CÁLCULO DEL BALANCE TÉRMICO DE UN HORNO DE FABRICACIÓN DE LADRILLO ARTESANAL

Ing. MADE Octavio Hinojosa Ledesma*
Ing. Carlos Velasco Hurtado**

*Ingeniero Metalúrgico, Facultad Nacional de Ingeniería, UTO
Master en Administración y Dirección de Empresas, UPB

**Docente de la Carrera de Ingeniería Metalúrgica y Ciencia de Materiales
Universidad Técnica de Oruro

RESUMEN

Hasta la fecha, vanos han sido los esfuerzos por algunas instituciones o personas particulares de mejorar la situación de la ladrillería artesanal en nuestra ciudad. Ya sea por cuestiones económicas, sociales o políticas, cualquier plan de remediación o mejora siempre ha quedado truncado.

La preocupación se acrecienta más a medida que pasa el tiempo y la zona urbana crece indefectiblemente hacia lo ancho y largo de nuestra ciudad, llegando de esta forma a áreas colindantes con las zonas ladrilleras.

En el presente artículo que es la segunda parte del artículo publicado en la Revista Metalúrgica Nº 25 (Diagnóstico del Trabajo de las Ladrilleras Artesanales en la Ciudad de Oruro), se desarrolla de manera resumida el cálculo seguido para determinar la distribución de calor en uno de estos hornos ubicado en la Zona Norte, para de esta forma determinar el rendimiento térmico del mismo y así llegar a conclusiones reales acerca de cuáles son los problemas durante el quemado y plantear soluciones tanto para los ladrilleros, la población en general y el medio ambiente.

1. INTRODUCCIÓN

Todos los procesos químicos implican varias clases de intercambios de energía con los alrededores. En la mayoría de los procesos, la energía térmica es la principal forma de energía intercambiada entre el sistema y el medio circunvecino. El suministro y utilización de calor se coloca en importancia con el suministro y utilización del producto final para determinar costos y para determinar el éxito o fracaso del proceso.

En consecuencia un balance de la energía que muestre la entrada y salida de calor, es una de las herramientas esenciales en este tipo de procesos para poder determinar tipo de combustible óptimo, material necesario y otros.

En el balance se consideran las pérdidas por conducción en el suelo de la cámara de combustión, al igual que sus paredes, cuya parte exterior está en contacto con el suelo; pérdidas por conducción y convección en las paredes donde la superficie externa de las mismas está en contacto con el medio ambiente, pérdidas por radiación en las aberturas del horno; etc.

2. MEDICIÓN DE TEMPERATURAS EN EL INTERIOR DEL HORNO

Para la medición de las temperaturas, se hicieron algunas consideraciones:

Se superpone un eje imaginario tridimensional en el horno y se mide la temperatura en el punto (x,y,z), se asume que esta temperatura será la misma en los puntos (-x,y,z), (-x,-y,z) y (x,-y,z).

Se decidió medir las temperaturas a 3 profundidades distintas en el interior del horno; a 3 metros de profundidad desde el extremo superior de la chimenea, a 2 metros y a 1 metro; para tal efecto, se construyeron 3 termopares tipo "K" (chromel-alumel) de 3 metros de largo, 2 termopares de 2 metros de longitud y por último 1 de un metro, cada termopar cubierto con fundas de porcelana. Para tener la facilidad de introducir los termopares en el interior del horno (ya que éste queda lleno con los ladrillos) se acomodaron tubos de fierro en el interior de la zona de cargado de ladrillo tal como se muestra en la figura 1; los tubos estaban sellados en su extremo inferior. Los de 1metro de longitud y en número de 8, estaban ubicados en la división superior izquierda a la compuerta de alimentación del combustible; los de 2 metros de longitud, se los destinó para medir las temperaturas de la zona central del horno; por último, los tubos de 3 metros de longitud, se los destinó para medir las temperaturas de la zona inferior que es la de más elevada temperatura. En la vista de planta de la figura 1, se puede apreciar la numeración con la que se han acomodado los termopares en las 3 áreas de medición.

