetro hidráulico del canal (horno), m ;

ν : viscosidad cinemática del gas, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Si los valores de $Re > 2\ 300$ el carácter del movimiento es turbulento, si $Re < 2\ 300$ el carácter del movimiento es laminar. Entre 2 000 y 2 300 existe un régimen de transición del movimiento laminar al turbulento.

Durante su movimiento en el canal, los gases gastan su energía en la superación de las resistencias debido a la fricción sobre la pared del canal y a las resistencias locales (codos, ensanchamientos, contracciones del flujo, etcétera).

Las pérdidas de energía del gas durante su movimiento son caracterizadas por la altura de pérdida h_p .

La altura de pérdida por fricción h_{pf} se calcula por la expresión (2.16):

$$h_{pf} = \xi_f \cdot \frac{l}{d_h} \cdot \frac{W_f^2}{2} \cdot \rho_f, \text{ Pa} \quad (2.16)$$

donde:

ξ_f : coeficiente de pérdida de energía por fricción;

l : longitud del tramo calculado, m;

W_f y ρ_f : velocidad y densidad reales de los gases.

Para los cálculos técnicos en los canales, revestidos con refractarios, recubrimientos, se puede tomar $\xi_f = 0,5$.

En forma general:

$$\xi_f = \frac{A}{Re^n} \quad (2.17)$$

Para el movimiento laminar y rugosidad despreciable de las paredes $n = 1$ y $A = 64$.

Para el movimiento turbulento $n = 0,12$; $A = 0,175$ (canales de ladrillos) o $A = 0,129$ (canales metálicos rugosos). En este caso el coeficiente ξ_f es una función dependiente no solamente de Reynolds, sino también, del grado de rugosidad de la pared del canal (ε) o sea:

$$\xi_f = f(Re, \varepsilon) \quad (2.18)$$

donde:

$\varepsilon = \frac{e}{d_{eq}}$, y a su vez e es la altura promedio de los salientes.

En el apéndice 3 se representa gráficamente la función (2.18) considerando el inverso del grado de rugosidad $\frac{1}{\varepsilon}$, por el cual se puede determinar ξ_f .

Las pérdidas de energía por las resistencias locales se calculan por la fórmula (2.18):

$$h_{fl} = K_l \cdot \frac{W_l^2}{2} \cdot \rho_l, \text{ Pa} \quad (2.19)$$

donde:

K_l : es el coeficiente de resistencia local.

La magnitud de K_l se determina experimentalmente (apéndice 4).

Más abajo en la Tabla 1 se ofrecen los valores de las pérdidas de energía de una serie de elementos de los hornos para los cálculos de orientación.

Resistencias locales son consideradas, además, la superación de la altura geométrica al descender el gas caliente:

$$h_{pg} = g \cdot H \cdot (\rho_a - \rho_g),$$

análoga a la expresión (2.14 a).

En los cálculos tiene una gran utilización la ecuación de gasto y la ecuación de Bernoulli.

TABLA 1. Pérdidas de energía en los elementos de los hornos

Elementos de los hornos	Pérdidas de energía kPa
1. Calderas de vapor	0,25-0,5
2. Cámaras de despolvamiento	0,05-0,15
3. Ciclones y batería de ciclones	0,25-1,5
4. Separadores de polvo de celosía	0,1-0,5
5. Separadores de polvos turbulentos	0,8-1,0
6. Separadores de polvos filtrantes (de lonas)	0,5-1,8
7. Separadores de polvos húmedos (escruber hueco)	0,2-0,8
8. Aparatos espumantes	0,3-1,0
9. Electrofiltros	0,2-0,4
10. Recuperadores	0,3-0,5
11. Codos, ensanchamientos, contracciones, pasos transitorios	0,02-0,03

La ecuación de gasto es un caso particular de la ley de conservación de la masa. Para dos secciones se escribe de la siguiente forma:

$$F_1 \cdot W_1 \cdot \rho_1 = F_2 \cdot W_2 \cdot \rho_2 \quad (2.20)$$

Si: $\rho_1 \approx \rho_2$,

entonces:

$$F_1 \cdot W_1 = F_2 \cdot W_2 \quad (2.20 a)$$

La expresión (2.20a) se emplea con gran frecuencia para el cálculo de las secciones de los gasoductos de los hornos, separadores de polvos, etcétera.

La ecuación de Bernoulli es una expresión particular de la ley de conservación de la energía.

Para los gases reales en los sistemas del horno, esta se expresa de la siguiente forma:

$$h_g + h_{est} + h_{din} + h_p = \text{const} \quad (2.21)$$

Además, la misma enuncia que la suma de las alturas reales y de pérdidas, permanece constante por todo el trayecto del movimiento de los gases.

La ecuación de Bernoulli se emplea en la determinación de la suma de la altura de pérdidas durante el movimiento de los gases desde el horno hasta la instalación de extracción de gases, en la selección (cálculo) de las instalaciones extractoras (extractores de humo, ventiladores, chimeneas), en el caso del derrame de gases a través de orificios (toberas, quemadores, soplos, etcétera) y en otros muchos casos.

Por la vía de mayor resistencia (en las ramificaciones de los sistemas) se considera la variación de la temperatura de los gases y la posible succión del aire.

Para los separadores de polvos húmedos, calderas de vapor, calentadores de aire y otros, se determina la caída de temperatura mediante el cálculo.

Por la suma hallada de las pérdidas de energía en el sistema $\sum h_p$ con un 30 % de reserva, se realiza el cálculo de la altura de la chimenea

fórmula (2.22) o se selecciona el extractor de gas (humo) por las fórmulas (2.25) y (2.26):

$$1,3 \sum h_{pi} = g \cdot H (\rho_a - \rho_g) - \frac{W_t^2}{2} \cdot \rho_g \left(1 + 0,05 \frac{H}{D_a} \right) \quad (2.22)$$

donde; el primer miembro de la parte derecha de la ecuación es la magnitud del vacío, creado por la chimenea, y el segundo miembro constituye la resistencia de la tubería (fricción y ensanchamiento hueco del gas a la salida del tubo);

H : altura de la chimenea, m ;

D_a : diámetro de la boca de la chimenea, m .

El diámetro de la salida de la chimenea (D_a) se toma en 1,5 veces menor que el diámetro de la base D_f (medidas interiores), o sea:

$$D_f = 1,5 D_a \quad (2.23)$$

A su vez, D_a lo calculan por la velocidad real de los gases a la salida W_t , y por la cantidad real de gases, extraídos del sistema del horno V_t ($m^3 \cdot s^{-1}$):

$$D_a = 1,13 \sqrt{\frac{V_t}{W_t}} \quad (2.24)$$

La magnitud W_t se toma generalmente en los límites entre 4 y 10 $m \cdot s^{-1}$.

En los últimos años, debido al cálculo relacionado con la altura de la chimenea por la condición de enrarecimiento de los componentes que salen con los gases contaminando el medio ambiente, se observa una tendencia al aumento de W_t .

Al emplear la extracción forzada con los extractores de gases (ventiladores), estos se toman por catálogos, por la cantidad de gases V_t , por la resistencia del sistema de extracción de gases $\sum h_p$ y por la temperatura de los gases a la salida del ventilador (t °C), las cuales se expresan a través de las siguientes fórmulas:

$$v_{ap} = 3\,600 V_t \quad (2.25)$$

$$h_{ap} = 1,3 \sum h_{pi} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_t} \quad (2.26)$$

donde:

V_{ap} : productividad del ventilador, $m^3 \cdot h^{-1}$;

h_{ap} : altura de presión, creada por el ventilador al trabajar con un gas dado, Pa;

ρ_t : densidad real de los gases transportados, $kg \cdot m^{-3}$;

ρ_1 : densidad real del gas o aire, $kg \cdot m^{-3}$, para el cual está dada la característica industrial del ventilador (extractor de gas).

Generalmente ρ_1 , es igual a $0,744 kg \cdot m^{-3}$ (gas, $200^\circ C$) o $1,2 kg \cdot m^{-3}$ (aire a $20^\circ C$).

Para la salida de los gases a través de orificios a baja presión (presión P_1 en el horno, en la tobera, etcétera, no supera $10 kPa$ en comparación con la presión del espacio circundante P_2 la variación de la densidad del gas la desprecian y emplean las ecuaciones (2.27) y (2.29):

$$W_t = \varphi \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho_t}}, \quad m \cdot s^{-1} \quad (2.27)$$

$$V_t = \varphi \cdot F \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho_t}}, \quad m^3 \cdot s^{-1} \quad (2.28)$$

$$M = \rho_t \cdot W_t \cdot F = \varphi \cdot F \sqrt{2 \cdot \rho_t (P_1 - P_2)}, \quad kg \cdot s^{-1} \quad (2.29)$$

donde:

φ : es el coeficiente de gasto, el cual considera la compresión del chorro y las pérdidas de presión (energía) durante la salida. Para los orificios con bordes agudos $\varphi = 0,6$; para este mismo orificio con pico cilíndrico $\varphi = 0,8$.

A elevadas presiones de salida (altas velocidades de salida mayores de $150 m \cdot s^{-1}$) despreciar la variación de la densidad del gas no es posible. En este caso:

$$W = \varphi \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \cdot \frac{P_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \right]} \quad (2.30)$$

donde:

χ : relación de las capacidades caloríficas del gas a presión constante y volumen constante, para los gases $\chi = 1,4$, para el vapor recalentado $\chi = 1,3$;

P_1 y P_2 : presión del gas antes y después del orificio (soplo), Pa;

ρ_1 : densidad del gas frente al orificio, $kg \cdot m^{-3}$.

El gasto másico del gas, que sale del orificio, se determina por la fórmula (2.31):

$$M = \varphi \cdot F \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \cdot P_1 \cdot \rho_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\chi}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\chi+1}{\chi}} \right]} \quad (2.31)$$

Para las toberas cilíndricas y cónicas existe una *presión crítica*, ante la cual, la velocidad de salida alcanza su valor máximo, la velocidad del sonido en un medio dado.

Para los gases con un índice $\chi = 1,4$ la velocidad crítica se alcanza a una presión $P_1 = 1,9 P_2$. Si $P_1 < 1,9 P_2$ el gasto másico se determina por la fórmula (2.31). A presiones mayores que la crítica, el gasto másico se determina por la fórmula (2.32):

$$M = 2,14 \varphi \cdot F \sqrt{P_1 \cdot \rho_1} \quad (2.32)$$

Empleando la tobera de Laval, se alcanzan velocidades de efluencia del gas, superiores a las del sonido.

Las leyes de la efluencia del gas a través de orificios, ampliamente se emplean en los cálculos de las instalaciones para la combustión del combustible, toberas; en el cálculo de la efluencia de los gases por ventanas (considerando la variación de la presión por la altura de la ventana, en el caso de ventanas grandes) y otros.

En la zona de trabajo de los hornos metalúrgicos se efectúan diferentes tipos de movimientos de los gases como son: el movimiento de los gases en chorro; en los hornos de llama, hornos de tambor rotatorio y hornos de soleras múltiples; el movimiento de los gases a través de una capa de materiales en pedazos, en los hornos de cubilote, hornos de cama fluidizada, máquinas de aglomeración y el movimiento de los gases a través de fundidos en los convertidores y hornos de refinación. También tiene lugar la combinación de los tipos de movimientos antes mencionados. En la descripción matemática del proceso aerodinámico en los hornos, actualmente se emplean las

ecuaciones criterioles y diferentes fórmulas, obtenidas por el método de modelación.

Las leyes del movimiento del chorro, fueron estudiadas por los científicos soviéticos I. G. Kazansev, I. D. Semikin, G. N. Abramovich y otros [2]. La velocidad del chorro en el eje W_0 lo calculan por la fórmula de G.N. Abramovich en dependencia de la velocidad inicial (entrada) del gas W .

Para el chorro redondo:

$$\frac{W_m}{W_0} = \frac{0,96}{\frac{0,16 x}{d_0} + 0,29} \quad (2.33)$$

donde:

d_0 : diámetro inicial del chorro, m ;

x : distancia de la sección del chorro con relación a la salida, m.

En el movimiento de los gases a través de una capa de materiales en pedazos o fundidos frecuentemente, se presenta el problema de establecer la velocidad óptima de los gases y la cantidad óptima del soplado (W_{opt} ; K_{opt}). Se han ofrecido muchas fórmulas y ecuaciones criterioles para diferentes casos concretos [4,16,22]. Por ejemplo, en el cálculo de los hornos de cubilote y hornos de cama fluidizada [4] se determina primeramente la cantidad de soplado (el límite de la zona de estabilidad e inestabilidad del estado móvil del material) por la fórmula:

$$K_{\text{lim}} = \frac{172 \omega}{\rho_a} \sqrt{\frac{\rho_s \cdot l_s}{\rho_g (1 + \beta \cdot l)}} \cdot m^3 \cdot (m^2 \cdot \text{min})^{-1} \quad (2.34)$$

donde:

ω : área de los espacios libres entre los fragmentos de carga, en fracciones de unidades;

ρ_a : volumen de los gases en condiciones normales, forrado en el horno por unidad de soplado, $m^3 \cdot m^{-3}$;

ρ_s y l_s : densidad aparente de los fragmentos de carga, $kg \cdot m^{-3}$ y su dimensión lineal promedio, m ;

ρ_g : densidad real de los gases en la capa, $kg \cdot m^{-3}$.

Después para los hornos de cubilote, hallan la cantidad óptima de soplado K_{opt} por la fórmula (2.35):

$$K_{\text{opt}} = (0,7 - 0,9) K_{\text{lim}} \quad (2.35)$$

y para los hornos de cama fluidizada:

$$K_{\text{opt}} = (1,2 : 1,4) K_{\text{lim}} \quad (2.36)$$

2.3.2. Problemas de ejemplo sobre dinámica de los gases

Problema 1

Calcular el sistema de extracción de gases para el horno de reverbero, el cual trabaja con una caldera de vapor (Figura 3). En calidad de instalación extractora se utiliza la chimenea. Por el cálculo tecnológico, la cantidad de gases salientes a la salida del horno V_0 en su máxima productividad es igual a $20 m^3 \cdot s^{-1}$, la densidad de estos es igual a $-1,3 kg \cdot m^{-3}$, la temperatura (t_1^n) es igual a $1250^\circ C$. La temperatura de los gases a la salida de la caldera de vapor es igual a $400^\circ C$, y la resistencia hidráulica de la caldera es de $200 Pa$.

La succión del aire al sistema en el tramo horno-caldera constituye el 15 %, y en el tramo caldera-chimenea el 35 % (con relación a la cantidad inicial de gases).

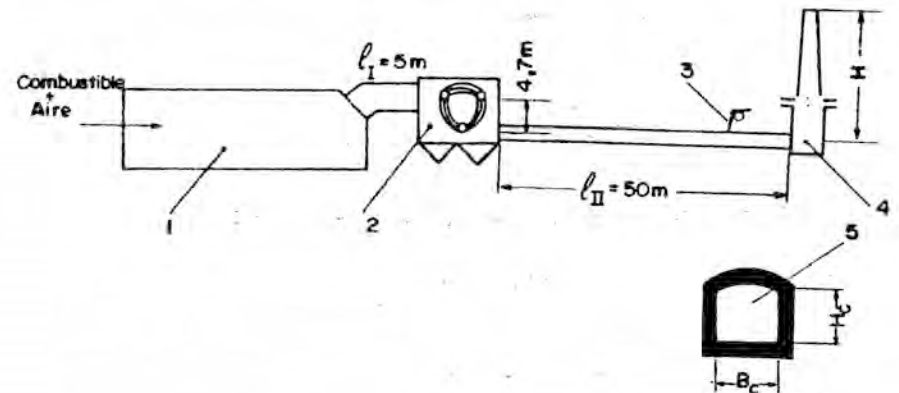


FIGURA 3. Esquema del sistema de extracción de gases para el problema 1.
1. Horno de reverbero; 2. Caldera de vapor; 3. Registro de chimenea;
4. Chimenea; 5. Sección transversal del conducto.

Solución

1. Cálculo de la cantidad (volumen) de gases y temperatura de los gases por tramo.

Tramo horno-caldera:

La cantidad de gases considerando la succión en condiciones normales:

$$V_o^I = V_o \cdot \alpha_I = 20 \cdot 1,15 = 23 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

donde:

α_I : es el coeficiente, que considera la magnitud de la succión del aire.

La temperatura de los gases al final del tramo I (a la entrada de la caldera) t_I^{fin} :

$$t_I^{fin} = \frac{t_I^{in}}{\alpha_I} - \Delta t_{II} \cdot l_I$$

donde:

Δt_{II} : es la caída de temperatura por cada metro de longitud del gasoducto ($8^\circ\text{C}/\text{m}$);

l_I : longitud del tramo I (5 m).

$$t_I^{fin} = \frac{1250}{1,15} - 8,5 = 1047^\circ\text{C}$$

La temperatura promedio de los gases en el tramo I:

$$t_I = \frac{(1250 + 1047)}{2} = 1148^\circ\text{C}$$

La cantidad real de gases en el tramo I:

$$V_t^I = V_o^I \cdot \frac{(t_I + 273)}{273} = 23 \cdot \frac{(1148 + 273)}{273} = 119,5 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Tramo caldera- chimenea:

La cantidad de gases, considerando la succión en condiciones normales:

$$V_o^{II} = V_o \cdot \alpha_{II} = 20 \cdot 1,35 = 27 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Por cuanto, tomamos $\Delta t_{II} = 2^\circ\text{C}/\text{m}$ y $l_{II} = 50 \text{ m}$, entonces:

$$t_{II}^{fin} = \frac{t_{II}^{in}}{\alpha_{II}} - \Delta t_{II} \cdot l_{II} = \frac{400}{(1,35 - 0,15)} - 2 \cdot 50 = 233^\circ\text{C}$$

La temperatura promedio de los gases en el tramo II:

$$t_{II} = \frac{(400 + 233)}{2} = 316^\circ\text{C}$$

La cantidad real promedio de los gases en el tramo II:

$$V_t^{II} = V_o^{II} \cdot \frac{(t_{II} + 273)}{273} = 27 \cdot \frac{(316 + 273)}{273} = 58,3 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

2. Cálculo de las medidas de los gasoductos.

Tramo horno-caldera:

La velocidad promedio de los gases en los gasoductos oscila entre $1 : 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (para algunos hornos de la metalurgia ferrosa), hasta $10 - 12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (hornos de la metalurgia no ferrosa). Tomemos $W_t = 7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$:

$$F_I = \frac{V_t^I}{W_t} = \frac{119,5}{7} = 17,1 \text{ m}^2$$

Para el tramo II:

$$F_{II} = \frac{V_t^{II}}{W_t} = \frac{58,3}{7} = 8,4 \text{ m}^2$$

Si tomamos la sección transversal rectangular, entonces: $F = B \cdot H$ (Figura 3). En la práctica $H = (0,5-2,0) B$. Tomemos $H \approx B$, entonces $H_1 = B_1 = \sqrt{17,1} = 4,15 \text{ m}$,

y:

$$H_{II} = B_{II} = \sqrt{8,4} = 2,9 \text{ m}$$

3. Cálculo de la resistencia hidráulica del sistema de extracción de gases.

Pérdidas de energía por fricción en el tramo I:

$$h_{pf}^I = \zeta_f \cdot \frac{\rho_l}{d_h^I} \cdot \frac{w_f^2}{2} \cdot \rho_f^I$$

$$\rho_o^I = \frac{(\rho_o \cdot 1 + \rho_a \cdot 0,15)}{1,15} = \frac{(1,3 \cdot 1 + 1,29 \cdot 0,15)}{1,15} = 1,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\rho_f^I = \rho_o^I \cdot \frac{273}{(t_1 + 273)} = 1,30 \cdot \frac{273}{(1148 + 273)} = 0,26 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$d_h^I = \frac{4 F_1}{S_1} = \frac{4 \cdot 17,1}{4 \cdot 4,15} = 4,15 \text{ m}$$

$$h_{pf}^I = 0,05 \cdot \frac{5}{4,15} \cdot \frac{7^2}{2} \cdot 0,26 = 0,37 \text{ Pa}$$

Para el segundo tramo:

$$\rho_o^{II} = \frac{(1,3 \cdot 1 + 1,29 \cdot 0,35)}{1,35} = 1,29 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\rho_f^{II} = 1,29 \cdot \frac{273}{(316 + 273)} = 0,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$d_h^{II} = \frac{4 \cdot 8,4}{4 \cdot 2,9} = 2,9 \text{ m}$$

$$h_{pf}^{II} = 0,05 \cdot \frac{50}{2,9} \cdot \frac{7^2}{2} \cdot 0,6 = 12,7 \text{ Pa}$$

Pérdida de energía por resistencias locales en el tramo I:

- Contracción instantánea a la salida del horno (apéndice 4):

$$K_{\rho}^I = 0,5 \left(1 - \frac{F_1}{F_h}\right)^2 = 0,5 \left(1 - \frac{17,1}{25}\right)^2 = 0,05$$

F_h : área de la sección transversal del horno, m^2 ;

$$h_{pl}^I = K_{\rho}^I \cdot \frac{w_f^2}{2} \cdot \rho_f^I = 0,05 \cdot \frac{7^2}{2} \cdot 0,26 = 0,32 \text{ Pa}$$

- Resistencia de la caldera de vapor $h_{pl}^{II} = 200 \text{ Pa}$.

Pérdidas de energía por resistencias locales en el tramo II:

- Superación de la altura geométrica en el descenso del gas caliente al salir de la caldera de vapor:

$$h_{\rho}^{III} = g \cdot z (\rho_a - \rho_g) = 9,8 \cdot 4,7 (1,16 - 0,52) = 29,6 \text{ Pa}$$

donde:

$$= 1,16 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} (t_a = 30 \text{ }^{\circ}\text{C});$$

$$= 1,29 \cdot \frac{273}{(400 + 273)} = 0,52 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

- Pérdida de energía en la superación de la resistencia en el registro (válvula de corredera) completamente abierto.

$$h_{pl}^{IV} = 0,1 \cdot \frac{7^2}{2} \cdot 0,6 = 1,47 \text{ Pa};$$

$$K_{\rho}^{II} = 0,1 \text{ (apéndice 4)}$$

- Pérdida de energía al variar la dirección del gas a la entrada de la chimenea (codo) $K_{\rho}^{III} = 1,0$:

$$h_{pl}^V = 1,0 \cdot \frac{7^2}{2} \cdot 0,61 = 15,2 \text{ Pa}$$

donde:

$$\rho_g = 1,29 \cdot \frac{273}{233 + 273} = 0,61 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

La resistencia total del sistema de extracción de gases:

$$\begin{aligned}\Sigma h_{pi} &= h_{pi}^I + h_{pi}^{II} + h_{pi}^{\dot{}} + h_{pi}^{\ddot{}} + h_{pi}^{\ddot{}} + h_{pi}^{IV} + h_{pi}^V = \\ &= 0,37 + 12,7 + 0,32 + 200 + 29,6 + 1,47 + 15,2 = \\ &= 259,66 \text{ Pa} \approx 260 \text{ Pa}\end{aligned}$$

4. Cálculo de la chimenea.

Tomemos la construcción de la chimenea cónica y de ladrillo.

Primeramente, determinemos el diámetro de la boca (pico) de la chimenea (D_a).

La temperatura de los gases a la entrada en la chimenea es de 233 °C.

Suponiendo, que la altura de la chimenea es de 80 m. Entonces, la temperatura a la salida de la chimenea será igual:

$$t_c^{fin} = 233 - 1 \cdot 80 = 153 \text{ °C} \text{ y la temperatura promedio correspondientemente } \frac{233 + 153}{2} = 193 \text{ °C}.$$

La cantidad de gases a la salida de la chimenea:

$$27 \cdot \frac{153 + 273}{273} = 42 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Si la velocidad del gas a la salida de la chimenea es $7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ por la fórmula (2.24) :

$$D_a = 1,13 \sqrt{\frac{42}{7}} = 2,45 \text{ m}$$

El diámetro de la base de la chimenea:

$$D_f = 1,5 \cdot 2,45 = 3,67 \approx 3,7 \text{ m}$$

La cantidad promedio de gases que pasan por la chimenea es igual a:

$$27 \cdot \frac{193 + 273}{273} = 46 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

El diámetro promedio de la base de la chimenea:

$$\frac{2,45 + 3,7}{2} = 3,08 \text{ m}$$

La sección promedio:

$$\frac{3,14 \cdot 3,08^2}{4} = 7,45 \text{ m}^2$$

La velocidad promedio de los gases en la chimenea:

$$w_m = \frac{46}{7,45} = 6,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Empleando la fórmula (2.22) para la determinación de la altura de la chimenea:

$$1,3 \Sigma h_{pi} = g \cdot H (\rho_a - \rho_g) - \frac{W_m^2}{2} \cdot \rho_g \left(1 + 0,05 \frac{H}{D_a}\right)$$

donde:

$$\rho_a = 1,16 \text{ (ta = 30 °C)}$$

$$\rho_g = 1,29 \frac{273}{193 + 273} = 0,756 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$1,3 \cdot 260 = 9,8 \cdot H (1,16 - 0,756) -$$

$$- \frac{6,2^2}{2} \cdot 0,756 \left(1 + 0,05 \frac{H}{3,08}\right)$$

donde: $H = 94 \text{ m}$

Problema 2

Un gasoducto horizontal del sistema del horno tiene una sección de $3,5 \cdot 3,5 \text{ m}$ y una longitud de 100 m. Los gases transportados tienen una composición (considerando la succión del aire): $\text{CO}_2 = 12 \%$, $\text{O}_2 = 5 \%$; $\text{H}_2\text{O} = 3 \%$ y $\text{N}_2 = 80 \%$.

La altura dinámica, medida en el centro del gasoducto es igual a 10 Pa. La temperatura de los gases es igual a 400 °C. Es necesario hallar la cantidad de gases transportados por el gasoducto y también las pérdidas de energía por fricción.

Solución

Determinación de la densidad de los gases ρ_f :

$$\rho_f = \rho_o \cdot \frac{273}{T}$$

$$\rho_o = \frac{44 \text{ CO}_2 + 32 \text{ O}_2 + 18 \text{ H}_2\text{O} + 28 \text{ N}_2}{22,4 \cdot 100} =$$

$$= \frac{44 \cdot 12 + 32 \cdot 5 + 18 \cdot 3 + 28 \cdot 80}{22,4 \cdot 100}$$

$$\rho_o = 1,33 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\rho_t = 1,33 \cdot \frac{273}{673} = 0,54 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Por la altura dinámica h_{din} y ρ_t , fórmula (2.11) se halla la velocidad máxima del gas (centro del flujo estacionario):

$$W_{m\acute{a}x} = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{din}}{\rho_t}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10}{0,54}} = 6,07 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Empleando el gráfico de Nicuradze (Figura 4), determinamos la velocidad media en el gasoducto. Para esto hallamos el número de Reynolds:

$$Re = \frac{W_{m\acute{a}x} \cdot d_n}{\nu_t} = \frac{6,07 \cdot 3,5}{60,38 \cdot 10^{-6}} = 352 \text{ 000}$$

donde:

$$d_h = 3,5 \text{ m}; \quad \nu_t = 60,38 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \text{ (ver apéndice 5)}$$

$$\log Re = 352 \text{ 000} = 5,546 ;$$

$$W_m = 0,855 W_{m\acute{a}x} \text{ (ver Figura 4)}$$

$$W_m = 0,855 \cdot 6,07 = 5,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

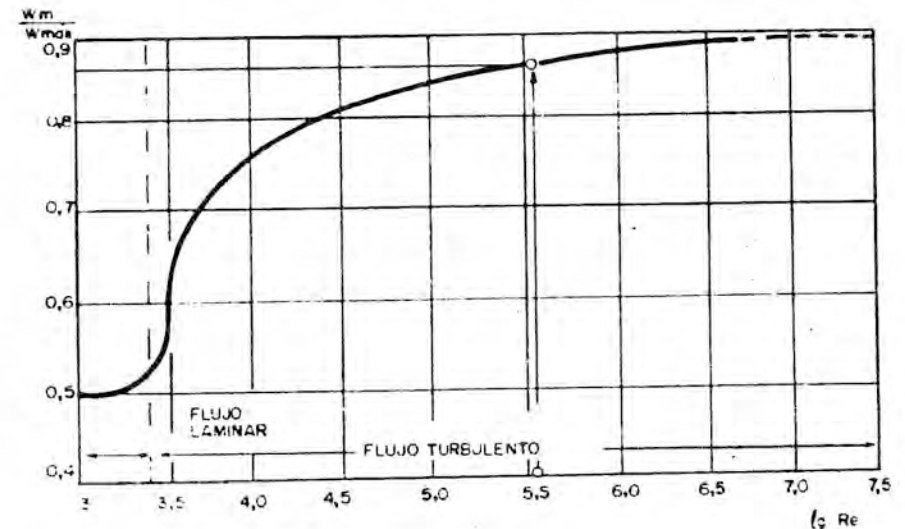


FIGURA 4. Gráfico de Nicuradze para el problema 2, epígrafe 2.3.2.

La cantidad de gases, transportados en el gasoducto:

$$V_t = W_m \cdot F = 5,15 \cdot 3,5^2 = 62,5 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

o:

$$V_o = V_t \cdot \frac{273}{T} = 62,5 \cdot \frac{273}{673} = 25,6 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Las pérdidas de energía por fricción durante el movimiento de los gases se determinan por la fórmula (2.16):

$$h = 0,05 \cdot \frac{100}{3,5} \cdot \frac{5,15^2}{673} \cdot 0,54 = 10,3 \text{ Pa}$$

Problema 3

Se requiere seleccionar un extractor de gases, si la cantidad de gases salientes (antes del extractor) es igual a $25 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ en condiciones normales, la temperatura de los mismos es de 150°C y la resistencia total del sistema de extracción de gases es de $1,6 \text{ kPa}$. La densidad de los gases salientes (ρ_o) es de $1,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Solución

$$\begin{aligned} V_{ap} &= V_t \cdot 3600 = V_o \cdot \frac{T}{273} \cdot 3600 = \\ &= 25 \cdot \frac{(150 + 273)}{273} \cdot 3600 = 139\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \end{aligned}$$

$$h_{ap} = 1,3 \sum h_{pl} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_t} = 1,3 \cdot 1\,600 \cdot \frac{0,744}{0,84} = 1\,840 \text{ Pa}$$

donde:

$$\rho_1 = 0,744 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\rho_t = \rho_o \cdot \frac{273}{T} =$$

$$= 1,3 \cdot \frac{273}{423} = 0,84 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Utilizando el catálogo se selecciona entre las nomenclaturas de extractores de gases existentes. Por ejemplo, el extractor del tipo *D* con las siguientes características:

$$V_{ap} = 140\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}; \quad h_{ap} = 2\,000 \text{ Pa}; \quad N = 260 \text{ kW} \quad \text{y} \\ n = 580 \text{ Vmin (ver apéndice 6)}.$$

Problema 4

Es necesario valorar la cantidad de gases, que salen por la ventana de un horno de calentamiento en el periodo de 5 min, al encontrarse abierta. La presión en el horno al nivel de la ventana es igual a 20 kPa , las medidas de la ventana son $0,1 \cdot 0,1 \text{ m}$ ($0,01 \text{ m}^2$).

La temperatura de los gases es igual a $1\,300^\circ\text{C}$, y la densidad (ρ_o) es $1,30 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Solución

Utilizando las fórmulas (2.27) y (2.28). El valor del coeficiente de gasto φ lo tomamos igual a 1,0.

La densidad real de los gases es igual:

$$\rho_t = \rho_o \cdot \frac{273}{T} = 1,3 \cdot \frac{273}{(1\,300 + 273)} = 0,225 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

La velocidad de efluencia:

$$W_t = \varphi \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho_t}} = 1,0 \sqrt{\frac{2 \cdot 20}{0,225}} = 13,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

donde:

$$P_1 - P_2 = 20 \text{ kPa por las condiciones del problema.}$$

La cantidad de gases:

$$V_t = W_t \cdot F = 13,3 \cdot 0,01 = 0,133 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Durante el tiempo de abertura de la ventana se toma:

$$V = 0,133 \cdot 5,60 \approx 39,9 \text{ m}^3 \text{ de gas}$$

Problema 5

Se requiere determinar el diámetro de salida del quemador para la combustión del combustible gaseoso con un bajo poder calorífico ($\chi = 1,4$). La presión del gas antes de la tobera es de 115 kPa , y su temperatura 300°C . La densidad del gas es igual a $1,29 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ (ρ_o). El flujo de gas constituye $420 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Solución

En el caso dado empleamos la fórmula (2.30) (despreciar la variación de la densidad del gas, no se permite).

La velocidad del gas en la sección saliente es igual a :

$$w_f = \varphi \sqrt{\frac{2\lambda}{\lambda-1} \cdot \frac{P_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\lambda-1}{\lambda}} \right]}$$

$$= 0,8 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot \frac{115\,000}{0,705} \left[1 - \left(\frac{100\,000}{115\,000} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right]}$$

$$= 170 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

donde:

$\varphi = 0,8$ para la boquilla cilíndrica ;

$$P_2 \approx P_4 \approx 100\,000 \text{ Pa}$$

La densidad del gas:

$$\rho_1 = \rho_o \cdot \frac{T_o \cdot P_1}{T \cdot P_o} = 1,29 \cdot \frac{273 \cdot 115\,000}{573 \cdot 100\,000} = 0,705 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

El diámetro de salida del quemador:

$$d_s = 1,13 \sqrt{\frac{V_f}{w_f}} = 1,13 \sqrt{\frac{420}{3\,600 \cdot 170}} \approx 0,03 \text{ m}$$

(30 mm)

Por el diámetro hallado y los datos iniciales se selecciona el quemador correspondiente, esta se realiza utilizando los catálogos y las tablas para las instalaciones de combustión de combustibles carbónicos.

Problema 6

En un horno de reverbero existen algunos quemadores. La velocidad de efluencia de la mezcla gaseosa de los quemadores es igual a $110 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, los diámetros de los orificios de salida 80 mm . ¿A qué distancia de la pared donde se encuentran los quemadores, la velocidad de los gases disminuye hasta $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (velocidad promedio de los gases en el horno)?

Solución

Utilizando la fórmula (2.33) determinamos la distancia buscada:

$$\frac{w_m}{w_o} = \frac{0,96}{\frac{0,16 x}{d_o} + 0,29}$$

donde:

$$x = \frac{\frac{0,96 \cdot w_o \cdot d_o}{w_m} - 0,29 d_o}{0,16} =$$

$$x = \frac{\frac{0,96 \cdot 110 \cdot 0,08}{10} - 0,29 \cdot 0,08}{0,16} = 5,14 \text{ m}$$

Problema 7

Determinar la cantidad óptima de soplado (K_{opt}) para el horno de cama fluidizada, en el cual se realiza la tostación del concentrado sulfuroso. El tamaño promedio de las partículas del concentrado es igual a $80 \cdot 10^{-6} \text{ m}$, y la densidad $4\,200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. La densidad de los gases $\rho_o = 1,40 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. La temperatura media de los gases en la capa 800°C . El valor de φ_a , por el cálculo tecnológico es igual a $0,95$ y $\omega = 0,15$.

Solución

Por la fórmula (2.34) hallamos la cantidad límite de soplado:

$$K_{lim} = \frac{172 \cdot 0,15}{0,95} \sqrt{\frac{4\,200 \cdot 80 \cdot 10^{-6}}{1,4 \left(\frac{800 + 273}{273} \right)^{2,73}}} = 6,70 \text{ m}^3 \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{min})^{-1}$$

La cantidad óptima de soplado para la formación de la cama fluida será igual:

$$k_{opt} = 1,2 \cdot 6,70 \approx 8,0 \text{ m}^3 \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{min})^{-1} \quad (0,134 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})$$

Problema 8

El aire seco impulsado hacia el quemador de mazut circular a 200 °C por una tubería recta con 6,4 m de longitud y 0,1 m de diámetro. El grado de rugosidad de la tubería ($\epsilon = 0,002$). El aire circular a razón de 40 m³ · h⁻¹. Determinar las pérdidas por rozamiento.

Solución

Por el apéndice 8 se determinan los parámetros físicos del aire seco:

$$\nu = 34,85 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}; \quad \rho_f = 0,746 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}.$$

La velocidad del aire en condiciones normales se calcula por la fórmula (2.5):

$$w_o = \frac{V_o}{F} = \frac{40}{3\,600 \cdot 0,785 \cdot (0,1)^2} = 1,415 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

La velocidad real se calcula por la expresión (2.4 a):

$$W_f = W_o (1 + \beta \cdot t) = 1,415 (1 + \frac{200}{273}) = 2,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

El número de Reynolds por la fórmula (2.15):

$$Re = \frac{2,45 \cdot 0,1}{34,85 \cdot 10^{-6}} = 7\,035$$

Como el carácter del movimiento es turbulento el coeficiente de rozamiento ξ_f lo caracteriza la función (2.18) conociendo que

$$\frac{1}{\epsilon} = \frac{1}{0,002} = 500, \text{ por el apéndice 3: } \xi = 0,035.$$

Por lo tanto, las pérdidas de energía por rozamiento (fricción) se determina por la fórmula (2.16):

$$\begin{aligned} h_{pf} &= \xi_f \cdot \frac{l}{d_n} \cdot \frac{W_f^2}{2} \cdot \rho_f = \\ &= 0,035 \cdot \frac{6,4}{0,1} \cdot \frac{2,45^2}{2} \cdot 0,746 = 5,015 \text{ Pa} \end{aligned}$$

2.3.3. Problemas para el trabajo independiente

Problema 1

Determinar las pérdidas de energía en el sistema de extracción de gases revestido con chamota. El gasoducto con un diámetro de 1,2 m y una longitud de 30 m tiene 6 codos suaves y un electrofiltro con una resistencia de 0,35 kPa. La temperatura de los gases a la entrada del gasoducto es de 550 °C. La cantidad de gases (V_o) es igual a 2,5 m³ · s⁻¹, la densidad de los gases (ρ_o) es de 1,4 kg · m⁻³. Se desprecia la succión del aire en el sistema.

Problema 2

Determinar las medidas de la garganta ($H = B$) del convertidor y las pérdidas de energía en la superación de la altura geométrica si la cantidad de gases, que pasa por la garganta es igual a 300 m³ · min⁻¹ en condiciones normales, la temperatura de los gases es de 800 °C, su composición: SO₂ = 10,2 %; O₂ = 3,5 %; H₂O = 2,5 %; N₂ = 83,8 % (los porcentajes son referentes al volumen). La altura de descenso de los gases salientes de la garganta al conducto es de 6,5 m. La velocidad del gas en la garganta se toma igual a 7 m · s⁻¹.

Problema 3

Determinar las pérdidas de energía por fricción en un conducto de aire con un diámetro de 400 mm y longitud de 18 m, si la altura dinámica en el centro del conducto es igual a 35 Pa y la temperatura 47 °C. El valor del coeficiente de pérdida de energía por fricción $\xi_f = 0,03$.

Problema 4

Determinar las pérdidas de energía por fricción en un conducto de aire seco con una longitud de 10 m y un diámetro de 0,2 m, el cual circula a razón de 60 m³ · min⁻¹ en condiciones normales, considerando que la altura promedio de los salientes $e = 2$ mm y la temperatura del aire es de 350 °C.

Problema 5

Hallar las medidas de la chimenea, si la resistencia total del sistema de extracción de gases es igual a 230 Pa, la cantidad de gases antes de entrar en la chimenea es igual a 2,8 m³ · s⁻¹ en condiciones normales, la tempera-

tura de los gases es de 280 °C, la densidad de los gases $1,38 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ (ρ_0). La temperatura del aire circundante oscila entre 25 °C y 35 °C.

Problema 6

De la tobera de un quemador inyector efluye gas natural. La presión residual del gas antes de la tobera es de $2 \cdot 10^4 \text{ Pa}$, la presión absoluta en el horno aproximadamente es igual a 105 Pa. La temperatura del gas natural es de 100 °C. Determinar la velocidad de efluencia del gas de la tobera.

Problema 7

Determinar la cantidad óptima de soplado en un horno de cubilote, en el cual se procesa una mena sulfurosa en pedazos. Debido a la riqueza de la mena, el gasto de coque es ínfimo. El tamaño promedio de los fragmentos es de 15 mm, su densidad es de $4\,300 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. La temperatura media de los gases es igual a 750 °C, la densidad de los gases en condiciones normales ρ es de $1,36 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. La magnitud φ por el cálculo tecnológico es igual a 1,15. La magnitud ω tomarla igual a 0,15.

Problema 8

La productividad de un horno de tambor rotatorio es igual a $380 \text{ t} \cdot \text{d}^{-1}$ por mena preparada para la fusión. La cantidad de gases obtenidos al procesar 1t de mena (por la combustión del combustible y del proceso tecnológico) en condiciones normales es igual a $3\,200 \text{ m}^3$. La temperatura media de los gases en el horno es igual a 780 °C. Determinar el diámetro del horno, si por las condiciones de despolvamiento la velocidad de los gases en el horno no debe superar $7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

CAPÍTULO 3

PROCESO MECÁNICO

3.1. PRINCIPALES REGULARIDADES DEL PROCESO MECÁNICO

El conocimiento de las leyes del movimiento de los materiales sólidos, fundidos en una serie de casos, permite mejorar todo el proceso tecnológico. En la actualidad el proceso mecánico está insuficientemente estudiado, debido a su complejidad y a veces por la ausencia de la debida atención al mismo.

Las principales formas del proceso mecánico son:

- Agitación mecánica y espolvoreo del material, lo cual se realiza en los hornos de tambor rotatorio y hornos de hogares múltiples.
- Arrastre de material con el flujo gaseoso, lo cual tiene lugar durante la tostación y la fusión del material en suspensión o transportado.

3.1.1. Hornos de tambor rotatorio

En estos hornos las partículas de la carga se distribuyen en forma de segmentos, adyacente a la dirección de rotación del tambor. El ángulo de inclinación de la cuerda del segmento cercano al ángulo de la pendiente natural del material ($27^\circ - 35^\circ$). La sección del tambor se llena por lo general entre un 10 y un 20 % con la carga. La trayectoria de las diferentes partículas es muy compleja, aún más, si se hallan estantillas, cadenas, etcétera.

En suma, el proceso de agitación del material en el horno de tambor rotatorio puede ser representado por las siguientes dependencias [2-4]:

$$M = \varphi \frac{\pi D^2}{4} \cdot W_m \cdot \rho, \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad (3.1)$$

$$W_m = 5,78 \cdot D \cdot \beta \cdot n, \text{ m} \cdot \text{h}^{-1} \quad (3.2)$$

donde:

M : cantidad del material agitado en un tramo determinado del horno, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$;

D : diámetro interior del horno, m;

W_m : velocidad lineal del material en el horno, $\text{m} \cdot \text{h}^{-1}$;

φ : grado de llenado del horno por el material tratado, fracciones de unidades;

ρ : densidad aparente de la carga, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$;

β : ángulo de inclinación del eje del horno;

n : número de revoluciones del horno, min^{-1} .

Empleando las fórmulas (3.1) y (3.2) o funciones semejantes a éstas, puede determinarse el grado de llenado del horno, la velocidad del movimiento de la carga, el tiempo de residencia del material en determinada zona del horno, etcétera.

En los procesos de interacción química entre las fases gaseosa y sólida (proceso de oxidación y reducción) es importante conocer la superficie activa de la carga. Para su determinación (Figura 5) se emplean las siguientes fórmulas (3), en los cuales la magnitud de la superficie activa de los materiales sólidos procesados (F_{ac}) con relación a 1 m^2 de la superficie interna del horno:

a) Horno de tambor rotatorio sin rastrillos:

$$F_{ac} = \frac{6900 \cdot l_c \cdot n \cdot z}{\xi \cdot D}, \text{ m}^2 \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{d})^{-1} \quad (3.3)$$

b) Horno de tambor rotatorio con rastrillos:

$$F = \frac{6900 \cdot l_c \cdot n \cdot z}{\xi \cdot D} + \frac{19,1 \left(\frac{D}{2} - h \right) \cdot m \cdot n \cdot z}{D \cdot \cos \alpha}, \text{ m}^2 \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{d})^{-1} \quad (3.4)$$

donde:

l_c : longitud de la cuerda de la superficie de la carga, m;

ξ : ángulo de rompimiento de la carga, $^\circ$;

h : espesor máximo de la capa en el horno, m;

α : ángulo de la pendiente natural, $^\circ$;

m : cantidad de rastrillos por la circunferencia del tambor;

z : tiempo de trabajo del horno en el día, h/d.

Con mayor frecuencia se hallan los valores de las magnitudes, incluidas en las fórmulas (3.3) y (3.4) como son:

$$l_c = 0,3 D; \quad \xi = 15^\circ; \quad \alpha = 30^\circ; \quad m = \frac{360}{30} = 12;$$

$$(D/2) = 0,3 D.$$

Al emplear estos valores las fórmulas se simplifican considerablemente, por ejemplo, la fórmula (3.4) se escribe de la siguiente forma:

$$F = 450 n \cdot z \quad (3.4 a)$$

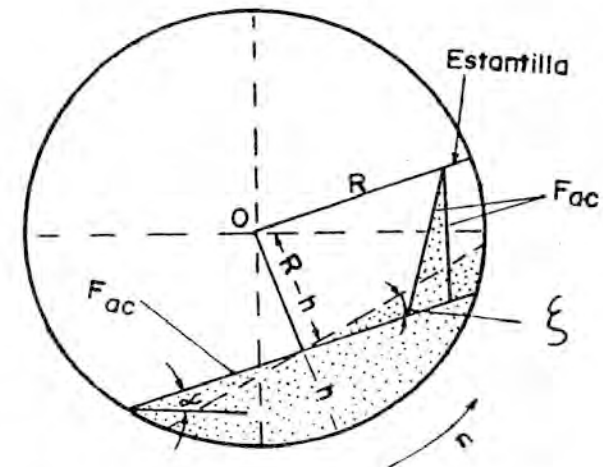


FIGURA 5. Esquema para la determinación de la superficie activa (F_{ac}), de la carga en el horno de tambor rotatorio.

3.1.2. Hornos de hogares múltiples

En los hornos de hogares múltiples la superficie activa del material procesado se halla como superficie total de la parte ondulada del material que se encuentra sobre la solera y su superficie en el espolvoreo de solera a solera por los orificios periféricos y centrales de las soleras (Figura 6).

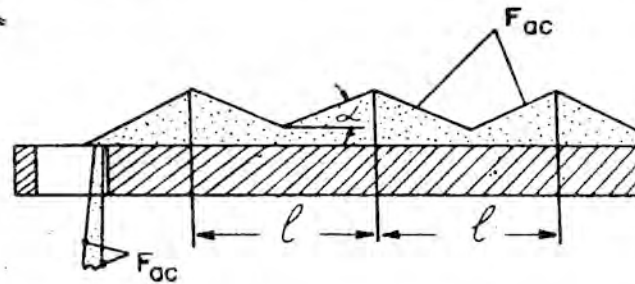


FIGURA 6. Esquema para la determinación de la superficie activa (F_{ac}) en el horno de soleras múltiples. l : distancia entre los ejes de los rastrillos.

Dicha superficie activa del material, relacionada a 1 m^2 del área de trabajo de las soleras ($\alpha = 30^\circ$), se determina por la fórmula (3.5):

$$F_{ac} = 106 p \cdot n \cdot z ; \text{ m}^2 \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{d})^{-1} \quad (3.5)$$

donde:

- p : número de brazos en una solera;
- n : número de revoluciones del eje central, min^{-1} ;
- z : tiempo de trabajo del horno en el día, h/d .

A diferencia de los hornos de tambor rotatorio, los índices del movimiento de la carga en el horno de hogares múltiples no lo calculan, sino, que los relacionan (3), partiendo de la química del proceso realizado y por las regularidades del movimiento del material (renovación de la superficie activa).

3.1.3. Hornos que utilizan el estado de suspensión del material

El conocimiento de las leyes del movimiento de las partículas finas, debido al arrastre de éstas con el flujo gaseoso son de gran importancia

para la organización de nuevos procesos de secado, tostación y fusión de diferentes materiales y desde el punto de vista de su empleo para el despolvamiento en los sistemas de los hornos.

En los hornos que emplean el estado de suspensión del material es necesario conocer la velocidad de precipitación (vital) de las partículas W_c .

En los cálculos técnicos con suficiente grado de exactitud para las partículas con una granulometría desde $0,1$ hasta $0,001 \text{ mm}$, se emplea la fórmula (3.6), basado en la ley de Stokes:

$$W = \frac{g \cdot d^2}{18 \cdot \mu} \cdot (\rho_s - \rho_g) ; \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.6)$$

donde:

- d : diámetro de las partículas, m ;
- ρ_s y ρ_g : densidades de las partículas sólidas y del gas, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$;
- g : aceleración de la fuerza de gravedad, $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$;
- μ : coeficiente de viscosidad dinámica del gas, $\text{Pa} \cdot \text{s}$.

Si es conocido el tiempo de retención de las partículas en el horno (por los datos cinéticos) τ , entonces se puede determinar las medidas de la zona de trabajo del sistema del horno:

$$H = W_c \cdot \tau , \text{ m} \quad (3.7)$$

donde:

- H : es la altura de trabajo del horno, m .

3.2. PROBLEMAS DE EJEMPLO

Problema 1

Determinar el coeficiente de llenado del material procesado en la zona de secado del horno de tambor rotatorio para la calcinación de bauxita, si por la zona pasa como promedio 25 t de carga en 1 h con una densidad de $1,5 \text{ t} \cdot \text{m}^{-3}$. El diámetro del horno es igual a $3,0 \text{ m}$ y el número de revoluciones y ángulo de inclinación del horno son $0,8 \text{ min}^{-1}$ y 2° respectivamente.

Solución

Determinamos la velocidad del material al pasar por la zona de secado (fórmula 3.2) :

$$W_m = 5,78 \cdot D \cdot \beta \cdot n = 5,78 \cdot 3,0 \cdot 2,0 \cdot 0,8 =$$

$$\ell = 27,7 \text{ m} \cdot \text{h}^{-1}$$

Empleando la fórmula (3.1), hallamos el coeficiente de llenado de la zona de secado del horno:

$$\varphi = \frac{4 M}{\pi \cdot D^2 \cdot W_m \cdot \rho} = \frac{4 \cdot 25}{3,14 \cdot 3^2 \cdot 1,5 \cdot 27,7} =$$
$$= 0,086 (8,6 \%)$$

Problema 2

Valorar la superficie activa de la carga en el horno de múltiples soleras para la tostación de los concentrados cupríferos en las siguientes condiciones: el tiempo de trabajo del horno es de 23 h en el día, la cantidad de brazos por solera es de 2, el número de revoluciones del eje por minuto se encuentra entre 1 y 2.

Solución

Por las condiciones dadas la superficie activa máxima y la productividad específica se puede obtener si $n = 2$ por la fórmula (3.5) :

$$F_{ac} = 106 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 23 = 9752 \text{ (m}^2 \cdot \text{d)}^{-1}$$

Problema 3

Determinar las medidas racionales (altura, ancho y longitud) de la cámara de despolvamiento para el polvo compuesto por tres fracciones con un tamaño promedio y un contenido correspondientemente de 0,1 mm (30 %) ; 0,06 mm (25 %) y 0,02 mm (45 %). La temperatura media en la cámara es de 250 °C. La densidad de las partículas es de 3 700 kg · m⁻³. La cantidad de gases con polvo que pasa por la cámara en condiciones normales es igual a 16 m³ · s⁻¹. Se propone la instalación de la segunda etapa de despolvamiento en electrofiltros.

Solución

1. Determinamos la velocidad de precipitación "vital" de las partículas para cada fracción por la fórmula (3.6) :

La densidad del gas:

$$\rho_t = \rho_o \cdot \frac{273}{T} = 1,35 \cdot \frac{273}{523} =$$
$$= 0,704 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

La viscosidad del gas (apéndice 5) :

$$\mu = \nu \cdot \rho = 39,3 \cdot 10^{-6} \cdot 0,704 = 27,6 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$W_{cI} = \frac{9,8 \cdot (0,1 \cdot 10^{-3})^2}{18 \cdot 27,6 \cdot 10^{-6}} \cdot (3700 - 0,704) =$$
$$= 0,73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$W_{cII} = \frac{9,8 \cdot (0,06 \cdot 10^{-3})^2}{18 \cdot 27,6 \cdot 10^{-6}} \cdot (3700 - 0,704) =$$
$$= 0,262 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$W_{cIII} = \frac{9,8 \cdot (0,02 \cdot 10^{-3})^2}{18 \cdot 27,6 \cdot 10^{-6}} \cdot (3700 - 0,704) =$$
$$= 0,028 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

2. Hallemos las medidas transversales de la cámara (por las condiciones de mantención de la velocidad en la cámara en los límites entre 0,5 y 2 m · s⁻¹).

La cantidad real de los gases:

$$V_t = V_o \cdot \frac{T}{273} = 16 \cdot \frac{523}{273} = 30,6 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Tomemos la velocidad del gas W_t en la cámara igual a $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$; entonces el área de la sección transversal será igual:

$$F = \frac{V_t}{W_t} = \frac{30,6}{1} = 30,6 \text{ m}^2$$

$$H = 5 \text{ m y } B = 6,1 \text{ m}$$

La correlación de $H : B$ en la práctica varía en los límites de 0,5 y 2.

3. Determinamos la longitud necesaria de la cámara para la precipitación de cada fracción:

$$L_{\text{mín}} = \frac{H}{W_{ci}} \cdot W_t$$

donde:

$\frac{H}{W_{ci}}$: es el tiempo necesario de residencia de las partículas de una fracción en la cámara (ver fórmula 3.7).

$$L_{\text{mín}} = \frac{5}{0,73} \cdot 1 = 7,75 \text{ m}$$

$$L_{\text{mín II}} = \frac{5}{0,262} \cdot 1 = 19,1 \text{ m}$$

$$L_{\text{mín III}} = \frac{5}{0,029} \cdot 1 = 172 \text{ m}$$

El análisis de las condiciones iniciales y del cálculo realizado señalan la racionalidad de construir la cámara entre 12 y 15 m, en la cual se separará completamente la primera fracción y parte de la segunda fracción con un grado de despolvamiento total de un (40-45) %.

Los cálculos también señalan la ineficacia de la cámara de despolvamiento para la precipitación de las partículas menores de (50-60) micrones.

3.3. POBLEMAS PARA EL TRABAJO INDEPENDIENTE

Problema 1

Determinar la cantidad de material agitado en el horno de tambor rotatorio si el coeficiente de llenado del horno es igual a 12 % ($\varphi = 0,12$), el diámetro del horno es igual a 2,8 m y su longitud 60 m, el ángulo de inclinación 2,2 , el número de revoluciones por minuto 0,8 y la densidad media del material $1,36 \text{ t} \cdot \text{m}^{-3}$.

Por las condiciones de realización del proceso tecnológico es necesario garantizar el tiempo mínimo de residencia del material procesado en el horno de 1,5 h.

Problema 2

Determinar la altura mínima de la cuba del horno para la tostación del concentrado sulfuroso en estado de suspensión, si el tiempo de retención necesario de las partículas en dicho estado es igual a 7 segundos; el tamaño promedio de las partículas es igual a 0,2 mm, $\rho_s = 2700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. La densidad y la viscosidad dinámica de los gases a la temperatura de trabajo son iguales correspondientemente a $0,33 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ y $43,5 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$.

CAPÍTULO 4

PROCESO DE INTERCAMBIO TÉRMICO

El proceso de intercambio térmico es el proceso de propagación del calor de un cuerpo a otro, cuyas tres formas fundamentales son las siguientes: conductividad térmica, convección y radiación térmica [2, 7, 8, 13, 14, 19, 21]. En los hornos metalúrgicos la transmisión de calor se realiza de forma combinada durante el desarrollo del proceso tecnológico, localizándose en sistemas específicos (paredes del horno, materiales sólidos y líquidos).

A continuación se destacan algunas particularidades e importancia para al cálculo y proyecto de los hornos metalúrgicos.

4.1. CONDUCTIVIDAD TÉRMICA EN RÉGIMEN ESTACIONARIO

La conductividad térmica es la forma fundamental de transmisión de calor en los cuerpos sólidos. En los hornos metalúrgicos de trabajo continuo (a los cuales son aplicables las leyes del campo de temperatura estacionario) reviste particular importancia su estudio en el revestimiento del horno. Para una pared plana uniforme (Figura 7), relacionado con la parte del revestimiento construido con una clase de ladrillos refractarios.

La densidad superficial del flujo térmico q , $W \cdot m^{-2}$ puede ser calculada por la expresión:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) \quad (4.1)$$

donde:

λ : es el coeficiente de conductividad térmica del tipo de refractario o del material a la temperatura promedio de la pared, $W (m \cdot ^\circ C)^{-1}$;

δ : espesor de la capa, m;

t_1 y t_2 : temperaturas en la pared interior del horno y su parte externa respectivamente, $^\circ C$.

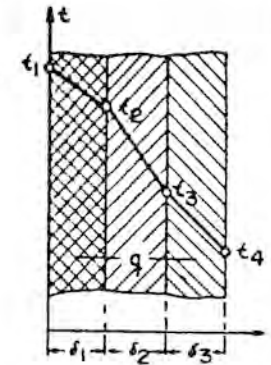


FIGURA 7. Conductividad térmica en una pared plana uniforme.

Por tanto, el flujo térmico transmitido por toda el área de la pared Q , W se expresará por:

$$Q = q \cdot F \quad (4.2)$$

En la práctica, el revestimiento de la mayoría de los hornos metalúrgicos se construye con diferentes materiales formando capas múltiples, por ejemplo, para una pared plana de múltiples capas (Figura 8).

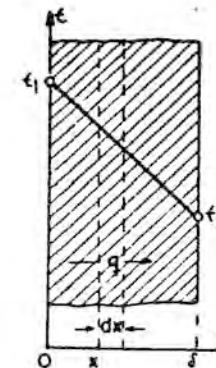


FIGURA 8. Conductividad térmica en una pared plana de múltiples capas.

La densidad del flujo térmico que se transmite por unidad de superficie.

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \quad (4.3)$$

En la cual n es el número de capas.

El flujo térmico Q , se calcula por la expresión (4.2).

De la ecuación (4.3) se deduce que la ley de variación de la temperatura en la pared para el caso representado en la (Figura 8) es:

$$\left. \begin{aligned} t_1 - t_2 &= q \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1} \\ t_2 - t_3 &= q \cdot \frac{\delta_2}{\lambda_2} \\ t_3 - t_4 &= q \cdot \frac{\delta_3}{\lambda_3} \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

Las pérdidas de calor al medio ambiente a través de las paredes y la bóveda del horno puede ser calculado por la fórmula (4.2), conociendo la temperatura de la pared interior del horno y la resistencia térmica de la pared o la bóveda, en este caso es factible el empleo del gráfico representado en la Figura 9 para la determinación de la densidad del flujo térmico (q) y la temperatura de la capa interior de la pared y la bóveda. Una explicación más amplia acerca de este gráfico se expondrá en el epígrafe 4.5.

Si la pared es cilíndrica y de capas múltiples (Figura 10) el flujo térmico que se transmite a través de la pared:

$$Q = \frac{(t_1 - t_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{ext}}{d_{int}}} \cdot 2\pi \cdot L, \text{ W} \quad (4.5)$$

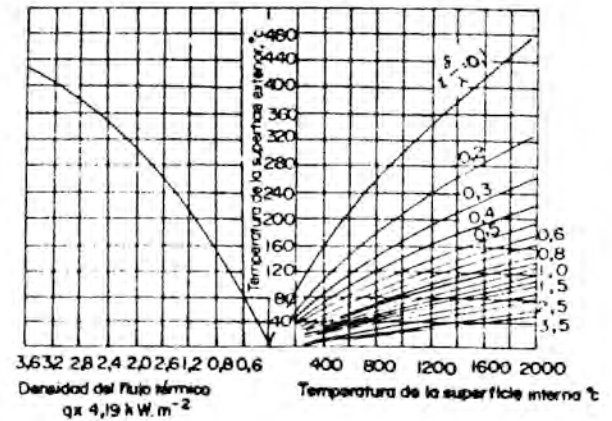


FIGURA 9. Gráfico para la determinación de las pérdidas de calor a través de las paredes y bóveda del horno.

Nota aclaratoria respecto a la Figura 9: para tomar la $\Sigma \frac{\delta}{\lambda}$ en unidades del SI, $\text{W}^{-1} (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, se requiere multiplicar los valores del gráfico por 1,163. En el caso inverso si se tiene el valor de $\Sigma \frac{\delta}{\lambda}$ en las unidades de SI y se prefiere buscar por las unidades fuera de sistema, representadas en la figura, o sea, $\text{kcal} \Gamma^{-1} (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$, se debe multiplicar por 0,859.

Los valores numéricos de la densidad superficial del flujo térmico se representan en las unidades $\text{kcal} (\text{m}^2 \cdot \text{s})^{-1}$, la cual al multiplicarla por 4,19 nos da en el SI en $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$.

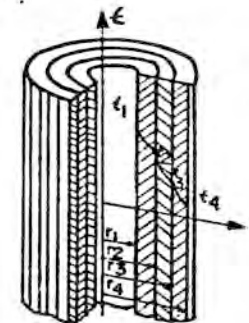


FIGURA 10. Conductividad térmica a través de una pared cilíndrica de múltiples capas.

En este caso la ley de propagación de la temperatura en las diferentes capas se expresa por:

$$\left. \begin{aligned} t_1 - t_2 &= Q \cdot R_1 \\ t_2 - t_3 &= Q \cdot R_2 \\ t_3 - t_4 &= Q \cdot R_3 \end{aligned} \right\} \quad (4.6)$$

donde:

$$R_n = \frac{1}{\lambda_n \cdot 2\pi \cdot L} \cdot \ln \frac{d_{ext, n}}{d_{int, n}}$$

Las temperaturas entre las capas y de la superficie exterior pueden ser calculadas por (4.4) y (4.6) si son conocidas sus características constructivas y t_1 ; además de otros problemas prácticos, como la determinación del espesor óptimo de la capa de los refractarios para el revestimiento del horno (δ) o el de la capa de termoaislante.

4.1.1. Problemas de ejemplo

Problema 1

La pared de un horno cilíndrico está compuesta por dos capas, una interior de ladrillos dinas ($d_{int, 1} = 0,2$ m y de $d_{ext, 1} = 0,25$ m) y otra exterior de chamota ($d_{ext, 2} = 0,3$ m). La altura de la pared es de 6 m, la temperatura en la superficie interna es de $1\,350$ °C. Determinar el flujo térmico a través de la pared y las temperaturas en los límites de las capas t_2 y t_3 .

Solución

Asumiendo $t_2 = 750$ °C y $t = 100$ °C; la temperatura promedio en cada capa:

$$t_d = \frac{1\,350 + 750}{2} = 1\,050 \text{ °C}$$

$$t_{ch} = \frac{750 + 100}{2} = 425 \text{ °C}$$

Por los datos del apéndice 7:

$$\lambda_d = 0,93 + 0,000\,7\, t_d, \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{°C})^{-1}$$

$$\lambda_{ch} = 0,835 + 0,000\,58\, t_{ch}, \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{°C})^{-1}$$

por tanto:

$$\lambda_d = 0,93 + 0,000\,7 \cdot 1\,050 = 1,665, \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{°C})^{-1}$$

$$\lambda_{ch} = 0,835 + 0,000\,58 \cdot 425 = 1,081, \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{°C})^{-1}$$

El flujo térmico se calcula por la expresión (4.5):

$$Q = \frac{(1\,350 - 100) \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 6}{\frac{1}{1,665} \ln \frac{0,25}{0,2} + \frac{1}{1,081} \ln \frac{0,3}{0,25}} = 155\,446 \text{ W}$$

Las temperaturas intermedias se calculan por la expresión (4.6):

$$t_2 = 1\,350 - 155\,446 \cdot \frac{1}{1,665 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 6} \ln \frac{0,25}{0,2} = 797 \text{ °C};$$

$$t_3 = 797 - 155\,446 \cdot \frac{1}{1,081 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 6} \ln \frac{0,3}{0,25} = 100 \text{ °C}$$

Al realizar una segunda aproximación, los valores obtenidos prácticamente son los mismos, por lo cual se toman definitivamente $t = 797$ °C y $t = 100$ °C, y el flujo térmico $Q = 155\,446$ W.

Problema 2

Determinar el espesor de la pared, si es conocido, que la temperatura de la pared interior del horno es de $1\,200$ °C y la de la pared exterior 92 °C, la densidad del flujo térmico no debe superar los $1\,000$ W · m⁻². La altura de la pared es mayor que 1 m. Por consideraciones de solidez constructiva, el espesor de la capa de refractarios de chamota para la pared con dicha altura debe ser igual a 232 mm. La capa termoaislante puede construirse

de ladrillos de diatomita, el cual posee una densidad de $600 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, también con un espesor de 232 mm.

Solución

La resistencia térmica de la pared en estas condiciones es calculada por la fórmula (4.3):

$$q = \frac{1\,200 - 92}{\sum \frac{\delta}{\lambda}}, \text{ de la cual } \sum \frac{\delta}{\lambda} = R_T = \frac{1\,108}{1\,000} = 1,11 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Para ajustar las resistencias térmicas de cada capa, tomemos los valores de λ cuando la temperatura es la ambiente por la cual puede asumirse el primer miembro de la expresión del coeficiente de conductividad térmica (apéndice 7).

$$\lambda_{ch} = 0,835 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}; \lambda_{diat} = 0,12 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

Por la expresión (4.4) hallamos la temperatura intermedia t_2 :

$$t_1 - t_2 = q \cdot \frac{\delta_{ch}}{\lambda_{ch}}$$

$$t_2 = 1\,200 - 1\,000 \cdot \frac{0,232}{0,835} = 922 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por esta temperatura registramos la resistencia térmica de la pared (R_T).

La temperatura promedio de cada capa:

$$t_{ch} = 0,5 (1\,200 + 922) = 1\,061 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{diat} = 0,5 (922 + 92) = 507 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por tanto, la resistencia térmica de la pared (apéndice 7):

$$R_T = \frac{\delta_{ch}}{\lambda_{ch}} + \frac{\delta_{diat}}{\lambda_{diat}} = \frac{0,232}{0,835} + \frac{0,232}{0,000\,58 \cdot 1\,061} + \frac{0,232}{0,12 + 0,000\,15 \cdot 507} = 0,16 + 1,183 = 1,343 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C) W}^{-1}$$

El aumento de la resistencia térmica disminuye la magnitud q , hasta:

$$q = \frac{1\,200 - 92}{1,343} = 825 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Si el espesor de la capa de diatomita disminuye hasta 116 mm, entonces, manteniendo los valores anteriores de las temperaturas promedios de la capa:

$$R_T = 0,16 + \frac{0,116}{0,196} = 0,16 + 0,592 = 0,752 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C) W}^{-1}$$

A esta resistencia le corresponde una magnitud de q :

$$q = \frac{1\,200 - 92}{0,752} = 1\,473 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Como se observa, el espesor de la capa termoaislante es necesario tomarla igual a 232 mm.

Para las condiciones seleccionadas, se puede determinar con una aproximación aceptable la densidad del flujo térmico por el gráfico 9 representado en la (Figura 9).

$$t_{int} = 1\,200 \text{ } ^\circ\text{C}; \sum \frac{\delta}{\lambda} = 1,343 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C) W}^{-1}$$

o:

$$1,154 \text{ (m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C) kcal}^{-1}; q = 0,21 \text{ (m}^2 \cdot \text{s})^{-1} \text{ kcal}$$

o:

$$880 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Problema 3

La pared en un horno está compuesta por dos capas, una interna de ladrillos dinas con un espesor $\delta_d = 0,14$ m y otra exterior de chamota ($\delta_{ch} = 0,12$ m). La altura de la pared es de 0,9 m y el ancho 1,6 m.

Determinar el flujo térmico que se propaga a través de la pared y la temperatura intermedia entre las capas y la de la parte exterior, si la temperatura interior de la pared es de $1\ 150$ °C.

Solución

Asumiendo $t_2 = 650$ °C y $t_3 = 100$ °C. Las temperaturas promedio:

$$t_d = \frac{1\ 150 + 650}{2} = 900 \text{ °C}$$

$$t_{ch} = \frac{650 + 100}{2} = 375 \text{ °C}$$

Por el apéndice 7 hallamos los coeficientes de conductividad térmica:

$$\lambda_d = 0,93 + 0,000\ 7 \cdot 900 = 1,56 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{°C})^{-1}$$

$$\lambda_{ch} = 0,835 + 0,000\ 58 \cdot 375 = 1,05 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{°C})^{-1}$$

La densidad del flujo térmico se determina por la expresión (4.3).

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\frac{\delta_d}{\lambda_d} + \frac{\delta_{ch}}{\lambda_{ch}}} = \frac{1\ 150 - 100}{\frac{0,14}{1,56} + \frac{0,12}{1,05}} = 5\ 146 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$t_2 = 1\ 150 - 5\ 146 \cdot \frac{0,14}{1,56} = 688 \text{ °C}$$

$$t_3 = 688 - 5\ 146 \cdot \frac{0,12}{1,05} = 100 \text{ °C}$$

Considerando que las diferencias son aceptables se toman estos valores de t_2 y t_3 como concluyentes y por tanto, el flujo térmico que se pierde a través de la pared será:

$$Q = 5\ 146 \cdot 1,6 \cdot 0,9 = 7\ 410 \text{ W}$$

4.1.2. Problemas para el trabajo independiente

Problema 1

Determinar las pérdidas de calor a través de las paredes del horno, si la temperatura interior de las paredes del horno es igual a $1\ 300$ °C, y la temperatura exterior de las paredes es de 165 °C. El revestimiento está compuesto por dos capas; la capa interior es de chamota clase A con un espesor de 460 mm y la exterior, la cubierta metálica con un espesor de 10 mm ($\lambda_{ac} = 45 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{°C})^{-1}$).

La superficie total de las paredes es igual a 35 m^2 .

Problema 2

Hallar la disminución de las pérdidas de calor a través de la pared del horno de fusión (ver las condiciones del problema 1) después de colocada una capa adicional de ladrillos de diatomita con un espesor de 113 mm entre la chamota y la cubierta del horno.

4.2. CONDUCTIVIDAD TÉRMICA EN RÉGIMEN NO ESTACIONARIO

El campo de temperatura no estacionario se caracteriza porque la temperatura en cualquier punto del espacio varía con el tiempo, cuyas leyes son aplicables con suficiente aproximación a los hornos de trabajo periódico, hornos de calentamiento y tratamiento térmico.

Las funciones criterioales que dan solución a este fenómeno se expresan a continuación:

$$\Theta_s = \frac{t_g - t_F^s}{t_g - t_{in}^s} = f_1 (Bi, Fo) \quad (4.7)$$

$$\Theta_c = \frac{t_g - t_F^c}{t_g - t_{in}^c} = f_2 (Bi, Fo) \quad (4.8)$$

$$\frac{Q_T}{Q_{ini}} = f_3 (Bi, Fo) \quad (4.9)$$

Estas expresiones se representan gráficamente en las (Figuras 11-16), donde:

t_g : temperatura del medio que rodea al cuerpo, °C ;

t_F^s y t_{in}^s : temperatura final e inicial de la superficie del cuerpo calentado o enfriado correspondientemente, °C ;

t_{in}^c y t_F^c : temperatura inicial y final en el centro del cuerpo, °C ;

Q_T : es la cantidad de calor transmitida al cuerpo en el tiempo de calentamiento o enfriamiento, kJ ;

Q_{in} : es la cantidad de calor contenida en el cuerpo al comienzo del calentamiento, kJ ;

$Q_{in} = M \cdot C \cdot \Delta t$, donde : $\Delta t = t_g - t_{in}$

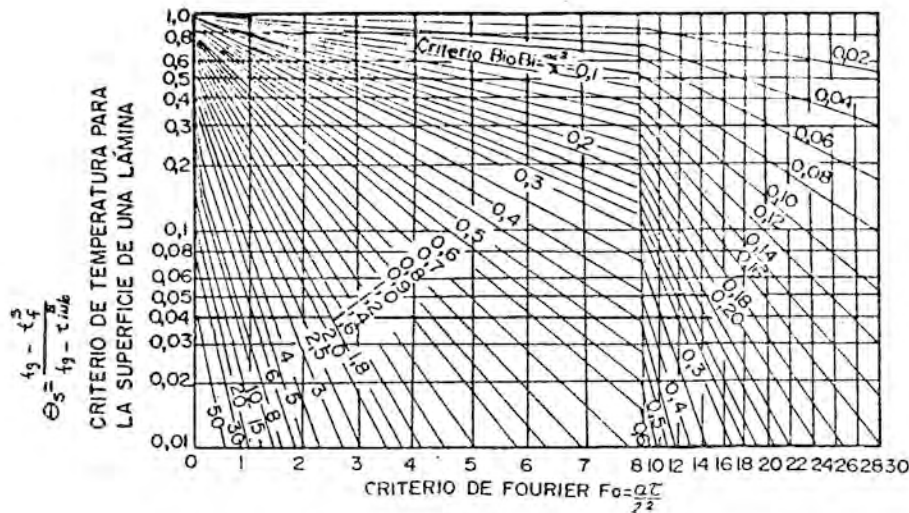


FIGURA 11. Temperatura adimensional en la superficie de la lámina.

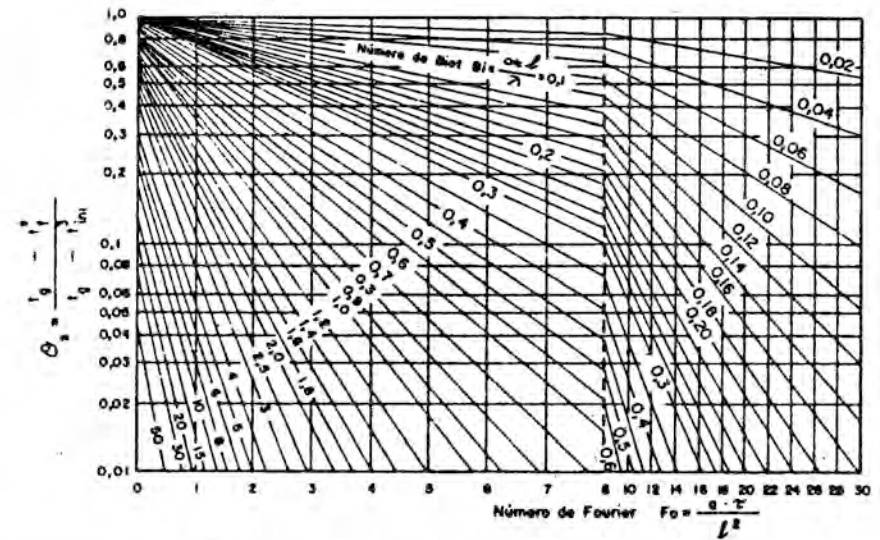


FIGURA 12. Temperatura adimensional en el centro de la lámina.

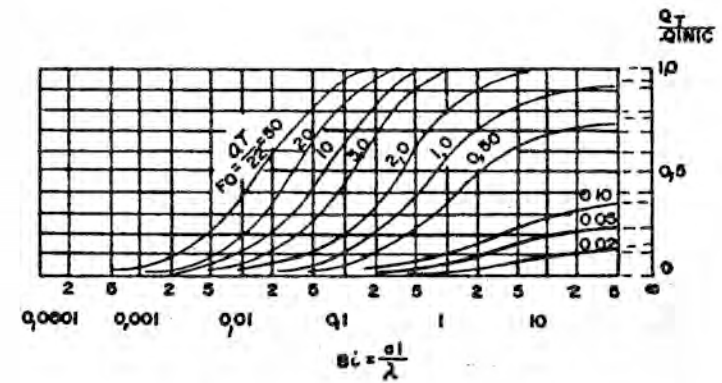


FIGURA 13. Cantidad de calor adimensional para la lámina.

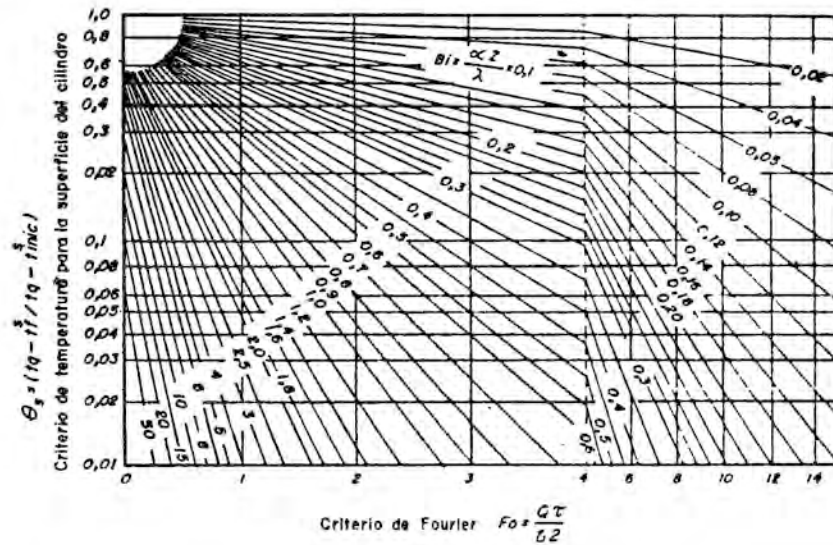


FIGURA 14. Temperatura adimensional en la superficie del cilindro.

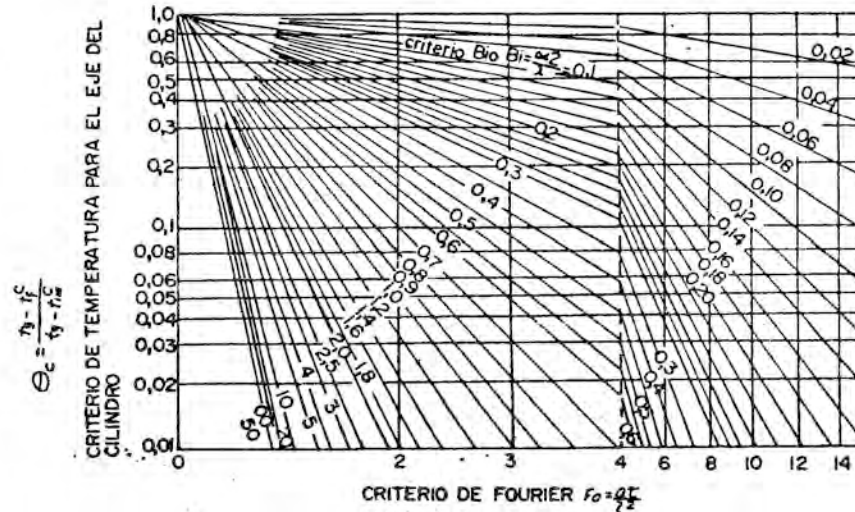


FIGURA 15. Temperatura adimensional en el eje del cilindro.

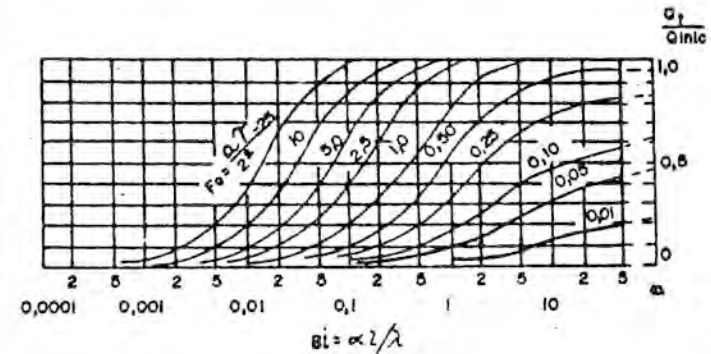


FIGURA 16. Cantidad de calor adimensional para el cilindro.

$\frac{Q_T}{Q_{in}}$ es la cantidad de calor adimensional transmitida al cuerpo durante el tiempo de calentamiento.

$Bi = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$: criterio número de Biot, el cual caracteriza la relación entre la resistencia térmica interna del cuerpo y su resistencia extrema;

α_Σ : coeficiente de transferencia de calor total del medio hacia el cuerpo (o viceversa), $W \cdot (m^2 \cdot ^\circ C)^{-1}$;

l : distancia entre la superficie del cuerpo hasta su centro, m (para la lámina $l = 0,5 \delta$; para cilindro o una esfera $l = r$);

donde: r es el radio, m; y δ es el espesor, m.

λ : coeficiente de conductividad térmica del cuerpo $W \cdot (m \cdot ^\circ C)^{-1}$;

$Fo = \frac{a \cdot \tau}{l^2}$: criterio o número de Fourier, caracteriza la propagación del calor en campos de temperaturas no estacionarios;

τ : tiempo de calentamiento o enfriamiento del cuerpo, s;

$a = \frac{\lambda}{C_p \cdot \rho}$: coeficiente de propagación de la temperatura, $m^2 \cdot s^{-1}$;

donde:

C_p : capacidad calorífica específica promedio del cuerpo, $J \cdot (kg \cdot ^\circ C)^{-1}$,
 y ρ es la densidad del cuerpo, $kg \cdot m^{-3}$.

Mediante las expresiones (4.7) (4.8) y (4.9) correspondientes a las (Figuras 11-16) se pueden dar soluciones a los siguientes problemas:

1. Determinar el valor de la temperatura en la superficie y en el centro del cuerpo durante el tiempo τ de calentamiento.
2. Determinar el tiempo necesario para el calentamiento o enfriamiento del cuerpo hasta una temperatura dada.
3. Determinar la cantidad de calor necesaria a transmitir al cuerpo durante el tiempo de calentamiento para lograr las temperaturas requeridas en la superficie y en el centro del cuerpo.

Los casos particulares más frecuentes en la industria son:

- a) *Calentamiento de un cuerpo cuando la densidad del flujo térmico a través de la superficie es constante*

El ejemplo más simple del calentamiento cuando $q = \text{const}$ se halla en los hornos metódicos y de cámaras.

El calentamiento de la lámina ocurre como se representa en la Figura 17.

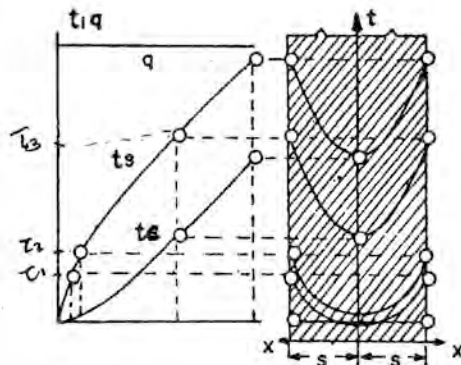


FIGURA 17. Calentamiento de una lámina cuando el flujo térmico es constante a través de su superficie (calentamiento bilateral).

Después de comenzado el calentamiento la dependencia es tan simple que no es necesario la elaboración gráfica y se representa por la fórmula:

Para lámina, si: $\frac{a \cdot \tau}{\delta^2} > 0,2 : 0,3$

$$\frac{\lambda \cdot (t - t_{in})}{q \cdot \delta} = \frac{1}{2} \left[2 \frac{a \cdot \tau}{\delta^2} + \left(\frac{x}{\delta} \right)^2 - \frac{1}{3} \right] \quad (4.10)$$

Para el cilindro, si: $\frac{a \cdot \tau}{\delta^2} > 0,1 : 0,2$

$$\frac{\lambda \cdot (t - t_{in})}{q \cdot r} = \frac{1}{2} \left[4 \frac{a \cdot \tau}{r^2} + \left(\frac{x}{r} \right)^2 - \frac{1}{2} \right] \quad (4.11)$$

donde:

x : distancia con relación al eje del cuerpo, m.

- b) *Calentamiento de un cuerpo durante la transmisión de calor por convección del medio con temperatura constante*

Este caso se halla con frecuencia. Uno de los ejemplos es el calentamiento de las piezas en un horno con temperatura constante.

El calentamiento de la lámina ocurre como se representa en la (Figura 18).

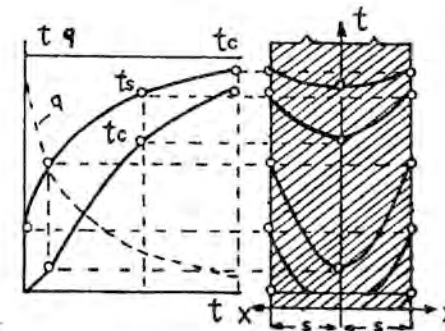


FIGURA 18. Calentamiento de una lámina al transmitirse el calor por convección de un medio con temperatura constante.

Para el calentamiento de cuerpos con forma simple (lámina fina, cilindro o esfera), la solución analítica es compleja, por lo que en los cálculos se emplean gráficos especiales (Figuras 11-16) y las fórmulas (4.7) y (4.9).

A pequeños valores de Fo ($< 0,5$) es útil la utilización de los gráficos representados en las (Figuras 19-22).

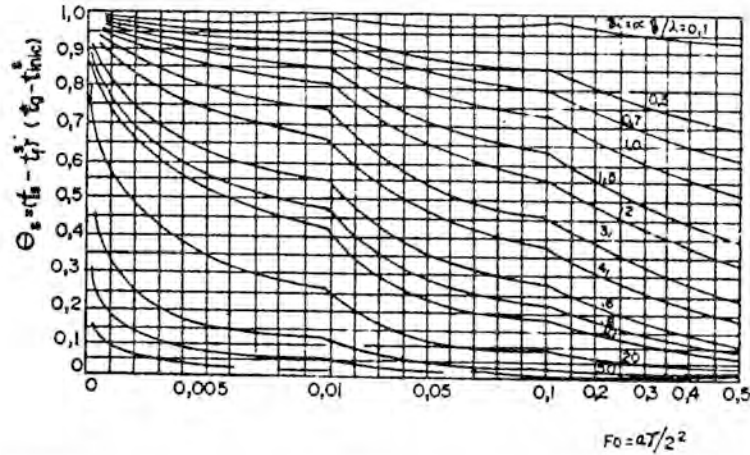


FIGURA 19. Dependencia de la temperatura adimensional de los números de Bi y Fo para el calentamiento de la superficie de la lámina.

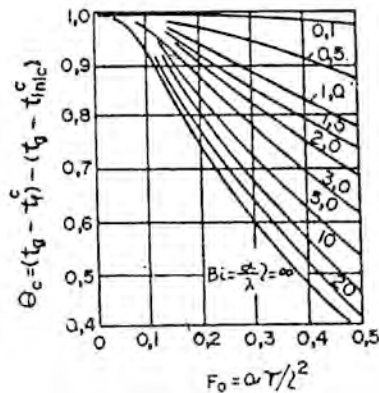


FIGURA 20. Dependencia de la temperatura adimensional de los números de Bi y Fo para el calentamiento del centro de la lámina.

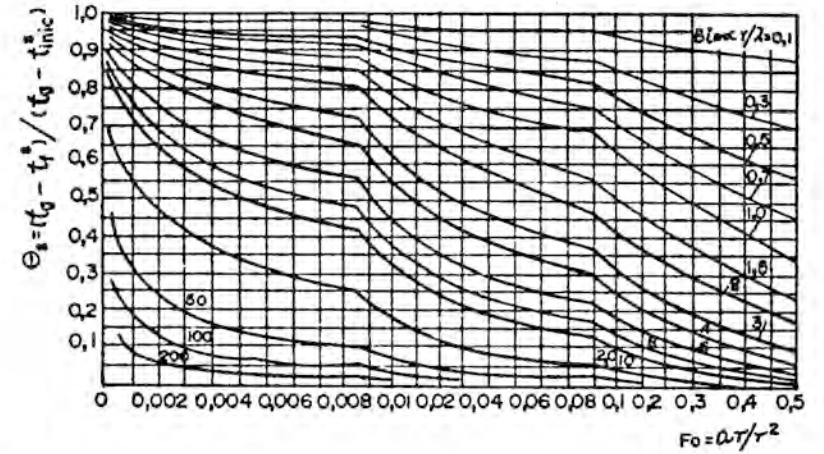


FIGURA 21. Dependencia de la temperatura adimensional de los números de Bi y Fo para el calentamiento de la superficie del cilindro.

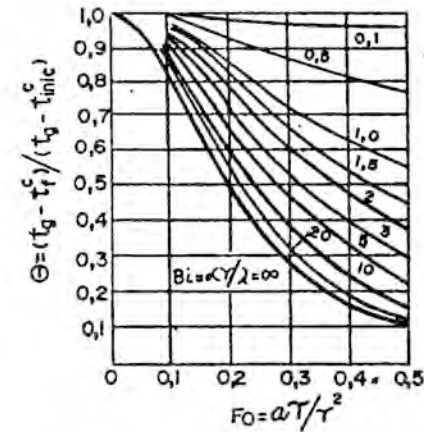


FIGURA 22. Dependencia de la temperatura adimensional de los números de Bi y Fo para el calentamiento del centro del cilindro.

c) *Calentamiento de un cuerpo durante la transmisión de calor por radiación del medio (gas) con temperatura constante*

Este tipo de calentamiento se halla en la práctica con mayor frecuencia y ocurre analógicamente que el representado en la (Figura 18).

Debido a la complejidad del cálculo de la condición límite no lineal la sustituyen por la lineal, introduciendo el coeficiente de transmisión de calor por radiación, lo que permite utilizar los gráficos representados en las (Figuras 11-16 y 19-22).

Método de diferencias finitas

Con mucha frecuencia en la práctica las condiciones límites son más complejas que las analizadas anteriormente (a, b y c). Por ejemplo, la distribución inicial de la temperatura en el cuerpo puede ser uniforme, la temperatura de la superficie puede variar como una función del tiempo, etcétera. En estos casos se emplea el método aproximado de las diferencias finitas.

El método permite resolver los problemas para cuerpos de diferentes formas. Analizaremos un caso sencillo: el de una pared ilimitada (lámina). Dividamos la pared en partes con un espesor Δx (ver Figura 23).

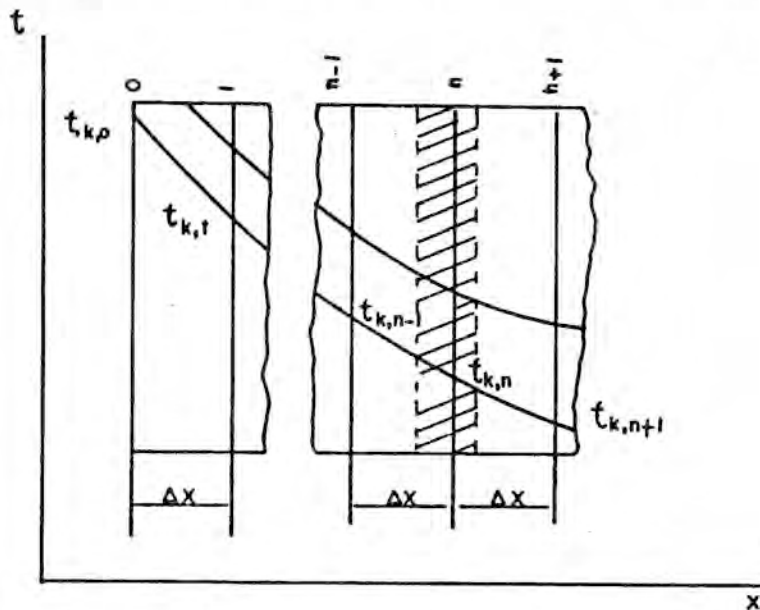


FIGURA 23. Esquema para la representación del método de las diferencias finitas.

Si se realiza el balance térmico de la capa rayada en la (Figura 23) durante el tiempo $\Delta \tau = \tau_{K+1} - \tau_K$ y tomamos la magnitud $\Delta \tau$ de tal forma que satisfaga la igualdad:

$$\frac{a \cdot \Delta \tau}{\Delta x^2} = \frac{1}{2} \quad (4.12)$$

entonces:

$$t_{k+1,n} = \frac{t_{k,n+1} + t_{k,n-1}}{2} \quad (4.13)$$

Si la pared está compuesta por unas cuantas capas con diferentes propiedades físicas, entonces, la variación de la temperatura en éstas es conveniente analizarla en iguales intervalos de tiempo $\Delta \tau$.

Analizaremos, por ejemplo, una pared de dos capas. Representemos las magnitudes para la primera y segundas capas por los subíndices (1) y (2), por tanto:

$$\Delta \tau_1 = \frac{\Delta x_1^2}{a_1} ; \Delta \tau_2 = \frac{\Delta x_2^2}{a_2} \quad (4.14)$$

Por cuanto:

$$\Delta \tau_1 = \Delta \tau_2$$

entonces:

$$\Delta x_2 = \Delta x_1 \sqrt{a_2/a_1} \quad (4.15)$$

4.2.1. Problemas de ejemplo

Problema 1

Un cilindro de acero con un diámetro de 160 mm con las siguientes propiedades físicas ($\lambda = 25 \text{ W (m} \cdot \text{°C)}^{-1}$, $C = 0,8 \text{ kJ (kg} \cdot \text{°C)}^{-1}$ y $\rho = 7\,800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$) se calienta desde una temperatura inicial ($t = 20 \text{ °C}$). La densidad del flujo térmico sobre su superficie $q = 50 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$. Determinar la temperatura del metal a la distancia $x = 40 \text{ mm}$ del eje del cilindro después de 20 min de comenzado el calentamiento.

Solución

El coeficiente de propagación de la temperatura del cilindro:

$$a = \frac{\lambda}{C \cdot \rho} = \frac{25}{0,8 \cdot 10^3 \cdot 7800} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

El criterio o número de Fourier:

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{r^2} = \frac{4 \cdot 10^{-6} \cdot 20 \cdot 60}{0,08^2} = 0,75$$

Por cuanto $Fo > 0,2$ se puede emplear la fórmula (4.10):

$$t = t_{in} + \frac{q \cdot r}{2 \cdot \lambda} \left[4 Fo + \left(\frac{x}{r} \right)^2 - \frac{1}{2} \right] = 20 + \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 0,08}{2 \cdot 25} \left[4 \cdot 0,75 + \left(\frac{40}{80} \right)^2 - \frac{1}{2} \right] = 240 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Problema 2

Una lámina metálica con una temperatura inicial uniforme de $200 \text{ } ^\circ\text{C}$ la introducen en la solera de un horno con una temperatura de $1200 \text{ } ^\circ\text{C}$. El espesor de la placa es de 150 mm . El coeficiente de conductividad térmica $\lambda = 40 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$, la capacidad calorífica específica $C = 0,64 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$, su densidad $\rho = 7820 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

El coeficiente de transmisión de calor del horno hacia la superficie de la lámina $\alpha = 200 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$. Determinar: 1. El tiempo en el cual la superficie inferior de la lámina alcanza los $1000 \text{ } ^\circ\text{C}$ y la temperatura de la parte superior en este momento; 2. La temperatura de la parte superior e inferior de la lámina después de 10 min de comenzado el calentamiento.

Solución

Asumimos que a través de la parte inferior de la lámina el calor no se propaga, o sea, que está en la mitad de la lámina, calentada por sus dos partes (ver Figura 18).

Por tanto, el espesor calentado es su espesor total y la temperatura de la parte inferior es la t^c .

Determinamos el valor del número de Biot.

$$Bi = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda} = \frac{200 \cdot 0,15}{40} = 0,75$$

y del criterio de temperatura para la parte inferior:

$$\Theta_c = \frac{t_g - t_f^c}{t_g - t_{in}^c} = \frac{1200 - 1000}{1200 - 200} = 0,2$$

Para los valores obtenidos de Bi y Θ_c por la (Figura 12) hallamos el valor del criterio de Fourier: $Fo = 2,9$.

La conducción de la temperatura del metal:

$$a = \frac{\lambda}{C \cdot \rho} = \frac{40}{0,64 \cdot 10^3 \cdot 7820} = 8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

De la expresión del número de Fo hallamos el tiempo de calentamiento:

$$\tau = Fo \frac{\delta^2}{a} = 2,9 \frac{(0,15)^2}{8 \cdot 10^{-6}} = 8,15 \cdot 10^3 \text{ s} = 2,27 \text{ h}$$

Para $Bi = 0,75$ y $Fo = 2,9$ por la Figura 11 hallamos:

$$\Theta_s = 0,137$$

donde:

$$t_f^s = t_g - \Theta_s (t_g - t_{in}^s) = 1200 - 0,137 \cdot (1200 - 200) = 1063 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para dar solución a la segunda parte del problema hallamos el criterio de Fo después de 10 min de comenzado el calentamiento.

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{\delta^2} = \frac{8 \cdot 10^{-6} \cdot 10 \cdot 60}{(0,15)^2} = 0,214$$

Para los valores de $Bi = 0,75$ y $Fo = 0,214$ por las (Figuras 19 y 20) hallamos $\Theta_g = 0,72$ y $\Theta_c = 0,95$. En correspondencia con las expresiones (4.7) y (4.8):

$$t_f^s = 1\,200 - 0,72 (1\,200 - 200) = 480 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_f^c = 1\,200 - 0,95 (1\,200 - 200) = 250 \text{ }^\circ\text{C}$$

Problema 3

Para las condiciones de $Fo = 2,9$ del ejemplo anterior, determinar la cantidad de calor transmitida por unidad de superficie de la lámina.

Solución

Para $Bi = 0,75$ y $Fo = 2,9$ por la (Figura 16) hallamos:

$$\frac{Q_T}{Q_{in}} = 0,7$$

A su vez $Q_{in} = M \cdot C \cdot \Delta t$

donde: $M = \rho \cdot \delta \cdot F$ y $\Delta t = t_g - t_{in}$

por tanto:

$$Q_{in} = 7\,820 \cdot 0,15 \cdot 1 \cdot 0,64 \cdot (1\,200 - 200) = 750\,720 \text{ kJ}$$

y la cantidad de calor transmitida al cuerpo durante 2,27 h es de:

$$Q = 0,7 \cdot 750\,720 = 525\,504 \text{ kJ}$$

Problema 4

La temperatura de la pared de chamota con un espesor de 0,15 m y $a = 0,625 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ es de $100 \text{ }^\circ\text{C}$. Después, la temperatura de la superficie interna instantáneamente se eleva hasta $1\,300 \text{ }^\circ\text{C}$ y en la externa se mantiene al nivel previo.