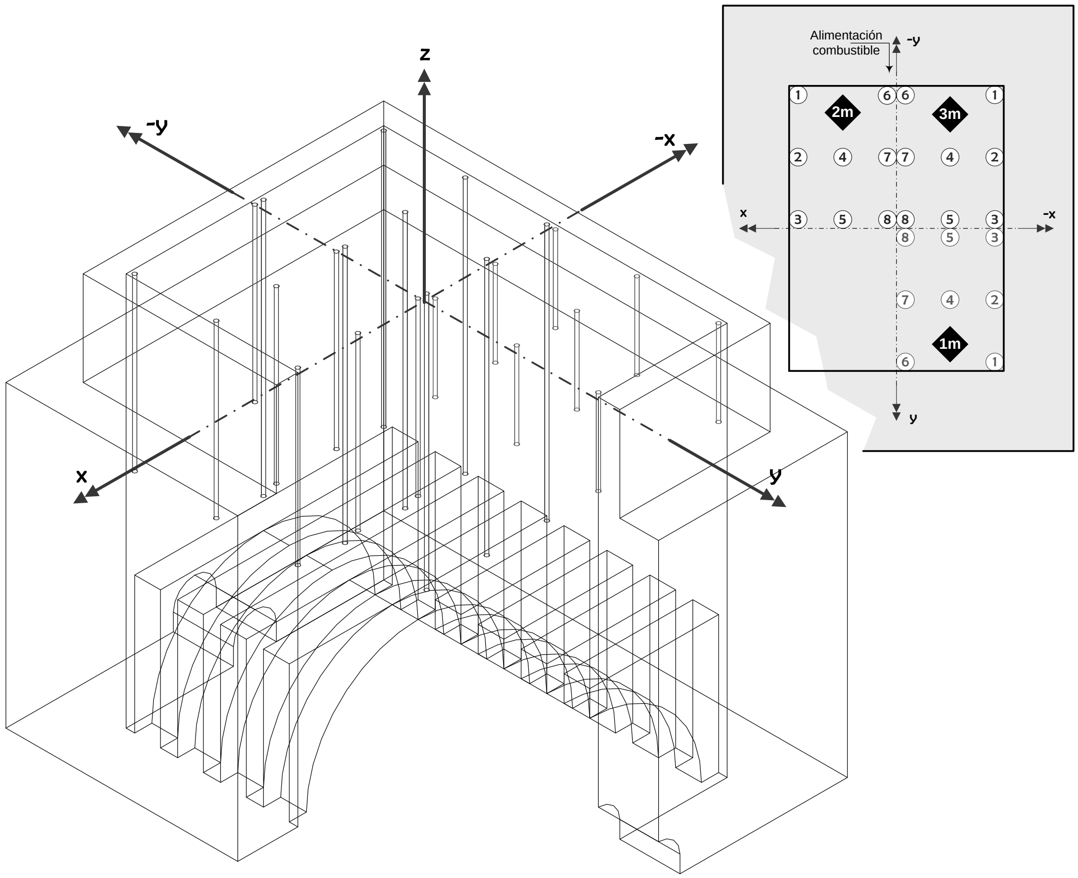

Figura 1. Disposición de termopares en el interior del horno

3. BALANCE TÉRMICO DEL HORNO

3.1 DISTRIBUCIÓN DE CALOR EN EL HORNO

Para una mejor comprensión de la distribución de calor en el horno, se tiene la figura 2. La mayor parte del calor se libera en la zona o cámara de combustión y se desplaza, de allí, hacía arriba, el paso de calor a la carga se indica con flechas en el interior del horno. El calor se desplaza en todas las direcciones; gran parte del calor suministrado, se pierde en las paredes del cuerpo (1) y chimenea (2) del horno; otro tanto se absorbe en las paredes (3) de la cámara de combustión, juntamente con el calor necesario para calentar los puentes (4) hasta llegar a régimen estable, otra parte del calor se pierde en el suelo (5) de la cámara de combustión.

Existen pérdidas también en los gases de salida (6) producto de la combustión, en las reacciones endotérmicas en el proceso de cocción de los ladrillos, como el calor consumido en las reacciones endotérmicas de la arcilla (7) y el calor necesario para la evaporación de la humedad remanente en los ladrillos (8) así como el calor necesario para la cocción de los ladrillos (9).

Se consideran también las pérdidas por radiación en las aberturas, en este caso estas pérdidas no son de gran importancia, ya que las aberturas en la cámara de combustión no son de un área considerable.

3.2 CALOR SUMINISTRADO AL HORNO

El calor total que ingresa al horno está dado principalmente por la reacciones de combustión de los combustibles sólidos utilizados. Es muy posible que a la par de estas reacciones sucedan otro tipo de reacciones exotérmicas; sin embargo, por ejemplo, la reacción exotérmica de la transformación de la alúmina no cuenta con la temperatura suficiente para llevarse a cabo, pero si ésta sucede, el aporte de calor sería pequeño, por lo que no se la toma en cuenta en el presente análisis.

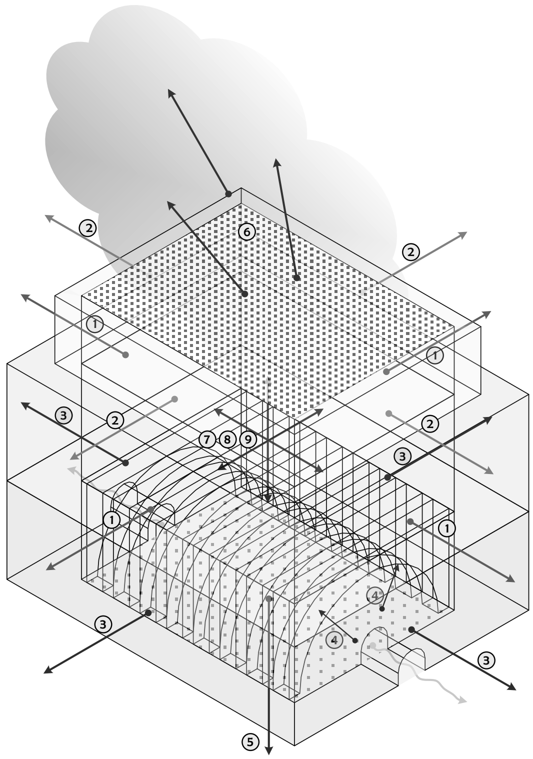

Figura 2. Esquema del flujo calorífico en el interior del horno.

El calor suministrado, viene dado por el poder calorífico del combustible y por la cantidad del mismo, de este modo se tiene:

$$Q_{total} = \sum (P_i \cdot M_i)$$

donde:

Q_{total} es el calor total que ingresa al horno por quemada.
P_i es el poder calorífico del combustible.
M_i es la masa del combustible que ingresa al horno.

Tomando en cuenta que los combustibles utilizados son la goma y el estiércol, se tiene:

$$Q_{total} = P_{goma} \cdot M_{goma} + P_{estiércol} \cdot M_{estiércol}$$

Para el balance térmico en general, se toma como único valor de entrada la suma de los calores a partir de la anterior ecuación, y en el posterior análisis no se toma en cuenta una separación de intervalos de tiempo respecto a la combustión de la goma y del estiércol, por las siguientes razones:

- Para el cálculo de las pérdidas de calor en las paredes, se consideran las temperaturas registradas en el interior del horno, por lo que en la primera hora se registraron las temperaturas iniciales de calentamiento y así en las posteriores horas, independientemente del tipo de combustible utilizado.
- Como variable importante para el cálculo de flujos de calor, se encuentra el coeficiente de convección, tanto para el aire como para los gases de salida; en el caso del coeficiente de convección de los gases que salen del horno, se ha comprobado que la composición gaseosa (proveniente de la combustión de la goma o estiércol), no afecta el valor final del coeficiente, siendo más bien la variable que más afecta a éste, la temperatura.

3.3 CALOR PERDIDO EN LAS PAREDES DEL CUERPO Y CHIMENEA DEL HORNO

El calor perdido hacia el exterior del horno a través de las paredes, constituye uno de los aspectos sobresalientes que afectan la economía de los hornos y que deben examinarse ampliamente. Al hablar de cuerpo y chimenea, solamente se hace diferencia en el espesor de la pared en cada caso, ya que ambas partes pertenecen a la zona de cargado del horno; por lo tanto, una chimenea como tal, en los hornos ladrilleros no existe, el cuerpo del horno tiene un espesor de 0.7 m, con una altura de 1.9 m, y en la parte superior (chimenea), se tiene una altura de 1.1 m con 0.25 m, de espesor de pared.

Para el análisis se han considerado varios factores; en este punto se ha tomado en cuenta las pérdidas de calor por conducción a través de la pared y convección por el contacto que tiene la superficie externa con el medio ambiente; otro punto en consideración es el tipo de convección, ya sea convección natural o convección forzada, como en la mayoría de los hornos existe la construcción del ambiente para el almacenamiento de combustible en la cara anterior del horno, además de existir galpones o cuartos de secado en una de las paredes laterales del horno, se ha visto por conveniente realizar el cálculo por convección natural en estas paredes, en nuestro caso la pared en la que está construido el galpón de secado de los ladrillos, es la lateral derecha.