Hallar la distribución de las temperaturas en la pared después de 50 min de comenzado el calentamiento.

Solución

Dividamos la pared en seis capas con un espesor $\Delta x = 0,15 : 6 = 0,025 \text{ m}$ cada una. Los intervalos de tiempo, en los cuales se dividen, se obtiene de la expresión (4.12):

$$\Delta \tau = \frac{\Delta x^2}{2a} = \frac{(0,025)^2}{2 \cdot 0,625 \cdot 10^{-6}} = 500 \text{ s} = 8,34 \text{ min}$$

La cantidad de intervalos de tiempo es igual $50 : 8,34 = 6$.

El cálculo lo realizamos en la (Tabla 2), completando la primera y última columna con los valores conocidos de temperaturas. En calidad de temperatura inicial calculada en la superficie $t_{0,0}$ es conveniente tomar la media aritmética de $t_{0,0}$ y $t_{1,0}$.

$$t_{0,0}^1 = \frac{t_{0,0} + t_{1,0}}{2} = \frac{100 + 1\,300}{2} = 700 \text{ }^\circ\text{C}$$

Para aumentar la exactitud de la solución, la temperatura en las líneas libres de la tabla lo determinamos por la fórmula (4.13).

TABLA 2. Cálculo de la distribución de las temperaturas en la pared

Tiempo $\Delta \tau$	Coordenadas						
	0 Δx	1 Δx	2 Δx	3 Δx	4 Δx	5 Δx	6 Δx
0 $\Delta \tau$	700	100	100	100	100	100	100
1 $\Delta \tau$	1 300	400	100	100	100	100	100
2 $\Delta \tau$	1 300	700	250	100	100	100	100
3 $\Delta \tau$	1 300	775	400	175	100	100	100
4 $\Delta \tau$	1 300	850	475	250	137	100	100
5 $\Delta \tau$	1 300	887	550	305	175	118	100
6 $\Delta \tau$	1 300	925	596	363	212	137	100

4.2.2. Problemas para el trabajo independiente

Problema 1

Determinar el tiempo de calentamiento unilateral de planchas de níquel desde $20 \text{ }^\circ\text{C}$ hasta $95 \text{ }^\circ\text{C}$, las cuales están colocadas sobre la solera de un horno de calentamiento muy pegadas entre sí. La temperatura de los gases es de $1\,300 \text{ }^\circ\text{C}$, el coeficiente de

transmisión de calor total de los gases hacia las planchas α_c es igual a $370 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$. Los parámetros físicos de las planchas (a la temperatura promedio) $\lambda = 55 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$; $C = 0,5 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$; $\rho = 8\,900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$; $a = 0,044 \text{ m}^2 \cdot \text{h}^{-1}$

Problema 2

Un cilindro de acero al carbono con un diámetro de 100 mm, calentado hasta $850 \text{ }^\circ\text{C}$, lo introducen en un tanque con aceite. La temperatura del aceite es igual a $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Qué temperatura habrá en el centro del cilindro dentro de 2 min después de comenzado el templado (la temperatura de la superficie del cilindro prácticamente al momento se establece igual a la temperatura del aceite). El coeficiente de conducción de la temperatura del acero es igual a $3,05 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{h}^{-1}$ a la temperatura promedio.

4.3. TRANSMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN

Esta forma de transmisión de calor se manifiesta en los gases y líquidos en movimiento. En la metalurgia el movimiento convectivo de los líquidos puede encontrarse con frecuencia en los hornos eléctricos de fusión, en los cuales la forma fundamental de propagación del calor dentro de la masa líquida y hacia la carga, es la convección. Más complejo se manifiesta en los gases que se mueven en todos los hornos metalúrgicos que trabajan con calentamiento por combustibles carbónicos donde la convección se combina generalmente con la radiación (ver 4.5) predominando una u otra. No obstante la suma del calor transmitido puede ser analizado por separado, lo mismo sucede cuando se analizan las pérdidas de calor al medio ambiente a partir de la cubierta del horno.

En el sistema para la combustión del combustible o para el enfriamiento de algunos elementos del horno con aire, también tiene particular importancia esta forma de propagación del calor.

En común, la transmisión del calor por convección en los gases y líquidos depende del carácter del movimiento de los mismos, lo cual se dificulta en mayor medida al estudiarlo en el sistema formado además por el cuerpo sólido al cual se le transmite calor, donde adicionalmente estará presente la conductividad térmica en la delgada capa límite entre ambas fases.

En general, el flujo térmico por convección puede ser calculado por la fórmula de Newton:

$$Q = \alpha_c \cdot (t_1 - t_2) \cdot F, \text{ W} \quad (4.16)$$

donde:

α_c : coeficiente de transmisión de calor por convección, en $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$;

t_1 : temperatura del gas o el líquido, K;

t_2 : temperatura del cuerpo sólido, K;

F : superficie de intercambio térmico, m^2 .

Debido a la estructura compleja del movimiento de los gases (líquidos), particularmente en condiciones turbulentas, α_c depende de muchos parámetros y la descripción matemática del fenómeno sólo puede ser resuelta mediante la teoría de semejanza. Para un campo de temperatura no estacionario, en forma general, el coeficiente de transmisión de calor puede calcularse por la siguiente función:

$$\text{Nu} = f(\text{Fo}, \text{Re}, \text{Gr}, \text{Pr}, \psi) \quad (4.17)$$

donde:

$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$: número o criterio de Nusselt, el cual caracteriza la transmisión de calor por convección en flujos semejantes

$$\text{Pr} = \frac{P_e}{R_e} = \frac{v}{a} = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$$

número o criterio de Prandtl, nos da la medida de la semejanza de los procesos de transmisión de calor y caracteriza la relación entre los campos de temperatura y velocidad del flujo gaseoso (líquido);

$$\text{Gr} = \frac{\beta \cdot \Delta t \cdot g \cdot l^3}{\nu^2}$$

número o criterio de Grashoff, caracterizan la influencia de la fuerza de gravitación sobre el movimiento de un gas o un líquido durante el proceso de intercambio térmico por convección;

ψ : es el coeficiente de corrección de forma geométrica y se toma en tablas en correspondencia con el carácter del movimiento.

Si el campo de temperatura es estacionario (proceso continuo):

$$Nu = f (Re, Gr, Pr, \psi) \quad (4.18)$$

Convección natural o libre

En la convección libre los límites del sistema se consideran la superficie de intercambio térmico y el líquido o el gas estático alrededor de dicha superficie. En este caso la velocidad del líquido o del gas y por tanto el criterio de Reynolds en toda la frontera es igual a cero.

La estructura de la fórmula para el cálculo de α_c , propuesta en el año 1881 por L. Lorenz para $Pr = 0,7$; ampliamente se emplea en la actualidad y para otros valores del criterio de Prandtl:

$$Nu_{pr} = C (Gr \cdot Pr)_{pr}^n \quad (4.19)$$

La representación del subíndice (pr), significa que en los cálculos, la temperatura determinada, por la cual se hallan los valores de los parámetros físicos, que se encuentran en los criterios, debe emplearse la temperatura promedio aritmética del gas y de la superficie del cuerpo:

$$t_{pr} = 0,5 (t_{gas} + t_{cuerpo})$$

En calidad de dimensión lineal (l) para los tubos y esferas toman su diámetro, para las superficies verticales su altura. C y n son coeficientes, los cuales tienen los valores que se representan en la (Tabla 3).

TABLA 3. Valores de C y n (Convección natural)

1	$(Gr \cdot Pr)_{pr} = 1 \cdot 10^{-3} - 5 \cdot 10^2$	$C = 1,18$	$n = 0,125$
2	$(Gr \cdot Pr)_{pr} = 5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	$C = 0,54$	$n = 0,25$
3	$(Gr \cdot Pr)_{pr} = 2 \cdot 10^7 - 1 \cdot 10^{13}$	$C = 0,135$	$n = 0,33$

El tramo 1 corresponde cuando en la superficie de intercambio térmico se forma una capa prácticamente inmóvil. El tramo 2 corresponde al régimen laminar y el tramo 3 al turbulento. Debido a que la dimensión lineal

(l) se encuentra en el criterio de Nu elevado a 1 y en el número de Gr al cubo, entonces, cuando $n = 1/3$ el proceso de intercambio térmico prácticamente no depende de las dimensiones geométricas.

Empleando la fórmula (4.19) para las superficies horizontales planas en calidad de parámetro lineal es necesario tomar la de la superficie menor. Si la superficie transmisora de calor está dirigida hacia arriba, entonces el valor calculado de α_c se aumenta en un 30 %; si está dirigida hacia abajo se disminuye en un 30 %.

Para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor en un espacio limitado (dentro de tubos, orificios, etcétera) también emplean la fórmula (4.19), pero con otros valores de los coeficientes (por los datos de M. A. Mijeev, I. M. Mijeeva) [13]

En la literatura se hallan fórmulas que se diferencian de las vistas con anterioridad. La mayoría de estas garantizan prácticamente igual exactitud. Solamente es necesario conocer, a que temperatura se corresponden los parámetros físicos del líquido y del gas y que parámetro lineal tomar, así como los límites de utilización de la fórmula.

Durante el cálculo de la transmisión de calor hacia la pared del horno, de los gasoductos o tuberías y otras superficies es necesario recordar, que además de la convección libre, el calor se transmite también por radiación, el cual estudiaremos en el epígrafe 4.4.

Convección laminar forzada

Al moverse los gases o líquidos calientes por tuberías o canales en régimen laminar ($Re < 10^4$) el cálculo de α_c se realiza por la fórmula de M. A. Mijeev :

$$Nu_{pr} = 0,17 Re_{pr}^{0,33} \cdot Pr_{pr}^{0,43} \cdot Gr_{pr}^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_{pr}}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot \psi \quad (4.20)$$

En esta fórmula el subíndice pr en los criterios significa, que durante el cálculo se toma la temperatura promedio del gas o el líquido. Se excluye el número de Pr_w , el cual se calcula por la temperatura de la superficie del cuerpo. Como dimensión lineal en los cálculos se toma el diámetro equivalente del canal d_{eq} . Esta fórmula es aplicable para cualquier gas y líquido, y con mayor exactitud considera la influencia de la dirección del flujo térmico y la convección natural.

El valor del coeficiente de corrección ψ en el régimen laminar se toma en dependencia de la relación de la longitud del canal entre su diámetro

equivalente (ver Tabla 4) ; para los gases $\left(\frac{Pr_{pr}}{Pr_w}\right)^{0,25} \approx 1$.

TABLA 4. Valores del coeficiente (Convección laminar forzado)

l/d_{eq}	1	2	5	10	20	30	40	50 y más
ψ	1,9	1,7	1,44	1,28	1,13	1,05	1,02	1

Convección turbulento-forzada

La fórmula de M. A. Mijeev en este caso:

$$Nu_{pr} = 0,021 Re_{pr}^{0,8} \cdot Pr_{pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{pr}}{Pr_w}\right)^{0,25} \cdot \psi \quad (4.21)$$

Como temperatura determinante aquí también se toma la temperatura promedio del gas o del líquido y como parámetro lineal el diámetro equivalente. La fórmula (4.21) se aplica a tuberías y canales de cualquier forma de la sección transversal para todos los gases y líquidos a valores de Reynolds $Re = 1 \cdot 10^4 : 5 \cdot 10^6$, $Pr_{pr} = 0,6$.

Los valores de ψ se representan en la (Tabla 5).

TABLA 5. Variaciones del coeficiente ψ (Convección turbulento-forzada)

Re	Para diferentes l/d_{eq}								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

4.3.1. Problemas de ejemplo

Problema 1

La temperatura de la superficie externa de la pared del horno es de 80°C y la del aire exterior es de 20°C . La altura de la pared es de 2 m y el ancho de 4 m. Determinar el flujo térmico que se transmite por convección de la pared hacia el aire.

Solución

Por las condiciones del problema la transmisión del calor por convección es natural (libre) por lo que α_c se calcula por la fórmula (4.19). Por tanto, los parámetros físicos del aire los hallamos en el apéndice 8 a la temperatura promedio:

$$t_{pr} = 0,5 (80 + 20) = 50^\circ\text{C};$$

error de selección

$$v = 17,95 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}; Pr = 0,698; \lambda = 2,83 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$$

El coeficiente adimensional de dilatación volumétrica ($\beta \cdot \Delta t$)

$$\beta \cdot \Delta t = \frac{1}{273 + 50} (80 - 20) = 0,186$$

El número (criterio) de Grashof :

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{v^2} \cdot \beta \cdot \Delta t = \frac{9,81 \cdot 2^3}{(17,95 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,186 = 4,53 \cdot 10^{10}$$

Por la magnitud de $(Gr \cdot Pr)_{pr}$ hallamos los coeficientes C y n :

$$(Gr \cdot Pr)_{pr} = 4,53 \cdot 10^{10} \cdot 0,698 = 3,162 \cdot 10^{10}$$

$$C = 0,135 \quad \text{y} \quad n = 0,33, \text{ ver (Tabla 4)}$$

Por tanto:

$$Nu = 0,135 \sqrt[3]{3,162 \cdot 10^{10}} = 426,895$$

De la fórmula del número de Nusselt calculamos el coeficiente de transmisión de calor:

$$\alpha_c = \frac{Nu \cdot \lambda}{H} = \frac{426,895 \cdot 2,83 \cdot 10^{-2}}{2} = 6,04 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

Por la fórmula (4.16) determinamos el flujo térmico:

$$Q = \alpha_c \cdot (t_p - t_a) \cdot F = 6,04 (80 - 20) \cdot 2 \cdot 4 = 2899 \text{ W}$$

Problema 2

Se requiere determinar las pérdidas de calor por la superficie externa (a través de la cubierta) de un horno de cámara (Figura 24). La temperatura de esta superficie es igual a 80°C y la del medio ambiente 20°C . Las medidas externas del horno son: $B \cdot L \cdot H = 1,9 \cdot 2,8 \cdot 2,28 \text{ m}$.

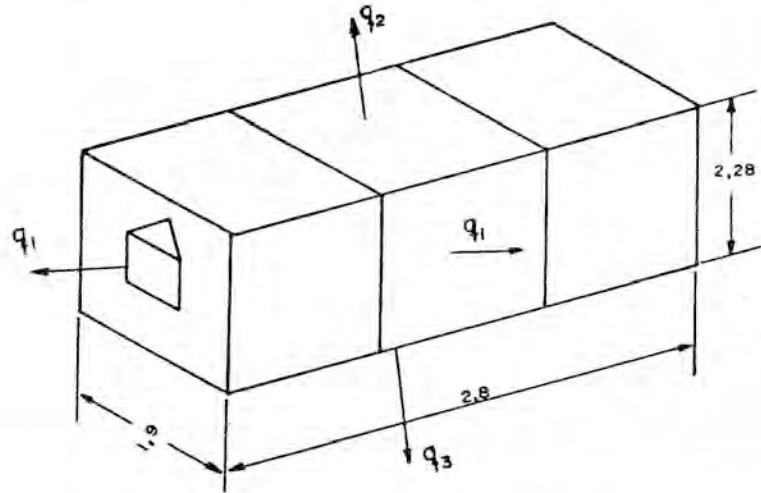


FIGURA 24. Esquema de un horno eléctrico de cámara.

Solución

Para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor por convección α_c se emplea la ecuación criterial (4.19).

La temperatura promedio de la superficie del horno:

$$t_{pr} = 0,5 (80 + 20) = 50^\circ\text{C}$$

Por esta temperatura hallamos las propiedades físicas del aire (apéndice 8):

$$v = 17,95 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}; \quad \lambda = 2,83 \cdot 10^{-2} \text{ W} (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1};$$

$$Pr = 0,698$$

Por la dimensión lineal l para las superficies verticales (por ejemplo: pared) se toma su altura, para las horizontales su menor magnitud (el ancho).

El producto $(Gr \cdot Pr)_{pr}$ será igual:

a) Para la pared del horno:

$$(Gr \cdot Pr)_{pr} = \frac{9,81 \cdot 81 \cdot (2,28)^3 \cdot 60}{(17,95 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 323} \cdot 0,698 = 4,68 \cdot 10^{10}$$

b) Para la bóveda y solera del horno:

$$(Gr \cdot Pr)_{pr} = \frac{9,81 (1,9)^3 \cdot 60}{(17,95 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 323} \cdot 0,698 = 2,71 \cdot 10^{10}$$

Por los valores hallados $(Gr \cdot Pr)$, empleando la (Tabla 3) determinamos C y n . En la ecuación (4.19): $C = 0,135$ y $n = 0,33$.

a) Para la pared del horno:

$$Nu = 0,135 (4,68 \cdot 10^{10})^{0,33} = 448,244$$

b) Para la bóveda y solera del horno:

$$Nu = 0,135 (2,71 \cdot 10^{10})^{0,33} = 374,190$$

El coeficiente de transmisión de calor por convección para la pared será igual:

$$\alpha_c = \frac{Nu \cdot \lambda}{H} = \frac{448,244 \cdot 2,83 \cdot 10^{-2}}{2,28} = 5,564 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

Para la bóveda del horno:

$$\alpha_c = 1,3 \frac{374,19 \cdot 2,83 \cdot 10^{-2}}{1,9} = 7,245 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

Para la solera del horno:

$$\alpha_c = 0,7 \frac{374,19 \cdot 2,83 \cdot 10^{-2}}{1,9} = 3,901 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

Las pérdidas de calor a través de la pared:

$$Q_p = \alpha_c (t_p - t_a) \cdot F_p = 5,564 \cdot (80 - 20) \cdot$$

$$\cdot [2(2,8 \cdot 2,28) + 2(1,9 \cdot 2,28)] = 7\,155 \text{ W o}$$

$$25\,758 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

Las pérdidas de calor a través de la bóveda:

$$Q_B = 7,245 \cdot (80 - 20) \cdot (1,9 \cdot 2,8) = 2\,313 \text{ W}$$

o:

$$8\,327 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

Pérdidas de calor a través de la solera:

$$Q_s = 3,901 \cdot (80 - 20) \cdot 5,32 = 1\,245 \text{ W}$$

o:

$$4\,482 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

Las pérdidas totales de calor (Q_T) a través de la cubierta del horno:

$$Q_T = Q_p + Q_B + Q_s = 25\,758 + 8\,327 + 4\,482 =$$

$$= 38\,567 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1} \text{ o } (9\,204 \text{ kcal} \cdot \text{h}^{-1})$$

Problema 3

Un ventilador impulsa aire hacia un conducto con destino a un quemador de alta presión de mazut. El aire circula a una temperatura promedio de 200°C . con una velocidad promedio de $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, el conducto posee 50 mm de diámetro y 1,5 m de longitud. Determinar el valor del coeficiente de transmisión de calor por convección.

Solución

El uso del ventilador o la magnitud de la velocidad del aire nos muestra que el movimiento es forzado, por tanto sólo quedaría por conocer el carácter del movimiento del aire. Para ello hallamos los parámetros físicos del aire en el apéndice 8 a $t_{pr} = 200^\circ\text{C}$:

$$\lambda = 3,93 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}; \quad \nu = 34,85 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1};$$

$$Pr_{pr} = 0,68.$$

Calculamos el criterio de Reynolds:

$$Re = \frac{15 \cdot 0,05}{34,85 \cdot 10^{-6}} = 2,15 \cdot 10^4$$

Por lo cual el carácter del movimiento es turbulento desarrollado ($Re > 10^4$), y por tanto se emplea la fórmula (4.21):

$$Nu_{pr} = 0,021 Re_{pr}^{0,8} \cdot Pr_{pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{pr}}{Pr_w}\right)^{0,25} \cdot \psi$$

$$Nu_{pr} = 0,021 \cdot (2,15 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot (0,68)^{0,43} \cdot 1,05 =$$
$$= 54,663$$

donde:

$$\psi = 1,05 \text{ ya que } \frac{l}{d_{eq}} = \frac{1,5}{0,05} = 30 \quad (\text{ver Tabla } \textcircled{5})$$

El coeficiente de transmisión de calor por convección:

$$\alpha_c = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{54,663 \cdot 3,93 \cdot 10^{-2}}{0,05} = 42,96 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

Problema 4

A un quemador de polvo de carbón se le introduce aire secundario a una temperatura promedio de 400 °C a través de un conducto de 60 mm de diámetro y 2,5 m de largo con una velocidad promedio de 5 m · s⁻¹. La temperatura de la pared interior del conducto es de 250 °C. Determinar el coeficiente de transmisión de calor del aire hacia la pared.

Solución

Es evidente que el movimiento del aire es forzado. Para determinar el número de Reynolds hallamos los parámetros físicos del aire por el apéndice 8 a $t_{pr} = 400$ °C:

$$\lambda = 5,22 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}; \quad \nu = 63,09 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1};$$

$$Pr_{pr} = 0,678$$

$$Re_{pr} = \frac{5 \cdot 0,06}{63,09 \cdot 10^{-6}} = 4,75 \cdot 10^3$$

Debido a que $Re < 10^4$ el carácter del movimiento es laminar y se empleará la fórmula (4.20):

$$Nu_{pr} = 0,17 Re_{pr}^{0,33} \cdot Pr_{pr}^{0,43} \cdot Gr_{pr}^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_{pr}}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot \psi$$

$$\text{Para el aire } \frac{Pr_{pr}}{Pr_w} \approx 1$$

El número de Grashof:

$$Gr = \frac{9,81 \cdot (0,06)^3 \cdot (400 - 250)}{(63,09 \cdot 10^{-6})^2 \cdot (273 + 400)} = 1,19 \cdot 10^5$$

El coeficiente de corrección de forma:

$$\text{si } \frac{l}{d_{eq}} = \frac{2,5}{0,06} = 42; \quad \psi = 1,02 \text{ (ver Tabla 4)}$$

Por tanto:

$$Nu = 0,17 \cdot (4,75 \cdot 10^3)^{0,33} \cdot (0,678)^{0,43} \cdot (1,19 \cdot 10^5)^{0,1} \cdot 1,02 = 7,7;$$

y el coeficiente de transmisión de calor:

$$\alpha_c = \frac{7,7 \cdot 5,22 \cdot 10^{-2}}{0,06} = 6,7 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

4.3.2. Problemas para el trabajo independiente

Problema 1

Se requiere determinar el coeficiente de transmisión de calor por convección del aire caliente hacia las paredes de un tubo largo, si la velocidad real promedio del aire en el conducto es igual a 20 m · s⁻¹ y su temperatura 100 °C.

El diámetro del tubo es de 60 mm y la temperatura de las paredes del tubo aproximadamente es de 40 °C.

Problema 2

Determinar las pérdidas de calor por las puertas de un horno de calentamiento (B · H = 1 · 1,5 m) si la temperatura del aire circundante es igual a 30 °C y la temperatura de la superficie externa de las puertas 180 °C. Los parámetros físicos del aire, tomarlos del apéndice 8.

4.4. TRANSMISIÓN DE CALOR POR RADIACIÓN

La radiación térmica es una de las muchas formas de energía radial. Los rayos térmicos se caracterizan por poseer una longitud de onda desde 0,4 hasta 40 micrones. Este intervalo incluye los rayos visibles desde 0,4 hasta 0,8 micrón y parte del espectro de los infrarojos (desde 0,8 hasta 40 micrones). Por ello, las leyes de la óptica son aplicables a estos tipos de rayos.

Para aligerar los cálculos técnicos se introduce el concepto del cuerpo gris (real), el cual es aquel cuerpo, cuya brillantez es igual en todas direcciones, y el grado de oscuridad ϵ es constante, o sea, la intensidad de

irradiación a todas las longitudes de ondas en una misma cantidad ϵ veces es menor que la intensidad de un cuerpo absolutamente negro.

El cálculo del flujo térmico transmitido por radiación por los cuerpos grises dependen de muchos factores como son: posición en el espacio de un cuerpo con relación a otros, temperatura y grado de oscuridad de los cuerpos, forma y dimensiones de los cuerpos, etcétera. Por lo cual para cada sistema en particular existe una fórmula como resultado de la descripción física del sistema, lo cual se expresa con lujo de detalles en los textos especializados de transmisión de calor. Es por ello que ofreceremos, aquellos casos que a nuestro juicio se hallan con mayor frecuencia en la metalurgia.

Sistema cerrado de dos cuerpos grises

El flujo térmico que se transmite por radiación de un cuerpo (1) hacia un cuerpo (2) y viceversa (Figura 25) puede ser expresado de forma general por la expresión:

$$Q_{12} = \epsilon_{12} \cdot C_o \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot \phi \cdot F \quad (4.22)$$

donde:

- ϵ_{12} : es el grado de oscuridad reducido del sistema y depende del tipo de sistema (grado de oscuridad de ambos cuerpos y sus posiciones);
- C_o : constante de Stefan-Boltzman e igual a $5,7 \text{ W} \cdot (\text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4})$;
- ϕ : coeficiente de irradiación, el cual considera la forma, las medidas y distribución de las superficies ;
- F : superficie de intercambio térmico condicional de cálculo, m^2 .

Los grados de oscuridad de diferentes materiales sólidos se ofrecen en el apéndice 10.

El resultado que puede ser obtenido por la expresión (4.22) depende de la identificación del caso práctico en concreto, lo cual determina la selección de ϵ_{12} , ϕ y F .

Determinemos estos parámetros para algunos casos:

- 1) Dos superficies planas, cuya distancia entre sí es pequeña con relación a sus dimensiones (Figura 25).

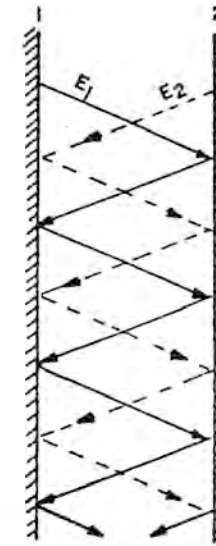


FIGURA 25. Esquema de intercambio térmico por radiación entre dos superficies paralelas.

Basado en la propiedad de la resultante $\phi = \phi_{11} + \phi_{12} = 1$.

Debido a que la superficie (1) es plana: $\phi_{11} = 0$ y por tanto, $\phi_{12} = 1$. Empleando la misma propiedad para la superficie (2), obtenemos también que $\phi_{21} = 1$.

o sea: $\phi_{12} = \phi_{21} = \phi = 1$.

El grado de oscuridad reducido de este sistema se describe por la expresión:

$$\epsilon_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$$

Para el cálculo se puede tomar cualquiera de las dos superficies por ser éstas de dimensiones semejantes, o sea, $F_1 = F_2 = F$.

La expresión (4.22) para este caso toma la siguiente forma:

$$Q_{12} = \frac{C_o}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F \quad (4.23)$$

2) Dos superficies, una de las cuales (1) no es cóncava y forman un sistema cerrado (Figura 26).

Debido a que la superficie (1) "no se ve a si misma", entonces $\varphi_{11} = 0$. Sobre la base de la propiedad de la resultante $\varphi_{12} + \varphi_{11} = 1$ y por tanto, $\varphi_{12} = 1$.

Basado en la propiedad de interacción:

$$\varphi_{12} \cdot F_1 = \varphi_{21} \cdot F_2$$

de donde: $\varphi_{21} = F_1/F_2$

$$\epsilon_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \cdot \frac{F_1}{F_2}}$$

Si $F_2 \gg F_1$; $\epsilon_{12} = \epsilon_1 \cdot F$ se toma para el cálculo la del cuerpo más pequeño.

$$Q_{12} = \frac{C_o}{\frac{1}{\epsilon_1} + \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \cdot \frac{F_1}{F_2}} \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F_1 \quad (4.24)$$

Si $T_2 > T_1$, entonces para el cálculo de Q_{21} en la expresión (4.24) se hace necesario cambiar de lugar las temperaturas.

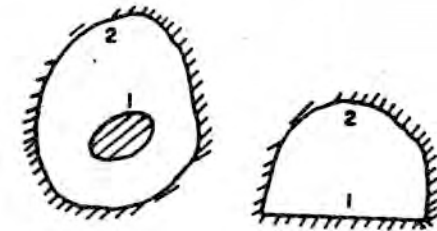


FIGURA 26. Sistema cerrado de dos cuerpos, uno de los cuales 1) no es curvo; 2) es curvo. ($\varphi_{12} = 1, \varphi_{21} = \frac{F_1}{F_2}$).

Sistema cerrado, formado por tres o más superficies

En calidad de ejemplo de dos superficies negras (1 y 2), unidas por una superficie adiabática (3), puede representarse el orificio en una pared gruesa (Figura 27).

Las superficies negras serían: la sección de entrada y de salida, y la superficie adiabática de su pared. El flujo térmico que atraviesa el orificio (pérdidas de calor) puede ser calculado por la expresión:

$$Q_{or} = Q_{12} = C_o \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot \Phi_{12} \cdot F \quad (4.25)$$

donde:

Φ_{12} : es el coeficiente de diafragmentación, el cual se determina gráficamente (Figura 28) si $F_1 = F_2$.

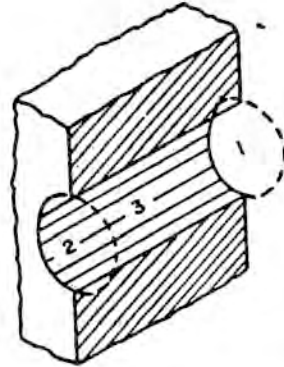


FIGURA 27. Radiación a través del orificio en la pared de los hornos:
 1) sección hacia el horno;
 2) sección hacia el exterior;
 3) pared del orificio (superficie adiabática).

En ocasiones, solamente se considera la temperatura interior del horno (T_1), ya que la temperatura del aire (T_2) es mucho menor que T_1 , por lo cual $T_1^4 \gg T_2^4$.

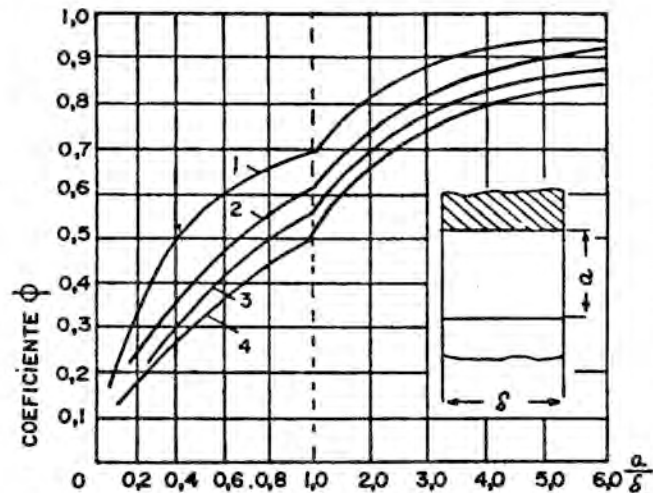


FIGURA 28. Valor del coeficiente de diafragmentación Φ , para la determinación de las pérdidas de calor a través de los orificios de los hornos.

Influencia de las pantallas

Si entre dos cuerpos, que se encuentran en intercambio térmico, se introduce un tercero, entonces este jugará el papel de pantalla térmica, el cual debilitará el intercambio térmico radial. La transmisión de calor por radiación al hallarse pantallas se determina por la fórmula:

$$Q_p = \frac{1}{K+1} \cdot Q \quad (4.26)$$

donde:

K : cantidad de pantallas entre los cuerpo 1 y 2.

En la práctica se emplean pantallas con coeficientes de irradiación menores que la del cuerpo irradiador con el objetivo de disminuir el intercambio de calor. El apantallamiento térmico se emplea ampliamente en los hornos eléctricos de fusión y de fundición.

Radiación de los gases

Los gases que tienen mayor capacidad de emisión y absorción de los rayos térmicos son los poliatómicos, como el CO_2 , H_2O , SO_2 y otros. Los gases diatómicos (N_2 , O_2 , H_2) son considerados termotransparentes, ya que absorben y emiten calor débilmente. Una radiación sensible tiene el monóxido de carbono (CO), pero en los hornos industriales por lo general su radiación puede despreciarse por su bajo contenido.

Los cuerpos sólidos no transparentes absorben y emiten los rayos térmicos desde la superficie, y los gases por todo el espesor de la capa. La radiación y la absorción de los gases es una función del producto de su concentración (presión parcial P) por el espesor de la capa (longitud efectiva del rayo S) y de la temperatura del gas T :

$$E_{\text{gas}} \text{ o } A_{\text{gas}} = f(P \cdot S, T) \quad (4.27)$$

Las investigaciones demostraron, que para los gases, la ley de Stefan-Boltzman no es exacta, y sus radiaciones dependen de la temperatura no a la cuarta potencia; por ejemplo, para el CO_2 a las 3,5; para el $\text{H}_2\text{O}_{(v)}$ a las 3.

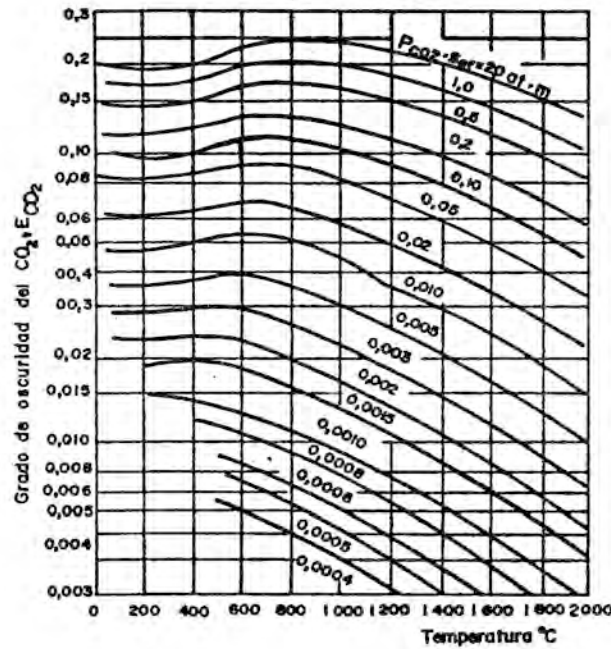


FIGURA 29. Grado de oscuridad de irradiación del CO₂.

Los gráficos fundamentales para el cálculo se presentan en las (Figuras 29, 30 y 31), contruidos en las coordenadas ϵ y t (ya que la capacidad de emisión (E_{gas}) o de absorción (A_{gas}) se valora a través del grado de oscuridad ϵ), para diferentes productos de $P \cdot S$, a su vez $S = 3,6 V / \Sigma F$, donde V es el volumen de gas y ΣF la suma de las superficies limitantes.

Para el H₂O la influencia de P es más fuerte que la de S , por eso el valor de ϵ_{H_2O} , hallado del gráfico (Figura 32) se hace necesario multiplicarlo por un coeficiente de corrección (ξ), el cual depende de la presión parcial.

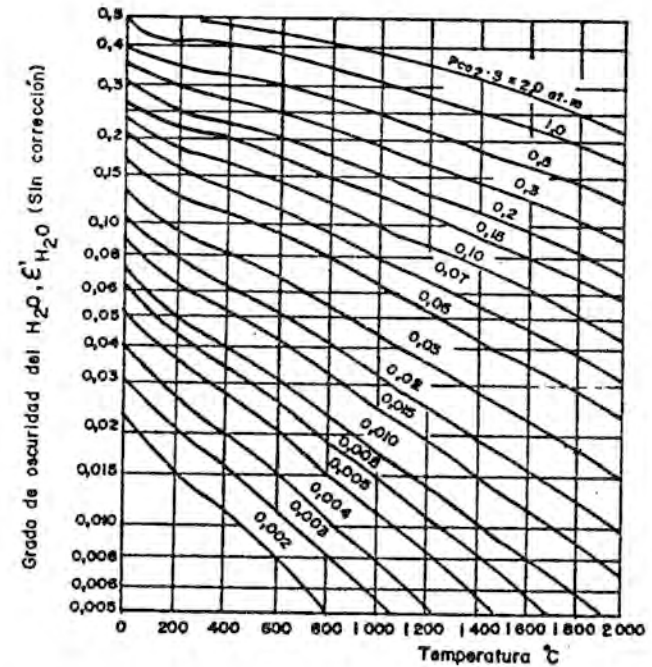


FIGURA 30. Grado de oscuridad de irradiación de los vapores de H₂O sin corrección para la presión parcial.

El grado de oscuridad de la mezcla gaseosa puede calcularse luego de determinado en los gráficos por la suma:

$$\epsilon_{gas} = \epsilon_{CO_2} + \epsilon_{H_2O} + \epsilon_{SO_2} \quad (4.28)$$

donde:

$$\epsilon_{H_2O} = \epsilon'_{H_2O} \cdot \xi$$

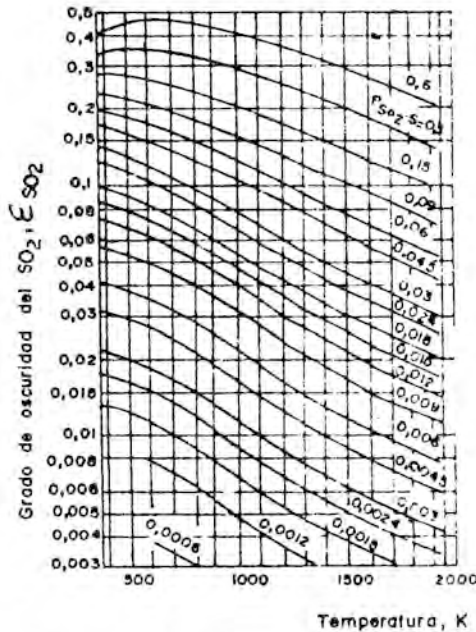


FIGURA 31. Grado de oscuridad de irradiación del SO₂.

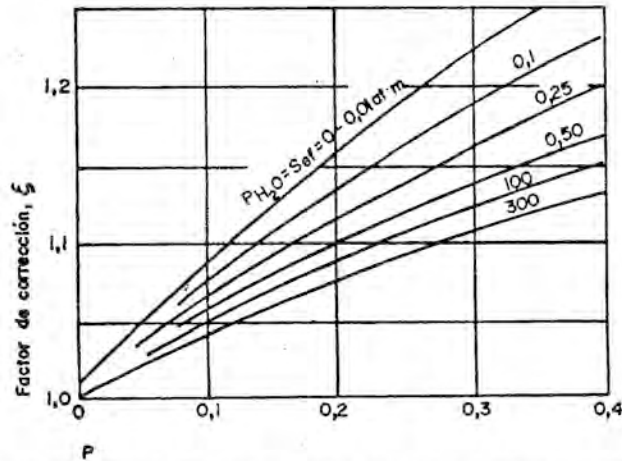


FIGURA 32. Coeficiente de corrección ξ , para la obtención del grado de oscuridad de los vapores de agua. $\epsilon_{H_2O} = \xi \epsilon_{H_2O}^*$.

En el caso que los gases contengan una cantidad determinada de partículas sólidas (como ocurre en una gran cantidad de hornos con calentamiento por combustible carbónico sólido o líquido) se emplea la expresión (4.29):

$$\epsilon_{gas} = f (\epsilon_{CO_2} + \epsilon_{H_2O} + \epsilon_{SO_2}) \quad (4.29)$$

donde:

f : es el coeficiente que considera la radiación adicional de las partículas sólidas suspendidas en el flujo gaseoso.

Cuando el horno se calienta con combustible gaseoso o es muy bajo el contenido de partículas sólidas en suspensión $f = 1$. Si la cantidad de partículas sólidas en suspensión es apreciable; por ejemplo, en el calentamiento del horno con mazut o polvo de carbón, $f = 1,3$.

Analicemos un contorno cerrado gris con una temperatura uniforme T_1 y un grado de oscuridad ϵ_1 . El área de la superficie inferior del contorno es F_1 . Dentro del contorno se encuentra un gas gris con una temperatura uniforme T_g y un grado de oscuridad ϵ_g .

El flujo térmico resultante del gas hacia el contorno puede ser calculado por la fórmula de Nusselt (4.30), la cual se emplea para el cálculo del flujo térmico del gas hacia los tubos del recuperador y boquillas regenerativas (o a la inversa).

$$Q_{g1} = \frac{C_o}{\frac{1}{\epsilon_{g1}} + \frac{1}{\epsilon_1} - 1} \cdot F_1 \cdot \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (4.30)$$

Sin embargo, una fórmula que da resultados más exactos es la de Poliak G. L.

$$Q = \frac{C_o}{\frac{1}{\epsilon_{g1}} + \frac{1}{\epsilon_1} - 1} \cdot F_1 \cdot \left[\frac{\epsilon_{g.g}}{\epsilon_{g1}} \cdot \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (4.31)$$

donde:

$\epsilon_{g,g}$ y ϵ_{g1} : son los grados de oscuridad del gas a la temperatura del gas y la pared respectivamente.

Un gas gris en un sistema cerrado, compuesto de dos superficies

Dos superficies grises (ver Figura 26) de las cuales (1) no es cóncava, y (2) cóncava y adiabática, las cuales forman un sistema cerrado relleno con un gas gris. Las temperaturas del gas y de la superficie (1) son conocidas. Se requiere determinar el flujo térmico resultante que pasa a través de la superficie (1). Esto puede ser calculado por la fórmula de Timofeev:

$$Q_{g4} = \epsilon_g \cdot \epsilon_1 \cdot \frac{\varphi_{21} (1 - \epsilon_g) + 1}{\varphi_{21} (1 - \epsilon_g) \cdot [\epsilon_1 + \epsilon_g (1 - \epsilon_1)] + \epsilon_g} \cdot C_o F_1 \cdot \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (4.32)$$

La expresión (4.32) se emplea para el cálculo del intercambio térmico en los hornos industriales y calderas de vapor. En el primer caso en calidad de superficie (1) figura el metal calentado y la superficie (2) el revestimiento refractario del horno, que forma la pared y la bóveda del horno. La fórmula (4.32) puede ser representada de una forma más simple:

$$Q_{g1} = C_{gm} \cdot F_1 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 \right] \quad (4.33)$$

donde:

C_{gm} : coeficiente de irradiación del gas (g) y del revestimiento (r) hacia el metal (m). A pesar de que en la práctica a través del revestimiento se pierde calor, esta se considera adiabática si las pérdidas son pequeñas.

En la práctica es muy frecuente que la superficie (1) (Figura 26) tome forma variada al ser ocupada por un metal o una carga determinada, por lo cual el cálculo por la expresión (4.33) es inexacto debido a la distribución

irregular de esta carga o metal dentro del horno, lo que es considerado por φ_{21} . Para facilitar los cálculos se introduce el concepto de grado de desarrollo del revestimiento (ω), el cual se calcula en dependencia del tipo de horno y características de la carga (relacionado con su proceso mecánico) por la expresión general:

$$\omega = \frac{1}{\varphi} = \frac{F_{rev}}{F_m}$$

donde:

F_m y F_{rev} : son las superficies del metal o la carga y el revestimiento, m^2 ;

φ : es el coeficiente angular de irradiación del revestimiento hacia el metal o carga.

Basado en estos elementos, e introduciendo algunas transformaciones la expresión del coeficiente C_{gm} en la fórmula (4.33) toma la siguiente forma:

$$C_{gm} = \frac{C_o \cdot \epsilon_m (\omega + 1 - \epsilon_g)}{[\epsilon_m + \epsilon_g (1 - \epsilon_m)] \cdot \frac{1 - \epsilon_g}{\epsilon_g} + \omega} \quad (4.34)$$

donde:

ϵ_m : es el grado de oscuridad del metal o del material.

Por ejemplo, el grado de desarrollo del revestimiento en los hornos de tambor rotatorio puede ser descrito por la siguiente expresión:

$$\omega = \frac{F_{rev}}{F_{carga}} = \frac{\pi \cdot d \cdot l_g}{l_x} \quad (4.35)$$

cuyos parámetros están relacionados con el esquema representado en la (Figura 33).

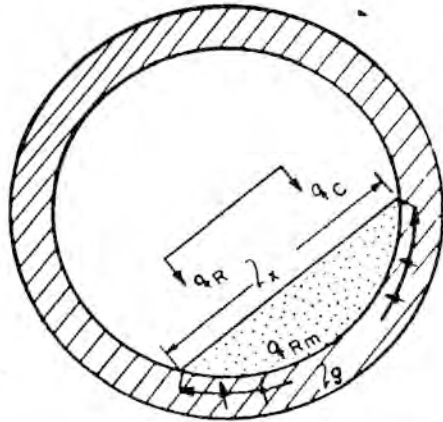


FIGURA 33. Esquema de intercambio térmico en el horno de tambor rotatorio L_c : longitud de la cuerda L_a : longitud del arco; q_c , q_r : densidad del flujo térmico radial y convección respectivamente; q_{rm} : densidad del flujo radial del revestimiento hacia el material.

4.4.1. Problemas de ejemplos

Problema 1

En una mufia (parte del horno construido en forma de una caja de cerámica, alrededor de la cual se distribuye el calentador eléctrico), cuyas medidas internas son 250 · 250 · 250 mm, se calienta un cilindro metálico, colocado verticalmente. El diámetro del cilindro es de 40 mm, la altura de 160 mm. El grado de oscuridad de la mufia es de 800 °C. Determinar el flujo térmico resultante recibido por el cilindro en el momento, cuando su temperatura es igual a 600 °C.

Solución

La base inferior del cilindro, que se encuentra en contacto con la mufia, recibe calor por conductividad térmica y en el intercambio térmico por radiación no participa. El área de las superficies que participan en el intercambio de calor es igual:

Para la mufia :

$$F_2 = 0,25 \cdot 0,25 \cdot 6 - \frac{\pi}{4} \cdot 0,04^2 \approx 0,376 \text{ m}^2 ;$$

Para el cilindro:

$$F_1 = \pi \cdot 0,04 \cdot 0,16 + \frac{\pi}{4} \cdot 0,04^2 = 0,0214 \text{ m}^2$$

El esquema de distribución de las superficies que intervienen en el intercambio de calor corresponden a la (Figura 26).

El cuerpo no cóncavo (1) es el cilindro, y el cuerpo (2) es la mufia. Para este caso, el flujo térmico lo determinan por la fórmula (4.24).

$$Q_{21} = \frac{5,7 \cdot [(10,73)^4 - (8,73)^4] \cdot 0,0214}{\frac{1}{0,9} + \left(\frac{1}{0,8} - 1 \right) \cdot \frac{0,0214}{0,376}} = 807 \text{ W}$$

Los valores $\left(\frac{T_i}{100} \right)^4$ se pueden tomar del apéndice 9.

Problema 2

Se requiere determinar las pérdidas de calor por radiación a través de la ventana de un horno de llama. Las medidas de la ventana son 0,1 · 0,1 m, el espesor de la pared (revestimiento y cubierta) es de 250 mm. La temperatura en el horno es de 1 300 °C y la temperatura del aire circundante de 27 °C.

Solución

Las pérdidas de calor por radiación a través de los orificios (Q_{or}) se calculan por la fórmula (4.25).

El coeficiente de diafragmentación (Φ) lo determinamos por la (Figura 28).

Para $l/\delta = 0,1/0,25 = 0,4$ y la curva 4 (ventana cuadrada); $\Phi = 0,29$.

Por tanto:

$$Q_{or} = C_o \cdot \Phi \cdot \left[\left(\frac{T_h}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a}{100} \right)^4 \right] \cdot F$$

$$Q_{or} = 5,7 \cdot 0,29 \cdot \left[\left(\frac{1300 + 273}{100} \right)^4 - \right.$$

$$\left. - \left(\frac{27 + 273}{100} \right)^4 \right] \cdot 0,01 = 1011 \text{ W}$$

Empleando el apéndice 9:

$$Q_{or} = 5,7 \cdot 0,29 (61\,220 - 81) \cdot 0,01^2 = 1\,011 \text{ W}$$

o:

$$3\,638 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1} \quad (868 \text{ kcal} \cdot \text{h}^{-1})$$

La magnitud de las pérdidas de calor por radiación a través de los orificios puede calcularse también, por el gráfico (Figura 34).

Para $1\,300^\circ\text{C}$ y $\phi = 0,29$, hallamos $q_{or} = 92\,857 \text{ kcal} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{h})^{-1}$ (se recomienda hallarlo (q_{or}) por equivalencia con medidas lineales).

Para llevarlo a $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$, multiplicamos por 1,16 (ver apéndice 16).

$$q_{or} = 92\,857 \cdot 1,16 = 107\,714 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Por lo cual, las pérdidas de calor constituyen:

$$Q_{or} = 107\,714 \cdot 0,01 = 1\,077 \text{ W}$$

o:

$$3\,877 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1} \quad (925 \text{ kcal} \cdot \text{h}^{-1})$$

Las diferencias existentes por ambos métodos son admisibles al efecto de los cálculos técnicos.

Problema 3

Determinar el flujo térmico que transmite por radiación los gases con una composición de 17,71 % de CO_2 y 14,37 % de H_2O (v), considerando la transmitida por el revestimiento hacia el material que se encuentra en la zona de calentamiento de un horno de tambor rotatorio para la tostación con un diámetro interno de 3,5 m y una longitud de dicha zona de 61 m. La temperatura promedio de los gases es de 925°C . Los datos de proyecto del horno relacionados con la (Figura 33) son: longitud del segmento $l_x = 2,31 \text{ m}$; longitud de la cuerda $l_q = 2,56 \text{ m}$; área del segmento $F_s = 0,693 \text{ m}^2$, ángulo central $\alpha = 83,75^\circ$. El horno se calienta con mazut. El grado de oscuridad del material $\epsilon_m = 0,75$ y su temperatura $t_m = 450^\circ\text{C}$.

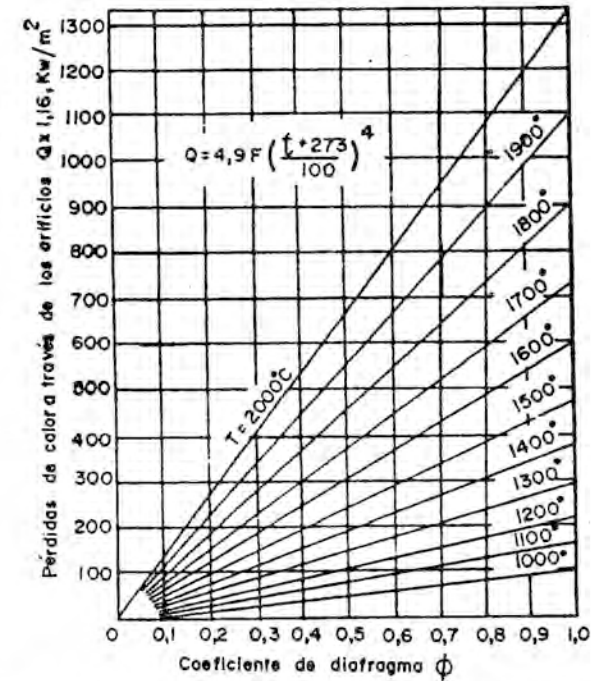


FIGURA 34. Gráfico para la determinación de las pérdidas de calor, a través de orificios. t : temperatura en el horno.

Solución

El contenido de SO_2 en la mezcla gaseosa es tan pequeño que se desprecia, por lo cual no aparece en las condiciones del problema.

En el caso particular del horno de tambor rotatorio la longitud efectiva de los rayos S puede calcularse en estas condiciones por la siguiente expresión:

$$S = 3,6 \frac{F}{P}$$

donde:

F : es el área de la sección libre de la zona;

P : el perímetro de la misma.

$$F = \pi \cdot \frac{d_{int}^2}{4} - F_s = \frac{3,14 (3,5)^2}{4} - 0,693 = 8,92 \text{ m}^2$$

$$P = \frac{\pi \cdot d_{int} (360 - \alpha)}{360} + l_x$$

$$P = \frac{3,14 \cdot 3,5 (360 - 83,75)}{360} + 2,31 = 10,74 \text{ m}$$

$$S = 3,6 \frac{8,92}{10,74} = 2,99 \text{ m}$$

El producto de $P \cdot S$ para cada gas a una presión total de la mezcla de 98,1 kPa (1 at).

$$P_{\text{CO}_2} \cdot S = 0,18 \cdot 98,1 \cdot 2,99 = 52,8 \text{ kPa} \cdot \text{m} (0,54 \text{ at} \cdot \text{m})$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot S = 0,14 \cdot 98,1 \cdot 2,99 = 41,1 \text{ kPa} \cdot \text{m} (0,42 \text{ at} \cdot \text{m})$$

Por los gráficos (Figuras 29, 30 y 32) a $t_g = 925 \text{ }^\circ\text{C}$, el grado de oscuridad de la mezcla (ε_g) se determina por la expresión (4.29).

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,17 ; \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,21 ; \xi = 1,08$$

$$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,21 \cdot 1,08 = 0,23$$

$$\varepsilon_g = 1,3 (0,17 + 0,23) = 0,52$$

El grado de desarrollo del revestimiento se calcula por la fórmula (4.35).

$$\omega = \frac{\pi \cdot d - l_g}{l_x} = \frac{3,14 \cdot 3,5 - 2,56}{2,31} = 3,65$$

El coeficiente de irradiación del gas y el revestimiento hacia el material se calcula por la fórmula (4.34).

$$C_{gm} = \frac{5,7 \cdot 0,75 (3,65 + 1 - 0,52)}{[0,75 + 0,52 (1 - 0,75)] \cdot \frac{1 - 0,52}{0,52} + 3,65} = 4,34 \text{ W (m}^{-2} \cdot \text{k}^{-4})$$

El flujo térmico transmitido por radiación se calcula por la fórmula (4.33).

$$Q = 4,34 \cdot \frac{3,14 \cdot 3,5 \cdot 61}{\pi \cdot d \cdot L} \left[\left(\frac{925 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{450 + 273}{100} \right)^4 \right] = 51 \text{ 980 kW}$$

donde $3,14 \cdot 3,5 \cdot 61$ es el área total de la zona de calentamiento.

Problema 4

Sobre la solera de un horno, relleno con gases se calienta un metal. Las medidas de la solera $1 \cdot 1,5 \text{ m}$, el 90 % de esta se encuentra ocupada por metal con un grado de oscuridad $\varepsilon_m = 0,8$. La altura de la bóveda sobre el metal es de 0,95 m. El gas contiene 18 % CO_2 y 12 % H_2O , su temperatura es de $1200 \text{ }^\circ\text{C}$. Determinar la densidad del flujo radial del gas y el revestimiento hacia el metal, cuando la temperatura del último sea de $800 \text{ }^\circ\text{C}$.

Solución

La longitud efectiva de los rayos se calcula por la fórmula:

$$S = 3,6 \frac{V}{\Sigma F} = 3,6 \frac{1 \cdot 1,5 \cdot 0,95}{2 [(1 + 1,5) \cdot 0,95 + 1 \cdot 1,5]} = 0,662 \text{ m}$$

Como en el ejemplo anterior calculamos el producto $P \cdot S$ (considerando que 1 at es igual a 100 kPa).

$$P_{\text{CO}_2} \cdot S = 18 \cdot 0,662 = 11,916 \text{ kPa} \cdot \text{m} \quad (0,12 \text{ at} \cdot \text{m})$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot S = 12 \cdot 0,662 = 7,944 \text{ kPa} \cdot \text{m} \quad (0,08 \text{ at} \cdot \text{m})$$

Los grados de oscuridad de la mezcla:

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,095 ; \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,075 ; \quad \xi = 1,08$$

$$\epsilon_g = 0,095 + 1,08 \cdot 0,075 = 0,176$$

El coeficiente angular de irradiación del revestimiento hacia el metal:

$$\varphi_{r,m} = \varphi_{21} = \frac{F_m}{F_r} = \frac{0,9 \cdot 1 \cdot 1,5}{2(1 + 1,5) \cdot 0,95 + 1 \cdot 1,5} = 0,216$$

De acuerdo a la fórmula (4.32), el coeficiente de irradiación:

$$C_{gm} = \frac{0,176 \cdot 0,8 [0,216 (1 - 0,176) + 1] 5,7}{0,216 (1 - 0,176) [0,8 + 0,176 (1 - 0,8)] + 0,176} =$$

$$= 2,912 \cdot \text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{k}^4)^{-1}$$

La densidad del flujo radial sobre el metal:

$$q_{rm} = \frac{Q_{g1}}{F_m} = 2,912 \left[\left(\frac{1200 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{800 + 273}{100} \right)^4 \right] =$$

$$= 98\,489 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Problema 5

Por el tubo de un recuperador con un diámetro interior de 114 mm fluyen los productos de la combustión, los cuales contienen 18 % de CO_2 y 12 % de $\text{H}_2\text{O}_{(v)}$; la temperatura es de 1 200 °C. La temperatura de la superficie interna del tubo es de 800 °C, y su grado de oscuridad $\epsilon = 0,8$. Determinar la densidad del flujo radial del gas y de la superficie interna del tubo.

Solución

Por cuanto la longitud del tubo es mucho mayor que su diámetro, se puede tomar, que el volumen gaseoso solamente está limitado por la superficie lateral del tubo. Por eso la fórmula para el cálculo de la longitud efectiva de los rayos se representa de la siguiente forma:

$$S = 3,6 \frac{\pi \cdot d^2 \cdot l}{4 \pi \cdot d \cdot l} = 0,9 d = 0,9 \cdot 0,114 = 0,103 \text{ m}$$

Asumiendo que la presión atmosférica es igual a 100 kPa, entonces la presión parcial del CO_2 y H_2O serán:

$$P_{\text{CO}_2} = 100 \cdot 0,18 = 18 \text{ kPa} ; \quad P_{\text{H}_2\text{O}} = 100 \cdot 0,12 = 12 \text{ kPa}$$

Los productos de $P \cdot S$:

$$P_{\text{CO}_2} \cdot S = 18 \cdot 0,103 = 1,85 \text{ kPa} \cdot \text{m} \quad (0,02 \text{ at} \cdot \text{m})$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot S = 12 \cdot 0,103 = 1,24 \text{ kPa} \cdot \text{m} \quad (0,01 \text{ at} \cdot \text{m})$$

Por las (Figuras 29, 30 y 32) determinamos el grado de oscuridad de la mezcla a $t = 800$ °C:

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,064 ; \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,029 ; \quad \xi = 1,09$$

$$\epsilon_g = 0,064 + 1,09 \cdot 0,029 = 0,096$$

a $t = 1\,200$ °C:

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,049 ; \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,017 ;$$

$$\epsilon_g = 0,049 + 1,09 \cdot 0,017 = 0,068$$

La densidad del flujo térmico se calcula por la fórmula (4.31).

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{5,7}{\frac{1}{0,096} + \frac{1}{0,8} - 1} \left[\frac{0,068}{0,096} \left(\frac{1473}{100} \right)^4 - \left(\frac{1,073}{100} \right)^4 \right] = 10\,736 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Problema 6

Determinar la disminución de las pérdidas de calor a través de la tapa de un horno eléctrico de resistencia con crisol, para la obtención de aleaciones de base cobre (Figura 35) al emplear una pantalla intermedia de chamota entre la tapa y el fundido.

La temperatura de la superficie del fundido es de $1\,200\text{ }^{\circ}\text{C}$ y su grado de oscuridad ($\varepsilon_1 = 0,15$). La temperatura de la superficie interna de la tapa es de $1\,000\text{ }^{\circ}\text{C}$ y su grado de oscuridad ($\varepsilon_2 = 0,5$). El área de intercambio térmico es de $0,4\text{ m}^2$.

Solución

El sistema analizado corresponde al caso particular de radiación térmica entre dos superficies planas paralelas, por lo cual el flujo térmico en caso que no exista la pantalla, se calcula por la fórmula (4.23):

$$Q_{12} = \frac{5,7}{\frac{1}{0,15} + \frac{1}{0,5} - 1} \cdot \left[\left(\frac{1\,200 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{1\,000 + 273}{100} \right)^4 \right] \cdot 0,4 = 6\,190\text{ W}$$

o:

$$22\,286\text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

Nota aclaratoria: Los grados de oscuridad que se ofrecen en el enunciado del problema pueden ser hallados en el apéndice 10.

Al emplear una pantalla de chamota las pérdidas se calculan por la fórmula (4.26) y estas disminuirán hasta:

$$Q_{12} = \frac{1}{1 + 1} \cdot 6\,190 = 3\,095\text{ W}$$

o:

$$11\,142\text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

Esto significa que la mitad del calor que antes se perdía al medio ambiente, se empleará en el horno beneficiosamente al utilizar una pantalla.

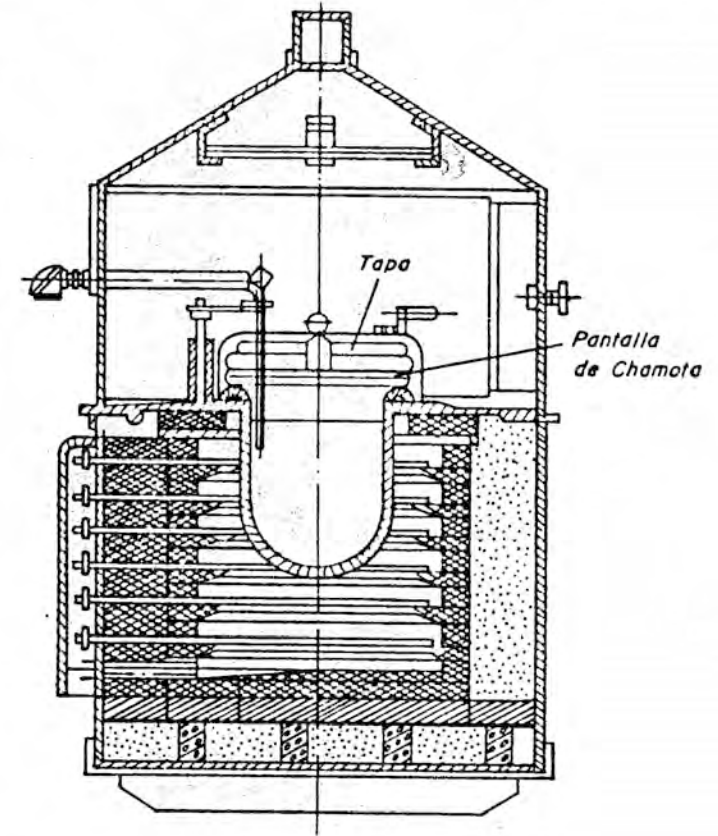


FIGURA 35. Horno de resistencia eléctrica con crisol para la fusión (problema 6, epígrafe 4.4.1).

4.4.2. Problemas para el trabajo independiente

Problema 1

En un horno eléctrico de resistencia se calienta una pieza de cobre. La temperatura en el horno es constante e igual a $800\text{ }^{\circ}\text{C}$. La relación de las áreas del horno (F_1) y de la pieza (F_2) - (F_1 / F_2) es igual a 0,15. La temperatura de la pieza varía desde $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta $600\text{ }^{\circ}\text{C}$. El grado de oscuridad del revestimiento del horno es igual a 0,75 y el grado de oscuridad de la pieza (cobre oxidado) es igual a 0,55. Hallar la dependencia de la variación del flujo térmico como una función de la temperatura de la pieza

(tomar la temperatura de la pieza 30 °C , 150 °C , 250 °C , 350 °C , 450 °C , 500 °C y 600 °C).

Problema 2

Hallar las pérdidas de calor a través de la ventana del horno con una medida de 0,8 · 0,8 m si el espesor del revestimiento es de 0,4 m. La temperatura del horno es igual a 150 °C, la temperatura del medio ambiente es de 28 °C. Determinar, como varían las pérdidas de calor a través de la ventana, si esta estuviera cerrada en 2/3 de su altura.

Problema 3

Determinar la cantidad de calor por radiación que transmiten los gases (CO₂ = 15,2 % ; SO₂ = 1,5 % ; H₂O = 6,5 %) hacia el material en un horno de reverbero, si la temperatura promedio de los gases es igual a 1 400 °C, la longitud efectiva de los rayos es igual a 2,6 m y el grado de oscuridad de la superficie de la carga y del fundido en el baño es igual a 0,68. La superficie total de la carga y del baño, que participan en el intercambio térmico es igual a 230 m², y el grado de desarrollo del revestimiento ($Fr / Fm = \omega$) es igual a 0,9. La temperatura de la superficie de la carga y del baño (el proceso de fusión es continuo) como promedio es igual a 1 200 °C.

4.5. TRANSFERENCIA DE CALOR COMBINADA

En los epígrafes anteriores se analizaron por separado las tres formas de transmisión de calor. En realidad, en los hornos metalúrgicos la transmisión de calor ocurre por las tres formas a un mismo tiempo, por lo que hay que estudiarlo de modo combinado para calcular el flujo térmico resultante. Los problemas más importantes en este caso son: a) la transmisión de calor total dentro de los hornos; b) la transferencia de calor del gas hacia otro gas a través de una pared.

Transmisión de calor total dentro del horno

Esta puede ser representada como el resultado de la acción conjunta de la convección y la radiación. En este caso la cantidad de calor total Q , transmitida hacia el material procesado, cuando predomina la convección, se determina por la fórmula:

$$Q = \alpha_T \cdot (t_g - t_m) \cdot F_m \quad (4.36)$$

donde:

α_T : es el coeficiente de transmisión de calor total, $W(m^2 \cdot ^\circ C)^{-1}$;

t_g y t_m : temperaturas promedios del gas y el material, °C ;

F_m : superficie del material que recibe calor, m².

El valor de α_T se expresa por la ecuación:

$$\alpha_T = \alpha_c + \alpha_R \quad (4.37)$$

El valor de α_c puede ser calculado por la metodología dada en el epígrafe 4.3.

Para la determinación de α_R se parte de la fórmula (4.33), demostrada para el cálculo de intercambio térmico por radiación en la zona de trabajo de los hornos. Sustituyendo esta en la expresión (4.36) se obtiene:

$$\alpha_R = \frac{C_{grm} \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right]}{t_g - t_m}, \quad W (m^2 \cdot ^\circ C)^{-1} \quad (4.38)$$

Para los hornos con altas temperaturas, en los cuales el papel fundamental lo juega la radiación, más correcto es representar el flujo térmico por la ecuación:

$$Q = C_T \cdot \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right] \cdot F, \quad W \quad (4.39)$$

El valor del coeficiente C_T , el cual considera la convección, se puede expresar por la fórmula:

$$C_T = C_{grm} + C_c, \quad W (m^2 \cdot k^{-4})$$

donde:

C_c se halla por la fórmula:

$$C_c = \frac{\alpha_c \cdot (t_g - t_m)}{\left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right]} \quad (4.40)$$

Empleando la fórmula (4.40) se puede hallar fácilmente C_c calculando α_c . Para los hornos metalúrgicos de fusión es suficiente calcular C por la siguiente fórmula simplificada:

$$C_T = (1,05-1,10) C_{grm} \quad (4.41)$$

Para determinar la temperatura promedio en el horno mostraremos los siguientes casos:

1. Si la temperatura varía poco en el espacio del horno, por ejemplo (por su longitud) o con el tiempo (durante la fusión).

$$t^{pr} = 0,5 (t^{in} + t^f) \quad (4.42)$$

donde:

t^{in} y t^f : temperatura inicial y final del gas o del material, °C.

2. Para los hornos y diferentes intercambiadores de calor, en los cuales ocurren variaciones considerables de temperaturas en el espacio y en el tiempo, se utiliza la siguiente fórmula:

$$t_g^{pr} - t_m = \frac{t_g^{in} - t_g^f}{2,3 \log \frac{t_g^{in} - t_m}{t_g^f - t_m}} \quad (4.43)$$

Aquí t_m es la temperatura promedio del material.

3. Para los hornos de altas temperaturas, en los cuales la principal forma de transmisión de calor es la radiación, se emplea la fórmula:

$$\left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right] = \sqrt{\left[\left(\frac{T_g^{in}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right] \cdot \left[\left(\frac{T_g^f}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right]} \quad (4.44)$$

Por la temperatura inicial del gas t_g^{in} o t_g^f es más correcto tomar para los hornos de llama la temperatura inicial real, en caso del material, la promedio de su superficie.

Para los hornos de fusión de trabajo continuo:

$$t_m = t_{fus} + (50-100 \text{ } ^\circ\text{C})$$

donde:

t_{fus} : es la temperatura de fusión del material.

Transmisión de calor de un gas hacia otro gas (de un líquido hacia otro líquido) a través de una pared plana

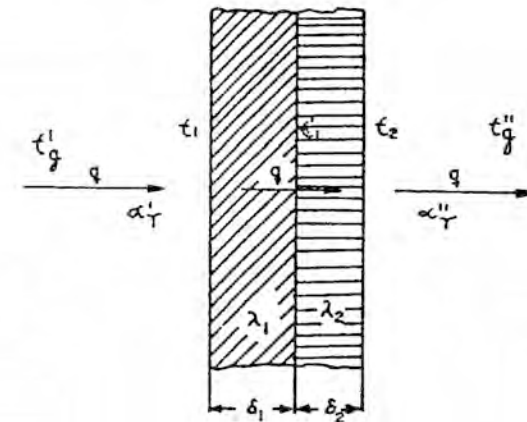


FIGURA 36. Transferencia de calor de un gas hacia otro gas a través de una pared.

Se puede calcular el flujo térmico por la fórmula:

$$Q = K \cdot (t_g' - t_g'') \cdot F \quad (4.45)$$

donde:

K : coeficiente de transferencia de calor $W \cdot (m^2 \cdot ^\circ C)^{-1}$;

t_g' y t_g'' : temperaturas del primer y segundo gas, $^\circ C$;

F : área de la pared, que participa en el proceso de transferencia de calor, m^2 .

El coeficiente K puede calcularse (ver Figura 36) por la expresión:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T'} + \sum \frac{\sigma}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_T''}} \quad (4.46)$$

De aquí se desprende que la densidad del flujo térmico en este caso consta de:

Flujo térmico del primer gas hacia la pared:

$$q = \alpha_T' \cdot (t_g' - t_1) \quad (4.47)$$

Flujo térmico a través de la pared:

$$q' = \frac{1}{\sum \frac{\sigma}{\lambda}} \cdot (t_1 - t_2) \quad (4.48)$$

Flujo térmico de la pared hacia el segundo gas:

$$q = \alpha_T'' \cdot (t_2 - t_g'') \quad (4.49)$$

Mediante la fórmula (4.46) se puede calcular las pérdidas de calor a través de las paredes del horno al medio ambiente, la transmisión de calor en los hornos de mufla, retortas e instalaciones termopermutadoras (calderas de vapor, calentadores de aire), en estas últimas instalaciones,

permite calcular la superficie de intercambio térmico, previa realización del balance térmico del proceso y del análisis de la fuerza motriz del mismo.

Análogamente para las calderas, el área de intercambio térmico [2, 12, 20, 21] puede ser calculado por la fórmula (4.45a):

$$F = \frac{Q_{ev}}{K \cdot \Delta t_{pr}}$$

Las pérdidas de calor al medio ambiente por las paredes y la bóveda del horno se pueden calcular empleando las fórmulas (4.45) y (4.46), tomando la temperatura del primer gas igual a la temperatura de la superficie interior del revestimiento, lo que excluye el valor de α_T' y tomando para α_T'' la ecuación empírica: $\alpha_2 = 7,89 + 0,053 t_{ext}$, $W \cdot (m^2 \cdot ^\circ C)^{-1}$, por la cual se puede construir el gráfico representado en la (Figura 9, véase el Capítulo 4, epígrafe 4.1).

Colocando en el eje horizontal de la parte derecha el valor de la temperatura interior de la pared, se halla el punto de intercepción de la ordenada con una línea $\sum \frac{\sigma}{\lambda}$, correspondiente al valor de la temperatura de la superficie externa de la pared y a continuación por la curva, que se encuentra en la parte izquierda del gráfico, se determina la pérdida de calor al medio ambiente después de multiplicar por el área de la pared (un ejemplo práctico se mostró en el epígrafe 4.1.1, problema 2). Este método se emplea con gran frecuencia en el balance térmico de los hornos.

4.5.1. Problemas de ejemplos

Problema 1

Basado en las mismas condiciones del problema 3 (4.4.1), determinar la cantidad de calor total o el flujo térmico total; por la radiación de los gases y el revestimiento hacia la superficie abierta de la carga, por la radiación del revestimiento hacia la superficie cerrada de la carga, más el transmitido por convección por los gases hacia la carga, si la velocidad promedio de los gases en la zona en condiciones normales es de $0,9 m \cdot s^{-1}$ y el grado de oscuridad del revestimiento $\epsilon_r = 0,7$.

Solución

Por los resultados del problema 3 (4.4.1) el coeficiente $C_{gr.m} = 4,34 W(m^2 \cdot K)^{-1}$, por lo que la densidad del flujo radial de los gases y el

revestimiento hacia el material (q_r) se calcula sobre la base de la fórmula (4.33):

$$q_r = 4,34 \left[\left(\frac{925 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{450 + 273}{100} \right)^4 \right] = 77\,537 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

El coeficiente de irradiación del revestimiento hacia la carga $C_{r.m}$ se calcula sobre la base de la fórmula (4.23):

$$C_{r.m} = \frac{5,7}{\frac{1}{0,75} + \frac{1}{0,7} - 1} = 3,24 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{k}^4)^{-1}$$

La temperatura promedio del revestimiento:

$$t_r^{pr} = \frac{925 + 450}{2} = 688 \text{ }^\circ\text{C}$$

El flujo térmico superficial:

$$q_{r.m} = 3,24 \left[\left(\frac{688 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{450 + 273}{100} \right)^4 \right] = 18\,781 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

La convección en este tipo de horno puede ser calculada por la fórmula empírica:

$$q_c = 10,44 \text{ W}_o \cdot (t_g - t_m) = 10,44 \cdot 0,9 (925 - 450) = 4\,463 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

La suma de las densidades del flujo térmico (q_T):

$$q_T = 77\,537 + 18\,781 + 4\,463 = 100\,781 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Por tanto, el flujo térmico total :

$$Q = 100\,781 \cdot 3,14 \cdot 3,5 \cdot 61 = 67\,563 \text{ kW}$$

o:

$$2,432 \cdot 10^8 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1} \quad (5,805 \cdot 10^7 \text{ kcal/h})$$

Problema 2

Bajo las condiciones del problema 1 (4.3.1) determinar las pérdidas de calor al medio ambiente por convección y radiación desde la cubierta del horno, para una hora de trabajo del horno, si el grado de oscuridad de la cubierta del horno es de 0,7.

Solución

La magnitud de las pérdidas de calor por convección es:

$$Q_c = 2\,899 \text{ W} \quad \text{o} \quad 10\,436 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

Las pérdidas de calor por radiación pueden ser calculadas por la fórmula (4.24) teniendo en cuenta que para este sistema $F_2 \gg F_1$, de donde $\varepsilon_{12} = \varepsilon_1 = \varepsilon_p = 0,7$;

por tanto:

$$Q_R = 0,7 \cdot 5,7 \left[\left(\frac{80 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{20 + 273}{100} \right)^4 \right] \cdot 24 = 2\,604 \text{ W} \quad \text{o} \quad 9\,374 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

Las pérdidas totales son:

$$Q_T = Q_c + Q_R = 10\,436 + 9\,374 = 19\,810 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

Este problema puede ser resuelto por la fórmula (4.38) ; $C_{g.r.m} = 0,7$;

$$\alpha_R = \frac{0,7 \cdot 5,7 \left[\left(\frac{80 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{20 + 273}{100} \right)^4 \right]}{80 - 20} = 5,425 \text{ W} (\text{m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})^{-1}$$

Del problema 1 (4.3.1), $\alpha_c = 6,04 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$,

por tanto:

$$\alpha_T = 6,04 + 5,425 = 11,465 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

Como en este caso predomina la convección se emplea la fórmula (4.36).

$$Q_T = 11,465 (80-20) \cdot 2 \cdot 4 = 5\,503 \text{ W} \text{ o } 19\,812 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

Como se puede observar, por ambos métodos el resultado prácticamente es el mismo.

Problema 3

La pared de un horno consta de dos capas: una de ladrillos refractarios semiácidos ($\sigma_1 = 500 \text{ mm}$) y la otra de chamota ligera con una densidad de $0,4 \text{ t} \cdot \text{m}^{-3}$ ($\sigma_2 = 250 \text{ mm}$). La temperatura del horno es de $1\,400 \text{ }^\circ\text{C}$, la del ambiente, $25 \text{ }^\circ\text{C}$. Determinar: a) las pérdidas de calor por 1 m^2 de superficie de la pared; b) la temperatura en la superficie divisora entre el ladrillo semiácido y la chamota ligera. El coeficiente de transmisión de calor desde los gases del horno hacia la pared $\alpha_T' = 34,8 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$ y dicho coeficiente desde la pared hacia el aire $\alpha_T'' = 16,2 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$.

Solución

El esquema del proceso de transferencia de calor descrito en el problema corresponde a la (Figura 36).

Por tanto, las pérdidas de calor se determinan por la fórmula (4.45) y en este caso el coeficiente de transferencia de calor:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T'} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_T''}}$$

Los coeficientes λ_1 y λ_2 se hallan por el apéndice 7.

$$\lambda_1 = 0,7 + 0,000\,7 \text{ t}, \text{ W} (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

$$\lambda_2 = 0,12 + 0,000\,16 \text{ t}, \text{ W} (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

Para la primera aproximación, consideramos $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ y calculamos K .

$$K = \frac{1}{\frac{1}{34,8} + \frac{0,5}{0,7} + \frac{0,25}{0,12} + \frac{1}{16,2}} = 0,346 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

La densidad del flujo térmico:

$$q = K (t_g' - t_g'') = 0,346 (1\,400 - 25) = 476 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Por el valor de q se puede calcular las temperaturas en los límites de la pared empleando las fórmulas (4.48) o (4.49).

$$q = \alpha_T'' \cdot (t_2'' - t_g'')$$

donde:

$$t_2'' = t_g'' + \frac{q}{\alpha_T''} = 25 + \frac{476}{16,2} = 54 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_1' = t_g' - q \cdot \frac{1}{\alpha_T'} = 1\,400 - \frac{476}{34,8} = 1\,386 \text{ }^\circ\text{C}$$

Empleando la ecuación (4.4):

$$t_1 - t_1' = q \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1}$$

$$t_1' = t_1 - q \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1} = 1\,386 - 476 \cdot \frac{0,5}{0,7} = 1\,046 \text{ }^\circ\text{C}$$

De esta forma reajustamos los cálculos por las temperaturas promedios de las capas:

$$t_{pr}^s = 0,5 (t_1 + t_1') = 0,5 (1\,386 + 1\,046) = 1\,216 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{pr}^{ch} = 0,5 (1\ 046 + 54) = 550\ ^\circ\text{C}$$

Los coeficientes de conductividad térmica:

$$\lambda_1 = 0,7 + 0,0007 \cdot 1\ 216 = 1,551\ \text{W}(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

$$\lambda_2 = 0,12 + 0,00016 \cdot 550 = 0,208\ \text{W}(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

En estas circunstancias, las pérdidas de calor serán:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{34,8} + \frac{0,5}{1,551} + \frac{0,25}{0,208} + \frac{1}{16,2}} = 0,619\ \text{W}(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

$$Q = 0,619 (1\ 400 - 25) \cdot 1 = 852\ \text{W} \text{ o } 3\ 066\ \text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

La temperatura de la superficie intermedia:

$$t_1 = 1\ 386 - 852 \frac{0,5}{1,551} = 1\ 111\ ^\circ\text{C}$$

Si se requiere de una mayor exactitud se puede emplear el método de aproximaciones sucesivas análogo al problema (4.1.1).

4.5.2. Problemas para el trabajo independiente

Problema 1

Un horno de calentamiento posee una puerta de chamota de elevación con un espesor de 125 mm y un área de 0,5 m². La temperatura de los gases en el horno es igual a 1 000 °C, la temperatura del medio circundante es igual a 28 °C.

Los coeficientes totales de transmisión de calor (α_T) de los gases hacia la superficie interna de la puerta es igual a 120 W (m² · °C)⁻¹, y de la superficie externa de la pared hacia el aire es igual a 20 W (m² · °C)⁻¹. Se requiere determinar las temperaturas internas y externas de las superficies de la puerta, el coeficiente general de transferencia de calor (K) y la cantidad de calor que se pierde a través de la puerta en 1 hora.

Problema 2

Hallar la superficie de trabajo necesaria del recuperador tubular para el calentamiento del aire hasta 320 °C (la temperatura del aire a la entrada del recuperador es igual a 20 °C). El recuperador está situado en el gasoducto de un horno de llama. La temperatura de los gases a la entrada del recuperador es igual a 1 600 °C y a la salida de este 420 °C. La cantidad de gases, que pasa a través del recuperador es de 25 m³ · s⁻¹ (en condiciones normales), la capacidad calorífica de los gases a 600 °C es igual a 1,49 kJ (m³ · °C)⁻¹, a 420 °C es 1,42 kJ (m³ · °C)⁻¹.

La pérdida de calor al medio ambiente es necesario tomarla igual a un 10 % del total del calor entrante, y para el coeficiente total de transferencia de calor (K) se toma el valor medio por datos prácticos, igual a 21 W (m² · °C)⁻¹. El calor físico que entra al recuperador con el aire se desprecia.

4.6. BALANCE TÉRMICO

El balance térmico del horno no es más que la evaluación cuantitativa de los diferentes índices de entrada y consumo de calor.

De acuerdo a la ley de conservación y transformación de la energía:

$$\sum Q_i \text{ ent.} = \sum Q_j \text{ sal.}$$

En la práctica con frecuencia se hace necesario realizar el balance térmico para el análisis de la eficiencia energética del horno. El cálculo del balance térmico se realiza también al proyectar el horno.

Sobre la base del cálculo del balance térmico en muchos casos, se determinan los consumos de energía necesarios (consumo de combustible, energía eléctrica), se hallan las vías para la disminución de estos consumos.

El balance térmico del horno está relacionado a determinado intervalo de tiempo (1 hora), al tiempo de una operación de procesamiento de 100 kg o 1 t de carga inicial, etcétera.

Para los hornos de trabajo continuo, a los cuales se relacionan la mayoría de los hornos de la metalurgia no ferrosa, es más cómodo realizar el balance térmico por el tiempo de procesamiento de 100 kg de carga inicial (mena, concentrado, etcétera).

El tiempo de cálculo del balance τ en este caso será:

$$\tau = \frac{24 \cdot 0,1}{A} \text{ h} \quad (4.50)$$

donde:

A : es la cantidad de carga, que se procesa en el horno durante el día ($t \cdot d^{-1}$).

Los principales índices del balance térmico lo calculan de la siguiente forma:

Índice de entrada

1. Calor de la combustión del combustible:

$$Q_1 = Q_{me}^T \cdot x \quad (4.51)$$

donde:

Q_{me}^T : es la potencia térmica menor del combustible de trabajo, para el combustible sólido y líquido en $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, para el gaseoso $\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$,

x : es el consumo de combustible para el tiempo de balance, kg o m^3 .

En los hornos eléctricos Q_1 lo determinan por el equivalente térmico de la energía eléctrica $E = 3\,600 \text{ kJ} (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$ y por el consumo de energía eléctrica en el tiempo de balance y , $\text{kW} \cdot \text{h}$, o sea:

$$Q_1 = E \cdot y = 3,6 \cdot 10^2 \cdot y \quad (4.52)$$

2. Calor físico del combustible, Q_2 :

$$Q_2 = G_h \cdot t_h \cdot x \quad (4.53)$$

donde:

G_h : es la capacidad calorífica promedio, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$;

t_h : la temperatura del combustible al entrar al horno, $^\circ\text{C}$.

3. Calor físico del aire, Q_3 :

$$Q_3 = L_a \cdot x \cdot C_a \cdot t_a \quad (4.54)$$

donde:

L_a : cantidad real de aire (m^3) por cada kg o m^3 de combustible ;

C_a : capacidad calorífica promedio del aire, $\text{kJ} (\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$;

t_a : temperatura del aire que entra al horno, $^\circ\text{C}$.

4. Calor físico de la carga procesada, Q_4 :

$$Q_4 = \sum m_{ci} \cdot C_{ci} \cdot t_{ci} \quad (4.55)$$

donde:

m_{ci} : son las masas de los componentes de la carga, kg ;

C_{ci} : son las capacidades caloríficas promedio de los componentes de la carga, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$;

t_{ci} : las temperaturas de los componentes de la carga, $^\circ\text{C}$.

5. Calor de las reacciones exotérmicas, Q_5 :

$$Q_5 = \sum Q_{i,exot.}$$

donde:

$Q_{i,exot.}$: son los efectos térmicos de las reacciones exotérmicas, calculados con relación a la masa de sustancias reaccionantes en el tiempo de balance.

El total de calor que entra al horno:

$$Q_{ent} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$

Índices de consumo de calor

1. Calor consumido para obtener los productos del proceso, Q_1' :

$$Q_1' = \sum m_{pi} \cdot C_{pi} \cdot t_{pi} \quad (4.57)$$

donde:

m_{pi} : son las masas de los productos obtenidos, kg;
 C_{pi} y t_{pi} : son las capacidades caloríficas promedio, $\text{kJ} (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$
 y temperaturas de estos productos, $^\circ\text{C}$.

2. Calor de los procesos endotérmicos, Q_2' :

$$Q_2' = \sum Q_{i, end.} \quad (4.58)$$

donde:

$Q_{i, end.}$: son los efectos térmicos de los procesos químicos, calculados con relación a la masa de sustancias reaccionantes en el tiempo de balance.

3. Calor físico de los gases salientes, Q_3' :

Estos gases se componen por los gases formados como resultado del proceso de combustión del combustible y transformación de la carga:

$$Q_3' = V_h \cdot x \cdot C_h \cdot t_h' + V_c \cdot C_c \cdot t_c \quad (4.59)$$

donde:

V_h : volumen de gases de combustión por cada kg de combustible, $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$;

C_h y t_h' : capacidad calorífica promedio de los gases de combustión y la temperatura con la cual estos salen del horno;

V_c : volumen de gases formados debido a las interacciones químicas en la carga, m^3 ;

C_c y t_c : capacidad calorífica promedio y temperatura de los gases tecnológicos a la salida del horno.

En los cálculos de los balances térmicos de los hornos eléctricos, donde existe una succión del aire a la zona de trabajo, se considera la pérdida de calor en el calentamiento del aire.

4. Pérdidas de calor por la combustión incompleta del combustible, Q_4' :

$$Q_4' = Q_{me}^T \cdot X \cdot K$$

donde:

K : es el coeficiente de combustión incompleta.

5. Pérdidas de calor al medio ambiente, Q_5' :

En estas pérdidas consideran: a través de la bóveda, a través de la solera, a través de las paredes Q_R y a través de los orificios y desajustes en la mampostería (Q_{OR}).

$$Q_5' = Q_R + Q_{OR} \quad (4.61)$$

Para el cálculo de Q_R y Q_{OR} se emplean las fórmulas dadas con anterioridad en este capítulo, los gráficos (Figuras 9, 28, 34) y nomogramas.

6. Pérdidas de calor con el agua de enfriamiento, aire u otros agentes para el enfriamiento, Q_6' :

Se determina por la masa (m_{ag}) o el gasto volumétrico (V_{ag}) de agente refrigerante, la diferencia de temperatura a la salida (t_{sal}) y a la entrada (t_{ent}) en la instalación del horno (camisas, tuberías, etcétera) y por su capacidad calorífica (C_{ag}). De esta forma:

$$Q_6' = m_{ag} \cdot C_{ag} \cdot (t_{sal} - t_{ent}) \quad (4.62)$$

7. Acumulación de calor en la mampostería del horno, Q_7' :

Este índice es característico en los hornos de trabajo periódico:

$$Q_7' = m_R \cdot C_R \cdot (t_{fin} - t_{in}) \quad (4.63)$$

donde:

m_R y C_R : son la masa y capacidad calorífica promedio del revestimiento (mampostería) respectivamente;

t_{in} y t_{fin} : temperatura inicial y final del revestimiento.

El consumo de calor total del horno (Q_{sal}):

$$Q_{sal} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_9 + Q_{10}$$

Para diferentes hornos puede tener lugar la variación de los índices. Por ejemplo, para los hornos de calentamiento se pierde calor con las partes mecánicas (solera móvil, etcétera). El peso específico de algunos índices, en casos concretos, pueden ser pobres o pueden ser despreciados. Al mismo tiempo, siempre es necesario previamente evaluar estos índices para no cometer errores.

Sobre la base del balance térmico se calcula el coeficiente de rendimiento térmico $\eta_{t\acute{e}rm}$:

$$\eta_{t\acute{e}rm} = \frac{Q_{\acute{u}til}}{Q_{ent}} \cdot 100 (\%) \quad (4.64)$$

donde:

$Q_{\acute{u}til}$: consumos útiles de calor, kJ;
 Q_{ent} : total de calor de entrada, kJ.

Los consumos útiles de calor se consideran aquellos que conllevan a la realización del proceso tecnológico propiamente.

En nuestro caso $Q_{\acute{u}til} = Q_1 + Q_2$

4.6.1. Problema de ejemplo

Problema 1

Realizar el balance térmico del horno para la fusión de cobre, el cual se calienta con mazut. Sobre la base del balance térmico se calcula el consumo de combustible (cálculo de la combustión del combustible, ver Capítulo 5.1.3).

La productividad del horno $120 \text{ t} \cdot \text{d}^{-1}$ por cobre.

El tiempo de fusión 6 h. Las medidas exteriores del horno se dan en la (Figura 37).

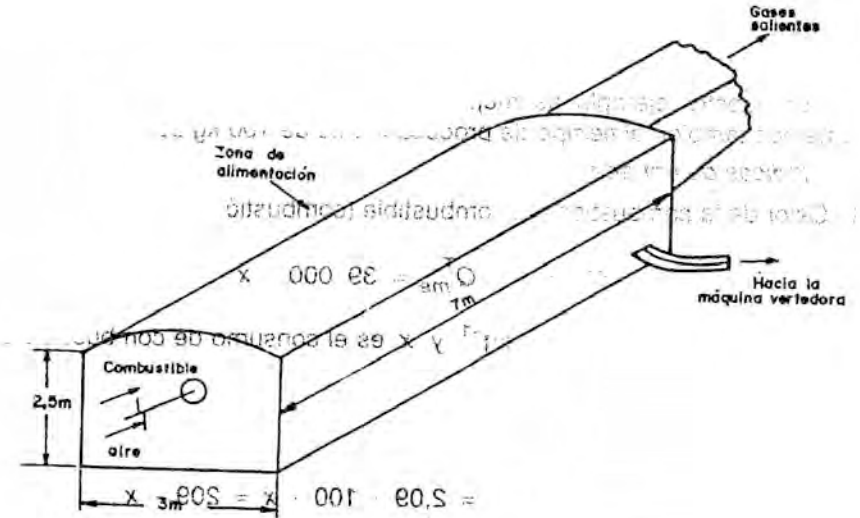


FIGURA 37. Esquema de un horno de fusión para el problema 1 (4.6.1).

Dos ventanas para la alimentación permanecen abiertas alrededor de 3 h, o sea, el 50 % del tiempo de operación. Las medidas de la ventana 1,1 · 0,8 m. La temperatura inicial del cobre es igual a 20 °C, la final 1 120 °C. La temperatura de los gases salientes es de 1 250 °C.

La temperatura promedio exterior de la pared del horno es de 120 °C, la temperatura promedio exterior de la bóveda del horno es de 250 °C.

De acuerdo a los datos de la práctica, el flujo térmico a través de la solera es igual a $8\,400 \text{ kJ} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{h})^{-1}$.

Tomar la temperatura del revestimiento constante.

Solución

Analicemos los índices de entrada y salida del balance térmico en el tiempo de balance. Se puede tomar el tiempo de operación 6 h, 1 h o el tiempo de procesamiento de 100 kg de carga, o sea:

$$\frac{24 \cdot 0,1}{120} = 0,02 \text{ h}$$

En nuestro ejemplo es mejor tomar 1 h (a). Para la comparación tomemos también el tiempo de procesamiento de 100 kg de carga (b).

Índices de entrada

1. Calor de la combustión del combustible (combustión completa):

$$Q_1 = x \cdot Q_{me}^T = 39\,000 \cdot x$$

o sea, $Q_{me}^T = 39\,000 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ y x es el consumo de combustible en el tiempo de balance.

2. Calor físico del combustible:

$$Q_2 = C_h \cdot t_h \cdot x = 2,09 \cdot 100 \cdot x = 209 \cdot x$$

donde:

$$C_h = 2,09 \text{ kJ} (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}; \quad t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$$

3. Calor físico del aire:

$$Q_3 = L_a \cdot x \cdot C_a \cdot t_a = 1\,585 \cdot x$$

donde:

$$L_a = 12,15 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1};$$

$$C_a = 1,305 \text{ kJ} (\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})^{-1} \text{ (apéndice 2);}$$

$$t_a = 100 \text{ }^\circ\text{C}$$

4. Calor físico de la carga (cobre):

$$Q_4 = m_{\text{Cu}} \cdot C_{\text{Cu}} \cdot t_{\text{Cu}}$$

$$\text{a) } m_{\text{Cu}} = \frac{120 \cdot 1\,000}{24} = 5\,000 \text{ kg};$$

$$C_{\text{Cu}} = 0,38 \text{ kJ} (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1};$$

$$t_{\text{Cu}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_4 \text{ (a)} = 5\,000 \cdot 0,38 \cdot 20 = 38\,000 \text{ kJ}$$

$$\text{b) } m_{\text{Cu}} = 100 \text{ kg}$$

$$Q_4 \text{ (b)} = 100 \cdot 0,38 \cdot 20 = 760 \text{ kJ}$$

Cantidad de calor de entrada

$$\text{a) } Q_{ent} = 39\,000 x + 209 x + 1\,585 x + 38\,000 = 40\,794 x + 38\,000$$

$$\text{b) } Q_{ent} = 40\,794 x + 760$$

Consumo de calor

1. Calor necesario para el calentamiento, fusión y sobrecalentamiento del cobre:

$$Q_1' + Q_2' = m \cdot (C_{\text{Cu}}' \cdot t_{\text{Cu}}' + q_{\text{Cu}} + C_{\text{Cu}}'' \cdot t_{\text{Cu}})$$

donde:

$$C_{\text{Cu}}' = 0,502 \text{ kJ} (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1};$$

$$t_{\text{Cu}}' = 1\,083 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (temperatura de fusión);}$$

$$q_{Cu} = 180 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ (calor de fusión)};$$

$$C_{Cu}'' = 0,554 \text{ kJ (kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C})^{-1};$$

$$\Delta t_{Cu} = (1\,120 - 1\,083) = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{a) } Q_1' = 5\,000 (0,502 \cdot 1\,083 + 180 + 0,554 \cdot 37) = 3\,720\,820 \text{ kJ}$$

$$\text{b) } Q_1' = 100 (0,502 \cdot 1\,083 + 180 + 0,554 \cdot 37) = 74\,416 \text{ kJ}$$

2. Calor físico de los gases salientes:

$$Q_3' = V_a \cdot x \cdot C_a \cdot t_a;$$

$$t_a = 1\,250 \text{ }^\circ\text{C}$$

y:

$$V_a \cdot C_a = (V_{CO_2} \cdot C_{CO_2} + V_{H_2O} \cdot C_{H_2O} + V_{SO_2} \cdot C_{SO_2} + \\ + V_{N_2} \cdot C_{N_2}) = 1,6 \cdot 2,302 + 1,26 \cdot 1,778 + 0,003 \cdot \\ \cdot 2,29 + 0,333 \cdot 1,509 + 9,6 \cdot 1,417) = 20,04 \text{ kJ (kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C})^{-1}$$

$$Q_3' = 20,04 \cdot 1\,250 \cdot x = 25\,050 \cdot x$$

3. Pérdidas de calor al medio ambiente:

$$Q_4' = Q_R + Q_{OR}$$

– Pérdidas de calor a través del revestimiento del horno (Q_R) (paredes, bóveda, solera).

Empleando el gráfico de la (Figura 9) hallamos el valor de q_r ; para la pared ($t_{ext} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$); $q_r = 7\,320 \text{ kJ (m}^2 \cdot \text{ h})^{-1}$.

Para la bóveda ($t_{ext} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$); $q_r = 22\,100 \text{ kJ (m}^2 \cdot \text{ h})^{-1}$

El área de la pared del horno:

$$2 \cdot 3 \cdot 2,5 + 2 \cdot 7 \cdot 2,5 - 2 \cdot 1,1 \cdot 0,8 = 48,24 \text{ m}^2$$

El área de la tapa:

$$3 \cdot 7 \cdot 1,15 = 24,15 \text{ m}^2$$

donde:

1,15 considera la curvatura de la bóveda.

El área de la solera: $3 \cdot 7 = 21 \text{ m}^2$.

Entonces las pérdidas a través de las paredes:

$$\text{a) } 7\,320 \cdot 48,24 \cdot 1 = 353\,117 \text{ kJ}$$

$$\text{b) } 7\,320 \cdot 48,24 \cdot 0,02 = 7\,062 \text{ kJ}$$

– A través de la bóveda:

$$\text{a) } 22\,100 \cdot 24,15 \cdot 1 = 533\,715 \text{ kJ}$$

$$\text{b) } 22\,100 \cdot 24,15 \cdot 0,02 = 10\,674 \text{ kJ}$$

– A través de la solera:

$$\text{a) } 8\,400 \cdot 21 \cdot 1 = 176\,400 \text{ kJ}$$

$$\text{b) } 8\,400 \cdot 21 \cdot 0,02 = 3\,528 \text{ kJ}$$

donde:

$8\,400 \text{ kJ (m}^2 \cdot \text{ h})^{-1}$ es el coeficiente experimental de pérdidas para las soleras "calientes" (o sea, la solera que no está en contacto con el aire).