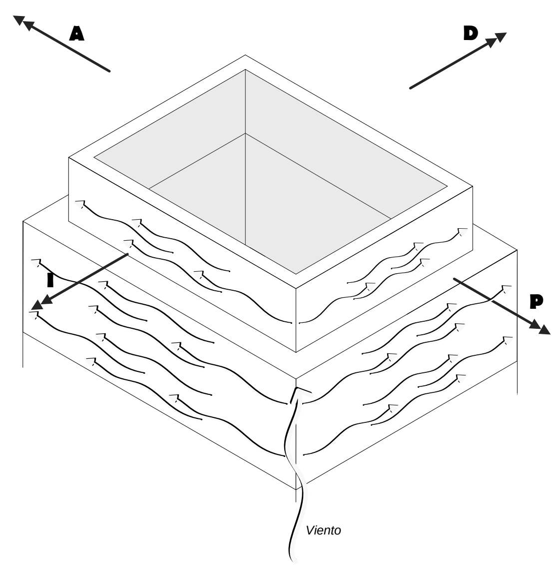

Figura 3. Corrientes de convección del viento, para considerar convección forzada en las paredes posterior y lateral izquierda del cuerpo y chimenea del horno.

En las otras dos paredes, la posterior y la lateral izquierda, que son las que se encuentran en contacto directo con el exterior, se considera convección forzada, tal como puede observarse en la figura 3, como el viento es una variable importante en este caso, es necesario conocer las velocidades del viento en función del tiempo, además de conocer las temperaturas ambientes en las que se ha trabajado el día de la medición; para conseguir estos datos, se ha recurrido al Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología (SENAMHI), obteniendo los datos en función de las horas del día para las fechas en las que se ha realizado la medición. Además de considerar lo anteriormente mencionado, para realizar un cálculo más exacto de las pérdidas de calor en las paredes, se trabajó dividiendo cada pared del cuerpo del horno en 8 partes iguales, y las paredes de la chimenea en 4, tal como se indica en la figura 4, para tal efecto se toman en cuenta las temperaturas medidas en las cercanías de las paredes internas del horno.

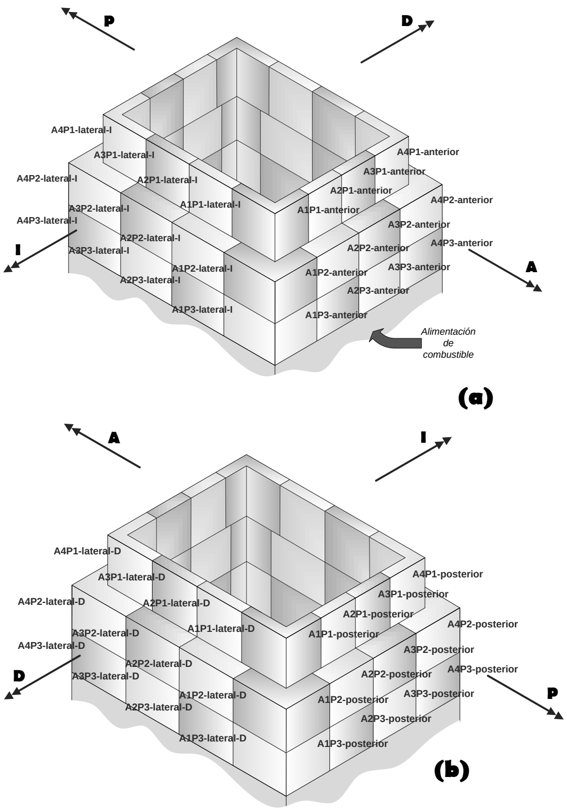

Figura 4. División de las paredes del horno en 48 superficies, considerando convección natural (a) y convección forzada (b).

Como se puede observar en la anterior figura, la división toma en cuenta las temperaturas registradas a las tres profundidades diferentes.

Para el cálculo de las pérdidas de calor en cada área es necesario conocer ciertas propiedades termofísicas de los gases, como densidad, conductividad, viscosidad y capacidad calorífica. Se ha desarrollado un programa para hacer el cálculo respectivo de una mezcla gaseosa en las condiciones climatológicas de Oruro y en las condiciones en las que el gas sale del horno.

Una vez obtenidas la densidad, viscosidad, capacidad calorífica y conductividad se procede a calcular los diferentes parámetros para obtener el valor final del coeficiente de conductividad.
Estos cálculos son muy extensos y para un mejor estudio de los mismos se sugiere al lector revisar la referencia [1].

3.3.1 CÁLCULO DE LA DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS EN EL INTERIOR DE LAS PAREDES DEL HORNO

Para determinar el valor final del calor perdido en un determinado área, es necesario conocer la distribución de temperaturas en régimen transitorio en el interior de la pared, tomando en cuenta la conducción y la convección. Para lograr este objetivo se hace uso del método de los volúmenes finitos.

La resolución de problemas de transferencia de calor y masa por el método de volúmenes finitos nace en la discretización de las ecuaciones originales, cuya resolución aproximada será más exacta dependiendo del modelo de discretización que se tome en cuenta, para régimen transitorio existen 3 esquemas, el explícito, el implícito y el totalmente implícito, por la facilidad en su comprensión y en el manejo de los cálculos se hace uso del método explícito. Partiendo de la ecuación de conducción de calor unidimensional en régimen transitorio:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T)-\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{k}{Cp}\frac{\partial T}{\partial x}\right)=0$$

y se tiene el siguiente volumen de control para el caso unidimensional:

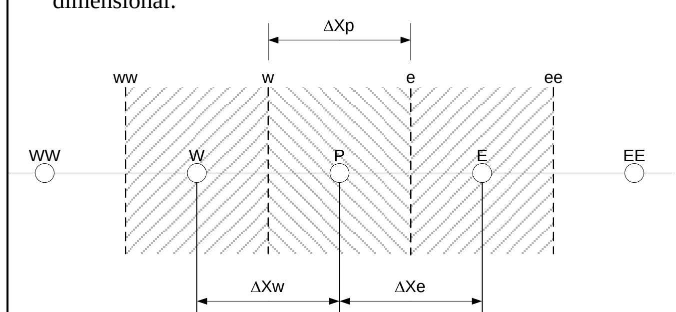

Figura 5. Volumen de control para un caso unidimensional.