Total de pérdidas por el revestimiento (Q_R):

$$\text{a) } 353\,117 + 533\,715 + 176\,400 = 1\,063\,232 \text{ kJ}$$

$$\text{b) } 7\,062 + 10\,674 + 3\,528 = 21\,264 \text{ kJ}$$

– Pérdidas de calor a través de los orificios del horno (ventanas).

La temperatura promedio de los gases se determina por la fórmula:

$$t_g^{pr} = \frac{t_g^{in} - t_g^{fin}}{2,3 \log \frac{t_g^{in} - t_m}{t_g^{fin} - t_m}} + t_m$$

donde:

t_g^{in} : es la temperatura inicial de los gases (aproximadamente es igual a la temperatura práctica de combustión, o sea: 1 560 °C);

$t_g^{fin} = t_a = 1 250$ °C ;

t_m : es la temperatura del baño de cobre.

$$t_g^{pi} = \frac{1 560 - 1 250}{2,3 \log \frac{1 560 - 1 120}{1 250 - 1 120}} + 1 120 = 1 374 \text{ °C}$$

El área de la ventana $F_{OR} = 2 \cdot 1,1 \cdot 0,8 = 1,76 \text{ m}^2$.

El espesor del revestimiento $\sim 0,5 \text{ m}$. En correspondencia con la (Figura 25) el coeficiente de diafragmentación $\phi = 0,75$, entonces, por la expresión (4.25) modificada:

$$\begin{aligned} \text{a) } Q_{OR} &= 5,7 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{1 370 + 273}{100} \right)^4 \cdot 1,76 \cdot 3 600 = \\ &= 1,974 \cdot 10^9 \text{ J o } 1 974 000 \text{ kJ} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{b) } Q_{OR} &= 5,7 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{1 370 + 273}{100} \right)^4 \cdot 1,76 \cdot 0,02 \cdot 3 600 = \\ &= 3,948 \cdot 10^7 \text{ J o } 39 480 \text{ kJ} \end{aligned}$$

En total al medio ambiente se perderían:

$$\text{a) } Q_4' = 1 063 232 + 1 974 000 = 3 037 232 \text{ kJ}$$

$$\text{b) } Q_4' = 21 264 + 39 480 = 60 744 \text{ kJ}$$

Total de calor consumido en los hornos:

$$\begin{aligned} \text{a) } Q_{sal} &= 3 720 820 + 25 050 x + 3 037 232 = \\ &= 6 758 052 + 25 050 x \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{b) } Q_{sal} &= 74 416 + 25 050 x + 60 744 = \\ &= 135 160 + 25 050 x \end{aligned}$$

La ecuación del balance térmico:

$$\text{a) } 40 794 x + 38 000 = 25 050 x + 6 758 052$$

$$\text{b) } 40 794 x + 760 = 25 050 x + 135 160$$

Por la variante (a), el consumo de combustible será:

$$x = \frac{6 720 052}{15 744} = 427 \text{ kg de mazut por hora ,}$$

o:

$$\frac{427}{5 000} = 0,085 \text{ kg de mazut por 1 kg de cobre procesado.}$$

Por la variante (b):

$$x = \frac{134 400}{15 744} = 8,54 \text{ kg de mazut en } 0,02 \text{ h ,}$$

o:

$$\frac{8,54}{100} = 0,085 \text{ kg de mazut por 1 kg de cobre procesado.}$$

Como podemos observar los resultados son prácticamente similares y coinciden con las exigencias de la técnica, por lo que podemos realizar el balance térmico por cualquiera de las variantes como se representa en la (Tabla 6).

De la tabla resumen podemos observar el siguiente detalle: técnicamente no debe existir ningún desbalance, en nuestro caso (0,02 %), provocado por el cálculo aproximado en el orden de las centésimas y el mismo puede despreciarse.

En el caso que se tome una cantidad de combustible determinada, al inicio del cálculo, basado en los datos de la práctica, o en el caso del balance térmico experimental, tendrá lugar cierto desbalance, el cual no debe superar el 10 %.

Analicemos los resultados del balance (Tabla 6). Es evidente, que el trabajo del horno requiere de un perfeccionamiento, ya que el coeficiente de rendimiento térmico representa:

$$\eta_{term.} = \frac{Q_{util.}}{Q_{ent.}} \cdot 100 = \frac{74 416}{349 141} \cdot 100 = 21,31 \%$$

TABLA 6. Resumen del balance térmico del horno por la variante (b) (8,54 kg de mazut)

No.	Índice de entrada	kJ	%
1	Calor de la combustión del combustible	333 060	95,39
2	Calor físico del combustible	1 785	0,51
3	Calor físico del aire	13 536	3,88
4	Calor físico del cobre	760	0,22
	Total	349 141	100
Índice de salida			
1	Calor para el calentamiento, fusión y sobrecalentamiento del cobre	74 416	21,31
2	Calor físico de los gases salientes	213 927	61,27
3	Pérdidas de calor a través del revestimiento	21 264	6,09
4	Pérdidas de calor a través de las ventanas de alimentación	39 480	11,31
	Desbalance	54	0,02
	Total	349 141	100

Una forma de mejorar el trabajo térmico del horno es mediante la utilización del calor de los gases salientes y por la disminución de las pérdidas a través de las ventanas.

Es importante considerar, que después del horno se encuentra instalado un recuperador para el calentamiento del aire (hasta 350 °C), y las pérdidas de calor a través de las ventanas de alimentación se disminuyen al doble, debido a la mejor organización del proceso de carga. Los otros índices se quedan invariables.

Entonces, la ecuación del balance térmico para la variante (b), se escribiría de la siguiente forma:

$$39\ 000\ x + 209\ x + 12,15 \cdot 1,324 \cdot 350 \cdot x + 760 =$$

$$= 74\ 416 + 25\ 050\ x + 21\ 264 + \frac{39\ 480}{2}$$

donde:

$$C_a = 1,324\ \text{kJ}\ (\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

$$t_a = 350\ ^\circ\text{C}$$

de donde:

$$x = \frac{114\ 460}{19\ 789,31} = 5,79\ \text{kg de mazut}$$

La economía de combustible es de:

$$100 - \frac{5,79}{8,54} \cdot 100 = 32,2\ \%$$

y el coeficiente de rendimiento térmico aumenta hasta:

$$\eta_{\text{térm.}} = \frac{74\ 416}{44\ 839 \cdot 5,79 + 760} \cdot 100 = 28,6\ \%$$

donde:

$$44\ 839 \cdot 5,79 + 760\ \text{es } Q_{\text{ent.}}$$

La organización correcta del trabajo de los hornos de este tipo, empleando en lo posible las calderas de vapor después de los hornos, con lo que se logran mejores índices energéticos, permiten perfeccionar el trabajo del horno con una utilización racional de los productos inútiles del horno.

Problema 2

Cálculo de la caldera de vapor, instalada a la salida del horno de cama fluida.

Los resultados del balance térmico del horno de carna fluidizada, con relación al tiempo de procesamiento de 106,4 kg de concentrado de Zn: $\frac{24 \cdot 106,4}{180\ 000} = 0,0142 \text{ h } (\tau)$, se representa en la (Tabla 7) donde 180 000 es la cantidad de concentrado procesado en el horno, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$.

Como se observa del cálculo, la entrada de calor supera el consumo. El exceso de calor Q es el necesario extraer empleando intercambiadores de calor. En calidad de éstos se emplean las cajas de enfriamiento y elementos tubulares. Estos últimos son más complejos, pero permiten obtener vapor de agua saturado.

Debido a que una cantidad considerable de calor sale con los gases (sumando los índices 1 y 5 de consumo de calor, lo cual representan más del 75 %), entonces lo óptimo sería emplear un esquema para la utilización del calor con circuitos de circulación independientes para los intercambiadores de calor del horno y para la caldera de vapor, instalada en el gasoducto del horno; los intercambiadores de calor del horno trabajan con un 60 % de emulsión vapor-agua con la obtención de un vapor saturado de una presión de 40 at (3,93 MPa) y con una temperatura de la mezcla de 250 °C.

El agua tratada, desaereada y calentada hasta 100 °C alimenta al intercambiador tubular y a la caldera de vapor (sección general de alimentación).

La superficie de intercambiadores de calor tubulares se calcula por la fórmula (4.65).

$$F_c = \frac{Q_{exc.}}{K(t' - t'') \tau_p}, \text{ m}^2 \quad (4.65)$$

donde:

$$K = 250\text{--}300 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1};$$

t' y t'' : temperaturas medias de la capa y de la emulsión vapor-agua;

$$t' = 900 \text{ }^\circ\text{C} \text{ y } t'' = 250 \text{ }^\circ\text{C};$$

τ_p : tiempo de procesamiento de 106,4 kg de concentrado (con 100 kg de concentrado seco).

$$F = \frac{128\ 520 \cdot 10^3}{275 (900 - 250) \cdot 0,0142 \cdot 3\ 600} \approx 14 \text{ m}^2$$

donde:

$$K = 275 \text{ W } (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}; \quad \tau_p = 0,0142 \cdot 3\ 600 = 51 \text{ s}$$

Tomando la superficie de una sección del intercambiador de calor igual a 1,4 m², obtenemos la cantidad de secciones, la cual es igual a 10.

El consumo de agua se determina por la siguiente ecuación:

$$Q = (0,6 x \cdot 2\ 785 + 0,4 x \cdot 1\ 045) - x \cdot 419$$

donde:

2 785 kJ · kg⁻¹: contenido térmico del vapor en la emulsión vapor-agua al 60 %;

1 045 kJ · kg⁻¹: contenido térmico del agua en la emulsión vapor-agua al 60 %;

419 kJ · kg⁻¹: contenido térmico del agua alimentada.

De la última ecuación se determina el consumo de agua x .

$$x = \frac{128\ 520}{(0,6 \cdot 2\ 785 + 0,4 \cdot 1\ 045) - 419} = 77 \text{ kg (en 51 s)}$$

TABLA 7. Balance térmico del horno en cama fluidizada

Índices de entrada de calor	kJ	%
1. Calor físico del concentrado	1 660	0,34
2. Calor físico del aire	4 760	1,02
3. Calor de la reacción exotérmica	464 000	98,64
Total	470 420	100
Índices de consumo de calor		
1. Calor con los gases salientes	222 200	47,18
2. El calor saliente con el concentrado tostado y el polvo	62 000	13,18
3. Calor para el calentamiento y evaporación de la humedad	26 900	5,72
4. Calor perdido al medio ambiente a través del revestimiento del horno	30 800	6,55
5. Desbalance positivo (calor que se debe extraer de la cama fluida)	128 520	27,37
Total	470 420	100

El consumo de agua en una hora será igual a:

$$\frac{77 \cdot 3\,600}{51} = 54,40 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \text{ o } 5,44 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

La caldera de vapor se instala directamente detrás del horno de cama fluida. La temperatura de los gases a la entrada de la caldera, considerando la entrada de aire (5 %), y la disminución de la temperatura durante la transportación de los gases por el gasoducto la cual es aproximadamente 800 °C.

La temperatura a la salida de la caldera de vapor es igual a 350 °C (por las condiciones de trabajo de la caldera).

La cantidad de gases, salientes del horno es igual:

$$\frac{180\,000 \cdot 179,96}{106,4 \cdot 24 \cdot 3\,600} = 3,5 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

(en condiciones normales) o 12,6 000 m³ · h⁻¹.

La cantidad de gases a la salida de la caldera es igual a:

$$3,5 \cdot 1,05 = 3,68 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \text{ (en condiciones normales).}$$

La cantidad de calor transmitida por los gases a la caldera, se halla por la fórmula (4.66):

$$Q_{us} = 0,9 \cdot C_g \cdot V_g \cdot (t_g^{ent} - t_g^{sal}) \quad (4.66)$$

donde:

0,9: coeficiente que considera las pérdidas de calor en la caldera.

$$Q = 0,9 \cdot 1,425 \cdot 3,68 \cdot (800 - 350) = 2\,120 \text{ kJ} \cdot \text{s}^{-1}$$

o:

$$7\,630\,000 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

donde:

$$C_g = 1,425 \text{ kJ} (\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

La superficie de la caldera (fórmula 6.18) es igual:

$$F_{cal} = \frac{Q_{us}}{K \cdot \Delta t_m} = \frac{2 \cdot 120 \cdot 10^3}{46,5 \cdot 264} = 173 \text{ m}^2$$

donde:

$K = 46,5 \text{ W (m}^2 \cdot \text{°C)}^{-1}$, dicho valor se ha tomado considerando la limpieza periódica de la superficie de la caldera.

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{in} - \Delta t_f}{2,3 \log \frac{\Delta t_{in}}{\Delta t_f}} = \frac{550,8 - 100,8}{2,3 \log \frac{550,8}{100,8}} = 264 \text{ °C}$$

donde:

$$\Delta t_{in} = 800 - 249,2 = 550,8 \text{ °C (249,2 °C: temperatura de ebullición a 40at);}$$

$$\Delta t_f = 350 - 249,2 = 100,8 \text{ °C.}$$

La productividad por vapor de la caldera D se determina por la fórmula (4.67):

$$D = \frac{Q_{us}}{(i_v - i_{ag})} , \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad (4.67)$$

donde:

i_v y i_{ag} : contenidos calóricos del vapor obtenido y del agua alimentada respectivamente (2 785 y 419 $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$).

$$D = \frac{7 \ 630 \ 000}{2 \ 785 - 419} = 3 \ 220 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \text{ o } 3,25 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

Por los resultados de los cálculos seleccionamos la caldera tipo YKKC-6/40 (apéndice 11).

4.6.2. Problemas para el trabajo independiente

Problema 1

Sobre la base de la realización del balance térmico de la instalación de un recuperador tubular (condiciones del problema 2, epígrafe 4.5.2) determinar la cantidad de aire calentado en este. Hallar el coeficiente de rendimiento térmico de la instalación del recuperador tubular.

Problema 2

En el horno eléctrico se realiza el calentamiento de piezas de acero menores con una masa total de 25 kg, la temperatura final promedio de calentamiento de las piezas es igual a 1 200 °C. El consumo de energía eléctrica durante el tiempo de calentamiento es de 11,5 kW · h.

Determinar los consumos improductivos de calor (principalmente de las pérdidas al medio ambiente), si la temperatura inicial de las piezas 20 °C, y la capacidad calorífica promedio del acero (20 : 1 200 °C) es igual a 0,69 $\text{kJ (kg} \cdot \text{°C)}$.

Hallar el coeficiente de rendimiento térmico del horno eléctrico.

CAPÍTULO 5

PROCESO ENERGÉTICO

En la actualidad las principales fuentes de energía térmica en los hornos metalúrgicos continúan siendo el combustible carbónico y la energía eléctrica. En algunos casos la principal fuente de energía térmica es el mismo material (carga sulfurosa, fase metálica de los fundidos, azufre), en este caso un importante papel lo juega el oxígeno (procesos autógenos, conversión, etcétera). Se realizan también trabajos utilizando la energía nuclear y otros tipos de energía en la técnica de hornos.

5.1. OBTENCIÓN DE ENERGÍA TÉRMICA EN LOS HORNOS POR LA COMBUSTIÓN DEL COMBUSTIBLE

En los hornos metalúrgicos se emplean los combustibles: gaseoso, líquido y sólido, tanto natural como artificial.

En el texto se realizan los cálculos de los combustibles líquido (mazut), gaseoso (gas natural) y sólido (polvo de carbón) [2, 4, 8, 21].

Existen los métodos analíticos y gráficos de cálculo. Los primeros son los fundamentales, dando resultados exactos, los cuales con la introducción de los medios de computación eliminan sus principales desventajas, relacionadas con las grandes pérdidas de tiempo en el cálculo.

Los métodos gráficos, con la utilización de gráficos especiales, nomogramas, lo emplean en la actualidad cada vez menos.

Cualquier cálculo de combustible comienza con la determinación de su composición química de trabajo. En la composición de los combustibles sólidos y líquidos se encuentran C, H, S, O, N, A (ceniza), W (humedad).

En dependencia del contenido de estos elementos se diferencian una serie de composiciones de combustible (Tabla 8).

Los coeficientes de conversión de una composición a otra se ofrecen en la (Tabla 9).

TABLA 8. Composición química del combustible sólido y líquido

	COMPOSICIÓN							W _{ent}	W _{hg}	W _T
	C	H	O	N	S _{org}	S _s	A			
O	Masa orgánica condicionada									
C	Masa de combustión condicionada									
S	Combustible seco									
A	Combustible aeroseco (analítico)									
T	Combustible de trabajo									

TABLA 9. Factores para la conversión de la composición de los combustibles sólidos y líquidos

Masa	T	A	S	C	O
T	1	$\frac{100 - W^a}{100 - W^T}$	$\frac{100}{100 - W^T}$	$\frac{100}{100 - W^T - A^T}$	$\frac{100}{100 - W^T - M^T}$
A	$\frac{100 - W^T}{100 - W^a}$	1	$\frac{100}{100 - W^a}$	$\frac{100}{100 - W^a - A^a}$	$\frac{100}{100 - W^a - M^a}$
S	$\frac{100 - W^T}{100}$	$\frac{100 - W^a}{100}$	1	$\frac{100}{100 - A^c}$	$\frac{100}{100 - M^c}$
C	$\frac{100 - W^T - A^T}{100}$	$\frac{100 - W^a - A^a}{100}$	$\frac{100 - A^c}{100}$	1	$\frac{100 - A^c}{100 - M^c}$
O	$\frac{100 - W^T - M^T}{100}$	$\frac{100 - W^a - M^a}{100}$	$\frac{100 - M^c}{100}$	$\frac{100 - M^c}{100 - A^c}$	1

Aclaración:

M: parte mineral del combustible, compuesto por azufre (S_s) y la ceniza calcinada (mayor que A).

Para los cálculos aproximados se puede tomar $M = A + S_s$.

En la composición química de trabajo del combustible gaseoso generalmente entran: CO , H_2 , CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 , C_4H_{10} , C_5H_{12} , C_2H_4 , C_2H_2 , C_mH_n , H_2S , N_2 , O_2 , CO_2 , SO_2 , H_2O (W).

Por cuanto, la composición química del combustible gaseoso con frecuencia se convierte en gas seco, dándose el contenido de los vapores de agua (W , $g \cdot m^{-3}$) independientemente, se requiere realizar la conversión de gas seco a gas de trabajo (húmedo), empleando el coeficiente $\frac{100}{100 + 0,124 W}$, donde $0,124 W$ es el volumen de humedad en $100 m^3$ de gas seco (s) en condiciones normales.

De esta forma:

$$CO^H = CO^S \cdot \frac{100}{100 + 0,124 W} \cdot \%$$

$$H_2^H = H_2^S \cdot \frac{100}{100 + 0,124 W} \cdot \%$$

$$H_2O^H = 0,124 W \cdot \frac{100}{100 + 0,124 W} \cdot \%$$

El cálculo completo del combustible incluye en sí, además del cálculo de la composición de trabajo del combustible, las siguientes operaciones:

- Determinación de la potencia térmica del combustible.
- Determinación de la cantidad de aire teórica y práctica, necesaria para la combustión.
- Determinación de la cantidad y composición de los productos de la combustión.
- Realización del balance material de la combustión, el cual a un mismo tiempo permite verificar (corregir) el cálculo efectuado.
- Determinación de las temperaturas de combustión (calorimétrica, teórica y práctica).

Los datos iniciales para el cálculo completo de un combustible en concreto por el método analítico son: su composición química y la temperatura de calentamiento, la composición y la temperatura de calentamiento del aire; tipo de quemador y horno; para la determinación del coeficiente de exceso de aire y coeficiente pirométrico, los datos de manuales de las capacidades caloríficas de las sustancias reaccionantes y finales que participan en el proceso de combustión y datos de manuales de los grados de disociación del CO_2 y $\text{H}_2\text{O}_{(v)}$ en el proceso de combustión.

Los cálculos de la combustión con mayor frecuencia lo realizan por unidad de combustible, o sea, 1 kg de combustible líquido y sólido o 1 m³ de combustible gaseoso (en los cálculos de combustión todos los volúmenes se relacionan a condiciones normales).

Si se emplean las reacciones de combustión, el cálculo lo realizan para 100 unidades de masa o volumen con la posterior conversión de los resultados a la unidad de combustible.

5.1.1. Esquema para el cálculo del combustible líquido o sólido

1. Determinación de la potencia térmica del combustible:

Q_{me}^T (potencia térmica menor) $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$:

$$Q_{me}^T = \frac{328}{100} C^T + \frac{1211}{100} H^T - \frac{109}{100} (O^T - S^T) - \frac{21}{100} (9 H^T + W^T) \cdot \frac{21}{O_s} \quad (5.1)$$

donde:

C^T, H^T, \dots, W^T : contenido de carbono, hidrógeno, humedad en la masa de trabajo del combustible, % (másico).

2. Cantidad teórica de aire para la combustión $L_o, \text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$:

$$L_o = [0,0889 C^T + 0,2667 H^T + 0,0333 (S^T - O^T)] \cdot (1 + 0,0124 d_h) \cdot \frac{21}{O_s} \quad (5.2)$$

donde:

d_h : contenido de humedad en el aire seco, $\text{g} \cdot \text{m}^{-3}$;
 O_s : contenido de oxígeno en el soplado, % (volumétrico).

3. Cantidad práctica de aire para la combustión $L_a, \text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$:

$$L_a = \alpha \cdot L_o \quad (5.3)$$

donde:

α : coeficiente de exceso de aire (ver Tabla 10).

TABLA 10. Valores de α para diferentes tipos de combustible

Tipo de combustible	α
Leña en quemadores de cubilote	1,25-1,35
Carbón (de piedra, pardo) en quemadores mecánicos	1,20-1,40
Combustible en polvo	1,05-1,30
Mazut	1,05-1,25
Combustible gaseoso	1,02-1,15

4. Cantidad y composición de los productos de la combustión:

Volúmenes de los productos de la combustión ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$), se determina por las siguientes fórmulas :

$$V_{\text{CO}_2} = 0,0187 C^T \quad (5.4)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,112 H^T + 0,0124 W^T + 0,0124 d_h \quad (5.5)$$

$$V_{\text{SO}_2} = 0,007 S^T \quad (5.6)$$

$$V_{\text{O}_2} = \frac{O_s}{100} \cdot (\alpha - 1) \cdot L_o \quad (5.7)$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,008 N^T + (1 - \frac{O_s}{100}) \cdot L_o \quad (5.8)$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,008 N^T + (1 - \frac{O_s}{100}) \cdot L_a \quad (5.8a)$$

El volumen total de los productos de la combustión V_a , $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$.

$$V_a = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} \quad (5.9)$$

Composición de los productos de la combustión, % (volumétrico):

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 &= \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_a} \cdot 100 \\ \text{H}_2\text{O} &= \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_a} \cdot 100 \\ \text{SO}_2 &= \frac{V_{\text{SO}_2}}{V_a} \cdot 100 \\ \text{O}_2 &= \frac{O_2}{V_a} \cdot 100 \\ \text{N}_2 &= \frac{V_{\text{N}_2}}{V_a} \cdot 100 \end{aligned} \quad (5.10)$$

5. Balance material de la combustión:

Se realiza siempre para la unidad de masa del combustible.

Para la determinación de la masa de los productos de la combustión se determina la densidad de estos por la fórmula:

$$\rho_g = \frac{44 \text{ CO}_2 + 18 \text{ H}_2\text{O} + 28 \text{ N}_2 + 32 \text{ O}_2 + 64 \text{ SO}_2}{22,4 \cdot 100}, \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (5.11)$$

Nota: Recordemos del Capítulo 2, que $\rho = \frac{M}{22,4}$, por lo cual

$$\frac{44}{22,4} = \rho_{\text{CO}_2}, \text{ etcétera.}$$

La densidad del aire: $\rho_a = 1,293 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Al enriquecer el soplado de aire, se halla la densidad de este por la fórmula (5.11) y por el contenido en el mismo de oxígeno y nitrógeno.

Entrada, kg	Salida, kg
Combustible1,0	Productos de la combustión ... $V_a \cdot \rho_g$
Aire L_a 1,293	Ceniza del combustible A^T
Total $M_{ent.}$	Total $M_{sal.}$

Es necesario que $M_{ent.} = M_{sal.}$

El desbalance puede ser solamente por la insuficiente exactitud del cálculo (aproximación de números), o sea, puede ser mínima (fracciones de por ciento).

Si $M_{ent.} \neq M_{sal.}$, es necesario realizar la corrección de la parte del cálculo realizado.

6. Determinación de la temperatura de combustión:

a) Temperatura calorimétrica de combustión:

$$\begin{aligned} t_c &= \frac{Q_{me}^T + Q_F}{\sum V_i \cdot C_i} = \\ &= \frac{Q_{me}^T + C_c \cdot t_c + L_o \cdot C_a \cdot t_a}{V_{\text{CO}_2} \cdot C_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot C_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{SO}_2} \cdot C_{\text{SO}_2} + V_{\text{N}_2} \cdot C_{\text{N}_2}}, \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (5.12)$$

donde:

Q_F : calor físico, introducido con el combustible y el aire;

C_c y t_c : Capacidad calorífica, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$ y la temperatura del combustible, $^\circ\text{C}$;

C_a y t_a : capacidad calorífica, $\text{kJ} \cdot (\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$ y la temperatura del soplado, $^\circ\text{C}$;

$C_{\text{CO}_2}, \dots, C_{\text{N}_2}$: capacidad calorífica de los componentes de los productos de la combustión, $\text{kJ} \cdot (\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$.

El cálculo se realiza por el método de aproximaciones sucesivas.

En concordancia con el tipo de combustible se asume una temperatura t'_o para encontrar las capacidades caloríficas de los productos de la combustión (apéndice 2) y calcular t_c por la fórmula (5.12). Luego se comparan t'_o u t_c . Si $t'_o \approx t_c$ el cálculo se concluye. Si la diferencia es considerable, se repite el cálculo hasta el momento, en que se alcanza aproximadamente la igualdad entre la temperatura tomada y la temperatura hallada por el cálculo.

b) Temperatura teórica de combustión:

$$t_T = \frac{Q_{me}^T + Q_F - Q_d}{\sum V_i \cdot C_i} =$$

$$= \frac{Q_{me}^T + C_c \cdot t_c + L_a \cdot C_a \cdot t_a - (10\,900 \cdot a \cdot V_{H_2O} + 12\,600 \cdot b \cdot V_{CO_2})}{V_{CO_2} \cdot C_{CO_2} + V_{H_2O} \cdot C_{H_2O} + V_{SO_2} \cdot C_{SO_2} + V_{N_2} \cdot C_{N_2} + V_{O_2} + C_{O_2}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.13)$$

donde:

a y b : grados de disociación de los vapores de agua y dióxido de carbono, en fracciones de la cantidad de gases entrantes (para determinadas temperaturas y presiones parciales de H_2O y CO_2).

Las magnitudes a y b se hallan por el gráfico de la Figura 38.

El orden para el cálculo de la temperatura teórica es análogo al orden para el cálculo de la temperatura calorimétrica.

Se da inicialmente la temperatura t_T (basado en la temperatura calorimétrica hallada).

Para t_T se hallan los valores tabulados de las capacidades caloríficas de los productos de la combustión y las magnitudes del grado de disociación del H_2O y CO_2 . Estos últimos se determinan gráficamente (Figura 38) y las presiones parciales del H_2O y el CO_2 (o sea, el contenido de H_2O y CO_2 en los gases en fracciones de unidades, por cuanto la presión total en el sistema se toma igual a uno).

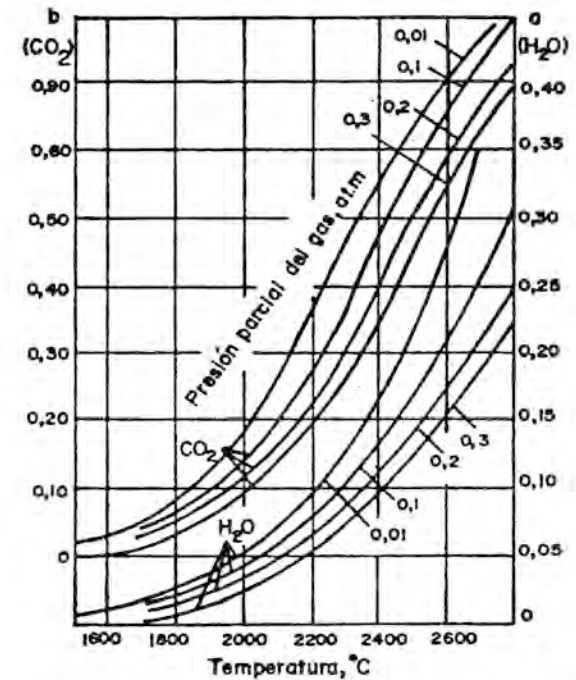


FIGURA 38. Gráfico para la determinación del grado de disociación del CO_2 y vapor de H_2O .

Después, de la fórmula (5.13) se determina t_T , y el valor obtenido t_T se compara con el tomado t'_T . Si ellos son cercanos, el cálculo se concluye. En caso contrario el cálculo se continua hasta que alcance aproximadamente la igualdad entre la temperatura tomada y la temperatura hallada por el cálculo.

c) Temperatura práctica de combustión:

$$t_p = \eta \cdot t_T, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.14)$$

donde:

η : coeficiente pirométrico, determinado experimentalmente. Para diferentes hornos oscila entre 0,6 y 0,9.

Para los hornos con una buena organización del proceso de combustión $\eta = 0,75-0,85$.

5.1.2. Esquema para el cálculo del combustible gaseoso

1. La potencia térmica del combustible gaseoso se determina en correspondencia con el contenido de sus componentes combustionables y sus calores de combustión.

$$Q_{me}^T = 127,7 \text{ CO} + 108 \text{ H}_2 + 358 \text{ CH}_4 + 590 \text{ C}_2\text{H}_4 + \\ + 555 \text{ C}_2\text{H}_2 + 636 \text{ C}_2\text{H}_6 + 913 \text{ C}_3\text{H}_8 + 1 \text{ 185 C}_4\text{H}_{10} + \\ + 1 \text{ 465 C}_5\text{H}_{12} + 234 \text{ H}_2\text{S}, \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \quad (5.15)$$

2. Cantidad de aire teórico para la combustión $L_o, \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$.

$$L_o = \frac{0,5 \text{ CO}^H + 0,5 \text{ H}_2^H + 2 \text{ CH}_4^H + \sum (m + \frac{n}{4}) C_m \text{ H}_n^H + 1,5 \text{ H}_2\text{S} - \text{O}_2^H}{O_s}$$

3. La cantidad práctica de aire se determina por la fórmula (5.3).
4. Cantidad de productos para la combustión del combustible gaseoso, $\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$.

$$V_{\text{CO}_2} = [\text{CO}_2^H + \text{CO}^H + \text{CH}_4^H + \sum (m \cdot C_m \text{ H}_n^H)] \cdot 0,01$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = [\text{H}_2^H + 2 \text{ CH}_4^H + \sum (\frac{n}{2} \cdot C_m \text{ H}_n^H) + \text{H}_2\text{S}^H + \text{H}_2\text{O}^H + \\ + 0,124 L_a \cdot d_h] \cdot 0,01$$

$$V_{\text{SO}_2} = 0,01 \cdot \text{H}_2\text{S}^H$$

$$V_{\text{O}_2} = O_s \cdot (\alpha - 1) \cdot L_o \cdot 0,01 \quad (5.17)$$

$$V_{\text{N}_2} = [\text{N}^H + (100 - O_s) \cdot L_o] \cdot 0,01$$

El volumen total de los productos de la combustión $V_a; \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$ y la composición de los productos de la combustión lo determinan por las fórmulas (5.9) y (5.10).

5. El balance material se realiza; y las temperaturas de combustión la determinan igual que en el cálculo del combustible sólido y líquido.

5.1.3. Problemas de ejemplo

Problema 1

Realizar el cálculo de la combustión del mazut con la siguiente composición química (%): $C^c = 87,4$; $H^c = 11,2$; $S^c = 0,5$; $O^c = 0,3$; $N^c = 0,6$; $A^s = 0,1$; $W^T = 2,0$. La combustión se efectúa con aire pulverizado y un coeficiente de exceso de aire de 1,15.

La temperatura del aire para la combustión (t_a) es de 100°C , la temperatura de calentamiento del mazut (t_c) es igual a 85°C .

Solución

Empleando la (Tabla 9) determinamos primeramente la composición de las masas de trabajo del combustible:

$$A^T = A^s \cdot \frac{100 - W^T}{100} = 0,1 \cdot \frac{100 - 2}{100} = 0,098 \approx 0,1$$

$$C^T = C^c \cdot \frac{100 - (W^T + A^T)}{100} = 87,4 \cdot 0,979 = 85,53$$

$$H^T = H^c \cdot 0,979 = 11,2 \cdot 0,979 = 11,0$$

$$S^T = 0,49; \quad O^T = 0,29; \quad N^T = 0,59; \quad W^T = 2,0$$

$$C^T + H^T + S^T + O^T + N^T + A^T + W^T = 85,53 + 11,0 + 0,49 + \\ + 0,29 + 0,59 + 0,1 + 2,0 = 100\%$$

1. Potencia térmica del combustible Q_{me}^T :

Se calcula por la fórmula (5.1):

$$Q_{me}^T = 328 \cdot 85,53 + 1 \text{ 211} \cdot 11 - 109 (0,29 - 0,49) - \\ - 25 (9 \cdot 11 + 2) = 39 \text{ 000 kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

2. La cantidad teórica de aire.

Se calcula por la fórmula (5.2):

$$L_o = \left[0,0889 \cdot 85,53 + 0,2667 \cdot 11 + 0,0333 \cdot 0,49 + 0,29 \right] \cdot \frac{21}{(1 + 0,0124 \cdot 0)} = 10,56 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

El contenido de humedad en el aire lo despreciamos ($d_h = 0$).

3. La cantidad práctica de aire L_a

$$L_a = \alpha \cdot L_o = 1,15 \cdot 10,56 = 12,15 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

4. La cantidad y composición de los productos de la combustión lo calculan por las fórmulas (5.4) y (5.10)

$$V_{\text{CO}_2} = 0,0187 \cdot 85,53 = 1,6 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,112 \cdot 11 + 0,0124 \cdot 2 = 1,26 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$V_{\text{SO}_2} = 0,007 \cdot 0,49 = 0,003 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$V_{\text{O}_2} = \frac{21}{100} \cdot (1,15 - 1) \cdot 10,56 = 0,333 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$V_{\text{N}_2} = \frac{79}{100} \cdot 1,15 \cdot 10,56 + \frac{21}{100} \cdot 12,15 = 9,6 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

El volumen total de los productos de la combustión

$$V_a = 1,6 + 1,26 + 0,003 + 0,333 + 9,6 = 12,8 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

La composición de los productos de la combustión

$$\text{CO}_2 = \frac{1,6}{12,8} \cdot 100 = 12,45 \% ; \text{H}_2\text{O} = \frac{1,26}{12,8} \cdot 100 = 9,85 \%$$

$$\text{SO}_2 = \frac{0,003}{12,8} \cdot 100 = 0,02 \% ; \text{O}_2 = \frac{0,333}{12,8} \cdot 100 = 2,6 \%$$

$$\text{N}_2 = \frac{9,6}{12,8} \cdot 100 = 75,08 \% \quad (\sum = 100 \%)$$

5. Balance material de la combustión.

Determinemos la densidad de los productos de la combustión por la fórmula (5.11):

$$\rho_g = \frac{44 \cdot 12,45 + 18 \cdot 9,85 + 64 \cdot 0,02 + 32 \cdot 0,333 + 28 \cdot 75,08}{22,4 \cdot 100} = 1,290 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Entrada, kg

Mazut 1,0

Aire 12,15

Total = 13,15

Salida, kg

Productos de la combustión 12,8

Cenizas del mazut 0,001

Total = 12,801

La pequeña magnitud del desbalance por concepto de aproximaciones (0.15 kg o 0,8 %) nos permite considerar la veracidad del cálculo.

6. Determinación de la temperatura de combustión.

En este cálculo se determinan las temperaturas teóricas y prácticas de combustión por las fórmulas (5.13) y (5.14).

Tomemos $t_a = 2000^\circ\text{C}$. Entonces por el gráfico de la Figura 38, $a = 0,07$ (para $P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1$), $b = 0,2$ (para $P_{\text{CO}_2} = 0,12$).

$$Q_d = 10900 \cdot 0,07 \cdot 1,26 + 12600 \cdot 0,2 \cdot 1,6 = 5090 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Para esta temperatura:

$$\sum V_i \cdot C_i = 1,6 \cdot 2,42 + 1,26 \cdot 1,963 + 0,003 \cdot 2,384 + 0,333 \cdot 1,574 + 9,6 \cdot 1,491 = 21,24 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

Todas las capacidades caloríficas fueron tomadas del apéndice 2:

$$Q_f = 1 \cdot C_c \cdot t_c + L_a \cdot C_a \cdot t_a = 1 \cdot 2,1 \cdot 85 + 12,15 \cdot 1,305 \cdot 100 = 1788 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t_T = \frac{39000 + 1788 - 5090}{21,24} = 1680 \text{ }^\circ\text{C}$$

Debido a que la diferencia entre la temperatura tomada y la obtenida es considerable, continuamos el cálculo:

$$\text{Tomemos } t_T = 1850 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Entonces, } Q_d = 10900 \cdot 0,025 \cdot 1,26 + 12600 \cdot 0,07 \cdot 1,6 = 1752 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\Sigma V_j \cdot C_j = 1,6 \cdot 2,431 + 1,26 \cdot 1,91 + 0,003 \cdot 2,384 + 0,333 \cdot 1,56 + 9,6 \cdot 1,47 = 20,925 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C})^{-1}$$

$$t_T = \frac{39000 + 1788 - 1752}{20,925} = 1870 \text{ }^\circ\text{C}$$

La diferencia entre la temperatura tomada (1850 °C) y la hallada (1870 °C) es pequeña y este último valor puede considerarse concluyente $t_T = 1870 \text{ }^\circ\text{C}$.

El valor del coeficiente pirométrico para el horno de llama lo tomamos igual a 0,8.

$$t_p = 0,8 \cdot 1870 = 1490 \text{ }^\circ\text{C}$$

Problema 2

Se requiere determinar: la potencia térmica del combustible de carbón en polvo, el gasto de aire para su combustión y, la cantidad y composición de los productos de la combustión. Para la combustión del combustible en polvo en el horno de tambor rotatorio se emplean quemadores turbulentos. La composición de la masa de combustible (%): $C^T = 76,3$; $H^T = 4,38$; $S^T = 0,44$; $O^T = 4,65$; $N^T = 1,93$; $A^T = 10,8$ y $W^T = 1,5$ ($\Sigma = 100\%$).

Solución

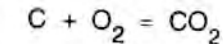
El cálculo lo realizamos sobre la base de las reacciones químicas para 100 kg de polvo de carbón.

1. Potencia térmica del polvo de carbón.

Se calcula por la fórmula (5.1):

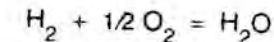
$$Q_{ma}^T = 328 \cdot 76,3 + 1211 \cdot 4,38 - 109(4,65 - 0,44) - 25 \cdot (9 \cdot 4,38 + 1,5) = 28820 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

2. La cantidad teórica de aire:



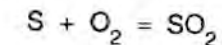
$76,3 \frac{32}{12} = 203,5$ kg de oxígeno se requiere teóricamente para la combustión.

Análogamente para la combustión del hidrógeno se requiere:



$$4,38 \frac{16}{2} = 35,04 \text{ kg de oxígeno,}$$

para la combustión del azufre:



$$0,44 \frac{32}{32} = 0,44 \text{ kg de oxígeno}$$

En total para la combustión se requiere:

$$203,5 + 35,04 + 0,44 = 238,98 \text{ kg de } O_2$$

En la composición del combustible entra 4,65 kg de O_2 . Por tanto, con el soplado (con aire) es necesario introducir:

$$238,98 - 4,65 = 234,33 \text{ kg de } O_2$$

o:

$\frac{234,33 \cdot 22,4}{32} = 163,9 \text{ m}^3$ de O_2 (el volumen de 1 kg · mol es igual a 22,4 m³ en condiciones normales).

Con el oxígeno, durante el soplado de aire se introduce nitrógeno:

$$234,33 \cdot \frac{77}{23} = 784,5 \text{ kg} \quad \text{o} \quad 784,5 \cdot \frac{22,4}{28} = 627 \text{ m}^3$$

De esta forma, la cantidad teórica de aire necesaria para la combustión de 100 kg de polvo de carbón es igual:

$$163,9 + 627 = 790,9 \text{ m}^3$$

o sea:

$$L_o = 7,91 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

3. Cantidad práctica de aire.

Tomando el coeficiente de exceso de aire 1,05; al horno entrará para la combustión de 100 kg de polvo de carbón:

$$\text{Oxígeno: } 234,33 \cdot 1,05 = 246,05 \text{ kg} \quad \text{o} \quad 172,2 \text{ m}^3$$

$$\text{Nitrógeno: } 784 \cdot 1,05 = 824,7 \text{ kg} \quad \text{o} \quad 660 \text{ m}^3$$

$$\text{Aire: } 246,05 + 824,7 = 1\,070,75 \text{ kg} \quad \text{o} \quad 832,2 \text{ m}^3$$

o sea:

$$L_a = 8,32 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

4. Cantidad y composición de los productos de la combustión.

Basado en las reacciones anteriores, se determina la cantidad de CO_2 , H_2O y SO_2 .

En la combustión de 100 kg de polvo de carbón se desprende CO_2 :

$$76,30 \cdot \frac{44}{12} = 279,8 \text{ kg} \quad \text{o} \quad 279,8 \cdot \frac{22,4}{44} = 142,2 \text{ m}^3$$

Se forma agua:

$$4,38 \cdot \frac{18}{2} = 39,42 \text{ kg} \quad \text{o} \quad 39,42 \cdot \frac{22,4}{18} = 49 \text{ m}^3$$

Se forma SO_2 :

$$0,44 \cdot \frac{64}{32} = 0,88 \text{ kg} \quad \text{o} \quad 0,88 \cdot \frac{22,4}{64} = 0,31 \text{ m}^3$$

En los productos de la combustión están contenidos:

- Oxígeno libre 246,05 – 234,33 = 11,72 kg o 8,2 m³

- Nitrógeno 824,7 + 1,93 = 826,63 kg o 661,5 m³

(Nitrógeno del combustible 1,93 kg)

- Vapores de agua 39,42 + 1,5 = 40,92 kg o 51 m³

La cantidad total de los productos de la combustión:

$$142,2 + 51,0 + 0,31 + 8,2 + 661,5 = 863,21 \text{ m}^3 \quad (V_a = 8,63 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1})$$

o:

$$279,8 + 40,92 + 0,88 + 11,72 + 826,63 = 1\,159,95 \text{ kg}$$

La composición de los productos de la combustión (% volumétrico):

$$\text{CO}_2 = \frac{142,2}{863,21} \cdot 100 = 16,47 \%$$

$$\text{H}_2\text{O} = \frac{51,0}{863,21} \cdot 100 = 5,91 \%$$

$$\text{SO}_2 = \frac{0,31}{863,21} \cdot 100 = 0,04 \%$$

$$\text{O}_2 = \frac{8,2}{863,21} \cdot 100 = 0,95 \%$$

$$\text{N}_2 = \frac{661,5}{863,21} \cdot 100 = 76,63 \%$$

5. Para comprobar el cálculo, realicemos el balance material:

Entrada

Polvo de carbón	100
Aire	1 070,75
Total	1 170,75 kg

Salida

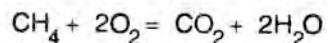
Productos de la combustión	1 159,95
Cenizas	10,8
Total	1 170,75 kg

Problema 3

Determinar la cantidad de aire necesario para la combustión del metano. El soplado de aire, enriquecido con oxígeno hasta el 25 % del volumen ($\alpha = 1,05$).

Solución

En este caso (combustible gaseoso de simple composición) el cálculo es cómodo realizarlo en unidades volumétricas por la reacción de la combustión del metano:



La cantidad teórica del aire enriquecido con oxígeno para la combustión de 1 mol (1 m³) de metano es igual:

$$\frac{2}{0,25} = 8 \text{ moles (8 m}^3 \text{ por cada m}^3 \text{ de metano)}$$

La cantidad práctica de aire: $L_a = 8 \cdot 1,05 = 8,4 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$

Si se emplea el aire común ($O_s = 21$ % volumétrico) entonces la cantidad de aire será igual:

$$\frac{2}{0,21} \cdot 1,05 = 10 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

Problema 4

El gas natural se combustiona en un horno de cámara térmica con un coeficiente de exceso de aire $\alpha = 1,1$.

La composición de trabajo del gas natural es la siguiente:

$$\text{CH}_4^H = 94 \%$$

$$\text{C}_2\text{H}_6^H = 2 \%$$

$$\text{C}_3\text{H}_8^H = 1 \%$$

$$\text{C}_4\text{H}_{10}^H = 0,4 \%$$

$$\text{CO}_2^H = 0,2 \%$$

$$\text{N}_2^H = 0,5 \%$$

$$\text{H}_2\text{O}^H = 1,9 \%$$

Determinar la potencia térmica del combustible, el gasto de aire para la combustión, la cantidad y composición de los productos de la combustión y la temperatura calorimétrica de combustión. Las temperaturas de calentamiento del aire y del combustible son iguales a 300 °C ($t_a = t_c = 300$ °C).

Solución

El cálculo es racional realizarlo, empleando las fórmulas:

1. La potencia térmica del gas natural se determina por la fórmula (5.15):

$$358 \cdot 94 + 636 \cdot 2 + 913 \cdot 1 + 185 \cdot 0,4 \approx 36\,310 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

2. La cantidad teórica de aire para la combustión por la fórmula (5.16):

$$L_o = \frac{2 \cdot 94 + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot 2 + \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot 1 + \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot 0,4}{21} = 9,65 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

3. La cantidad práctica de aire (fórmula 5.3)

$$L_a = 9,65 \cdot 1,1 = 10,62 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

4. La cantidad de productos de la combustión del combustible gaseoso por la fórmula (5.17):

$$V_{\text{CO}_2} = [0,2 + 94 + 2 \cdot 2 + 3 \cdot 1 + 4 \cdot 0,4] \cdot 0,01 = 1,028 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \left[2 \cdot 94 + \left(\frac{6}{2} \cdot 2 + \frac{8}{2} \cdot 1 + \frac{10}{2} \cdot 0,4 \right) + 1,9 \right] \cdot$$

$$0,01 = 2,019 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

$$V_{\text{O}_2} = 21(1,1 - 1) \cdot 9,65 \cdot 0,01 = 0,203 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

$$V_{\text{N}_2} = [0,5 + (100 - 21) \cdot 9,65] \cdot 0,01 = 7,625 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

$$V_{\text{N}_2} = [0,5 + (100 - 21) \cdot 10,62] \cdot 0,01 = 8,395 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

El volumen total de los productos de la combustión:

$$V_a = 1,028 + 2,019 + 0,203 + 8,395 = 11,645 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

La composición de los productos de la combustión (% volumétrico):

$$\text{CO}_2 = \frac{1,028}{11,645} \cdot 100 = 8,83 \%$$

$$\text{H}_2\text{O} = \frac{2,019}{11,645} \cdot 100 = 17,33 \%$$

$$\text{O}_2 = \frac{0,203}{11,645} \cdot 100 = 1,74 \%$$

$$\text{N}_2 = \frac{8,395}{11,645} \cdot 100 = 72,1 \%$$

La temperatura calorimétrica de combustión por la fórmula (5.12).
Tomemos $t_c = 2\ 100\ ^\circ\text{C}$

$$\sum V_i C_i = 1,208 \cdot 2,47 + 2,019 \cdot 1,963 + 0,203 \cdot 1,574 + 7,625 \cdot 1,491 = 18,17 \text{ kJ} \cdot (\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$$

$$Q_f = 1 \cdot C_c \cdot t_c + L_c \cdot C_a \cdot t_a = 1 \cdot 1,89 \cdot 300 + 9,65 \cdot 1,318 \cdot 300 = 4\ 386 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

donde:

$$C_c = 1,89 \text{ kJ} \cdot (\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})^{-1} : \text{capacidad calorífica del combustible gaseoso ;}$$

$$C_a = 1,318 \text{ kJ} \cdot (\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})^{-1} : \text{capacidad calorífica del aire.}$$

$$t_c = \frac{36\ 310 + 4\ 386}{18,17} = 2\ 240\ ^\circ\text{C}$$

La diferencia entre las temperaturas tomadas y calculadas es apreciable.
Tomemos $t_c = 2\ 200\ ^\circ\text{C}$.

$$t_c = \frac{40\ 696}{18,34} = 2\ 210\ ^\circ\text{C}$$

donde:

$$\sum V_i \cdot C_i = 1,028 \cdot 2,484 + 2,019 \cdot 1,981 + 0,203 \cdot 1,585 + 7,625 \cdot 1,498 = 18,34$$

Por cuanto, la coincidencia entre las temperaturas tomadas y calculadas es pequeña, tomamos $t_c = 2\ 210\ ^\circ\text{C}$.

5.1.4. Problemas para el trabajo independiente

Problema 1

Determinar el aire, cantidad de gases formados y temperatura teórica de combustión del mazut, el cual tiene una composición química (% másico):

$$C^c = 88,3 ; H^c = 10,5 ; S^c = 0,5 ; O^c = 0,35 ;$$

$N^c = 0,35 ; A^s = 0,31 ; W^T = 3,0$. La combustión se realiza en un quemador de baja presión.

Problema 2

Determinar la cantidad de soplado de aire, la potencia térmica del polvo de carbón si su combustión ($\alpha = 1,1$). La composición química del combustible (por la masa de trabajo); % : 72,8 C^T; 5,09 H^T; 0,61 S^T; 6,84 O^T; 2,36 N^T; 10,8 A^T y 1,5 W^T.

Problema 3

Realizar el cálculo de la combustión del gas generador húmedo (40 % CO^H; 49,8 % H₂^H; 0,5 % CH₄^H; 4,2 % CO₂^H; 4,5 % N₂^H; 1,0 % H₂O^H) con la determinación de la potencia térmica del combustible y de la cantidad teórica y práctica de aire para su combustión, la cantidad de productos de combustión y de la temperatura calorimétrica de combustión ($\alpha = 1,08$).

Problema 4

El gas natural se combustiona en un horno de calentamiento con un coeficiente de exceso de aire ($\alpha = 1,1$). El soplado enriquecido con oxígeno es de un 35 % de su volumen. La composición del combustible (de trabajo), en por ciento:

$$\text{CH}_4^H = 93,2 ; \text{C}_2\text{H}_6^H = 0,7 ; \text{C}_3\text{H}_8^H = 0,6 ; \text{C}_4\text{H}_{10}^H = 0,6 \text{ y}$$

$$\text{N}_2^H = 4,9$$

Determinar la cantidad requerida de soplado para la combustión y la cantidad de gases formados.

5.2. OBTENCIÓN DE ENERGÍA TÉRMICA EN LOS HORNOS POR LA TRANSFORMACIÓN DE LA ENERGÍA ELÉCTRICA

Debido a las grandes ventajas de los hornos eléctricos en las últimas décadas, se emplean cada vez más en la metalurgia no ferrosa y ferrosa: en la producción de aleaciones, en la refinación de metales no ferrosos, en el procesamiento del mineral crudo y chatarra, en el tratamiento de metales (calentamiento, tratamiento térmico).

- Horno de resistencias (calentamiento indirecto y menos frecuentes el de calentamiento directo).
- Horno de arco.
- Hornos de inducción.

En los últimos años comienzan a emplearse también hornos eléctricos con nuevos tipos de calentamiento: con rayos de electrones, por plasma y otros.

5.2.1. Hornos eléctricos de resistencias

Estos hornos se emplean para la fusión de metales con bajo punto de fusión (estaño, aluminio, plomo, magnesio, cinc y otros), para el secado y tostación de diferentes materiales. La potencia de estos hornos se limita entre 500 y 600 kW (en raras ocasiones es mayor). La sencillez y la suficiente confiabilidad, la hermeticidad y, la fácil dirección de los hornos eléctricos de resistencias, garantizaron su amplia difusión en la metalurgia no ferrosa.

Los principales elementos constructivos de mayor responsabilidad son los elementos de calentamiento.

Para el cálculo de los elementos de calentamiento como datos iniciales se requieren:

- La potencia del horno N , kW.
- La tensión del circuito de alimentación V_a , V.
- Las temperaturas iniciales t_c^{in} y final t_c^{fin} del material calentado.
- Las medidas geométricas del horno.

Como resultado del cálculo hallan las medidas geométricas de los elementos de calentamiento, seleccionan esquemas de conexión y distribución de los mismos en el horno.

Los principales materiales, empleados en la actualidad (Tabla 11) como calentadores, lo dividen por lo general en tres grupos: metálicos, de carburo (silito) y metalocerámicos (disiliciuro de molibdeno).

TABLA 11. Principales materiales utilizados en calidad de elementos de calentamiento

Denominación del material y marca	Temperatura máxima de trabajo, °C	Resistencia eléctrica específica, $\Omega \cdot m$
Fecral X131-0	700	$1,26 \cdot 10^{-6} + 6,10^{-11} \cdot t$
Acero X25H20C2	800	$0,92 \cdot 10^{-6} + 38,10^{-11} \cdot t$
Acero X23H18	800	$0,9 \cdot 10^{-6} + 40,10^{-11} \cdot t$
Nicrom X15H60	950	$1,1 \cdot 10^{-6} + 14,10^{-11} \cdot t$
Nicrom X20H80	1 100	$1,1 \cdot 10^{-6} + 8,5 \cdot 10^{-11} \cdot t$
Aleación 0X231-05A	1 150	$1,4 \cdot 10^{-6} + 5,10^{-11} \cdot t$
Aleación 0X271-05A	1 250	$1,4 \cdot 10^{-6} + 5,10^{-11} \cdot t$
Silito (carborundo)	1 400	$8,10^{-4} + 19,10^{-4} \cdot t$
Disilicuro de molibdeno	1 650	$(3,2-4,0) \cdot 10^{-6} \cdot t$

Sin tener en cuenta las diferencias entre los calentadores, el esquema general para el cálculo de todos, incluye las siguientes etapas:

1. Determinación de la potencia del horno eléctrico de resistencia, N (kW), por la magnitud del consumo total de calor Q (por el balance térmico del horno) y del coeficiente de reserva (20–30) % para los hornos de trabajo continuo y (40–50) % para los hornos periódicos), o sea:

$$N = (1,2-1,5) \cdot Q, \text{ kW} \quad (5.18)$$

2. Determinación de la temperatura de trabajo del calentador t_r (°C) por la fórmula (5.19) y selección del material del calentador:

$$t_r = t_c^{fin} + 100, \text{ °C} \quad (5.19)$$

Si la temperatura t_r es menor que (1 200–1 250) °C se selecciona uno de los calentadores metálicos (Tabla 11) con determinado valor de la resistencia eléctrica específica ρ . En el intervalo de temperatura desde 1 250 hasta 1 400 °C se emplean los calentadores de carborundo (apéndice 12) y cuando t_r se encuentre entre 1 450 y 1 650 °C, los metalo-cerámicos (apéndice 13).

3. Determinación de la potencia superficial específica del calentador ideal (el calor desprendido se cede solamente al material tratado) por la fórmula (5.20) o con ayuda de los gráficos de la Figura 39.

$$W_{id} = \frac{5,76 \cdot 10^{-3}}{\frac{1}{\epsilon_r} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} \left[\left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right], \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \quad (5.20)$$

donde:

ϵ_r y ϵ_c : grado de oscuridad del elemento de calentamiento y del material tratado correspondiente;

T_r y T_c : temperaturas del calentador y del material, K.

4. Selección del tipo de calentador y cálculo de la potencia específica superficial del calentador real W .

$$W = \alpha \cdot W_{id}, \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \quad (5.21)$$

donde:

α : coeficiente de corrección, que considera las condiciones de trabajo de los elementos de calentamiento. Los valores de α se toman de la (Tabla 13) para los calentadores metálicos, o empleando el gráfico de la Figura 40 para los calentadores de disilicuro de molibdeno $\alpha = 0,87$.

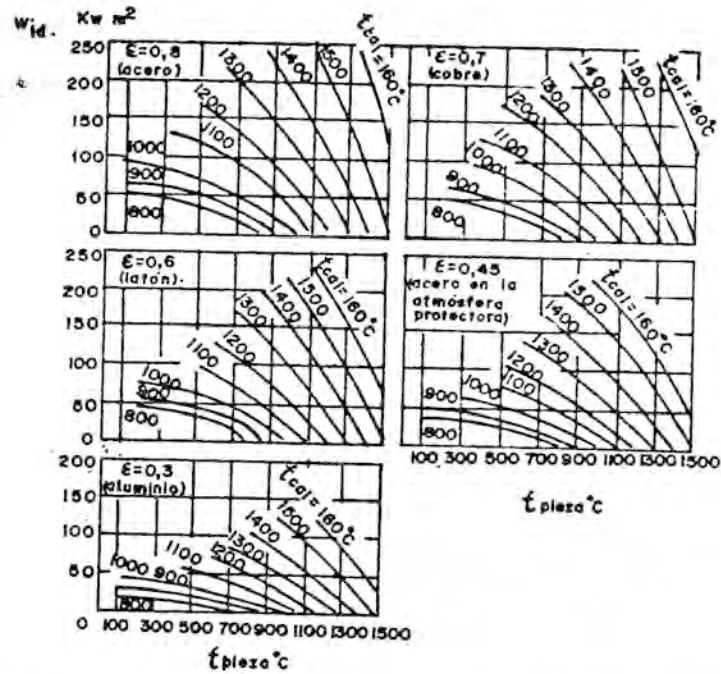


FIGURA 39. Potencias específicas superficiales de los calentadores para el calentamiento de materiales con diferentes grados de oscuridad.

- Selección de los esquemas de conexión eléctrica de los calentadores y determinación de la tensión de fase V_F . Por el esquema de conexión delta $V_F = V_a$, y por el esquema de conexión estrella $V_F = V_a \sqrt{3}$.
- A continuación, basado en las magnitudes halladas más arriba (N , W , ρ y otras) calculan las medidas geométricas de los calentadores o su cantidad. Esta parte del cálculo se efectúa por diferentes metodologías en dependencia de los grupos de calentadores. Más adelante analizaremos

particularidades del cálculo de los elementos de calentamiento de diferentes grupos sobre ejemplos concretos.

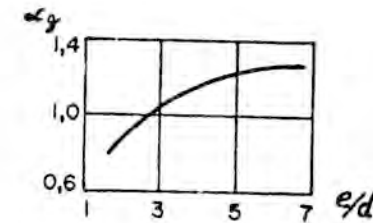


FIGURA 40. Valor del coeficiente α_g para los calentadores de carburo de molibdeno.

5.2.1.1. Cálculo de los calentadores metálicos

Problema de ejemplo

Realizar el cálculo eléctrico del horno de resistencia para el calentamiento de piezas brutas de acero en atmósfera protectora hasta 1150°C . En correspondencia con el cálculo térmico, la potencia requerida del horno es igual a $144,5 \text{ kW}$. La alimentación del horno se realiza del circuito de corriente trifásica con una tensión de 380 V . Las medidas del horno son $L \cdot B \cdot H = 1,3 \cdot 1,1 \cdot 0,6 \text{ m}$. Los elementos de calentamiento se distribuyen por toda la superficie de trabajo del horno (paredes, bóvedas, soleras).

Solución

La temperatura de los elementos de calentamiento (fórmula 5.19) es igual:

$$t_r = 1150 + 100 = 1250^\circ\text{C}$$

Remitiéndose a la Tabla 12 seleccionamos los calentadores metálicos de la aleación OX271-05A. Su resistencia eléctrica específica es igual:

$$1,4 \cdot 10^{-6} + 5 \cdot 10^{-11} \cdot 1250 = 1,4625 \cdot 10^{-6} \Omega \cdot \text{m}$$

TABLA 12. Valores recomendados de α para el calentamiento de materiales con diferentes grados de oscuridad

Tipos de calentadores	Materiales tratados				
	Acero oxidado $\epsilon = 0,8$	Cobre oxidado $\epsilon = 0,7$	Latun $\epsilon = 0,6$	Acero en atmósfera protectora $\epsilon = 0,45$	Aluminio $\epsilon = 0,3$
Cinta en forma de ziz-zag	0,46	0,47	0,48	0,51	0,54
Cinta plana	0,75	0,76	0,77	0,79	0,81
Cinta en zig-zag en el nicho del revestimiento	0,44	0,45	0,46	0,495	0,535
Cinta de zig-zag sobre plataforma	0,41	0,425	0,435	0,47	0,5
Espiral de alambre abierta sobre tubo	0,46	0,47	0,475	0,49	0,5
Espiral de alambre en el nicho del revestimiento	0,31	0,315	0,325	0,34	0,355
Espiral de alambre sobre plataforma de cerámica	0,39	0,4	0,41	0,44	0,47

TABLA 13.

Tipo de calentador metálico	Magnitud de $N_p \cdot r$
Cinta en forma de zig-zag	0,9 - 0,95
Cinta plana	0,95 - 1,0
Cinta de zig-zag en el nicho del revestimiento	0,7 - 0,75
Cinta en zig-zag sobre plataforma	0,6 - 0,65
Espiral de alambre	0,9 - 0,95
Espiral de alambre sobre tubo	0,95 - 1,0
Espiral de alambre en el nicho del revestimiento	0,75 - 0,80
Espiral de alambre sobre plataforma	0,65 - 0,70

Empleando uno de los gráficos de la Figura 39 (el acero se calienta en atmósfera protectora $\varepsilon = 0,45$), determinamos la potencia específica superficial del calentador ideal:

$$W_{id} = 34,5 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$$

En los hornos eléctricos industriales se utilizan, fundamentalmente, los elementos de calentamiento metálicos en diferentes formas constructivas: alambres en forma de zig-zag, alambres en espiral y cintas en forma de zig-zag (Figura 41).

Se recomienda seleccionar orientativamente el tipo de calentador en dependencia de la magnitud N_{pr} potencia relativa de la pared, bóveda, solera, empleando la fórmula (5.22).

$$N_{pr} = \frac{N}{F \cdot W_{id}} \quad (5.22)$$

donde:

F : área de la superficie interna del horno (paredes, bóveda, solera), donde se piensa instalar los elementos de calentamiento, m^2 .

$$N_{pr} = \frac{144,5}{4,42 \cdot 34,5} = 0,945$$

donde:

$$F = 2 \cdot 1,3 \cdot 0,6 + 2 \cdot 1,3 \cdot 1,1 = 4,42 \text{ m}^2$$

Este valor se corresponde con el calentador de cinta en forma de zig-zag y con el alambre en espiral (Tabla 14). Para cada tipo puede ser seleccionado el esquema de conexión "delta" o "estrella".

Las medidas geométricas de los calentadores se hallan de las correlaciones (5.23)-(5.26).

Para el calentador de alambre:

$$\text{Diámetro: } d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^3 \cdot \rho \cdot N_F^2}{\pi^2 \cdot V_F^2 \cdot W}} \quad (5.23)$$

$$\text{Longitud: } l = \frac{1}{10} \sqrt[3]{\frac{2,5 \cdot N_F \cdot V_F^2}{\pi \cdot \rho \cdot W^2}} \quad (5.24)$$

Para el calentador de cinta ($b/a = 10$):

$$\text{Espesor de la cinta: } a = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot \rho \cdot N_F}{2 m (m+1) \cdot V_F^2 \cdot W}} \quad (5.25)$$

$$\text{Longitud: } l = \frac{1}{10} \sqrt[3]{\frac{2,5 \cdot N_F \cdot V_F^2 \cdot m}{(m+1)^2 \cdot \rho \cdot W^2}} \quad (5.26)$$

Al considerar las aleaciones más empleadas X15H60, X20H80 ($\rho = 1,27 \cdot 10^{-6} \Omega \cdot \text{m}$), 0X231-05A, 0X271-05A ($\rho = 1,46 \cdot 10^{-6} \Omega \cdot \text{m}$), para seleccionar la variante geométrica óptima de los calentadores y su cálculo rápido (sección circular y sección rectangular con una relación de lados $m = 10$) primeramente es recomendable emplear los nomogramas de las Figuras 42-45.

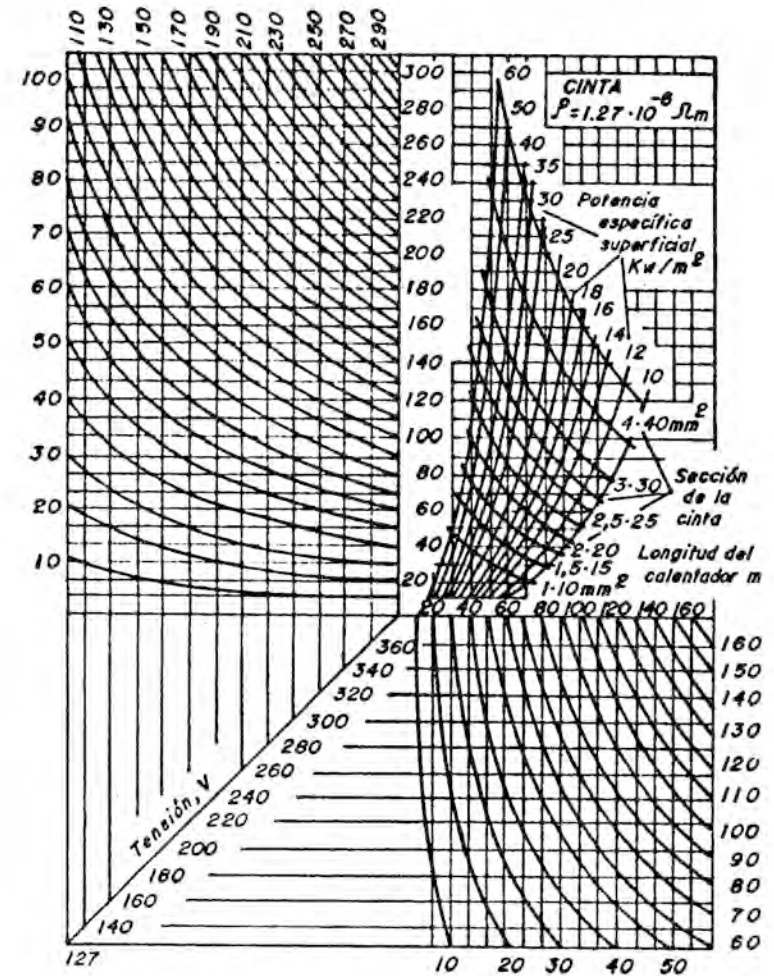
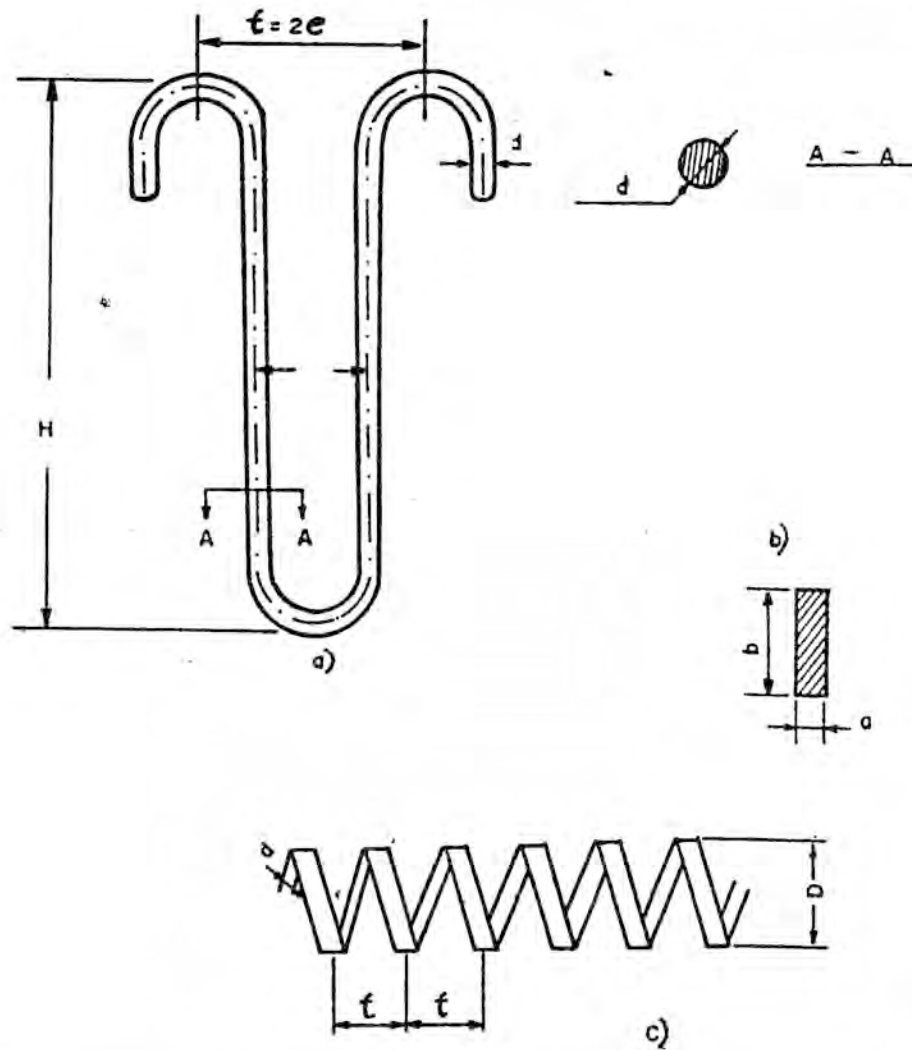
El orden de utilización de los nomogramas se indica en el esquema de la Figura 46.

Por el eje de las X de la Figura 46 (nomogramas de las Figuras 42-45) se coloca la longitud de los calentadores l (m), por el eje Y la potencia del calentador N (kW), por el eje Z la tensión V .

Las curvas W_1, W_2, \dots, W_i corresponden a las potencias específicas superficiales constantes ($\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$); las curvas S_1, S_2, \dots, S_i corresponden a las secciones constantes, y las curvas l_1, l_2, \dots, l_i (longitudes de los elementos de calentamiento).

Las curvas N_1, N_2, \dots, N_i corresponden a las potencias constantes del calentador (cuando la corriente es trifásica, la potencia de fase del calentador es la tercera parte de la potencia total).

Si son conocidas V, N, W para el calentador, se puede determinar por los nomogramas su longitud y sección. Desde el punto V_1 (ver esquema Figura 46) seguimos la línea verticalmente hasta la intercepción con la potencia calculada N , después desde el punto uno continuamos la línea horizontal hasta la intercepción con la curva, correspondiente a la potencia específica superficial W . El punto 2 corresponde al diámetro, o a la sección transversal S del elemento de calentamiento.



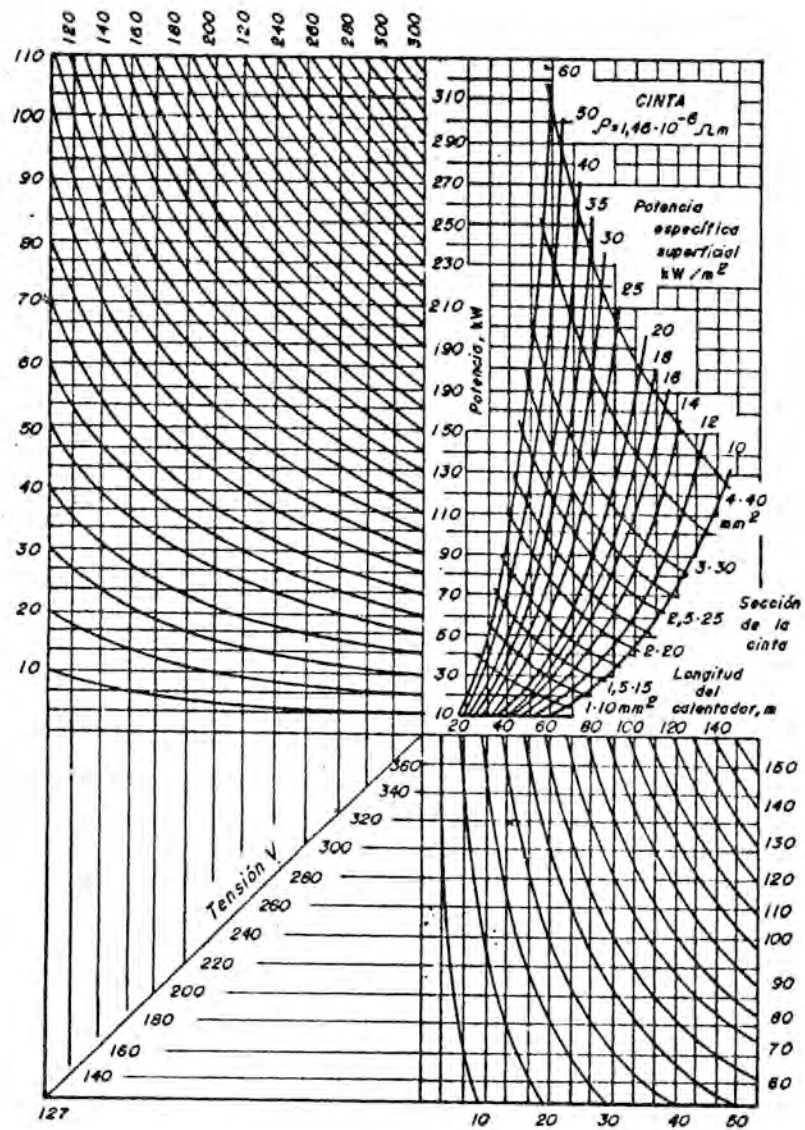


FIGURA 43. Nomograma para el cálculo eléctrico del calentador de cinta ($\rho = 1,46 \cdot 10^{-6} \Omega \cdot m$), en el intervalo de tensiones desde 127 V hasta 380 V.

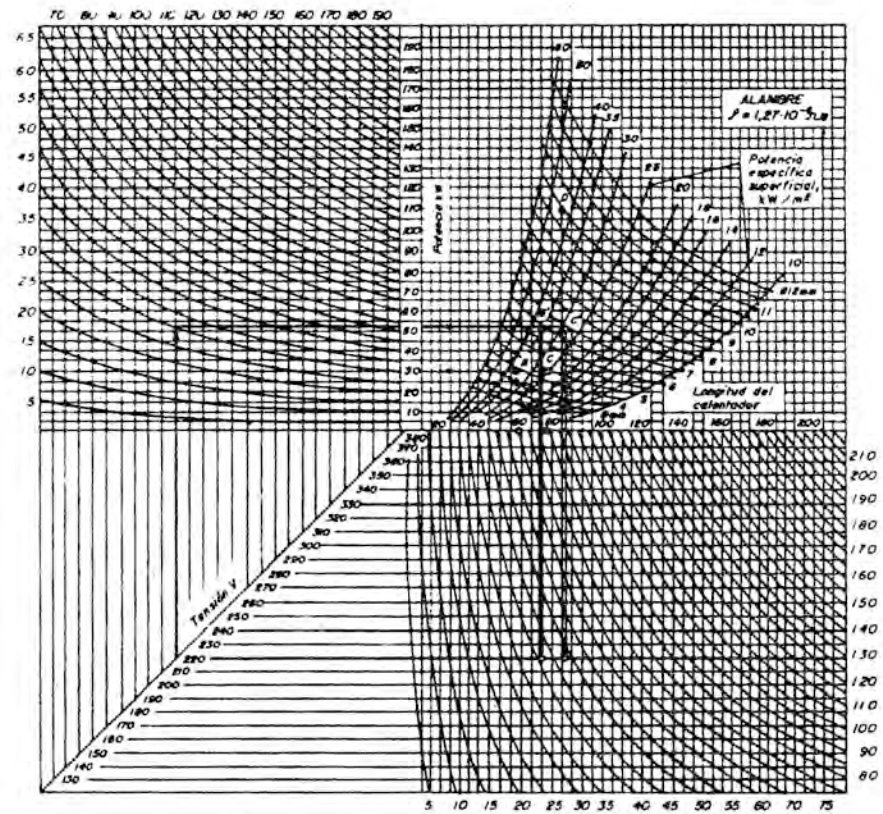


FIGURA 44. Nomograma para el cálculo eléctrico del calentador de alambre ($\rho = 1,27 \cdot 10^{-6} \Omega \cdot m$), en el intervalo de tensiones desde 127 V hasta 380 V.

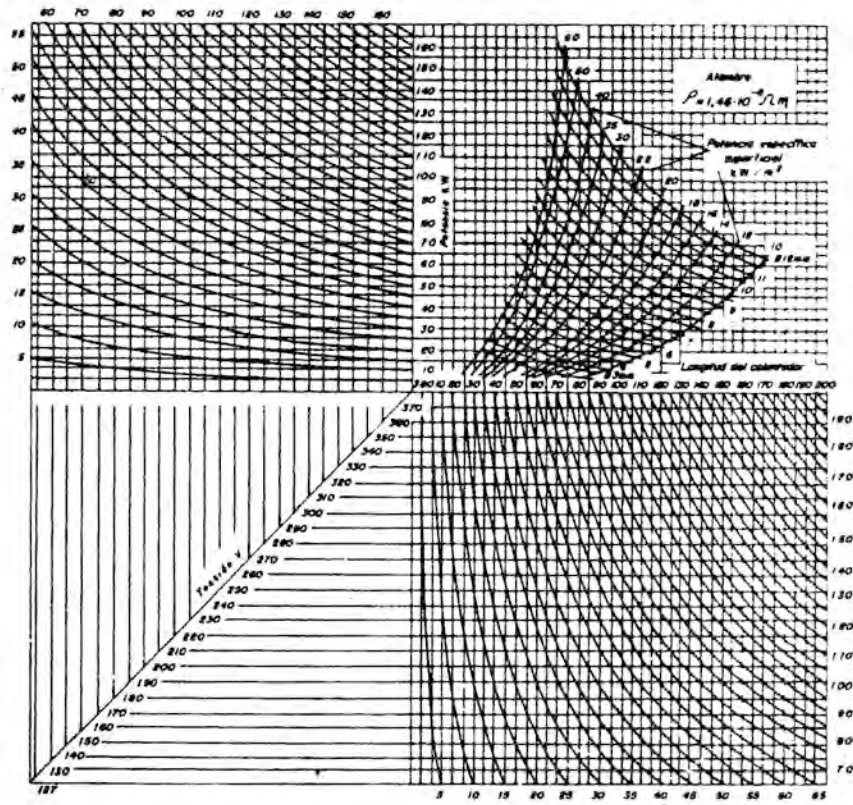


FIGURA 45. Nomograma para el cálculo eléctrico del calentador de alambre ($\rho = 1,46 \cdot 10^{-6} \Omega \cdot m$), en el intervalo de tensiones desde 127 V hasta 380 V.

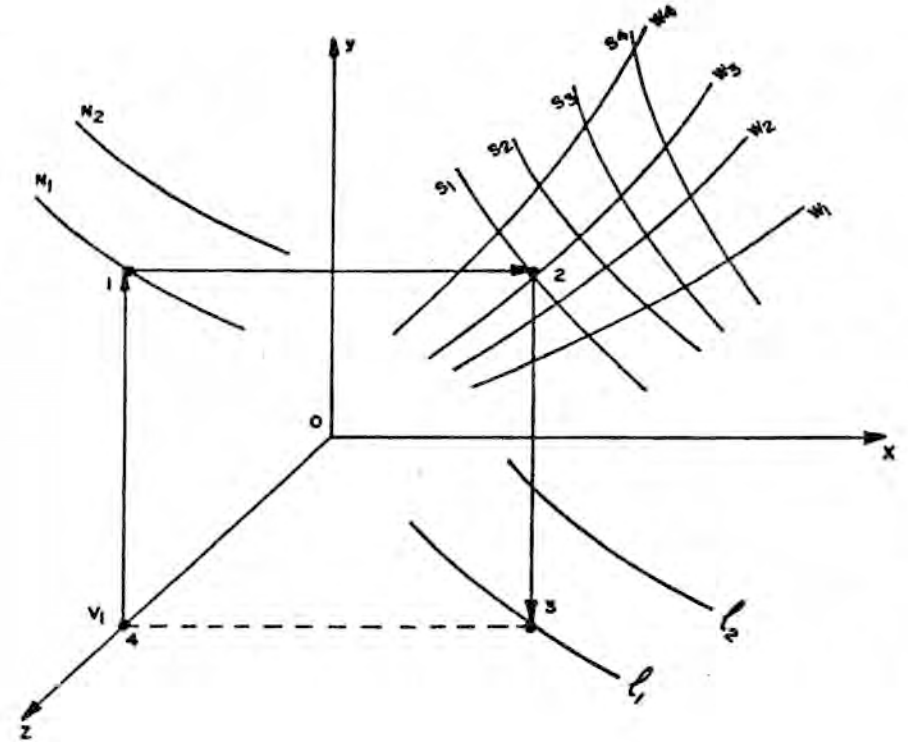


FIGURA 46. Esquema para el cálculo de los elementos de calentamiento por los nomogramas de las figuras 42 a la 45.

Descendiendo desde el punto 2 perpendicularmente hasta la intersección con la línea horizontal del punto V_1 , obtenemos el punto 3; este último nos da el valor de la longitud del calentador.

La utilización de nomogramas es efectiva al comparar diferentes variantes.

Empleemos ahora los nomogramas para nuestro problema:

- a) Calentador de cinta en forma de zig-zag; por la Tabla 13 hallamos la magnitud α : $\alpha = 0,51$.

$$\text{Entonces } W = 0,51 \cdot 34,5 = 17,6 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \text{ (fórmula 5.21).}$$

La potencia para una fase (corriente trifásica):

$$N_F = \frac{N}{3} = \frac{144,5}{3} = 48,1 \text{ kW}$$

Para la conexión de los calentadores por el esquema "estrella",

$$V_F = \frac{V_a}{\sqrt{3}} = \frac{380}{\sqrt{3}} = 220 \text{ V}$$

$$W = 17,6 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$$

Por el nomograma Figura 43, a estos parámetros le corresponde el calentador de cinta con una sección $(2,5 \cdot 25)$ mm y con una longitud de 49,5 m o una sección $(27,5 \cdot 27,5)$ mm con una longitud de 58 m.

Para la conexión de los calentadores por el esquema "delta" $V_F = V_a = 380 \text{ V}$. Por este mismo diagrama Figura 43 ($N_F = 48,1 \text{ kW}$, $W = 17,6 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$) hallamos, que estos datos iniciales satisfacen al calentador de cinta con una sección $(1,75 \cdot 17,5)$ mm y una longitud de 73 m o con una sección de la cinta $(2,0 \cdot 20)$ mm² y una longitud de 93 m.

Para la comprobación de la posible introducción de los elementos de calentamiento en la superficie de trabajo del horno se emplea la Tabla 14 (para los calentadores de cinta) y la Tabla 15 (para los calentadores de alambre).

De este modo por 1 m² a una relación mínima $e/b = 0,9$ la longitud máxima de los calentadores a instalar con una sección de $(2,5 \cdot 25)$ mm² y $(2,75 \cdot 27,5)$ mm² (conexión "delta") es de 33,5 m (Tabla 14). Los

calentadores de estas secciones deben poseer una longitud total correspondiente a $49,5 \cdot 3 = 148,5$ m y $58 \cdot 3 = 174$ m (para las tres fases).

Para su instalación se requiere de una superficie interior del revestimiento con un área $148,5 : 33,5 = 4,42 \text{ m}^2$ (sección $2,5 \cdot 25 \text{ mm}^2$) o $174 : 33,5 = 5,2 \text{ m}^2$ (sección $2,75 \cdot 27,5 \text{ mm}^2$).

Por tanto, de los calentadores de cinta dados se puede instalar en el horno, el calentador con una sección de $(2,5 \cdot 25)$ mm².

Cuando la conexión de los calentadores se realiza por el esquema "delta", en el horno se puede instalar solamente los calentadores de $1,75 \cdot 17,5 \text{ mm}^2$ (sección equivalente $2 \cdot 15 \text{ mm}^2$). Para estos si $e/b = 0,9$ por 1 m² de superficie del revestimiento se distribuyen 55,5 m de calentador (Tabla 14), lo que por la longitud total del calentador, igual a $73 \cdot 3 = 219$ m, se necesita $219 : 55,5 = 4 \text{ m}^2$ de superficie de trabajo del horno.

De esta forma, los cálculos preliminares indican la posibilidad de emplear dos variantes de calentadores de cintas en forma de zig-zag; por el esquema "estrella" calentadores con sección $(2,5 \cdot 25)$ mm² y por el esquema "delta" -calentadores con sección $(1,75 \cdot 17,5)$ mm².

En general, es preferible la solidez del calentador (mayor tiempo de trabajo por lo general); por eso en calidad de variante principal tomemos el calentador de $(2,5 \cdot 25)$ mm² de sección.

- b) Calentador en espiral de alambre; por la (Tabla 12) hallamos la magnitud para este tipo de calentador real (fórmula 5.21):

$$\alpha = 0,49 \text{ y } W = 0,49 \cdot 34,5 = 16,9 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$$

En este caso la conexión de los calentadores por el esquema "delta" $N_F = 48,1 \text{ kW}$, $V_F = 380 \text{ V}$, $W = 16,9 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$. Por el nomograma de la Figura 45 hallamos, que estos parámetros se corresponden con el calentador con un diámetro del alambre de 8 mm y una longitud de 104 m, o un calentador con 8,5 mm de diámetro y 116 m de longitud.

En conexión por el esquema "estrella" ($N_F = 48,1 \text{ kW}$; $V_F = 220 \text{ V}$; $W = 16,9 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$) por el nomograma de la Figura 45 hallamos, que en estas condiciones se requiere un calentador con 12 mm de diámetro y 75 m de longitud.

Los calentadores en espiral de alambre con más de 8 mm de diámetro como regla no se producen.

TABLA 14. Longitudes y superficies máximas y óptimas del calentador de cinta, instalado en 1 m² del revestimiento

Sección, mm ²	En caso que e/b = 2,0		En caso que e/b = 0,9	
	<i>l</i> _{ópt.} , m	F _{ópt.} , m ²	<i>l</i> _{máx.} , m	F _{máx.} , m ²
2 · 10	38	0,915	84	2,02
1,5 · 15	25	0,825	55,5	1,83
2 · 15	25	0,860	55,5	1,89
2,2 · 20	19	0,845	42	1,87
2,5 · 20	19	0,855	42	1,89
3,0 · 20	19	0,875	42	1,93
2,2 · 25	15	0,815	33,5	1,82
2,5 · 25	15	0,825	33,5	1,85
3,0 · 25	15	0,840	33,5	1,88
2,2 · 30	12,5	0,805	25*	1,61**
2,5 · 30	12,5	0,813	25*	1,62**
3,0 · 30	12,5	0,825	25*	1,68**

TABLA 14. (Continuación)

Sección, mm ²	En caso que e/b = 2,0		En caso que e/b = 0,9	
	<i>l</i> _{ópt.} , m	F _{ópt.} , m ²	<i>l</i> _{máx.} , m	F _{máx.} , m ²
2,2 · 36*	10,5*	0,802*	19**	1,45**
2,5 · 36*	10,5*	0,808	19**	1,46**
3,0 · 36*	10,5*	0,820	19**	1,48
2,2 · 40*	9,5	0,802	21	1,77
2,5 · 40*	9,5	0,807	21	1,78
3,0 · 40*	9,5	0,818	21	1,80

*e/b = 1,0

**e/b = 1,1

TABLA 15. Longitudes y superficies máximas y óptimas del calentador de alambre, instalado en 1 m² del revestimiento

Diámetro, mm	Calentador en forma de zig-zag						Calentador en espiral					
	En planchas acanaladas con paso entre canales				En ganchos en caso que e/d				Sobre plataforma en caso que t/d sea			
	12,5 mm		17 mm		2,75		3,5		2		4	
	<i>l</i> _{máx} , m	<i>F</i> _{máx} , m ²	<i>l</i> _{ópt} , m	<i>F</i> _{ópt} , m ²	<i>l</i> _{máx} , m	<i>F</i> _{máx} , m ²	<i>l</i> _{ópt} , m	<i>F</i> _{ópt} , m ²	<i>l</i> _{máx} , m	<i>F</i> _{máx} , m ²	<i>l</i> _{ópt} , m	<i>F</i> _{ópt} , m ²
4	70	0,88	50	0,625	-	-	-	-	200	2,46	100	1,23
4,5	70	0,99	50	0,703	-	-	-	-	180	2,46	90	1,23
5	70	1,1	50	0,780	-	-	-	-	160	2,46	85	1,23
5,6	-	-	50	0,875	-	-	-	-	140	2,46	70	1,23
6,3	-	-	50	0,985	-	-	38	0,745	125	2,46	62,5	1,23
7	-	-	-	-	43	0,95	34	0,745	115	2,46	57,5	1,23
8	-	-	-	-	38	0,95	30	0,745	110	2,46	50	1,23
9	-	-	-	-	34	0,95	27	0,745	-	-	-	-
10	-	-	-	-	30	0,95	24	0,745	-	-	-	-
11	-	-	-	-	27	0,95	21	0,745	-	-	-	-
12	-	-	-	-	25	0,95	20	0,745	-	-	-	-
13	-	-	-	-	23	0,95	18	0,745	-	-	-	-
14	-	-	-	-	21	0,95	17	0,745	-	-	-	-

TABLA 15. (Continuación)

Diámetro, mm	Calentador en forma de zig-zag						Calentador en espiral					
	En planchas acanaladas con paso entre canales				*En ganchos en caso que e/d				Sobre plataforma en caso que t/d sea			
	12,5 mm		17 mm		2,75		3,5		2		4	
	<i>l</i> _{máx} , m	<i>F</i> _{máx} , m ²	<i>l</i> _{ópt} , m	<i>F</i> _{ópt} , m ²	<i>l</i> _{máx} , m	<i>F</i> _{máx} , m ²	<i>l</i> _{ópt} , m	<i>F</i> _{ópt} , m ²	<i>l</i> _{máx} , m	<i>F</i> _{máx} , m ²	<i>l</i> _{ópt} , m	<i>F</i> _{ópt} , m ²
15	-	-	-	-	20	0,95	16	0,745	-	-	-	-
16	-	-	-	-	19	0,95	15	0,745	-	-	-	-
17	-	-	-	-	18	0,95	14	0,745	-	-	-	-
18	-	-	-	-	17	0,95	13,5	0,745	-	-	-	-
19	-	-	-	-	16	0,95	12,5	0,745	-	-	-	-
20	-	-	-	-	15	0,95	12,0	0,745	-	-	-	-

Si el diámetro es de 8 mm y la relación $t/d = 2$ por cada metro cuadrado de superficie del revestimiento puede ser colocado 110 m de calentador (Tabla 15). Si la longitud total del calentador es de $104 \cdot 3 = 312$ m se requiere de una superficie de $312 / 110 = 2,84 \text{ m}^2$.

Si se emplea el calentador de alambre en zig-zag con un diámetro del alambre de 12 mm, colgado sobre ganchos, con $e/d = 2,75$, entonces la longitud máxima del calentador, colocado por cada metro cuadrado de superficie del revestimiento es de 25 m (Tabla 15).

Si la longitud total del calentador es de $75 \cdot 3 = 225$ m esto requiere de una superficie de la zona de trabajo del horno de $225/25 = 9 \text{ m}^2$, lo que supera en más del doble el área de trabajo del horno.

Un resultado análogo se obtiene, empleando un calentador con un diámetro del alambre de 8,5 mm.

De esta forma, el alambre en forma de espiral con un diámetro de 8 mm y una longitud de 104 m en una fase (esquema de conexión "delta"), también, como el calentador de cinta en forma de zig-zag con una sección de la cinta $(2,5 \cdot 25) \text{ mm}^2$ (esquema de conexión "estrella"), puede ser empleado en calidad de calentador del horno analizado.

Comparando entre sí estos dos calentadores se le da preferencia al primero. En primer lugar, este, como ha enseñado la práctica, garantiza un mayor tiempo de servicio. En segundo lugar, la instalación del calentador en espiral de alambre con un paso $t/d > 2$, permite acercarse a la instalación óptima del calentador en el horno, teniendo en cuenta, que en la instalación del calentador de cinta en zig-zag surgen dificultades, inclusive, cuando el valor mínimo recomendado de $e/d = 0,9$. Además, el cálculo específico señala la considerable magnitud de la potencia específica superficial (o sea, la sobrecarga) del calentador de cinta en comparación con su valor inicial.

De esta forma, seleccionamos finalmente el calentador de alambre con un diámetro de 8 mm, longitud total 312 m en un esquema de conexión "delta".

Realicemos el cálculo específico de la geometría y distribución del calentador en espiral de alambre. De acuerdo al apéndice 14 el diámetro del calentador de alambre se relaciona al material estandarizado recomendado y de cintas de alta resistencia eléctrica de aleaciones estables al calor.

El cálculo de la resistencia de una fase del calentador será igual:

$$R_F = \frac{V_F^2}{10^3 N_F} = \frac{380^2}{10^3 \cdot 48,1} = 3 \Omega$$

La longitud del calentador en una fase es igual:

$$l_F = \frac{R_F \cdot S}{\rho} = \frac{3 \cdot 3,14 \cdot 8^2 \cdot 10^{-6}}{4 \cdot 1,4625 \cdot 10^{-6}} = 103 \text{ m}$$

La potencia específica superficial del calentador:

$$W = \frac{N_F}{\pi \cdot d \cdot l_F} = \frac{48,1}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 103} = 18,6 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$$

El valor obtenido de la potencia específica superficial relativamente es cercano al inicial, por lo cual no es necesario realizar un nuevo cálculo del calentador.

Por cuanto, el área necesaria para la instalación de los calentadores con un paso relativo $t/d = 2$ es menor que el área de la superficie interna del horno proyectado (correspondientemente $2,84$ y $4,42 \text{ m}^2$), se requiere realizar una redistribución de los calentadores.

Considerando, que los calentadores de alambre se distribuyen uniformemente por la bóveda, la solera y paredes laterales del horno. El área de la bóveda (solera) es igual $1,1 \cdot 1,3 = 1,43 \text{ m}^2$, y el área de la pared lateral es igual a $1,3 \cdot 0,6 = 0,78 \text{ m}^2$.

Debido a que la longitud total del calentador de alambre en espiral es igual a 312 m, en la solera y en la bóveda debe instalarse por 100 m de calentador y en las paredes laterales por 56 m.

Considerando, que la distancia entre los ejes de las espirales vecinas $B' = 2 D$, donde D es el diámetro de la espiral (Figura 41), $B' = 2 \cdot 5 d = 10 \cdot 8 = 80$ mm, hallamos la cantidad de espirales, instaladas en la bóveda, con la condición de distribución de los espirales en una fila a lo largo del horno (L- longitud del horno):

$$n = L / B' = 1300 / 80 \approx 16$$

La longitud del alambre en una espiral del calentador $l_s = 100 / 16 = 6,25$ m. Debido a que el diámetro de la espiral para las aleaciones $D = (4-6) d = 5d = 4$ cm, el número de espiras en la espiral se puede hallar:

$$n' = \frac{l_s}{\pi \cdot D} = \frac{6,25 \cdot 10^2}{3,14 \cdot 4} = 50$$

Por tanto el paso entre las espiras $t = B/n = 100/50 = 22$ mm, (B=ancho del horno).

El paso relativo $t/d = 22/8 = 2,75$.

Análogamente se distribuye la espiral en la solera y paredes.

De esta forma, en el horno, el calentador de alambre en espiral se puede distribuir uniformemente por toda la superficie de la solera, la bóveda y las paredes laterales con un paso relativo $t/d = 2,75$.

5.2.1.2. Cálculo de los calentadores de carborundo

Problema de ejemplo

Se requiere calcular la cantidad de calentadores de carborundo para un horno eléctrico de cámara, si la temperatura final de la pieza en el horno es igual a $1\ 300\ ^\circ\text{C}$, y su grado de oscuridad es 0,45. La potencia del horno es igual a 20 kW, la tensión del circuito es 220 V.

Las medidas del espacio interior del horno son:

$$L \cdot B \cdot H = 1,0 \cdot 0,8 \cdot 0,5 \text{ m}$$

La particularidad del cálculo de los calentadores de carborundo consiste en la necesidad de considerar el aumento de su resistencia a medida que se explota (envejecimiento).

Por eso, en el cálculo se requiere determinar los escalones de tensión del transformador de tal forma, que en la conmutación de los escalones en el proceso de envejecimiento del calentador, la potencia del horno no rebase la permisible y no sea menor que la dada.

Solución

1. Determinemos la temperatura del calentador por la fórmula (5.19):

$$t_2 = 1\ 300 + 100 = 1\ 400\ ^\circ\text{C}$$

Los calentadores en estos hornos se distribuyen horizontalmente o verticalmente. Tomemos la distribución vertical de los calentadores. Considerando que la altura del espacio de trabajo del horno es igual a 0,5 m, seleccionemos (apéndice 12) los calentadores KHC 25/540.

2. La potencia específica superficial del calentador ideal W_{id} (Figura 39 si $\varepsilon_m = 0,45$) es igual a $37,5\ \text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$.

3. La potencia específica superficial del calentador real es igual:

$$W = \alpha \cdot W_{id} = a_{ef} \cdot a_g \cdot W_{id} \quad (5.21 \text{ a})$$

donde:

$a_{ef} = 0,68$: coeficiente de efectividad de irradiación para los calentadores de carborundo;

a_g : coeficiente de paso (por la Figura 40).