Se comienza el análisis a partir de la ecuación que gobierna el proceso (la última mencionada), la que se integra en el espacio y tiempo, sobre el volumen de control P representado en la figura 5. Se obtiene la siguiente expresión:

$$\left(\rho_P T_P^{n+1}-\rho_P T_P^{n}\right)\Delta x_P=\left[\left(\frac{k}{Cp}\frac{\partial T}{\partial x}\right)_e^n-\left(\frac{k}{Cp}\frac{\partial T}{\partial x}\right)_w^n\right]\Delta t$$

Para discretizar la anterior ecuación, se utiliza el esquema explícito para el término transitorio:

$$\Phi^{n+1}=\Phi^n+f\left(t_n,\Phi^n\right)\Delta t$$

En la figura 6, se muestra que para obtener el valor final de la temperatura P en un determinado incremento de tiempo (Δt), serán necesarias las temperaturas en un tiempo inicial t de W, P y E.

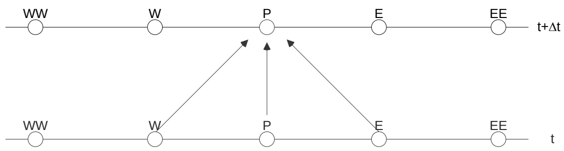

Figura 6. Tipo de conexión en el esquema explícito, para un sistema unidimensional.

Se utiliza el esquema de la diferencia central para la discretización espacial:

$$\lambda_e = \frac{x_e - x_p}{x_E - x_P}$$

aplicando las dos últimas ecuaciones a la ecuación inicial, se tiene:

$$\left(\rho_P T_P^{n+1} - \rho_P T_P^n\right)\Delta x_P = \left[\left(\frac{k}{Cp\Delta x}\bigg|_e \left(T_E^n - T_P^n\right)\right)\bigg|_E^n - \left(\frac{k}{Cp\Delta x}\bigg|_w \left(T_P^n - T_W^n\right)\right)\bigg|_W^n\right]\Delta t$$

finalmente, la ecuación discretizada tiene la forma

$$a_P^{n+1} T_P^{n+1} = a_P^n T_P^n + a_E^n T_E^n + a_W^n T_W^n$$

donde:

$$a_P^{n+1} = \frac{\rho_P \Delta x_p}{\Delta t}$$

$$a_P^n = \frac{\rho_P \Delta x_P}{\Delta t} - \frac{k}{Cp\Delta x}\bigg|_e - \frac{k}{Cp\Delta x}\bigg|_w$$

$$a_E^n = \frac{k}{Cp\Delta x}\bigg|_e$$

$$a_W^n = \frac{k}{Cp\Delta x}\bigg|_w$$

por último despejando, se tiene:

$$T_P^{n+1} = \frac{a_P^n T_P^n + a_E^n T_E^n + a_W^n T_W^n}{a_P^{n+1}}$$

Lo que quiere decir, que la ecuación anterior sirve para calcular la temperatura del volumen finito P, en el tiempo t+1. Pero también es necesario introducir el término de la convección en las fronteras de la pared, considerando el número de volúmenes mostrado en la figura 5, y se sabe que:

$$q'' = -k\frac{\partial T}{\partial x} = h\left(T_\infty - T_s\right)$$

Donde Ts es la temperatura de la superficie de la pared, que dependiendo del espesor del volumen finito, ésta puede llegar a ser la temperatura de los volúmenes en los extremos, en este caso los volúmenes W y E; entonces se tiene:

$$\left(\rho_P T_P^{n+1} - \rho_P T_P^n\right)\Delta x_P = \left[\left(\frac{k}{Cp\Delta x}\bigg|_e \left(T_E^n - T_P^n\right)\right) - \left(\frac{h}{Cp}\left(T_\infty - T_{s=W=E}\right)\right)\right]\Delta t$$

despejando, las temperaturas en las fronteras serán:

$$T_{s=W}^{n+1} = T_W^n + \frac{\Delta t}{Cp\Delta x\rho}\left[\frac{k}{\Delta x}\left(T_P^n - T_W^n\right) - h\left(T_W^n - T_\infty^n\right)\right]$$

por analogía:

$$T_{s=E}^{n+1} = T_E^n + \frac{\Delta t}{Cp\Delta x\rho}\left[h\left(T_\infty^n - T_E^n\right) - \frac{k}{\Delta x}\left(T_E^n - T_P^n\right)\right]$$

Las últimas 3 ecuaciones, son las generales para la determinación de las temperaturas en la pared en régimen transitorio. Se ha utilizado el programa HTM v1.0 (Heat Transfer Material v1.0, programa desarrollado por el Ing. Carlos Itamari Apaza, Ingeniero Mecánico de la Facultad Nacional de Ingeniería, UTO) para el cálculo de la distribución de temperaturas, se ha trabajado con un número de volúmenes finitos igual a 100, se ha alimentado también la información de los coeficientes de convección del aire y del gas calculados anteriormente, y las temperaturas internas del horno y del medio ambiente, todos estos datos en función de la hora de cocido; es decir, durante las 24 horas de cocido.

3.3.1.1 CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CALOR EN RÉGIMEN TRANSITORIO

Una vez obtenidos los resultados correspondientes al anterior cálculo (una matriz de 87 x 100), se procede a calcular la pérdida de calor en cada intervalo de tiempo, con la ecuación de Fourier:

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

donde:

- q es el calor perdido en el intervalo de tiempo, para la resolución del problema, cada 1000 s, [W]
- Δx es el espesor del volumen finito, en el caso de la pared del cuerpo es de 0.007 m, y en la pared de la chimenea es de 0.0025 m.
- T_1 es la temperatura de la última columna de la matriz; es decir, la temperatura de la pared del horno, [ºC o ºK].
- T_2 es la temperatura de la penúltima columna de la matriz; es decir, la temperatura del primer volumen finito interno, [ºC o ºK].

Una vez calculada la ecuación de Fourier, se tienen 87 valores de q, para 87 tiempos, que representan las 24 horas de cocido, para obtener el valor final se integran estos datos, utilizando cualquier método numérico, en este caso se ha utilizado el método de Simpson, por ser un método seguro y muy preciso:

$$\int_a^b f(x)dx \approx \frac{h}{3}\left[\left(y_0 + y_n\right) + 4\left(y_1 + y_3 + \ldots + y_{n-1}\right) + 2\left(y_2 + y_4 + \ldots + y_{n-2}\right)\right]$$

El valor de la integral se multiplica por el área analizada y se obtiene el valor del calor perdido en las 24 horas de cocción.