Tomando la correlación de paso de los calentadores por su diámetro $e/d = 3$, hallamos $a_g = 1,05$

$$W = 0,68 \cdot 1,05 \cdot 37,5 = 26,75\ \text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$$

4. De acuerdo a la tabla del apéndice 12, el área de la superficie de la parte operativa del calentador KHC-25/540 es igual a $0,031\ 4\ \text{m}^2$.

La potencia de un calentador se determina por la fórmula (5.27):

$$N_c = W \cdot f_t \quad (5.27)$$

$$N_c = 26,75 \cdot 0,031\ 4 = 0,84\ \text{kW}$$

5. La cantidad total de calentadores es igual:

$$n = \frac{N}{N_c} = \frac{20}{0,84} = 24$$

Instalemos los calentadores por las paredes laterales del horno en cada pared, tendremos 12 calentadores. El diámetro de la parte operativa del calentador KHC-25/540 es igual a 25 mm (apéndice 12).

Si el paso $e = 3 \cdot d = 3 \cdot 25 = 75$ mm para la instalación de 12 calentadores se requiere de una longitud de la pared no menor (por la fórmula 5.28):

$$l = (n - 1) \cdot e \quad (5.28)$$

$$= 11 \cdot 0,075 = 0,825\ \text{m}$$

Debido a que la longitud es igual a 1 m, el cálculo se termina. Si la magnitud de l fuese mayor que la longitud de la pared, entonces se debe disminuir la relación tomada e/d y realizar de nuevo el cálculo.

6. La caída de tensión de un calentador se halla por la fórmula (5.29):

$$V_c = \sqrt{10^3 \cdot N_c \cdot R} \quad (5.29)$$

Debido a que las resistencias de los calentadores que no operan (R) oscilan en amplios intervalos y varían sustancialmente durante el proceso de explotación, es necesario determinar los límites superior e inferior de variación de la tensión por la fórmula antes expuesta.

Para la determinación del límite inferior se toma R_{\min} , y para la determinación del límite superior se emplea R_{\max} y el resultado se aumenta en 2,5-3 veces (para considerar el envejecimiento del calentador, por la posible caída de tensión de los índices de alimentación y por la pérdida de potencia en los bornes de los calentadores).

$$\text{De esta forma, } V_{c, \min} = \sqrt{10^3 \cdot 0,84 \cdot 1,2} = 31,8 \text{ V} \\ (R_{\min} = 1,2 \Omega)$$

$$\text{y } V_{c, \max} = \sqrt{10^3 \cdot 0,84 \cdot 1,8} = 39,05 \text{ V}$$

La tensión, necesaria para operar con calentadores viejos:

$$V_{c, \max} = (2,5-3,0) \cdot 39,05 = 97,5-117 \text{ V}$$

Seleccionamos el esquema paralelo para la conexión de los calentadores (cuando se calcina uno de ellos, el horno trabaja con el resto).

7. Determinemos los escalones superior e inferior de tensiones del transformador, y después los escalones intermedios, orientándonos a las tensiones necesarias para la alimentación de un calentador.

En nuestro caso si el coeficiente de aumento es 1,1 tendremos los siguientes escalones:

Variante 1: 30-33-36-39-43-47-52-57-62-68-75-82,5-91-100-110-121
(total 16 escalones);

Variante 2: cuando el coeficiente de aumento es 1,15:
30-34-39-45-52-60-69-79-91-104,5-120 (total 11 escalones).

5. 2.1.3. Cálculo de los calentadores de disiliciuro de molibdeno

Problema de ejemplo

Calcular los calentadores de disiliciuro de molibdeno para el horno de resistencia, si la temperatura de calentamiento de las piezas es de $1\,400\text{ }^\circ\text{C}$ ($\epsilon = 0,45$), la potencia del horno 20 kW, la tensión de alimentación 220 V. Las medidas del espacio de trabajo del horno $1 \cdot 0,8 \cdot 0,5$; m (análogamente a la condición del problema 5.2.1.3; con la excepción de la temperatura de operación).

La resistencia eléctrica de los calentadores DM (apéndice 13) crece bruscamente con el aumento de la temperatura. A temperaturas corrientes, es pequeño, por eso los hornos eléctricos con estos calentadores siempre poseen transformadores de baja con un grupo de escalones intermedios de tensión.

La forma estándar de los calentadores de disiliciuro de molibdeno es en U.

Solución

1. La temperatura del calentador:

$$t_r = 1\,400 + 100 = 1\,500\text{ }^\circ\text{C}$$

Se toma la distribución vertical de los calentadores. Por la altura del horno seleccionamos los calentadores del tipo DM-400/400 (apéndice 13).

2. La potencia específica superficial del calentador ideal W_{id} (Figura 39 cuando $\epsilon_m = 0,45$) es igual a $50\text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$.

3. La potencia específica superficial del calentador real $W = \alpha \cdot W_{id} = 0,87 \cdot 50 = 43,5\text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$, lo que no supera el valor permisible (apéndice 13).

4. La potencia de la parte operativa de un calentador fórmula (5.27), cuando $f_l = 1,56 \cdot 10^{-2} \cdot \text{m}^2$ (apéndice 13) es igual:

$$N_c = 43,5 \cdot 1,56 \cdot 10^{-2} = 0,678 \text{ kW}$$

5. La potencia total del calentador considerando la potencia perdida en los bornes, se halla por la fórmula (5.30):

$$N_{ct} = N_c \cdot \left(1 + \frac{0,75 \cdot 10^{-6}}{\rho_t} \cdot \frac{l_{ter.}}{l_t} \right) \quad (5.30)$$

donde:

$l_{ter.}$ y l_t : longitud de un borne y longitud de la parte operativa del calentador correspondientemente; m (apéndice 13);

ρ_t : resistencia eléctrica específica de la parte operativa de calentador (se determina por la Figura 47).

$$N_{ct} = 0,678 \left(1 + \frac{0,75 \cdot 10^{-6}}{3,0 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{0,4}{0,83} \right) = 0,75 \text{ kW}$$

6. La resistencia total del calentador se determina por la fórmula (5.31):

$$R_{ct} = 3,54 \cdot 10^4 \cdot (\rho_t \cdot l_t + 0,75 \cdot l_{ter.}) \quad (5.31)$$

$$R_{ct} = 3,54 \cdot 10^4 (3,0 \cdot 10^{-6} \cdot 0,83 + 0,75 \cdot 10^{-6} \cdot 0,4) \approx 0,1 \ \Omega$$

7. La tensión de trabajo en un calentador se halla por la fórmula (5.29):

$$V_c = \sqrt{10^3 \cdot 0,75 \cdot 0,1} = 8,7 \text{ V,}$$

lo que no supera el valor permisible (apéndice 13).

8. La cantidad total de elementos de calentamiento es igual:

$$n = \frac{20}{0,75} = 26,7 = 27$$

A continuación seleccionamos el esquema de conexión y el transformador de alimentación correspondiente.

Al conectar el horno eléctrico frío con calentadores DM la tensión de arranque durante (10-12) min debe crecer gradualmente hasta la magnitud

de un (30-35) % de la tensión operativa (en el momento de arranque la potencia del horno supera la magnitud de N).

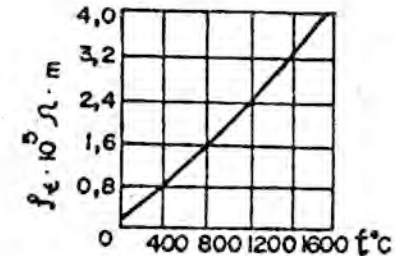


FIGURA 47. Diferencia de la resistencia eléctrica específica del calentador de disilicuro de molibdeno de la temperatura.

5.2.1.4. Problemas para el trabajo independiente

Problema 1

Seleccionar y calcular los elementos de calentamiento para el horno eléctrico de resistencia para el calentamiento y tratamiento térmico de planchas de duraluminio. La temperatura máxima en el horno es de 900 °C, las medidas del horno son iguales a (2,0 · 1,8 · 0,8) m ($L \cdot B \cdot H$), la potencia del horno es de 70 kW, la tensión del circuito es igual a 220 V. Los elementos de calentamiento es racional instalarlos en las paredes y la solera.

Problema 2

Seleccionar y calcular los elementos de calentamiento para el horno eléctrico de resistencia, en el cual se calientan piezas de acero hasta 850 °C en una atmósfera protectora.

La tensión de alimentación (corriente trifásica) es igual a 380 V, la potencia es igual a 53,5 kW.

Los elementos de calentamiento se distribuyen por toda la superficie del horno de un área total de 2,80 m².

Problema 3

Seleccionar y calcular los elementos de calentamiento de la carga (1 250-1 300) °C. La potencia máxima del horno es 4,8 kW. Las medidas de trabajo del horno $D \cdot H = (250 \cdot 300)$ mm la tensión de alimentación es igual a 220 V.

Problema 4

Seleccionar y calcular los elementos de calentamiento para un horno de resistencia en el cual se calientan piezas metálicas (acero; $\epsilon = 0,8$) hasta 1 450 °C. La tensión de alimentación es igual a 380 V, la potencia del horno 28 kW. Las medidas del horno $L \cdot B \cdot H = (1,1 \cdot 0,7 \cdot 0,8)$ m.

5.2.2. Hornos de arco eléctrico

Estos hornos lo emplean en la metalurgia, fundamentalmente para la fusión de diferentes metales y menas, cuando son necesarias altas temperaturas y elevadas potencias. Se diferencian tres tipos de hornos de arco eléctrico (Figura 48). Dos de ellos son hornos con arco dependientes: abierto o cerrado. Estos son los hornos más propagados de calentamiento directo, los cuales poseen el mayor coeficiente de rendimiento.

Los primeros, lo emplean preferentemente en la metalurgia ferrosa para la producción del acero, ferroaleaciones, y los segundos (con arco cerrado) en la metalurgia no ferrosa. Los hornos de arco cerrado, o sea, con los electrodos sumergidos en los fundidos, lo llaman también hornos de calentamiento mixto, ya que en estos la energía eléctrica se transforma en térmica en el arco y a través de la resistencia del fundido.

Los hornos del tercer tipo, con arco abierto independiente, lo emplean principalmente para la fusión de metales no ferrosos y aleaciones cuando la calidad del producto puede perjudicarse por el contacto directo del arco con el material procesado.

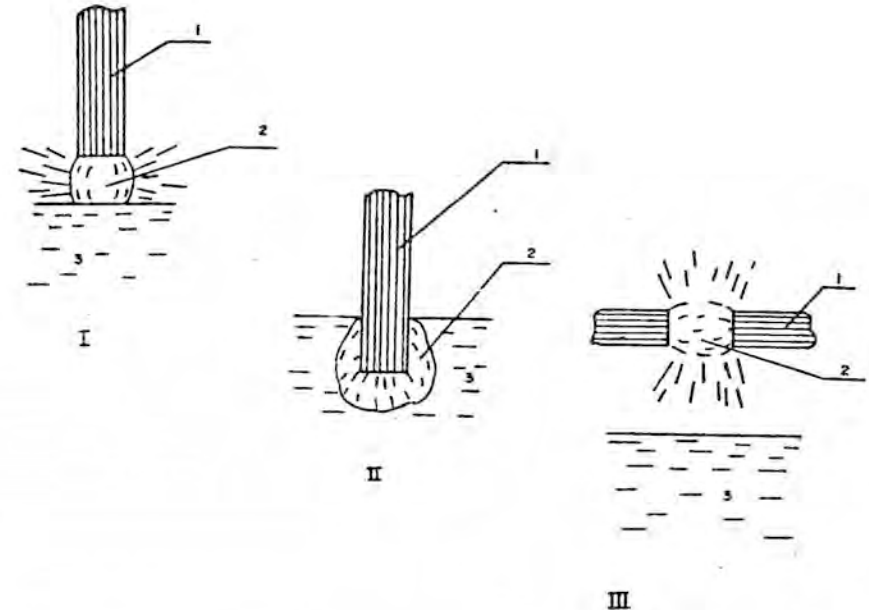


FIGURA 48. Tipos de hornos de arco eléctrico: I. Horno de calentamiento directo con arco abierto dependiente; II. Horno de calentamiento directo con arco cerrado dependiente; III. Horno de calentamiento indirecto con arco independiente; 1. Electrodo; 2. Arco; 3. Masa fundida.

5.2.2.1. Cálculo del horno de arco con calentamiento mixto (hornos eléctricos meno-térmicos para la fusión de menas)

En el presente texto se mostrará el esquema general para el cálculo de la fusión eléctrica en los hornos de arco eléctrico más importante para la metalurgia no ferrosa, hornos de calentamiento mixto para la fusión de minerales cuproniquelíferos, cuprosulfurosos, menas oxidadas de níquel y otros materiales con la obtención de diferentes productos, contenedores de metales (mata, ferroniquel, etcétera).

Este esquema incluye en sí: el cálculo del proceso tecnológico con la determinación de la composición y cantidad de productos iniciales y finales (balance material del proceso); el cálculo del balance térmico del horno (con la determinación de las medidas previas del horno para una productividad

dada); determinación del consumo específico de energía eléctrica y principales características de los transformadores de los hornos; determinación de las principales medidas del horno.

En definitiva, se realizan los balances materiales y térmicos concluyentes de la fusión eléctrica [2,4].

El propio cálculo del horno de arco eléctrico de calentamiento mixto se comienza con la determinación del consumo térmico de la carga q_c (epígrafe 1.1) y del consumo específico de energía eléctrica W_{es} :

$$W_{es} = 1,1 (q_c + Q_g + Q_{per} - Q_{el} - Q_a), \text{ kW} \cdot \text{h} \cdot \text{t}^{-1} \quad (5.32)$$

donde:

Q_g : calor con los gases salientes del horno, $\text{kW} \cdot \text{h} \cdot \text{t}^{-1}$;

Q_{per} : calor perdido al medio ambiente por el horno, $\text{kW} \cdot \text{h} \cdot \text{t}^{-1}$;

Q_{el} : calor desprendido en la combustión de los electrodos, $\text{kW} \cdot \text{h} \cdot \text{t}^{-1}$;

Q_a : calor introducido por el aire, $\text{kW} \cdot \text{h} \cdot \text{t}^{-1}$;

1,1: coeficiente que considera las pérdidas de energía en la red corta, electrodos y transformador.

La potencia nominal de los transformadores de los hornos se halla por la fórmula (5.33);

$$N = \frac{A \cdot W_{es}}{24 \cdot \cos \varphi \cdot K_1 \cdot K_2}, \text{ kV} \cdot \text{A} \quad (5.33)$$

donde:

A: productividad del horno de arco eléctrico, $\text{t} \cdot \text{d}^{-1}$;

$\cos \varphi$: coeficiente de potencia de la instalación del horno, su valor oscila desde 0,8 hasta 0,9;

K_1 : coeficiente de posición de los transformadores bajo la carga (0,935-0,945);

K_2 : relación cuadrática media de la tensión real de la línea alimentadora por la tensión nominal; se toma igual a 0,9-1,0;

24: horas en el día.

La tensión operativa en la línea de los hornos de arco para la fusión de menas (V_l), la seleccionan en los límites entre 200 y 800 V.

El valor más alto para V_l se recomienda tomarlo para los hornos de mayor potencia y para el proceso en escorias con un contenido moderado de óxidos de hierro.

La corriente operativa en la línea (I_l) la determinan por las fórmulas (5.34) o (5.35), en dependencia del tipo de transformador:

Para los transformadores trifásicos:

$$I_l = \frac{1\ 000 N_1}{\sqrt{3} \cdot V_l}, \text{ A} \quad (5.34)$$

Para los transformadores monofásicos:

$$I_l = \frac{1\ 000 N_1}{V_l}, \text{ A} \quad (5.35)$$

En las fórmulas (5.34) y (5.35) N_1 : potencia nominal de un transformador del horno, $\text{kV} \cdot \text{A}$.

El cálculo de las principales medidas de los hornos eléctricos de calentamiento mixto comienza con la determinación del diámetro de los electrodos (D) por la magnitud de la densidad de corriente permisible (Δ , $\text{A} \cdot \text{cm}^{-2}$):

$$D = 0,01 \sqrt{\frac{4 \cdot I_l}{\pi \cdot \Delta}}, \text{ m} \quad (5.36)$$

Posteriormente se halla el ancho y longitud de los hornos en función del diámetro del electrodo (hornos rectangulares):

$$\text{Ancho del horno (B)}: B = (5-6) D, \text{ m} \quad (5.37)$$

La longitud del horno (L) es igual para los hornos de 3 electrodos:

$$L = (10-12) D, \text{ m} \quad (5.38)$$

y para los hornos de 6 electrodos:

$$L = (17,5-21) D, \text{ m} \quad (5.38 a)$$

Estas fórmulas, deducidas sobre la base de la modelación, partiendo de la distancia óptima entre los ejes de los electrodos, igual a $(2,5-3) D$.

El área de la solera ($L \cdot B$), hallada con la utilización de las fórmulas (5.37)-(5.38 a) se comprueba por la potencia específica N_{es} , la cual se recomienda tener en los límites entre $200-400 \text{ kW} \cdot \text{A} \cdot \text{m}^{-2}$ de área de la solera.

La altura del horno en la actualidad no se analiza y se toma por los datos de la práctica en los límites $(3,5-4,5) \text{ m}$; en correspondencia con la profundidad del baño de $1,6$ a $2,5 \text{ m}$.

Para garantizar la extracción necesaria de metales no ferrosos se requiere comprobar el volumen de escoria en el baño V_b durante el tiempo de retención de la escoria en el baño fórmula (5.39).

El valor del tiempo de retención τ_{esc} debe ser no menor de $10-12 \text{ h}$.

$$\tau_{esc} = \frac{V_b \cdot 24}{A_{esc} \cdot V_{esc}}, \text{ h} \quad (5.39)$$

donde:

$$V_b = B \cdot L \cdot H_{esc}, \text{ m}^3;$$

H_{esc} : espesor de la capa de escoria en el horno, m;

A_{esc} : cantidad de escoria de vertedero, formado en el horno, $\text{t} \cdot \text{d}^{-1}$;

V_{esc} : volumen específico de escoria fundida $\text{m}^3 \cdot \text{t}^{-1}$;

24: horas del día.

5.2.2.2. Ejemplo de cálculo

Calcular el horno eléctrico para el tratamiento de la mena cuproniquelífera con una productividad de $400 \text{ t} \cdot \text{d}^{-1}$ de carga. Sobre la base de los cálculos tecnológicos del proceso de fusión y realización del balance material y térmico determinaron: el consumo de calor de la carga $q_c = 1990 \text{ MJ} \cdot \text{t}^{-1}$; las pérdidas de calor con los gases salientes sin considerar el tecnológico $Q_g = 555 \text{ MJ} \cdot \text{t}^{-1}$; las pérdidas de calor al medio ambiente $Q_{per} = 338 \text{ MJ} \cdot \text{t}^{-1}$; calor de la combustión de los electrodos $Q_{el} = 115,5 \text{ MJ} \cdot \text{t}^{-1}$ y el calor introducido con el aire $Q_a = 26,55 \text{ MJ} \cdot \text{t}^{-1}$. La cantidad de escoria de vertedero es igual a $360 \text{ t} \cdot \text{d}^{-1}$.

Solución

1. Determinemos el consumo específico de energía por la fórmula (5.32).

$$W_{es} = 1,1 \cdot \left(\frac{1990 + 555 + 338 - 115,5 - 26,55}{3,6} \right) =$$

$$= 838 \text{ kW} \cdot \text{h} \cdot \text{t}^{-1} \text{ de carga}$$

donde:

3,6: coeficiente de conversión ($1 \text{ kW} \cdot \text{h} = 3,6 \text{ MJ}$).

2. Hallemos la potencia de los transformadores del horno por la fórmula (5.33), tomando $\cos \varphi = 0,87$, $K_1 = 0,94$ y $K_2 = 0,95$:

$$N = \frac{A \cdot W_{es}}{24 \cdot \cos \varphi \cdot K_1 \cdot K_2} = \frac{400 \cdot 838}{24 \cdot 0,87 \cdot 0,94 \cdot 0,95} =$$

$$= 18\,000 \text{ kW} \cdot \text{A}$$

Si el horno es de 6 electrodos es racional instalar en el horno 3 transformadores monofásicos con una potencia de $8\,000 \text{ kW} \cdot \text{A}$ cada uno y una tensión primaria de $10,5 \text{ kV}$.

El transformador posee 21 escalón de tensión secundaria; el escalón superior es igual a $366,5 \text{ V}$ y la inferior $139,5 \text{ V}$ (apéndice 15).

En los primeros cinco escalones superiores de tensión ($366,5-344-325-307-292$) V, la potencia permanece nominal. Cada transformador monofásico alimenta una pareja de electrodo (Figura 49).

En las industrias modernas, la fusión eléctrica de las menas magnésicas cuproniquelíferas se realiza con tensiones que oscilan desde 300 hasta 450 V en el trabajo de los hornos con escorias, similares al caso analizado ($39,8\% \text{ SiO}_2$; $14,9\% \text{ MgO}$; $18,7\% \text{ FeO}$; $4,2\% \text{ Fe}_3\text{O}_4$; $10\% \text{ CaO}$; $7,9\% \text{ Al}_2\text{O}_3$; $0,14\% \text{ Ni}_3\text{S}_2$; $0,06 \text{ Cu}_2\text{S}$ y otros).

Los transformadores aceptados en la instalación poseen una reserva de potencia en comparación con la calculada de $6\,000 \text{ kW} \cdot \text{A}$. Esto da la posibilidad de intensificar la fusión.

3. La magnitud de la corriente operativa en la línea de la red corta, se determina por la fórmula (5.35):

$$I_l = \frac{1\,000 \cdot N_1}{V_l} = \frac{1\,000 \cdot 8\,000}{366,5} = 21\,800 \text{ A,}$$

cuando se trabaja en el escalón superior de tensión.

4. Determinemos las principales medidas del horno eléctrico.

La densidad de corriente permisible en los electrodos autocalcinables oscila en los límites $(2-4) \text{ A} \cdot \text{cm}^{-2}$. Tomemos $\Delta = 3 \text{ A} \cdot \text{cm}^{-2}$ y calculemos el diámetro del electrodo (por la fórmula 5.36):

$$D = 0,01 \frac{4 \cdot 21\,800}{3,14 \cdot 3} \approx 1 \text{ m}$$

Las medidas del horno de 6 electrodos la determinamos por la fórmula (5.37) y (5.38 a):

El ancho del horno $B = 5,5 \quad D = 5,5 \text{ m}$.

La longitud del horno es igual: $L = 19 \quad D = 19 \text{ m}$.

Las medidas de altura del horno tomadas son las siguientes:

Profundidad del baño : 2,3 m; altura total del horno : 4 m.

5. Comprobemos la magnitud del área de la solera por la potencia específica:

$$N_{es} = \frac{N_l}{B \cdot L} = \frac{24\,000}{5,5 \cdot 19} = 230 \text{ kV} \cdot \text{A} \cdot \text{m}$$

El valor obtenido N se halla en los límites recomendados.

6. Comprobemos el volumen de escoria en el baño por el tiempo de retención de la escoria.

El volumen específico de escoria es igual $V_{esc} = 0,33 \text{ m}^3 \cdot \text{t}^{-1}$ (magnitud inversa a la densidad de la escoria). La densidad de la escoria en los hornos de fusión eléctrica de las menas cuproniquelíferas oscila en los límites de $(3-3,2) \text{ t} \cdot \text{m}^{-3}$.

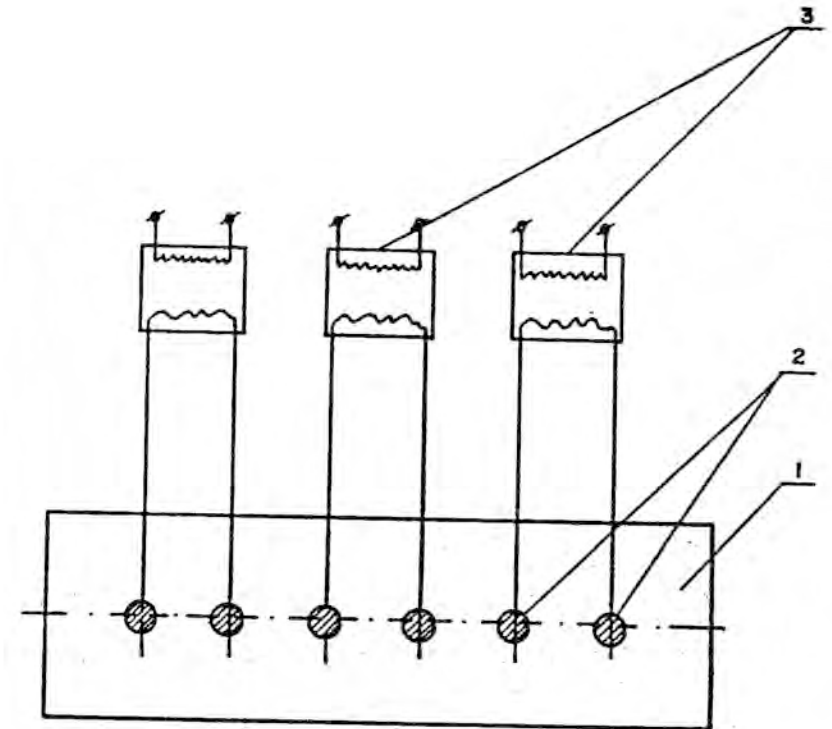


FIGURA 49. Esquema de alimentación eléctrica del horno de arco eléctrico (con 6 electrodos):
1. Horno de arco eléctrico; 2. Electrodos; 3. Transformadores monofásicos.

El volumen del baño de escoria en el horno, si $H_{esc} = 1,5 \text{ m}$ y considerando el llenado parcial del baño por la carga flotante (tomado 30%), será:

$$V_b = B \cdot L \cdot H_{esc} \cdot 0,7 = 5,5 \cdot 19 \cdot 1,5 \cdot 0,7 \approx 110 \text{ m}^3$$

Entonces, el tiempo de retención de la escoria en el horno será igual (fórmula 5.39):

$$\tau_{ret} = \frac{110 \cdot 24}{360 \cdot 0,33} = 22,4 \text{ h}$$

El valor obtenido es suficiente para garantizar la extracción necesaria de los metales no ferrosos.

5.2.2.3. Problemas para el trabajo independiente

Problema 1

Calcular el horno meno-térmico para el tratamiento del aglomerado cuproniquelífero con una productividad de $1\,000\text{ t}\cdot\text{d}^{-1}$ de carga inicial.

En el cálculo del balance material y térmico del horno se determinaron:

- Consumo de calor de la carga $q_c = 505\text{ (kW}\cdot\text{h)}\cdot\text{t}^{-1}$.
- Pérdidas de calor con los gases salientes (sin los gases tecnológicos) $Q = 360\text{ MJ}\cdot\text{t}^{-1}$.
- Pérdidas de calor al medio ambiente $Q_{per} = 340\text{ MJ}\cdot\text{t}^{-1}$.
- Calor introducido con el aire $Q_a = 21\text{ MJ}\cdot\text{t}^{-1}$.
- Calor de la combustión de los electrodos y el coque $Q_{el} = 130\text{ MJ}\cdot\text{t}^{-1}$.

La cantidad de escoria de vertedero, formada en el día, es de 645 t, el volumen específico de escoria $V_{es} = 0,32\text{ m}^3\cdot\text{t}^{-1}$.

En la selección de los transformadores se emplea la tabla del apéndice 15.

BIBLIOGRAFÍA

1. BAGROV, O. N.; B. M. KLESHKO y V. V. MIJAILOV: *Energetika osnovnij proizvodstv zvetnoi Metallurgii*, M. Metallurgia, 1979.
2. BAGROVA, O. N. y Z. L. BERLINA: *Spravochnik teploenergetika prepriatii zvetnoi metallurgii*, M. Metallurgia, Prod red., 1982.
3. Colectivo de autores: *Kratkii Spravochnik Fisico-Jimicheskij Velichin*, L., Jimia, 1959.
4. DIOMIDOVSKII, D. A.: *Metallurgicheskie Pechi*, M. Metallurgia, 1970.
5. ———: *Pechi zvetnoi Metallurgii*, M. Metallurgizdat, 1956.
6. DIOMIDOVSKII, D. A.; L. M. SHALIGIN; A. A. GALNBEK y I. A. YUSHANINOV: *Rascheti Piroprosesov y Pechei Zvetnoi Metallurgii*, M. Metallurgizdat, 1963.
7. GLINKOVA, M. A.: *Metallurgicheskaya Teplotejnika*, t. I y t. II, M. Metallurgia, 1974.
8. GUDIMA, N. V.; Y. A. KARASEV y B. B. KISTIakovskii: *Tejnologicheskie Rascheti v Metallurgii Tiachelij zvetnij Metallov*, M. Metallurgia, 1977.
9. KIREEV, B. A.: *Metodi prakticheskij raschetov v termodinamike Jimicheskij reakcii*, M. Jimia, 1975.
10. KRIVANDIN, V. A. y B. L. MARKOV: *Metallurgicheskie Pechi*, M. Metallurgia, 1977.
11. KRIVANDIN, V. A.; Y. P. FILIMONOV y B. C. MASTRIUKOV: *Teoria, Konstrukcii y Rascheti Metallurgicheskij pechei*, t. I y t. II, M. Metallurgia, 1978.
12. KRIVANDINA, V. A.: *Teoreticheskie OSNOVI Metallurgicheskoi Teplotejniki*, t. I., Pod red. D. T. N., M. Metallurgia, 1986.
13. KUBASHEVSKII, O. y E. EVANS: *Termojimia v Metallurgii*, M. Izd. inostranoi literaturi, 1954.
14. LOSKUTOV, F. M. y A. A. SEIDLER: *Rascheti Po Metallurgii Tiachelij Zvetnij Metallov*, M. Metallurgia, 1963.

15. MIJEEV, M. A.; I. M. MIJEEVA: *Fundamentos de termotransferencia*, Ed. Mir, Moscú, 1979.
16. PAVLOV, K. F.; P. G. ROMANKOV y A. A. NOSKOV: *Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química*, Ed. Mir, Moscú, 1981.
17. RIABIN, B. A.; M. A. OSTROIJMOV y T. E. SBIT: *Termodinamicheskie svoistva veshestv* (Spravochnik) L., Jimia, 1977.
18. SHEIN, IA. R.; N. B. GUDIMA: *Kratkii spravochnik Metallurgii po zvetnim Metallam*, M. Metallurgia, 1964.
19. SIROMIATNIKOV, N. I. y V. F. VOLKOV: *Proseeci V kipiashen sloe*, M. Metallurgia, 1959.
20. TEBENKOV, B. P.: *Rekuperatori dlia promishlennij pechei*, M. Metallurgia, 1975.
21. ZOVNIN, B. F.; M. D. KAZYAEV y B. Y. KITAEV: *Teplotejnicheskie rascheti Metallurgicheskij Pechei*, M. Metallurgia, 1982.
22. *Zvetnia Metalli*, No. 7, pp. 21-27, 1975.

APÉNDICE 1. Efectos térmicos de formación de los compuestos a partir de las sustancias simples en condiciones estándar (ΔH_{298}°)

Compuestos (estado)	$-\Delta H_{298}^{\circ}$ kJ/ mol
1	2
I. Cloruros y Floruros	
AlF ₃ (s)	1 506,305
AlF ₃ (g)	1. 206,301
AlCl ₃ (s)	705,177
AlCl ₃ (g)	585,343
AsCl ₃ (g)	258,942
BaCl ₂ (s)	858,950
CaF ₂ (s)	1 233,955
CaCl ₂ (s)	800,709
CdCl(s)	392,058
CoCl ₂ (s)	322,211
CuCl ₂ (s)	206,148
FeCl ₂ (s)	342,323
FeCl ₂ (g)	148,745
FeCl ₃ (s)	399,977
FeCl ₃ (g)	253,495
HCl(g)	92,431
HF(g)	271,512
HgCl ₂ (s)	265,604
HgCl ₂ (g)	146,482
KCl(s)	437,310
KCl(g)	214,989
MgCl ₂ (s)	642,536
MgCl ₂ (g)	401,612
NaF(s)	574,449
NaF(g)	293,719
NaCl(s)	411,709

APÉNDICE 1. (Continuación)

Compuestos (estado)	$-\Delta H_{298}^{\circ}$ kJ/ mol
1	2
NaCl(g)	181,678
NiCl ₂ (s)	316,345
PbCl ₂ (s)	359,921
PbCl ₂ (g)	170,156
II. Sulfuros	
As ₂ S ₃ (s)	145,812
BaS(s)	444,140
CaS(s)	483,107
CdS(s)	162,153
CoS(s)	93,437
CuS(s)	48,604
Cu ₂ S(s)	79,61
FeS(s)	99,764
FeS ₂ (s)	177,656
H ₂ S(g)	20,657
MgS(s)	347,770
MnS(s)	213,732
Na ₂ S(s)	370,815
NiS(s)	93,018
PbS(s)	100,560
ZnS(s)	192,908
ZnS(esfalerita)	206,274

APÉNDICE 1. (Continuación)

Compuestos (estado)	$-\Delta H_{298}^{\circ}$ kJ/ mol
1	2
III. Sulfatos	
Al ₂ (SO ₄) ₃ (s)	3 445, 772
BaSO ₄ (s)	1 475, 299
CaSO ₄ (s)	1 436,164
CdSO ₄ (s)	930,180
CuSO ₄ (s)	768,446
K ₂ SO ₄ (s)	1 435,745
MgSO ₄ (s)	1 263,578
MnSO ₄ (s)	1 129,624
Na ₂ SO ₄ (s)	1 384,795
PbSO ₄ (s)	921,255
ZnSO ₄ (s)	983,393
IV. Óxidos	
As ₂ O ₃ (s)	647,355
As ₂ O ₅ (s)	914,677
Al ₂ O ₃ (s, α)	1 678,095
Al ₂ O ₃ (s, γ)	1 659,24
BaO(s)	582,661
CO(g)	110,700
CO ₂ (g)	394,070
CaO(s)	636,000
CdO(s)	258,523
Cu ₂ O(s)	171,078
FeO(s)	272,434
Fe ₂ O ₃ (s)	826,687

APÉNDICE 1. (Continuación)

Compuestos (estado)	$-\Delta H_{298}^{\circ}$ kJ/ mol
1	2
Fe ₃ O ₄ (s)	1 122,501
H ₂ O(g)	242,165
MgO(s)	602,103
MnO(s)	385,480
MnO ₂ (s)	521,236
Mn ₂ O ₃ (s)	956,996
Na ₂ O(s)	416,486
NiO(s)	240,087
PbO(amarillo)	217,629
PbO(rojo)	219,305
SO ₂ (g)	297,255
CoO(s)	239,249
CuO(s)	155,994
SiO ₂ (α - cristobalita)	910,780
SiO ₂ (α - cuarzo)	912,247
SiO ₂ (α - tridimita)	910,361
SO ₃ (g)	396,290
ZnO(s)	348,776
V. Silicatos	
Al ₂ O ₃ · SiO ₂ (s)	2 598,219
Al ₂ O ₃ · 2SiO ₂ · 2H ₂ O (caolinita)	4 104,943
3Al ₂ O ₃ · SiO ₂ (mullita)	6 829,700
2CaO · SiO ₂ (s, β)	2 310,743
3CaO · SiO ₂ (s)	2 933,377
CaO · MgO · 2SiO ₂ (s)	3 210,378

APÉNDICE 1. (Continuación)

Compuestos (estado)	$-\Delta H_{298}^{\circ}$ kJ/ mol
1	2
CaO · SiO ₂ (s)	1 630,287
2CaO · SiO ₂ (s, γ)	2 321,26
CaO · MgO · SiO ₂ (montigelita)	2 265,952
2FeO · SiO ₂ (s)	1 479,489
2MnO · SiO ₂ (s)	1 732,439
Na ₂ O · 2SiO ₂ (s)	2 472,519
Na ₂ O · SiO ₂ (s)	1 560,021
MgO · SiO ₂ (s)	1 550,761
2MgO · SiO ₂ (forsterita)	2 179,806
PbO · SiO ₂ (s)	1 147,348
2PbO · SiO ₂ (s)	1 365,402
2ZnO · SiO ₂ (s)	1 639,128
VI. Carbonatos	
BaCO ₃ (s)	1 246,525
CdCO ₃ (s)	750,010
CuCO ₃ (s)	590,79
K ₂ CO ₃ (s)	1 151,831
MnCO ₃ (s)	896,241
NiCO ₃ (s)	683,808
ZnCO ₃ (s)	814,536
CaCO ₃ (s)	1 208,647
CoCO ₃ (s)	710,624
FeCO ₃ (s)	748,334
MgCO ₃ (s)	1 114,540
Na ₂ CO ₃ (s)	1 132,389
PbCO ₃ (s)	703,920

APÉNDICE 1. (Continuación)

Compuestos (estado)	$-\Delta H_{298}^{\circ}$ kJ/ mol
1	2
VII. Hidratos e hidróxidos	
AL ₂ O ₃ · H ₂ O(s)	1 977,68
Al ₂ O ₃ · 3H ₂ O(bayerita)	2 566,375
Ba(OH) ₂ (s)	946,102
Al ₂ O ₃ · H ₂ O(diaspor)	2 002,82
Al ₂ O ₃ · 3H ₂ O(gibbsita)	2 566,375
Ca(OH) ₂ (s)	987,625
CH ₄ (g)	74,917
Fe(OH) ₂ (s)	5 69,002
KOH(s)	4 25,327
NH ₃ (g)	46,174
Ni(OH) ₂ (s)	538,834
Cu(OH) ₂ (s)	449,168
Fe(OH) ₃ (s)	825,430
Mg(OH) ₂ (s)	925,990
NaOH(s)	426,961
VIII. Otros compuestos	
CCl ₄ (g)	103,074
COS(g)	1 42,292
H ₂ SO ₄ (l)	836,115
KNO ₃ (s)	493,414
SiC(s,α)	62,85
SiF ₄ (g)	1 617,256
CS ₂ (l)	87,571

APÉNDICE 1. (Continuación)

Compuestos (estado)	$-\Delta H_{298}^{\circ}$ kJ/ mol
1	2
HNO ₃ (s)	174,346
H ₃ PO ₄	1 280,883
KAl(SO ₄) ₂ (s)	2 468,916
NaNO ₃ (s)	467,353
SIC (s, α β)	65,364

APÉNDICE 2. Capacidad calorífica media para el aire y gases

Temperatura		CO ₂	N ₂	O ₂	H ₂ O	Aire seco
K	°C	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$
1	2	3	4	5	6	7
273	0	1,620 4	1,294 7	1,307 6	1,491 4	1,300 9
373	100	1,720 0	1,301 3	1,319 3	1,501 9	1,305 1
473	200	1,807 9	1,303 0	1,336 9	1,517 4	1,309 7
573	300	1,880 8	1,308 0	1,358 3	1,537 9	1,318 1
673	400	1,943 6	1,317 2	1,379 6	1,559 2	1,330 2
773	500	2,045 3	1,329 4	1,400 5	1,583 1	1,344 0
873	600	2,059 2	1,341 9	1,415 2	1,607 8	1,358 3
973	700	2,107 7	1,355 3	1,437 0	1,633 8	1,372 5
1 073	800	2,151 7	1,368 3	1,452 9	1,660 1	1,392 1
1 173	900	2,191 5	1,381 7	1,466 3	1,686 5	1,399 3
1 273	1 000	2,226 6	1,393 8	1,480 1	1,713 3	1,411 8
1 373	1 100	2,259 3	1,405 6	1,493 5	1,739 7	1,423 6
1 473	1 200	2,288 6	1,406 5	1,506 5	1,765 7	1,434 7

APÉNDICE 2. (Continuación)

Temperatura		CO ₂	N ₂	O ₂	H ₂ O	Aire seco
K	°C	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$
1	2	3	4	5	6	7
1 573	1 300	2,315 8	1,429 0	1,512 3	1,790 8	1,445 3
1 673	1 400	2,340 5	1,437 4	1,522 0	1,815 1	1,455 0
1 773	1 500	2,363 6	1,447 0	1,531 2	1,838 9	1,464 2
1 873	1 600	2,384 9	1,455 4	1,540 0	1,861 9	1,473 0
1 973	1 700	2,404 2	1,462 5	1,548 3	1,884 1	1,480 9
2 073	1 800	2,422 6	1,470 5	1,555 9	1,905 5	1,488 9
2 173	1 900	2,439 3	1,478 0	1,563 8	1,925 2	1,496 0
2 273	2 000	2,455 2	1,485 1	1,571 4	1,944 9	1,503 1
2 373	2 100	2,469 9	1,491 4	1,574 3	1,963 3	1,509 4
2 473	2 200	2,483 7	1,498 1	1,585 1	1,981 3	1,517 4
2 573	2 300	2,497 1	1,503 1	1,592 3	1,998 4	1,522 0
2 673	2 400	2,509 7	1,508 5	1,599 0	2,014 8	1,527 4
2 773	2 500	2,521 4	1,514 4	1,605 7	2,030 7	1,534 1

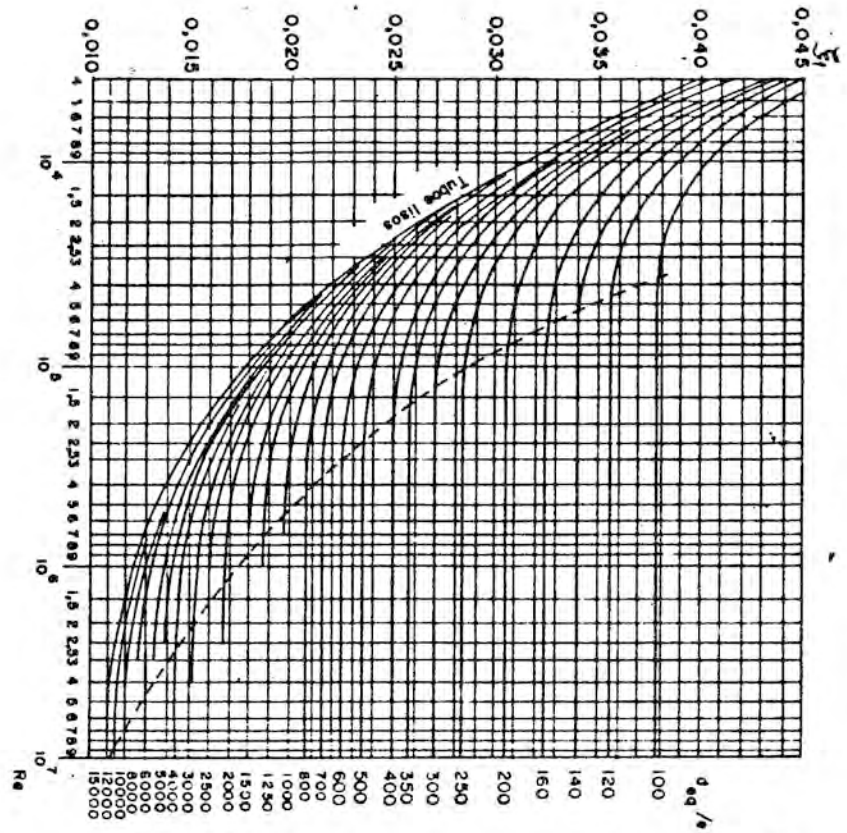
APÉNDICE 2. (Continuación)

CO	H ₂	SO ₂	H ₂ S	CH ₄	C ₂ H ₄
$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$
8	9	10	11	12	13
1,302 1	1,277 7	1,734 7	1,515 6	1,555 8	1,7669
1,303 1	1,289 6	1,813 3	1,540 7	1,653 9	2,1060
1,310 5	1,297 9	1,889 7	1,574 2	1,766 9	2,3280
1,323 1	1,301 9	1,956 7	1,607 7	1,892 5	2,5289
1,331 5	1,303 1	2,015 6	1,645 4	2,022 3	2,7215
1,344 0	1,306 3	2,069 9	1,683 2	2,143 7	2,8932
1,360 7	1,310 5	2,116 0	1,720 8	2,269 3	3,0481
1,373 3	1,314 7	2,153 7	1,758 5	2,382 4	3,1905
1,390 1	1,318 9	2,193 0	1,796 2	2,495 4	3,3412
1,402 6	1,323 0	2,216 5	1,829 7	2,595 9	3,4500
1,415 2	1,327 3	2,237 5	1,863 2	2,696 4	3,5673
1,427 8	1,335 6	2,262 6	1,892 5	2,784 3	-
1,440 3	1,344 0	2,279 4	1,921 8	2,872 3	-

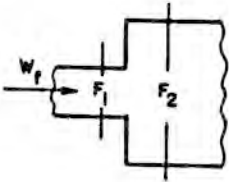
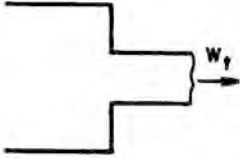
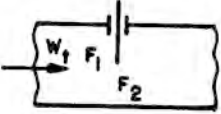
APÉNDICE 2. (Continuación)

CO	H ₂	SO ₂	H ₂ S	CH ₄	C ₂ H ₄
$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$
8	9	10	11	12	13
1,448 7	1,352 4	2,300 3	1,946 9	-	-
1,461 3	1,360 8	2,321 3	1,972 1	-	-
1,469 6	1,369 1	2,342 2	1,997 2	-	-
1,478 0	1,377 5	2,363 2	-	-	-
1,4864	1,385 9	2,384 1	-	-	-
1,490 0	1,394 2	-	-	-	-
1,499 0	1,398 3	-	-	-	-
1,507 3	1,406 7	-	-	-	-
1,511 5	1,415 1	-	-	-	-
1,519 8	1,423 5	-	-	-	-
1,524 1	1,431 8	-	-	-	-
1,5284	1,436 0	-	-	-	-
1,536 6	1,444 5	-	-	-	-

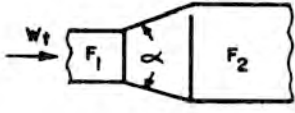
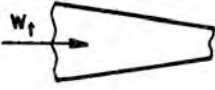
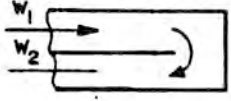
APÉNDICE 3.



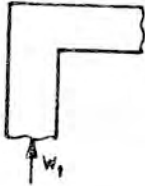
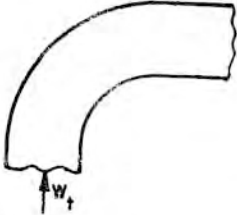
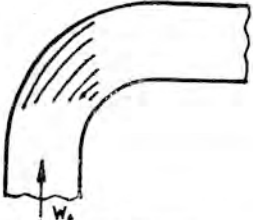
APÉNDICE 4.