En la referencia [1] en la sección de resultados, se muestran las gráficas de la distribución de temperaturas y de las áreas integradas; en el Apéndice E, se muestra un ejemplo de cálculo de todo lo anteriormente señalado. Las matrices y los cálculos respectivos para las 48 áreas, se encuentran en los archivos del Cd-Rom, señalados en el respectivo tutorial. Las matrices de flujo de calor se las ha graficado en el programa MATLAB v 6.01, mostrándose las figuras en la sección de resultados.

3.3.2 CALOR PERDIDO EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN DEL HORNO

Es de importancia, considerar también el calor perdido en la cámara de combustión del horno, no sólo en las paredes, sino también en los puentes y en el suelo. En la figura 7, se esquematiza la cámara de combustión vista tridimensionalmente desde abajo, para un mejor entendimiento; se tienen las pérdidas de calor a través de las paredes posterior y anterior (1), las pérdidas de calor en las paredes laterales (2), las pérdidas de calor en el calentamiento de los puentes (3), las pérdidas de calor hacia el suelo (5) y en este punto se considera también las pérdidas de calor por radiación en las dos compuertas (6) que tiene el horno.

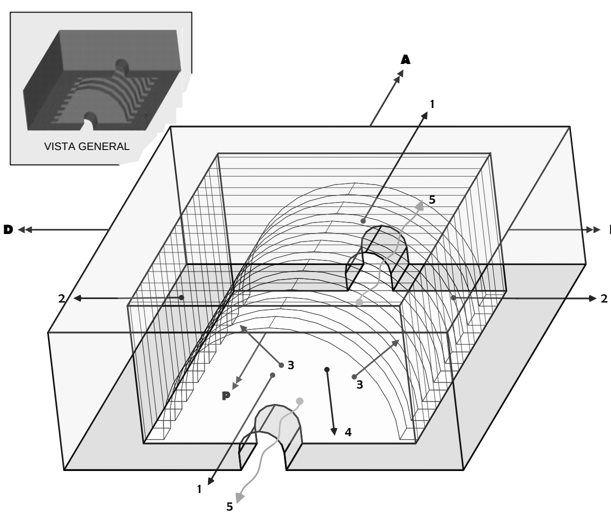

Figura 7. Esquema donde se indica el flujo calorífico de la cámara de combustión.

En la cámara de combustión, que es donde se producen las reacciones de combustión, se producirán también las temperaturas más altas. Para el cálculo de las pérdidas de calor en toda la cámara de combustión se tomará en cuenta las temperaturas registradas en el punto 1, a la profundidad de 3 metros, ya que en las esquinas del horno, los gases salen libremente por tener estos sectores un acomodamiento de los ladrillos más espaciado, por lo que las mediciones realizadas en este punto, pueden representar con un pequeño margen de error, las temperaturas de la cámara de combustión.

3.3.2.1 CALOR PERDIDO EN LAS PAREDES POSTERIOR Y ANTERIOR DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Para éste cálculo se considera que en la pared posterior existe convección forzada, por encontrarse ésta en contacto directo con el exterior y para la pared anterior se considera convección natural, por estar limitada por el cuarto de almacenaje de combustible sólido, que es por donde se alimenta el mismo. Se calcula el coeficiente de convección forzada y natural para el aire. Para el cálculo del coeficiente de convección de la mezcla gaseosa que se forma en la cámara de combustión, se toma en cuenta que el gas tenderá a ascender, pero a diferencia del cálculo de h para las paredes del cuerpo del horno, donde se consideraba el paso de un fluido entre dos placas por la pared del horno y la posición de los ladrillos, en este caso se considera el paso libre de un fluido a través de una placa vertical; la altura de la placa que se toma en cuenta es la altura de la cámara de combustión, en este caso 1.6 m. El coeficiente de convección para la mezcla gaseosa será el mismo en ambas paredes.

Las temperaturas que se consideran en las paredes internas, son las registradas en el punto 1 a la profundidad de 3 metros. Una vez que se tienen todos los datos necesarios en función del tiempo, se introduce los valores al programa HTM v1.0, y se determina la distribución de temperaturas en el interior de las paredes, para el posterior cálculo del calor perdido.

Para determinar el valor del calor perdido, el área a considerar es el de toda la pared anterior y posterior del horno, cuyas medidas aproximadas, se indican en la siguiente figura:

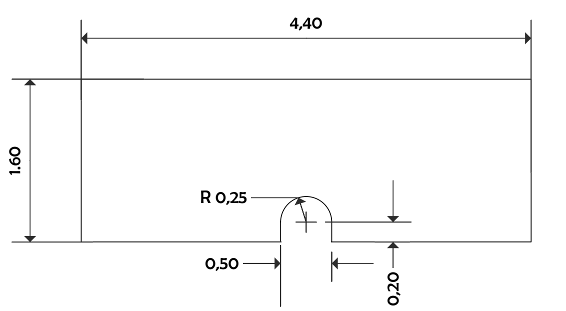

Figura 8. Dimensiones de las paredes anterior y posterior de la cámara de combustión.

3.3.2.2 CALOR PERDIDO EN LAS PAREDES LATERALES DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

De acuerdo a la siguiente figura:

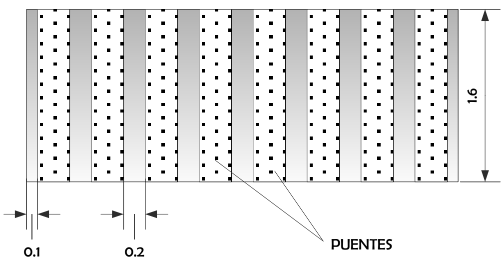

Figura 9. Vista de la pared lateral, donde se puede ver la posición de los puentes.

El área a considerarse para el cálculo de las pérdidas de calor a través de las paredes laterales, no es el área total de la pared, sino el de las áreas que quedan libres; además hay que tomar en cuenta también que en la parte externa de ambas paredes, ya no existe el contacto con el medio ambiente, sino con el suelo, por lo que en ambos extremos no tendrá lugar la convección, sino solamente la conducción a través del suelo, por lo que es necesario conocer también las temperaturas del suelo, que han sido proporcionadas por el Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología. El coeficiente de convección de los gases es el mismo al calculado en el anterior punto.

3.3.2.3 CALOR PERDIDO EN LOS PUENTES DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Como el calor transferido hacia los puentes no se disipa hacia el exterior, o hacia otro lado, se considerará el calor consumido en el calentamiento, desde una temperatura inicial, hasta una final, en régimen permanente, por lo que el cálculo se reduce a la siguiente ecuación:

$$q = Cp\,M\left(T_{final} - T_{inicial}\right)$$

donde:

q es el calor perdido en el calentamiento de los puentes.
M es la masa total de todos los puentes.
T_{final} es la temperatura máxima a la que se llega en la cámara de combustión.
$T_{inicial}$ es la temperatura al comienzo del quemado.