Tipo de resistencia	Esquema	k																					
Ensanchamiento brusco		$\left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2$																					
Contracción brusca		$0,5 \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2$																					
Registro		<p>% de apertura</p> <table border="1"> <tr> <td>10</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> <td>50</td> <td>60</td> <td>70</td> <td>80</td> <td>90</td> <td>100</td> </tr> <tr> <td>K_2</td> <td>230</td> <td>40</td> <td>16,7</td> <td>7,5</td> <td>4,0</td> <td>2,0</td> <td>1,0</td> <td>0,5</td> <td>0,22</td> <td>0,1</td> </tr> </table>	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	K_2	230	40	16,7	7,5	4,0	2,0	1,0	0,5	0,22	0,1
10	20	30	40	50	60	70	80	90	100														
K_2	230	40	16,7	7,5	4,0	2,0	1,0	0,5	0,22	0,1													

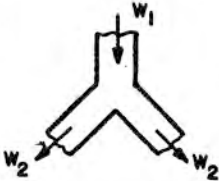
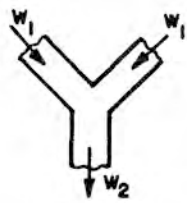
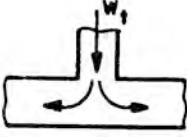
APÉNDICE 4. (Continuación)

Tipo de resistencia	Esquema	k
Ensanchamiento gradual		$\left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right) \operatorname{sen} \alpha$
Contracción gradual		0,08
Codo recto en 180°		2,0 (si $W_1 \approx W_2$)


APÉNDICE 4. (Continuación)

Tipo de resistencia	Esquema	k
Codo recto en 90°		1,5-2,0
Codo suave en 90°		0,4-1,0
Codo suave con elementos directores		0,35

APÉNDICE 4. (Continuación)

Tipo de resistencia	Esquema	k^z
Ramificación del flujo gaseoso		1,0
		1,0
		3,0

APÉNDICE 4. (Continuación)

Tipo de resistencia	Esquema	k
Nicho superior		0,1-1,0

APÉNDICE 5. Parámetros físicos de los gases (13 % CO₂ ; 11 % H₂O ; 76 % N₂ ; P_{O₂} = 101,3 kN/m²) de chimenea

Temperatura °C	C _p , kJ/(kg · °C)	λ, W/(m · °C) · 10 ⁺²	a, m ² /h	ρ, kg/m ³	v, m ² /s · 10 ⁺⁶	Pr
0	1,043	2,274	6,08	1,295	12,20	0,72
100	1,068	3,120	11,10	0,950	21,54	0,69
200	1,056	4,002	17,60	0,748	32,80	0,67
300	1,123	4,826	25,16	0,617	45,81	0,65
400	1,152	5,684	33,94	0,525	60,38	0,64
500	1,186	6,542	43,61	0,457	76,30	0,63
600	1,215	7,401	54,32	0,505	93,61	0,62
700	1,240	8,248	66,17	0,363	112,1	0,61
800	1,265	9,129	79,09	0,329	131,8	0,60
900	1,290	9,988	92,87	0,301	152,5	0,59
1 000	1,307	10,869	109,21	0,275	174,3	0,58
1 100	1,324	11,716	124,37	0,257	197,1	0,57
1 200	1,341	12,586	141,27	0,240	221,0	0,56

APÉNDICE 6. Características de algunos extractores de gases y máquinas soplantes [2. 4. 17]

Tipo de máquina	Productividad 1 000 m ³ /h	Presión final o aumento de presión, kPa	Potencia nominal del motor, kW (rev. por min)
1	2	3	4
<i>1. Extractores de humo</i>			
D-300/400	310	4,25	750 (730)
	246	2,7	480 (580)
	206	1,88	280 (485)
D-20 · 2	242	3,9	625 (730)
	192	2,45	230 (580)
D-18 · 2	176	3,15	320 (730)
	140	2,0	260 (580)
D-15,5 · 2	113	2,32	180 (730)
	100	3,10	180 (970)

APÉNDICE 6. (Continuación)

Tipo de máquina	Productividad 1 000 m ³ /h	Presión final o aumento de presión, kPa	Potencia nominal del motor, kW (rev. por min)
1	2	3	4
D-13,5 · 2	75	1,76	110 (730)
	59,5	1,1	95 (580)
	50	0,8	17 (485)
DH-N 9	13,8	1,8	8,5
10	19	2,3	15
11,2	26,5	2,9	26,2
12,5	37	3,6	45
15	27-70	2,7-1,65	75
15HZh	30-35	4,75-2,7	200
17	40-100	3,4-2,25	160
17 HZh	40-95	2,4-1,5	132

APÉNDICE 6. (Continuación)

Tipo de máquina	Productividad 1 000 m ³ /h	Presión final o aumento de presión, kPa	Potencia nominal del motor, kW (rev. por min)
1	2	3	4
19	30-150	10-4,5	-
<i>2. Ventiladores</i>			
410 - 28	N - 2,5	1	1,1
	3, 15	2	4,0
	4,0	4	13,0
	5,0	7,5	40
BBD	N - 5	2,25	5,5
	8	10	10-17
	9	12	17-40
	11	21	30,40

APÉNDICE 6. (Continuación)

Tipo de máquina		Productividad 1 000 m ³ /h	Presión final o aumento de presión, kPa	Potencia nominal del motor, kW (rev. por min)
1		2	3	4
BDH	N- 8	10,5	2,25	13
	9	14,0	2,85	17
	10	20,0	3,6	30
	11,2	28,0	4,45	55
	12,5	40,0	6,1	100
	15,0	35-70	4,0-2,8	-
	17,0	30-85	5,5-3,75	-
	20,0	210	4,8	326
BrDH	15	32-95	4,7-2,2	-
	17	40-95	2,4-1,5	-

APÉNDICE 6. (Continuación)

Tipo de máquina		Productividad 1 000 m ³ /h	Presión final o aumento de presión, kPa	Potencia nominal del motor, kW (rev. por min)
1		2	3	4
<i>3. Máquinas soplantes centrífugas</i>				
E - 1 700-11-1 (2)		100	30	1 250 (2 980)
E - 1 050-11-4		65	20	630 (2 975)
E - 1 050-12 -4		65	23,5	630 (2 975)
E - 1 050-13-4		65	28,0	630 (2 975)
700-11-2		42	23,5	400 (2 975)
700-12-2		42	19	350 (2 975)
700-13-2		42	27,6	400 (2 975)
400-12-3		24,9	18,5	250 (2 965)
E - 325-11-1		19,5	46,0	400 (2 970)
E - 325-11-2		19,5	28,0	320 (2 970)

APÉNDICE 6. (Continuación)

Tipo de máquina	Productividad 1 000 m ³ /h	Presión final o aumento de presión, kPa	Potencia nominal del motor, kW (rev. por min)
1	2	3	4
E - 325-11-3	19,5	14,0	320 (2 970)
E - 325-11-4	15,8	21,0	320 (2 970)
E - 101-11-3	6,0	20,0	72 (2 935)
E - 101-11-4	6,0	20,0	75 (2 975)
Tr - 200-1,4	12	40	250 (2 965)
Tr - 200-1,25	12	25	- (2 965)
Tr - 175-1,6	10,5	60	320 (2 970)
Tr - 80-1,6	4,8	60,6	125 (2 950)
Tr - 80-1,2	4,8	20,0	- (2 950)
Tr- 65-1,03	3,9	30,0	- (2 950)
Tr - 60-1,8	3,6	90	125 (2 950)

APÉNDICE 6. (Continuación)

Tipo de máquina	Productividad 1 000 m ³ /h	Presión final o aumento de presión kPa	Potencia nominal del motor, kW (rev. por min)
1	2	3	4
Tr-50-1,9	3,0	90	125 (2 950)
Tr-42-1,2	2,52	20	50 (2 950)
TB-80-1,6	4,8	60	125 (2 950)
TB-80-1,4	4,8	40	100 (2 950)
7 500-11-1	450	12,9	2 500 (1 500)
6 500-11-3	390	12,9	2 000 (1 500)
3 500-14-3	240	10,65	1 300 (1 500)
2 900-11-1	180	134,5	2 500 (6 000)
900-31-1	52,8	284	3 500 (6 000)
90-31-2	58,2	334	3 500 (6 000)

APÉNDICE 6. (Continuación)

Tipo de máquina	Productividad 1 000 m ³ /h	Presión final o aumento de presión, kPa	Potencia nominal del motor, kW (rev. por min)
1	2	3	4
<i>Compresores</i>			
K-500-61-2	30,6	735	3 500 (3 000)
K-500-61-1	31,5	882	3 500 (3 000)
K-350-62-1	22,2	720	2 500 (3 000)
K-250-61-2	13,5	882	2 000 (3 000)
K-250-61-1	15,0	882	1 750 (3 000)
K-1 600-71-1	96,0	1 370	12 000 (3 000)
K-1 600-41-1	96,0	735	9 000 (3 000)
K-1 500-62-2	95,5	735	9 000 (3 000)
K 905-61-1	55,0	735	6 000 (3 000)
K 345-91-1	20,1	1 320	3 500 (3 000)

APÉNDICE 6. (Continuación)

Tipo de máquina	Productividad 1 000 m ³ /h	Presión final o aumento de presión, kPa	Potencia nominal del motor, kW (rev. por min)
1	2	3	4
<i>Compresores para el suministro de oxígeno</i>			
KTK-12,5/35	14,15	1 370	3 500
KTK-100	7,0	3 340	1 500

APÉNDICE 7. Conductividad térmica y capacidad calorífica de los materiales refractarios

Materiales refractarios	Densidad, $t \cdot m^{-3}$	Coeficiente de conductividad térmica, $W \cdot (m \cdot ^\circ C)^{-1}$	Capacidad calorífica promedio, $kJ \cdot (kg \cdot ^\circ C)$	Temperatura límite de utilización, $^\circ C$	Costo relativo
	1	2	3	4	
Dinas	1,9-1,95	0,93+0,000 7 t	0,84+0,000 25 t	1 700	1,0
Dinas opaco (denso)	2,0-2,1	1,6+0,000 38 t	0,87+0,000 19 t	1 700	
Dinas ligero	1,0	0,3+0,000 37 t	0,87+0,000 19 t	1 500	2,0
Chamota	1,8-1,9	0,835+0,000 58 t	0,68+0,000 23 t	1 350	
Polichamota refractaria	2,3-2,8	1,04+0,000 15 t	0,87+0,000 21 t	1 350	0,8-0,9
Chamota clase A	1,8-1,9	0,90+0,000 23 t	0,87+0,000 21 t	1 400	
	1,3	0,47+0,000 38 t	0,87+0,000 21 t	1 300	Hasta
Chamota ligera	0,8	0,23+0,000 22 t	0,87+0,000 21 t	1 200	2,0
	0,4	0,12+0,000 16 t	0,87+0,000 21 t	1 100	
Refractario semiácido	2,3-2,5	0,70+0,000 7 t	0,87+0,000 19 t	1 400	Hasta 0,9
Forsterita	2,35-2,5	4,23 - 0,000 16 t	0,9+0,000 21 t	1 400	Hasta 2,0
Magnesita	2,6-2,8	6,30 - 0,000 27 t	1,05+0,000 15 t	Hasta 1 850	1,3-1,5
Cromomagnesita	2,7-2,85	2,8 - 0,000 87 t	1,0	1 700	1,3
Magnesito-cromita	2,8-2,9	4,1 - 0,000 16 t	10,0	1 750	

APÉNDICE 7. (Continuación)

Materiales refractarios	Densidad, $t \cdot m^{-3}$	Coeficiente de conductividad térmica, $W \cdot (m \cdot ^\circ C)^{-1}$	Capacidad calorífica promedio, $kJ \cdot (kg \cdot ^\circ C)$	Temperatura límite de utilización, $^\circ C$	Costo relativo
	1	2	3	4	
Ladrillo espinela periclasa	3,1	1,27+0,000 4 t	1,0	Hasta 1 700	
Silimanita (mulita)	3,3	1,68 - 0,000 23 t	0,835+0,000 25 t	Hasta 1 750	Hasta 8,0
Corindón	3,8	2,10+0,00 18 t	0,88+0,000 21 t	1 700	y más
Carborundo	2,8-3,1	21 - 0,0105 t	0,96+0,000 14 t	Hasta 1 800	
Grafito	1,45-1,55	162 - 0,04 t	0,85	Hasta 2 000	Hasta 2,5 y más
Algodón de caolín	Hasta 0,2	0,1+0,000 01	0,87+0,000 21 t	1 250	7,0
Diatomita	0,6	0,12+0,000 15 t	0,9	900	-
Algodón de escoria	0,2	0,05+0,000 14 t	1,0	600	-
Algodón mineral	0,18-0,25	0,05 0,06	1,0	600	-
Ásbesto (cartón)	1,0-1,25	0,16+0,000 14 t	0,85	500	-

APÉNDICE 8. Parámetros físicos para el aire seco a 101,3 kN/m² (760 mm Hg)

Temperatura K	Temperatura °C	ρ kg/m ³	$\lambda \cdot 10^2$ W/(m · °C)	$\lambda \cdot 10^2$ kcal/(m · h · °C)	$a \cdot 10^4$, m ² /s	$a \cdot 10^2$, m ² /h	$\nu \cdot 10^6$, m ² /s	Pr
273	0	1,293	2,44	2,10	0,188	6,77	13,28	0,707
323	50	1,093	2,83	2,43	0,258	9,26	17,95	0,648
373	100	0,946	3,22	2,76	0,337	12,11	23,13	0,688
423	150	0,846	3,58	3,07	0,425	15,30	28,99	0,684
473	200	0,746	3,93	3,38	0,514	18,49	34,85	0,680
523	250	0,674	4,27	3,67	0,610	21,96	40,61	0,677
513	300	0,615	4,61	3,96	0,715	25,76	48,33	0,674
623	350	0,566	4,90	4,22	0,819	29,47	55,46	0,676
673	400	0,524	5,22	4,48	0,930	33,52	63,09	0,678
773	500	0,456	5,75	4,94	1,155	41,51	79,38	0,687
873	600	0,404	6,23	5,35	1,384	49,78	96,89	0,690
973	700	0,362	6,1	5,77	1,635	58,82	115,4	0,706
1 073	800	0,329	7,18	6,17	1,885	67,95	134,8	0,713
1 173	900	0,301	7,64	6,56	2,613	77,84	155,1	0,717
1 273	1 000	0,277	8,06	6,94	2,461	88,53	177,1	0,719
1 373	1 100	0,257	8,50	7,31	2,762	99,45	199,3	0,722
1 473	1 200	0,239	9,16	7,87	3,615	113,94	223,7	0,724

APÉNDICE 9. Valores $\left(\frac{T}{100}\right)^4 = \left(\frac{t + 273}{100}\right)^4$

t °C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t °C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t °C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t °C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$
1	2	3	4	5	6	7	8
0	55,55	30	84,29	60	122,96	90	173,64
10	64,15	40	95,98	70	138,41	100	193,57
20	73,70	50	108,84	80	155,27	110	215,2
120	238,5	540	4 369	960	23 112	1 380	74 660
130	263,8	550	4 588	970	23 872	1 390	76 480
140	290,2	560	4 815	980	24 649	1 400	78 340
150	320,2	570	5 040	990	25 445	1 410	80 230
160	351,5	580	5 294	1 000	26 262	1 420	82 160
170	385,1	590	5 547	1 010	27 097	1 430	84 110
180	421,1	600	5 808	1 020	27 951	1 440	86 110
190	459,5	610	6 079	1 030	28 824	1 450	88 140
200	500,5	620	6 359	1 040	29 719	1 460	90 200
210	544,3	630	6 649	1 050	30 637	1 470	92 300
220	590,8	640	6 948	1 060	31 573	1 480	94 430
230	640,2	650	7 258	1 070	32 533	1 490	96 610

APÉNDICE 9. (Continuación)

t_i °C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t_i °C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t_i °C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t_i °C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$
1	2	3	4	5	6	7	8
240	692,2	660	7 577	1 080	33 512	1 500	98 816
250	748,2	670	7 908	1 090	34 515	1 510	101 060
260	807,1	680	8 248	1 100	35 537	1 520	103 350
270	869,4	690	8 600	1 110	36 583	1 530	105 680
280	935,2	700	8 963	1 120	37 653	1 540	108 040
290	1 004,7	710	9 337	1 130	38 747	1 550	110 450
300	1 078,0	720	9 723	1 140	39 862	1 560	112 890
310	1 155,3	730	10 120	1 150	45 005	1 570	115 380
320	1 236,5	740	10 530	1 160	42 170	1 580	117 900
330	1 322,1	750	10 953	11 70	43 359	1 590	120 460
340	1 412,0	760	113 87	1 180	44 574	1 600	123 070
350	1 506,5	770	11 834	1 190	45 810	1 610	125 730
360	1 605,5	780	12 295	1 200	47 080	1 620	128 410
370	1 709,4	790	127 68	1 210	48 370	1 630	131 150
380	1 818,2	800	13 256	1 220	49 690	1 640	133 940

APÉNDICE 9. (Continuación)

t_i °C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t_i °C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t_i °C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t_i °C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$
1	2	3	4	5	6	7	8
400	2 052	820	14 272	1 240	52 400	1 660	139 610
410	2 176	830	14 802	1 250	52 800	1 670	142 520
420	2 306	840	15 347	1 260	55 230	1 680	145 480
430	2 443	850	15 903	1 270	56 690	1 690	148 480
440	2 584	860	16 479	1 280	58 170	1 700	151 540
450	2 733	870	17 069	1 290	59 680	1 710	154 630
460	2 887	880	17 673	1 300	61 220	1 720	157 780
470	3 048	890	18 294	1 310	62 790	1 730	160 960
480	3 215	900	18 933	1 320	64 400	1 740	164 200
490	3 389	910	19 585	1 330	66 030	1 750	167 500
500	3 570	920	20 256	1 340	67 690	1 760	170 830
510	3 759	930	20 945	1 350	69 390	1 770	174 210
520	3 954	940	21 650	1 360	71 120	1 780	177 650
530	4 158	950	22 373	1 370	72 870	1 790	181 140

APÉNDICE 10. Grado de oscuridad integral en la radiación normal total de diferentes materiales

Denominación del material	t, °C	ε
1	2	3
Aluminio	225-575	0,039-0,057
Aluminio rugoso	26	0,055
Aluminio oxidado a 600 °C	200-600	0,11-0,19
Hierro pulido	425-1 020	0,144-0,377
Hierro recién esmerilado	20	0,242
Hierro oxidado	100	0,736
Hierro oxidado liso	125-525	0,78-0,82
Hierro colado no desbastado	925-1 115	0,87-0,95
Acero colado pulido	770-1 040	0,52-0,56
Acero en chapas rectificadas	940-1 100	0,55-0,61
Acero oxidado a 600 °C	200-600	0,80
Acero en chapas con capa de óxido densa-brillante	25	0,82
Hierro fundido tomeado	830-990	0,60-0,70
Hierro fundido oxidado a 600 °C	200-600	0,64-0,78
Oro cuidadosamente pulido	225-635	0,018-0,035
Placa de latón laminada con superficie natural	22	0,06
Placa de latón laminada y pulida con esmeril basto	22	0,20
Placa de latón opaca	50-350	0,22
Latón oxidado a 600 °C	200-600	0,61-0,59
Cobre electrolítico cuidadosamente pulido	80-115	0,018-0,023
Cobre comercial raspado hasta obtener brillo, que no es especular	22	0,072

APÉNDICE 10. (Continuación)

Denominación del material	t, °C	ε
1	2	3
Cobre oxidado a 600 °C	200-600	0,57-0,87
Cobre fundido	1 075-1 275	0,16-0,13
Filamento de molibdeno	725-2 600	0,096-0,292
Níquel puro pulido técnicamente	225-375	0,07-0,087
Hierro niquelado y descapado, no pulido	20	0,11
Alambre de níquel	186-1000	0,096-0,186
Níquel oxidado a 600 °C	200-600	0,37-0,48
Óxido de níquel	650-1 255	0,59-0,86
Cromoníquel	125-1 034	0,64-0,76
Estaño brillante, hierro estañado en chapas	25	0,043-0,064
Platino puro, placa pulida	225-625	0,054-0,104
Cinta de platino	925-1 115	0,12-0,17
Filamento de platino	25-1 230	0,036-0,192
Alambre de platino	225- 375	0,073-0,182
Mercurio muy puro	0-100	0,09-0,12
Plomo gris, oxidado	25	0,281
Plomo oxidado a 200 °C	200	0,63
Plata pura pulida	225-625	0,0198-0,0324
Cromo	100-1 000	0,08-0,26
Cinc (al 99,1 %) pulido	225-325	0,045-0,053
Hierro galvanizado brillante en chapas	28	0,228
Hierro galvanizado, gris, oxidado, en chapas	24	0,276
Carbón de asbesto	24	0,96
Papel de amianto	40-370	0,93-0,945
Agua	0-100	0,95-0,963
Yeso	20	0,903

APÉNDICE 10. (Continuación)

Denominación del material	1	2	3
	t, °C		ε
Cuarzo fundido: rugoso	20	0,932	
Ladrillo dinas rugoso, no vidriado	100	0,80	
Ladrillo dinas rugoso vidriado	1 100	0,85	
Ladrillo de chamota, vidriado	1 100	0,75	
Chamota	1 230	0,59	
Ladrillo rojo áspero, pero sin rugosidades grandes	20	0,93	
Carborundo	1 400	0,85	
Silimanita	1 500	0,29	
Sulfato de calcio	20	0,85	
Magnesita	1 500	0,39	

APÉNDICE 11. Características de las calderas de vapor

No.	Tipo de caldera de vapor	Volumen de los gases salientes, 1 000 m ³ /h	Temperatura de los gases, °C		Productividad del vapor D, t/h	Presión del vapor, kgf/cm ²
			Entrada	Salida		
0	1	2	3	4	5	6
<i>Caldera de vapor para gases de baja temperatura</i>						
1	M-KC-20-40	30	1 050	420	10-13	40
2	M-B-8/13	35-40	950	400-500	8-10	40
3	TKC-6,5/40	20	950	400	6,5	40
4	TKC	10	900	420	3,5	40
5	YKKC-6/40	18	900	450	6	36
6	PKK-20/40	56	850	420	20	40
7	DKBP-10/13	9	700-8000	180-200	3	8
<i>Caldera de vapor para gases de alta temperatura</i>						
8	M-6/14	20	1 000	400	4	6
9	M-25/40	35-40	1 100	-	8-17	30
10	5 K3-50/39 y	55-60	1 100	240	20-25	37
11	5 K3-59/39 y	60-65	1 000	270	20-25	20
12	PK-50/40	80-94	1500-1250	230-270	33-44	40
13	PK-75/40	40	1 150	240	32	36
14	TOP-50/40	115	1 250	350	50	40
15	TFP-25/40	146	1 300	400	29	46
16	KZKP-10/40	12-15	1 250	440-550	8-10	40

APÉNDICE 11. (Continuación)

No.	Temperatura del vapor recalentado, °C	Superficie de calentamiento, m ²			Método de limpieza de la superficie de calentamiento
		Evaporación	Recalentamiento de vapor	Calentador de agua de alimentación	
0	7	8	9	10	11
1	-	660	260	-	Vibración
2	-	340	-	680	Vibración
3	-	400	160	-	Por percusión
4	-	300	6,8	30	Por percusión
5	-	255	-	-	Vibración
6	-	1 550	-	-	Por percusión
7	-	235	35	180	Soplado
8	-	400	-	-	Soplado
9	400	272	194	-	Soplado y limpieza con granallas pesadas
10	410	718	538	206	Soplado y por vibración
11	350	230	180	1 115	Soplado y por vibración
12	330	861	388	680	Soplado
13	270	-	740	1 750	Por percusión
14	320	2 943	74	240	Por percusión
15	280	2 930	211	-	Por percusión
16	-	370	320	-	Soplado

APÉNDICE 12. Características del calentador de carborundo

No.	Tipo de calentador	DIMENSIONES					Resistencia total en estado caliente, Ω
		Longitud parte operativa, m	Longitud total, m	Diámetro de la parte operativa, mm	Diámetro del borne, mm	Área de la superficie de la parte operativa, m ² · 10 ⁴	
0	1	2	3	4	5	6	7
1	KHC - 25/406	0,30	0,406	25	-	236	0,77 - 1,75
2	KHC - 25/440	0,30	1,12	25	25	236	1,1 - 1,55
3	KHC - 25/540	0,40	1,22	25	25	314	1,2 - 1,8
4	KHC - 32/711	0,56	0,711	32	-	564	1,1 - 2,8
5	KHMB - 25/640	0,40	0,64	25	-	314	1,1 - 2,0
6	KHM - 8 · 100 · 270	0,10	0,27	8	14	25,1	1,0 - 2,0
7	KHM - 8 · 150 · 270	0,15	0,27	8	14	37,8	1,5 - 3,0
8	KHM - 8 · 150 · 320	0,15	0,32	8	14	37,8	1,5 - 3,0
9	KHM - 8 · 150 · 450	0,15	0,42	8	14	37,8	1,5 - 3,0
10	KHM - 8 · 180 · 300	0,18	0,30	8	14	45,2	1,8 - 3,6
11	KHM - 8 · 180 · 350	0,18	0,35	8	14	45,2	1,8 - 3,6
12	KHM - 8 · 180 · 400	0,18	0,40	8	14	45,2	1,8 - 3,6
13	KHM - 8 · 180 · 480	0,18	0,48	8	14	50,2	2,0-4,0

APÉNDICE 12. (Continuación)

No.	Tipo de calentador	DIMENSIONES						Resistencia total en estado caliente, Ω
		Longitud parte operativa, m	Longitud total, m	Diámetro de la parte operativa, mm	Diámetro del borne, mm	Área de la superficie de la parte operativa, $m^2 \cdot 10^4$		
0	1	2	3	4	5	6	7	
14	KHM - 8 - 200 - 500	0,20	0,50	8	14	-	-	
15	KHM - 8 - 250 - 4450	0,25	0,45	8	14	62,8	2,5 - 5,0	
16	KHM - 12 - 250 - 750	0,25	0,75	12	18	94,2	1,5 - 3,0	
17	KHM - 14 - 300 - 250	0,30	0,80	14	23	132	1,75 - 3,5	
18	KH - 12/280	0,20	0,28	12	-	75,4	4,4 - 9,0	
19	KH - 12/320	0,23	0,32	12	-	86,5	4,5 - 9,0	
20	H - 16/320	0,23	0,32	16	-	115	4,5 - 9,0	

Denominación : KHC 25/540 calentador de carborundo.

Se compone de 25 mm : diámetro de la parte operativa;

540 mm : longitud de la parte operativa y terminales metalizadas;

KHM : 8 - 180 - 400 : calentador de carborundo de una masa granulada fina;

8 mm : diámetro de la parte operativa;

180 mm : longitud de la parte operativa;

400 mm : longitud total.

APÉNDICE 13. Características de los calentadores de disilicuro de molibdeno

No.	Tipo de calentador	Longitud abierta de la parte operativa, m	Superficie de la parte operativa, $m^2 \cdot 10^4$	Resistencia de los dos bornes a 700 °C, $2R_b$, Ω
0	1	2	3	4
1	DM - 180/250	0,39	72,4	0,068
2	DM - 180/400	0,39	72,4	0,010 8
3	DM - 250/250	0,53	99,4	0,006 8
4	DM - 250/400	0,53	99,4	0,010 8
5	DM - 315/250	0,66	124,2	0,006 8
6	DM - 315/400	0,66	124,2	0,0010 8
7	DM - 315/500	0,66	124,2	0,013 5
8	DM - 400/250	0,83	156	0,006 8
9	DM - 400/400	0,83	156	0,010 8
10	DM - 400/500	0,83	156	0,013 5
11	DM - 500/250	1,03	194	0,006 8
12	DM - 500/400	1,03	194	0,010 8
13	DM - 500/500	1,03	194	0,013 5
14	DM - 630/250	1,29	243	0,006 8
15	DM - 630/400	1,29	243	0,010 8
16	DM - 630/500	1,29	243	0,013 5
17	DM - 800/700	1,63	307	0,020 0

Potencia específica superficial W , kW/m^2

Observación: En la denominación del tipo de calentador, el numerador es la longitud de la parte operativa y el denominador es la longitud de los bornes (mm).

APÉNDICE 13 . (Continuación)

No.	TEMPERATURA, °C					
	1 400		1 500		1 600	
	N, kW	U, V	N, kW	U, V	N, kW	U, V
0	5	6	7	8	9	10
.1	1,26	8,5	1,06	7,95	0,606	6,0
2	1,35	9,1	1,135	8,5	0,650	6,4
3	1,67	11,2	1,41	10,5	0,805	8,0
4	1,76	11,8	1,49	11,1	0,89	8,6
5	2,05	13,7	1,74	12,9	0,99	9,8
6	2,14	14,3	1,81	13,4	1,03	10,4
7	2,20	14,7	1,86	13,8	1,06	10,5
8	2,54	17,0	2,16	16,0	1,23	12,1
9	2,64	17,6	2,23	16,6	1,27	12,5
10	2,70	18,0	2,28	16,9	1,30	12,8
11	3,13	20,9	2,64	19,6	1,51	15,0
12	3,22	21,5	27,2	20,2	1,55	15,3
13	3,29	22,0	2,77	20,5	1,58	16,6
14	3,87	26,0	3,28	24,4	1,88	18,5
15	3,96	26,5	3,35	24,8	1,93	19,0
16	4,01	27,0	3,40	25,2	1,95	19,2
17	5,15	34,5	4,36	33,2	2,48	24,5
	W,kW/m ²	153		130		74

APÉNDICE 14. Surtido de cinta y alambre de alta resistencia óhmica de aleaciones refractarias

ESPESOR	DESVIACIÓN PERMISIBLE POR EL GROSOR	CINTA LAMINADA EN FRÍO, mm																ALAMBRE ESTIRADO EN FRÍO, mm							
		ANCHO																DIÁMETRO DEL ALAMBRE		DIÁMETRO DEL ALAMBRE					
		8	8	10	12	14	15	16	18	20	25	(30)	32	36	40	45	50	60	80	100	NOMINAL	DESVIACIÓN PERMISIBLE	NOMINAL (CONTRUCCIÓN)	DESVIACIÓN PERMISIBLE (CONTRUCCIÓN)	NOMINAL (CONTRUCCIÓN)
0.20	±0.01	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	0.01 0.018 0.20 0.025 0.03	±0.02	0.22 0.25 0.28 0.30	±0.01	1.8 1.8 2.0 2.2	±0.03
0.22		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
0.25		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
0.28		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
(0.30)	±0.015	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	0.03 0.04	±0.02	0.30	±0.01	2.2 2.5 2.6 3.0	±0.03
0.32		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
0.36		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
0.40		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
0.45	±0.02	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	0.05 0.06 0.07 0.08 0.09	±0.04		±0.01	3.5 4.0 4.5 5.0 5.5 6.0	±0.03
0.50		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
0.55		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
0.60		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
0.70	±0.025	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	0.1 0.11	±0.04	0.70 0.80	±0.03 0.02		±0.03
0.80		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
0.90		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
1.00		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
1.10	±0.03	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	0.12 0.14 (0.15) 0.16 0.18 0.20	±0.06	0.90	±0.03	6.5 7.0 (7.5) 8.0 9.0 (9.5) (10.0)	±0.05
1.20		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
1.40		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
(1.50)		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
1.80	±0.06	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	1.0 1.1 1.2 1.4 (1.5)	±0.06		±0.03	6.5 7.0 (7.5) 8.0 9.0 (9.5) (10.0)	±0.05
1.80		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
2.00		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
2.20		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X						
2.50								X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X				±0.03	6.5 7.0 (7.5) 8.0 9.0 (9.5) (10.0)	±0.05	
2.80								X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X							
2.80								X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X							X
(3.00)								X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X							X
3.20							X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X							

Aclaración: Las medidas señaladas en paréntesis, no se recomiendan tomarlas.

APÉNDICE 15. Transformadores de los hornos eléctricos

Tipo de transformador	Potencia, kW	Tensión primaria, kV	Escalones de la tensión secundaria, V	Tensión ante la cual la potencia se mantiene nominal, V
1	2	3	4	5
Monofásico, tipo EOZH	5 500	10 ó 35	210-203-196-189-184- -178-172-168-163-158- -154-150-146-142-139- -135-132	En los primeros nueve esca- lones
Monofásico, tipo EOZH	8 000	10,5	366,5-344-325-307-292- -274-258-244-231,5-216- -202-195-188,5-182,5- -177-170,5-164-158,5- -153-146-139,5	366,5-344-325- -307-292
Monofásico tipo EOZHk	16 000	10	450-200	400
De tres fases	1 400	<u>6</u> 10	<u>130-120-111</u> <u>125-115-107</u>	130 125
De tres fases, tipo ETMK	2 250	-	220-127	220
De tres fases, tipo ETZP	3 500	6	136,5-125-115,5-102,5-91	136,5

APÉNDICE 15. (Continuación)

Tipo de transformador	Potencia, kW	Tensión primaria, kV	Escalones de la tensión secundaria, V	Tensión ante la cual la potencia se mantiene nominal, V
1	2	3	4	5
De tres fases, tipo ETZP	5 000	6	133,5-118-106-96,5-89	133,5
De tres fases tipo ETZP	9 000	10	274-257-243-230-219-208- -191-183	274
De tres fases, tipo ETZP	10 500	35	158-105	158
De tres fases, tipo ETZP	1 280	10	185-130,5	185
De tres fases, ETZP	13 750	35	307-263-213-191,5-171-152- -123-110,5	307
Trifásico, tipo ETZHK	24 000/35	35	368-123	368

APÉNDICE 16. Factores de conversión de las unidades de medida de diferentes sistemas al Sistema Internacional

Para indicar los países de procedencia: Reino Unido, United Kingdom (UK); Estados Unidos, United States (US).

Magnitud física	Unidad de medida	Símbolo	Factores de conversión unidad en el SI
1	2	3	4
Longitud (<i>l</i>)	Pie internacional (foot)	ft	0,304 8 m
	Pie cubano	-	0,282 667 m
	Pulgada internacional (inch)	in	0,025 4 m
	Pulgada cubana	-	0,023 556 m
	Angstrom	Å	10 ⁻¹⁰ m
Volumen (<i>V</i>)	Litro	L	1 dm ³
	Mililitro	mL	1 cm ³
	Galón (US) (US gallon)	gal (US)	3,785 41 dm ³
	Galón (UK) (UK gallon)	gal (UK)	4,546 09 dm ³
	Pie inglés cúbico	ft ³	0,028 316 8 m ³
	Pulgada cúbica	in ³	1,638 71 · 10 ⁻⁵ m ³
Velocidad angular (<i>n</i>)	Revolución por minuto	r/min	0,104 720 rad/s
	Revolución por segundo	r/s	6,283 19 rad/s
Frecuencia (<i>f</i>)	Revolución por segundo	r/s	1 HZ
	Revolución por minuto	r/min	0,016 667 HZ

APÉNDICE 16. (Continuación)

Magnitud física	Unidad de medida	Símbolo	Factores de conversión unidad en el SI
1	2	3	4
Masa (<i>m</i>)	Libra (UK,US)	lb (UK,US)	0,453 592 37 kg
	Onza (UK,US)	OZ	28,3495 · 10 ⁻³ kg
	Unidad técnica de masa	kgf · m ² /m	9,806 65 kg
	Tonelada métrica	t	1 000 kg
	Tonelada corta (US)	Sh ton	907,185 kg
	Tonelada larga (UK)	ton	1 016,05 kg
Densidad (<i>ρ</i>)	Gramo por centímetro cúbico	g/cm ³	1 000 kg/m ³ (1 000 g/L)
	Libra (UK,US) por pie cúbico	lb (UK,US)/ft ³	16,018 5 kg/m ³ (16,018 5 g/L)
	Libra (UK,US) por galón (US)	lb(UK,US)/gal(US)	119,826 kg/m ³ (119,826 g/L)
	Libra (UK,US) por galón (UK)	lb (UK,US)/gal(UK)	99,776 kg/m ³ (99,776 3 g/L)
	Tonelada por metro cúbico	t/m ³	1 000 kg/m ³ (1 000 kg/m ³)(1 000 g/L)
Flujo másico (<i>M</i>)	Kilogramo por minuto	kg/min	16,607 · 10 ⁻³ kg/s
	Kilogramo por hora	kg/h	2,777 78 · 10 ⁻⁴ kg/s
	Libra (UK,US) por hora	lb (UK,US)/h	1,259 98 · 10 ⁻⁴ kg/s
	Tonelada por hora	t/h	0,277 778 kg/s
	Tonelada por día	t/d	11,574 · 10 ⁻⁶ kg/s

APÉNDICE 16. (Continuación)

Magnitud física	Unidad de medida	Símbolo	Factores de conversión unidad en el SI
1	2	3	4
Flujo volumétrico (V)	Metro-cúbico por minuto	m ³ /min	1,666 67 · 10 ⁻² m ³ /s
	Litro por minuto	L/min	1,666 67 · 10 ⁻⁵ m ³ /s
	Galón (US) por minuto	gal (US)/min	63,090 2 · 10 ⁻⁶ m ³ /s
	Galón (UK) por minuto	gal (UK)/min	7,576 82 · 10 ⁻⁵ m ³ /s
	Pie (UK,US) cúbico por minuto	ft ³ /min	0,471 95 · 10 ⁻³ m ³ /s
Fuerza (F)	Kilogramo fuerza	kgf	9,806 65 N
	Dina	dyn	1 · 10 ⁻⁵ N
	Libra fuerza	lbf	4,448 22 N
	Tonelada fuerza	tf	9 806,65 N
Peso específico (γ)	Kilogramo fuerza por decímetro cúbico	kgf/dm ³	9 806,65 N/m ³
	Dina por decímetro cúbico	dyn/cm ³	10 N/m ³
	Libra fuerza por pie cúbico	lbf/ft ³	157,087 N/m ³

APÉNDICE 16. (Continuación)

Magnitud física	Unidad de medida	Símbolo	Factores de conversión unidad en el SI
1	2	3	4
Presión (P,H)	Kilogramo fuerza por centímetro cuadrado	kgf/cm ²	98 066,5 Pa
	Kilogramo fuerza por metro cuadrado	kgf/m ²	9,806 65 Pa
	Atmósfera técnica	at	98 066,5 Pa
	Atmósfera física	atm	101 325 Pa
	Bar	bar	1 · 10 ⁵ Pa
	Milímetro de mercurio	mm Hg	133,322 Pa
	Milímetro de agua	mm H ₂ O	9,806 65 Pa
	Libra fuerza por pulgada cuadrada	lbf/in ²	6 894,76 Pa
	Libra fuerza por pie cuadrado	lbf/ft ²	47,880 3 Pa
	Dina por centímetro cuadrado	dyn/cm ²	0,1 Pa

APÉNDICE 16. (Continuación)

Magnitud física	Unidad de medida	Símbolo	Factores de conversión unidad en el SI
1	2	3	4
Energía, trabajo, calor (<i>Q</i>)	Erg	erg	$1 \cdot 10^{-7}$ J
	Watt hora	W · h	3 600 J
	Watt segundo	W · s	1 J
	Kilowatt hora	kW · h	$3,6 \cdot 10^{-6}$ J
	Kilogramo fuerza metro	kgf · m	9,806 65 J
	Unidad térmica británica (British thermal unit)	Btu	1 055,06 J
	Caballo de fuerza hora	hp · h	$2,684 52 \cdot 10^6$ J
	Libra fuerza pie	lbf · ft	1,355 82 J
	Libra fuerza pulgada	lbf · in	0,112 985 J
	Atmósfera litro	atm · l	101,325 J
	Caloría internacional	cal _I	4,186 8 J
	Caloría termoquímica	cal _{th}	4,184 0 J
Kilocaloría internacional	kcal _I	4186,8 J	

APÉNDICE 16. (Continuación)

Magnitud física	Unidad de medida	Símbolo	Factores de conversión unidad en el SI
1	2	3	4
Potencia, flujo térmico (<i>Q</i> , <i>N</i>)	Caballo de vapor	CV	735,499 W
	Caballo de fuerza inglés	hp	745,700 W
	Unidad térmica británica por hora	Btu/h	0,293 071 W
	Unidad térmica británica por segundo	Btu/s	1 055,06 W
	Kilogramo fuerza metro por segundo	kgf · m/s	9,806 65 W
	Caloría internacional por hora	Cal _I /h	$1,163 \cdot 10^{-3}$ W
	Caloría internacional por segundo	Cal _I /s	4,186 8 W
	Kilogramo internacional por hora	kcal _I /h	1,163 W
	Atmósfera litro por segundo	atm · L/s	101,328 W

APÉNDICE 16. (Continuación)

Magnitud física	Unidad de medida	Símbolo	Factores de conversión unidad en el SI
1	2	3	4
Viscosidad dinámica (μ)	Poise	P	0,1 Pa · s
	Centipoise	CP	0,001 Pa · s
	Kilogramo por metro hora	kg/(m · h)	2,778 · 10 ⁻⁴ Pa · s
	Kilogramo por metro segundo	kg/(m · s)	1 Pa · s
	Kilogramo fuerza hora por metro cuadrado	kgf · h · m ²	35,304 · 10 ³ Pa · s
	Libra fuerza hora por pie cuadrado	lbf · s in ²	1,72369 · 10 ⁵ Pa · s
	Libra fuerza segundo por pulgada cuadrada	lbf · h · ft ²	6 894,76 Pa · s
	Dina segundo por metro cuadrado	dyn · s · m ²	0,1 Pa · s
Viscosidad cinemática (ν)	Stokes	St	1 · 10 ⁻⁴ m ² /s
	Pulgada cuadrada por hora	in ² /h	1,792 11 · 10 ⁻⁷ m ² /s
	Pie cuadrado por hora	ft ² /h	2,580 64 · 10 ⁻⁵ m ² /s
	Metro cuadrado por hora	m ² /h	2,777 78 · 10 ⁻⁴ m ² /s
Temperatura termodinámica (T, t)	Grado Celsius	°C	K = °C + 273,15; °C = K - 273,15)
	Grado Fahrenheit	°C	K = $\frac{5}{9}$ (°F + 459,67); °C = $\frac{5}{9}$ (°F - 32)

APÉNDICE 16. (Continuación)

Magnitud física	Unidad de medida	Símbolo	Factores de conversión unidad en el SI
1	2	3	4
Calor específico, energía específica (másica y volu- métrica) (Q_m, Q_v)	Caloría internacional por gramo	Cal _{IT} /g	4 186,8 J/kg
	Kilocaloría termoquímica por kilogramo	kcal _{th} /kg	4 184 J/kg
	Unidad térmico británica por libra	B _{tu} /lb	2 326 J/kg
	Pie libra fuerza por libra	(ft · lbf)/lb	2,989 07 J/kg
	Kilogramo fuerza metro por kilogramo	(kgf · m)/kg	9,806 65 J/kg
	Caloría internacional por centímetro cúbico	Cal _{IT} /cm ³	4,186 8 · 10 ⁶ J/m ³
	Kilocaloría internacional por metro cúbico	kcal _{IT} /m ³	4,186 8 · 10 ³ J/m ³
	Kilocaloría térmica por metro cúbico	kcal _{th} /m ³	4 184 J/m ³
	Unidad térmica británica por pie cúbico	Btu/ft ³	37 258,9 J/m ³

APÉNDICE 16. (Continuación)

Magnitud física	Unidad de medida	Símbolo	Factores de conversión unidad en el SI
1	2	3	4
Capacidad calorífica (volumétrica y másica) (C_v, C)	Kilocaloría internacional por metro cúbico grado Celsius	$kcal_{IT}/(m^3 \cdot ^\circ C)$	4 186,8 J/(m ³ · k)
	Caloría internacional por centímetro cúbico grado Celsius	$Cal_{IT}/(m^3 \cdot ^\circ C)$	4,186 · 10 ⁶ J/(m ³ · k)
	Unidad térmica británica por pie cúbico grado Fahrenheit	Btu/(ft ³ · °F)	67 066,1 J/(m ³ · k)
	Caloría internacional por gramo grado Celsius	$Cal_{IT}(g \cdot ^\circ C)$	4186,8 J/(kg · k)
	Kilocaloría internacional por kilogramo grado Celsius	$kcal_{IT}/(kg \cdot ^\circ C)$	4 186,8 J/(kg · k)
	Unidad térmica británica por libra grado Fahrenheit	Btu/(lb · °F)	4 186,8 J/(kg · k)
	Kilogramo fuerza metro por kilogramo Kelvin	kgf · m/(kg · k)	9,806 65 J/(kg · k)

APÉNDICE 16. (Continuación)

Magnitud física	Unidad de medida	Símbolo	Factores de conversión unidad en el SI
1	2	3	4
Densidad superficial de flujo térmico (q)	Caloría internacional por centímetro cuadrado segundo	$Cal_{IT}/(cm^2 \cdot s)$	4,186 8 · 10 ⁴ W/m ²
	Kilocaloría internacional por metro cuadrado hora	$Kcal_{IT}/(m^2 \cdot h)$	1,163 W/m ²
	Watt por pulgada cuadrada	W/in ²	1 550 W/m ²
	Unidad térmica británica por pie cuadrado hora	Btu/(ft ² · h)	3,154 59 W/m ²
	Unidad térmica británica por pulgada cuadrada segundo	Btu/(in ² · s)	1,635 · 10 ⁶ W/m ²
Coeficiente de transferencia de calor (α, K)	Caloría internacional por centímetro cuadrado segundo Kelvin	$Cal_{IT}/(cm^2 \cdot s \cdot K)$	41 868 W/(m ² · k)
	Kilocaloría internacional por metro cuadrado hora Kelvin	$Kcal_{IT}/(m^2 \cdot h \cdot K)$	1,163 W/(m ² · K)
	Unidad térmica británica por pie cuadrado hora grado Fahrenheit	Btu/(ft ² · h · °F)	5,678 26 W/(m ² · k)

APÉNDICE 16. (Continuación)

Magnitud física	Unidad de medida	Símbolo	Factores de conversión unidad en el SI
1	2	3	4
Coeficiente de conductividad térmica (λ)	Caloría internacional por centímetro segundo grado Celsius	$\text{Cal}_{IT}/(\text{cm} \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C})$	418,68 $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
	Kilocaloría internacional por metro hora grado Celsius	$\text{kcal}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$	418,68 $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
	Unidad térmica británica por pie hora grado Fahrenheit	$\text{Btu}/(\text{ft} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F})$	1,730 73 $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
	Unidad térmica británica pulgada por pie cuadrado hora grado Fahrenheit	$\text{Btu} \cdot \text{in}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F})$	0,144 228 $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
Densidad de corriente eléctrica (Δ)	Unidad CGS	-	$3,335\ 64 \cdot 10^{-6} \text{ A}/\text{m}^2$
	Unidad CGSM	-	$1 \cdot 10^5 \text{ A}/\text{m}^2$
	Ampere por milímetro cuadrado	A/mm^2	$1 \cdot 10^6 \text{ A}/\text{m}^2$
	Ampere por centímetro cuadrado	A/cm^2	$1 \cdot 10^4 \text{ A}/\text{m}^2$

APÉNDICE 16. (Continuación)

Magnitud física	Unidad de medida	Símbolo	Factores de conversión unidad en el SI
1	2	3	4
Resistencia eléctrica específica (ρ_l)	Ohm centímetro	$\Omega \cdot \text{cm}$	$1 \cdot 10^{-2} \Omega \cdot \text{m}$
	Ohm milímetro cuadrado por metro	$\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$	$1 \cdot 10^{-6} \Omega \cdot \text{m}$
	Unidad CGS	-	$8,987\ 55 \cdot 10^9 \Omega \cdot \text{m}$
	Unidad CGSM	-	$1 \cdot 10^{-11} \Omega \cdot \text{m}$

ÍNDICE

Prólogo/ 3

Síntesis del contenido/ 5

Introducción/ 7

CAPÍTULO 1. PROCESO TECNOLÓGICO

1.1. Determinación del consumo de calor por la carga/ 9

1.2. Problemas de ejemplo/ 11

1.3. Problemas para el trabajo independiente/ 13

CAPÍTULO 2. PROCESO AERODINÁMICO

2.1. Conceptos fundamentales/ 15

2.2. Estática de los gases/ 18

2.2.1. Conceptos generales/ 18

2.2.2. Problemas de ejemplo sobre estática de los gases/ 20

2.2.3. Problemas para el trabajo independiente/ 23

2.3. Dinámica de los gases/ 23

2.3.1. Conceptos generales/ 23

2.3.2. Problemas de ejemplo sobre dinámica de los gases/ 31

2.3.3. Problemas para el trabajo independiente/ 45

CAPÍTULO 3. PROCESO MECÁNICO

3.1. Principales regularidades del proceso mecánico/ 47

3.1.1. Hornos de tambor rotatorio/ 47

3.1.2. Hornos de hogares múltiples/ 50

3.1.3. Hornos que utilizan el estado de suspensión del material/ 50

3.2. Problemas de ejemplo/ 51

3.3. Problemas para el trabajo independiente/ 55

CAPÍTULO 4. PROCESO DE INTERCAMBIO TÉRMICO

4.1. Conductividad térmica en régimen estacionario/ 56

4.1.1. Problemas de ejemplo/ 60

4.1.2. Problemas para el trabajo independiente/ 65

4.2.0. Conductividad térmica en régimen no estacionario/ 65

4.2.1. Problemas de ejemplo/ 75

4.2.2. Problemas para el trabajo independiente/ 79

4.3. Transmisión de calor por convección/ 80

4.3.1. Problemas de ejemplo/ 85

4.3.2. Problemas para el trabajo independiente/ 91

4.4. Transmisión de calor por radiación/ 91

4.4.1. Problemas de ejemplo/ 104

4.4.2. Problemas para el trabajo independiente/ 113

4.5. Transferencia de calor combinada/ 114

4.5.1. Problemas de ejemplo/ 119

4.5.2. Problemas para el trabajo independiente/ 124

4.6. Balance térmico/ 125

4.6.1. Problemas de ejemplo/ 130

4.6.2. Problemas para el trabajo independiente/ 145

CAPÍTULO 5. PROCESO ENERGÉTICO

5.1. Obtención de energía térmica en los hornos por la combustión del combustible/ 146

5.1.1. Esquema para el cálculo del combustible líquido o sólido/ 150

5.1.2. Esquema para el cálculo del combustible gaseoso/ 156

5.1.3. Problemas de ejemplo/ 157

5.1.4. Problemas para el trabajo independiente/ 167

5.2. Obtención de energía térmica en los hornos por la transformación de la energía eléctrica/	168
5.2.1. Hornos eléctricos de resistencia/	169
5.2.1.1. Cálculo de los calentadores metálicos/	173
5.2.1.2. Cálculo de los calentadores de carborundo/	192
5.2.1.3. Cálculo de los calentadores de disilicio de molibdeno/	195
5.2.1.4. Problemas para el trabajo independiente/	197
5.2.2. Hornos de arco eléctrico/	198
5.2.2.1. Cálculo del horno de arco con calentamiento mixto (hornos eléctricos termo-térmicos para la fusión de menas/	199
5.2.2.2. Ejemplo de cálculo/	202
5.2.2.3. Problema para el trabajo independiente/	206
BIBLIOGRAFÍA/	207

ISBN 959-07-0120-5



9 789590 701207