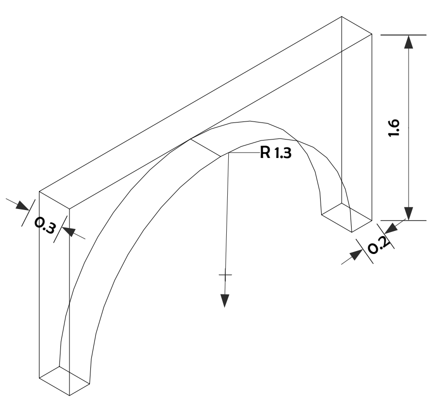

Figura 10. Dimensiones de un puente de la cámara de combustión.

Para el cálculo de la masa de los puentes, se toma en cuenta las dimensiones mostradas en la figura 10; primero se calcula el volumen de un puente, se multiplica por el número de puentes y se tiene el volumen total, con la densidad de la arcilla se tiene la masa total de los puentes, para ser utilizada en la ecuación anterior.

3.3.2.4 CALOR PERDIDO EN EL SUELO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

En este caso se considera, el calor perdido en un sistema bidimensional, donde las coordenadas en “x”, corresponderán al ancho analizado y las coordenadas en “y” a la profundidad del suelo analizado, de acuerdo a la siguiente figura:

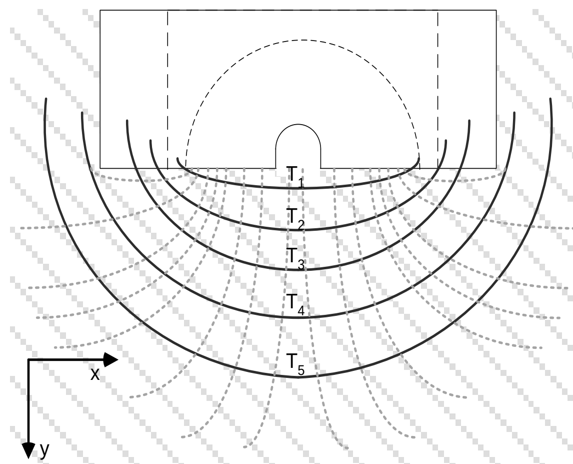

Figura 11. Flujo calorífico en el suelo. Las líneas continuas representan a las isotermas.

Como se mencionó anteriormente, el programa HTM v1.0, sirve también para calcular la distribución de temperaturas en un sistema bidimensional, este programa utiliza el método de volúmenes finitos con el esquema explícito para la discretización respecto a la variable tiempo, y con el esquema de la diferencia central para la discretización respecto a las variables espaciales. Para utilizar éste método se tiene el siguiente volumen de control, para un sistema bidimensional:

La forma de cálculo y las ecuaciones utilizadas se detallan en [1]. De modo general se puede mencionar el uso de la siguiente ecuación, que a su vez es función de otras ecuaciones:

$$T_P^{n+1} = \frac{a_P^n T_P^n + a_E^n T_E^n + a_W^n T_W^n + a_N^n T_N^n + a_S^n T_S^n}{a_P^{n+1}}$$

la anterior ecuación sirve para calcular la temperatura del volumen finito P, en el tiempo t+Δt.

En toda la cámara de combustión, entran en juego las temperaturas registradas en el punto 1 a la profundidad de 3 metros, una vez linealizados estos datos se los introduce al programa, además de introducir también las temperaturas del suelo en función del tiempo, tomando en cuenta para la geometría del problema un ancho de 30 m, dividido en 128 volúmenes y una profundidad de 15 m, dividida en 64 volúmenes finitos.

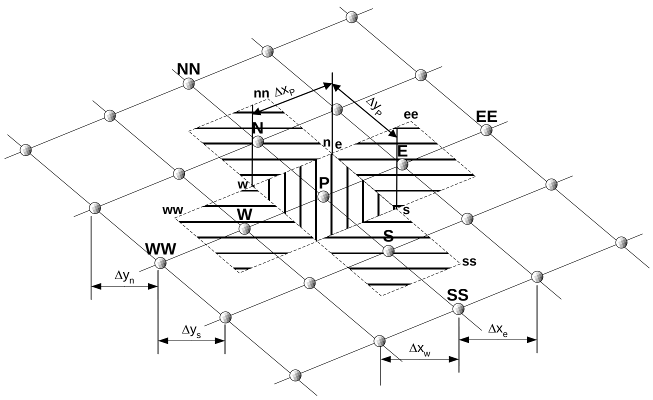

Figura 12. Volumen de control para un caso bidimensional.

El resultado del programa es una matriz de 1.536 x 128, que representa el flujo calorífico por hora cada 64 filas, por lo que se divide esta matriz en 24 matrices de 64 x 128, para llegar a obtener el calor perdido cada hora.

Como el ancho interno de la cámara de combustión es de 3 m, solamente se toman en cuenta las temperaturas medias de la matriz que corresponden a 13 columnas o lo que es lo mismo 13 volúmenes de control. Una vez dividida la matriz principal en 24 partes y ubicadas las trece columnas centrales para cada matriz, se procede a utilizar la ecuación de Fourier.

3.3.2.5 CALOR PERDIDO POR RADIACIÓN EN LAS ABERTURAS DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Las pérdidas de calor por radiación se supone que no serán muy importantes, ya que existe este tipo de fenómeno solamente en las aberturas de la cámara de combustión, y las áreas de éstas no son de tamaño considerable. Por lo que se determinarán éstas pérdidas a partir de las pruebas y cálculos realizados por J.D.Keller (Industrial Furnaces, Vol I, Trinks, y Mawhinney); se tienen 2 figuras que sirven para el cálculo de las pérdidas de calor por aberturas u orificios en hornos. Primero se calcula la radiación a las diferentes temperaturas de la cámara de combustión en función de la hora de cocido con la figura 13, luego se calcula el área de las aberturas.

En la figura 14, es necesario conocer la relación del ancho menor del orificio respecto el espesor de la pared (D/X). En la misma figura, el valor de D/X se interpola entre las curvas de abertura redonda y cuadrada y se obtiene el factor total de la radiación.

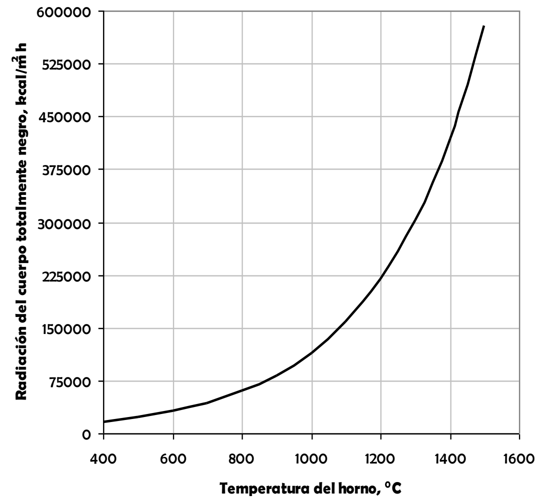

Figura 13. Radiación del cuerpo negro en función de la temperatura.

Por último este valor se multiplica con el valor obtenido de la figura 12, además de multiplicarlo por el área de la abertura, finalmente se obtiene el calor perdido por hora; como las aberturas de la pared anterior y posterior tienen dimensiones aproximadas, se multiplica el valor final por 2; una vez obtenidos todos los valores para cada hora, se procede a integrar por cualquier método numérico, en este caso se utilizó el método de Simpson.

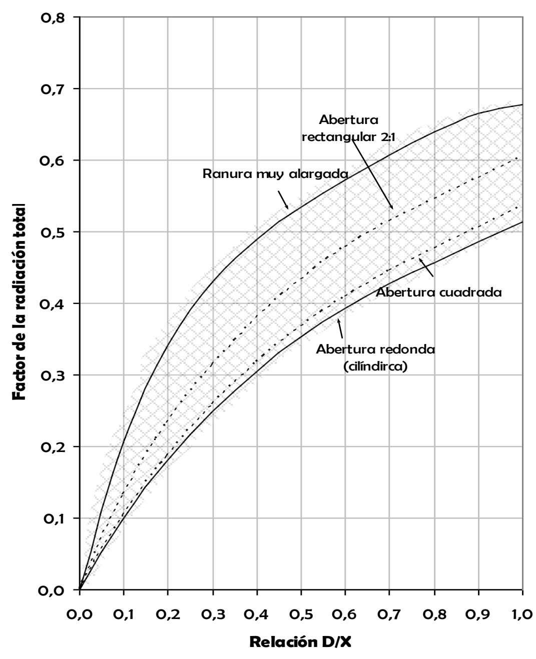

Figura 14. Radiación a través de las aberturas de forma diversa, expresada como fracción de la radiación de una superficie libremente expuesta que tenga la misma superficie que la sección transversal de la abertura.

3.3.3 CALOR PERDIDO POR LAS REACCIONES ENDOTÉRMICAS DE LA ARCILLA

3.3.3.1 CALOR PERDIDO POR LA DESHIDRATACIÓN DE LA ARCILLA

A partir del calor de deshidratación de la illita, se trabaja con la siguiente ecuación

$$Q_d = M \cdot C_d$$

Donde:

Q_d es el calor aportado para la deshidratación de la arcilla.
M es la masa total de los ladrillos dentro el horno.
C_d es el calor de deshidratación, tiene un valor de 4 kcal/kg.

3.3.3.2 CALOR PERDIDO POR LA DESCOMPOSICIÓN DEL CARBONATO

Partiendo de la reacción:

$$CaCO_3 = CaO + CO_2$$

Cuyo calor de reacción es igual a 42,5 kcal/kg, se calcula primero la cantidad de carbonato existente en la arcilla, para posteriormente determinar el calor necesario de descomposición mediante la ecuación:

$$Q_{desc} = C_{desc} \cdot M_{CaCO_3}$$

3.3.3.3 CALOR PERDIDO EN LA EVAPORACIÓN DE LA HUMEDAD DE LA ARCILLA

Se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q_e = M_{H_2O} \cdot C_e$$

Donde:

Q_e es el calor perdido por la evaporación de la humedad.
M_{H2O} es la masa total de humedad en los ladrillos.
C_e Es el calor de evaporación del agua, igual a 539 cal/g

3.3.4 CALOR PERDIDO EN LOS GASES DE COMBUSTIÓN

Para el cálculo aproximado del calor perdido en los gases de salida, se consideró lo siguiente:

- Que existe combustión completa,
- se considera un porcentaje en exceso de aire igual a 20%,
- se toman como datos de temperatura de salida, las regresiones del punto más caliente del horno (punto 1 en la esquina), respecto a los tres niveles de medición (3 m, 2 m y 1 m) para cada hora, y de esta forma tener las temperaturas en función del tiempo en el nivel 0 m.

A partir del cálculo de los productos de combustión, la pérdida de calor en los gases de salida se determina con la siguiente ecuación:

$$Q_{gases\ de\ salida} = \sum (V_i \cdot Cp_i) \cdot T_{gases\ de\ salida}$$

Obteniéndose valores de Q en función del tiempo, para integrar estos datos y obtener el resultado final.

3.3.5 CALOR CONSUMIDO EN LA COCCIÓN DE LOS LADRILLOS

Éste es el cálculo más importante, ya que el valor final indicará que cantidad de calor se está aprovechando realmente. Al hablar de transmisión de calor en los ladrillos, se habla de transmisión por conducción y convección en todas las caras del mismo, por lo que el flujo calorífico se da en tres direcciones (x, y y z), es decir hacia lo ancho, alto y largo del ladrillo, de acuerdo a la siguiente figura:

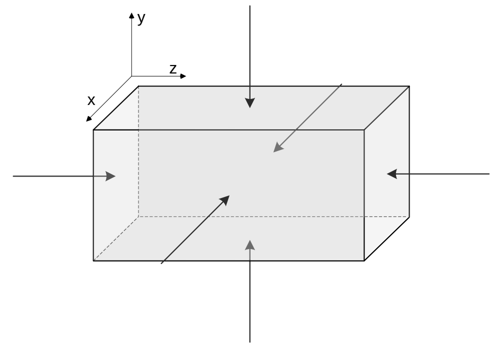

Figura 15. Flujo de calor en un ladrillo, en las direcciones x, y, z.

3.3.5.1 CALOR PERDIDO EN LA EVAPORACIÓN DE LA HUMEDAD DE LA ARCILLA

De acuerdo al volumen de control, para un sistema tridimensional:

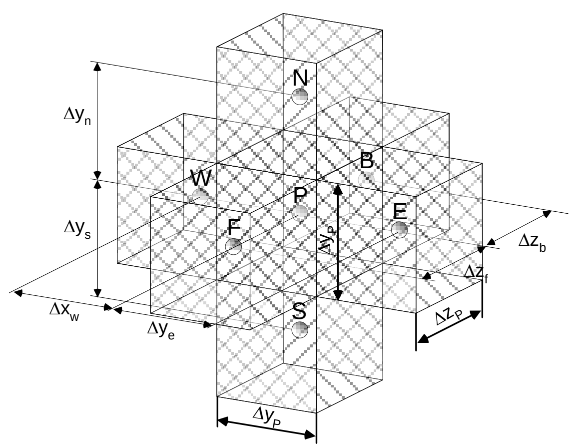

Figura 16. Volumen de control para un caso tridimensional.

y de acuerdo a la ecuación general de conducción de calor tridimensional en régimen transitorio:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) - \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{k}{Cp}\frac{\partial T}{\partial x}\right) - \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{k}{Cp}\frac{\partial T}{\partial y}\right) - \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{k}{Cp}\frac{\partial T}{\partial z}\right) = 0$$

El cálculo es muy similar al sistema bidimensional, sólo que en este caso se tienen 3 dimensiones. De modo general se puede mencionar el uso de la siguiente ecuación, que a su vez es función de otras ecuaciones:

$$T_P^{n+1} = \frac{a_P^n T_P^n + a_E^n T_E^n + a_W^n T_W^n + a_N^n T_N^n + a_S^n T_S^n + a_B^n T_B^n + a_F^n T_F^n}{a_P^{n+1}}$$

la anterior ecuación sirve para calcular la temperatura del volumen finito P, en el tiempo t+Δt.

También será necesario introducir, el término de la convección, de acuerdo al mismo procedimiento utilizado para un sistema unidimensional.

3.3.5.1.1 CONDICIONES DE FRONTERA PARA CÁLCULAR EL FLUJO DE CALOR EN EL INTERIOR DE LOS LADRILLOS

La zona superior es la parte donde los ladrillos están más juntos, están acomodados con espacios aproximados de 6 mm entre filas, las soleras están acomodadas de forma transversal entre cada una de ellas; el número de soleras en ésta zona oscila entre 8 y 10, para los cálculos se han considerado 9 soleras con 7.110 ladrillos en todo el grupo, existe transferencia de calor por conducción en las partes de los ladrillos que están en contacto con los demás, y transferencia de calor por convección y conducción en las partes que están en contacto directo con los gases de salida; en la zona media de cargado, las filas se encuentran más espaciadas, aproximadamente 4 cm, entre cada una de ellas, por lo que el espacio que esté en contacto con los gases de salida será mayor que en el anterior grupo y la transferencia de calor hacia el interior del ladrillo será más rápida, el número de soleras en este grupo es de 10 con aproximadamente 5.475 ladrillos. Los ladrillos de la zona inferior de cargado, son los que se encuentran más espaciados, 8 cm aproximadamente (3 pulgadas), con 2.415 ladrillos, distribuidos en 9 soleras.

Una vez establecidas las condiciones de frontera, se ha dividido el eje "z" en 32 volúmenes finitos, el eje "y" en 16 y el eje "x" en 8.

3.3.5.1.2 CÁLCULO DEL CONSUMO DE CALOR POR LOS LADRILLOS EN RÉGIMEN TRANSITORIO

Obtenidos los resultados del programa HTM v 1.0, se tiene una matriz de 12.288 x 8 para cada profundidad o grupo de soleras, esta matriz se la divide en 24 partes, para obtener matrices de 512 x 8, y éstas últimas se las divide en 32 para obtener matrices de 16 x 8, correspondientes a la distribución de temperaturas en cada corte de los 32 en los que se ha dividido el eje "z" a través del eje "x".

Como se tienen matrices separadas de 16 x 8 para cada volumen finito en z, para el cálculo del calor perdido en las caras laterales del ladrillo, se toman en cuenta las temperaturas de la última y penúltima columna en ambos lados de la matriz, para aplicar la siguiente ecuación:

$$q_x = \frac{k\left(T_{(2,7)_x} - T_{(1,8)_x}\right)}{\Delta x}$$

El cálculo para cada cara es similar. Obteniéndose valores que posteriormente fueron integrados por el método de Simpson.

3.3.6 RENDIMIENTO TÉRMICO DEL HORNO

El rendimiento térmico del horno está dado por la siguiente ecuación:

$$\text{Rendimiento} = \frac{Q_{CCL}}{Q_{TIH}} \cdot 100$$

4. RESULTADOS

En el artículo publicado en la Revista Metalúrgica Nº 25, se puede apreciar un cuadro resumen del balance y del rendimiento térmico del horno.

5. CONCLUSIONES

Es difícil mantener el rango de temperaturas requeridas durante el proceso de "cocido" de los ladrillos por la forma de alimentar el combustible sólido y la falta de instrumentos de medición, por ello algunas veces no se logra alcanzar la temperatura requerida, 800 a 900 ºC y otras veces se sobrepasa esta.

El balance térmico establece que son necesarios 11.535.251 kcal por quemada.

El rendimiento térmico o eficiencia del horno tipo es de 22.9%.

El uso de combustible gaseoso permitirá superar las dificultades de la etapa del "cocido" de los ladrillos.

Será más fácil llegar y mantener las temperaturas requeridas en las diferentes fases del proceso de "cocido" de los ladrillos.

El control del consumo de combustible para lograr la energía requerida en el proceso será muy sencillo.

Las condiciones ambientales mejorarían sustancialmente tanto en el lugar de trabajo como en el área circundante minimizando el impacto negativo

Si se introduce la cantidad estimada de combustible, es posible mejorar el rendimiento del horno a 28%.

6. BIBLIOGRAFÍA

1. Hinojosa O., "Estudio térmico de un horno de fabricación de ladrillo artesanal para sugerir cambio de combustible a gas natural", Tesis de Grado, FNI – UTO, Oruro, 2003.
2. Itamari C., "Estudio de esquemas numéricos para la solución de problemas de transferencia de calor", Oruro, Bolivia, 1999, pp 44 – 45.
3. Incropera F., y De Witt D., "Fundamentos de transferencia de calor", Cuarta Edición, Pearson, Prentice Hall, México, 1996, capítulos 1, 6, 7 y 8.
4. Trinks W., y Mawhinney M. H., "Hornos industriales", Quinta Edición, New York, London John Wiley and Sons, Inc., 1961, capítulos 1 y 2.
5. Manrique J., "Transferencia de calor", México D.F., Harla S.A., 1976, capítulos IV, V y VI.