

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

Diseño energético de un incinerador para 700kg de residuos sólidos hospitalarios usando GLP

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico

que presenta el bachiller:

Barrantes Vásquez, Víctor Arturo

ASESOR: Rojas, Freddy

Lima, Mayo del 2015

RESUMEN

El trabajo desarrollado presenta el diseño energético de un incinerador tipo aire controlado como propuesta más óptima para el procesamiento de 700kg de residuos sólidos hospitalarios considerados peligrosos utilizando Gas Licuado de Petróleo (GLP) como combustible.

El enfoque es encontrar una solución al problema en la ciudad de Huancayo, Perú, donde, por no contar con un sistema eficiente para el tratamiento de residuos hospitalarios, se expone a los trabajadores de centros de salud al riesgo de contagio de enfermedades inherentes a la actividad laboral que ellos realizan. Así, la justificación de la elaboración del presente trabajo radica en su valor teórico-práctico como método de cálculo para el diseño de incineradores con distintas capacidades y en los beneficios que traería su implementación en cualquiera de las diversas condiciones ambientales del país.

Para ello, primero fue necesario la caracterización de los residuos y la definición de los parámetros de operación tales como la regulación del caudal de aire de combustión en ambas cámaras, es decir, defecto de aire en la primaria y exceso de aire en la secundaria para combustión incompleta y completa respectivamente. Segundo, se calculó las dimensiones requeridas para las cámaras a fin de asegurar un correcto tiempo de esterilización. Tercero, se definió los espesores del refractario y aislamiento a usar. Cuarto, se seleccionaron los quemadores y ventiladores a intervenir. Quinto, se realizó un esquema constructivo en donde se muestra la disposición general de los elementos calculados y finalmente, se presentó costo estimado relativo al diseño energético.

Como resultado se tiene el procesamiento efectivo de 700kg de residuos hospitalarios en un tiempo promedio de 6 horas en donde se estima que se emitieron 51,8kg de cenizas, 422,7kg de gas y 225,5kg de vapor de agua. Estos dos últimos fluidos se consideran expuestos durante 1,9 segundos a temperaturas mayores a 1200°C con lo cual se cumpliría con el criterio especificado por el Ministerio de Salud del Perú. Por otro lado, se estima un uso de 90,5gal de GLP. Finalmente, el costo relativo aproximado del aislamiento, quemadores, ventiladores y operación durante un mes es de 36436 USD.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : Diseño energético de un incinerador para 700 kg de residuos sólidos hospitalarios usando gas licuado de petróleo

ÁREA : Energía # 355

PROPUESTO POR : Ing. Freddy Jesús Rojas Chávez

ASESOR : Ing. Freddy Jesús Rojas Chávez

TESISTA : Víctor Arturo Barrantes Vásquez

CÓDIGO : 20095067

FECHA : 09/02/2015



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

El trabajo desarrollado presenta como objetivo principal el diseño energético de un incinerador tipo aire controlado como propuesta más óptima para el procesamiento de 700 kg de residuos sólidos hospitalarios considerados peligrosos utilizando Gas Licuado de Petróleo (GLP) como combustible destinado para la ciudad de Huancayo, Perú.

Para alcanzar dicho objetivo, se desglosan 4 objetivos específicos:

En primer lugar, determinar las variables físicas y químicas que intervienen para cumplir con la norma técnica sobre incineración de residuos sólidos hospitalarios.

El segundo objetivo específico es definir y calcular los parámetros de operación de los equipos que intervengan en el proceso de incineración en ambas cámaras para que se cumpla el objetivo anterior.

El tercer objetivo específico es la selección de elementos a intervenir en el funcionamiento como los quemadores, ventiladores, el aislamiento térmico y el refractario.

El cuarto objetivo específico es elaborar un esquema constructivo donde se muestre la disposición de los elementos seleccionados el cual se usará, finalmente, para estimar los costos relativos al diseño energético.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO ENERGÉTICO DE UN INCINERADOR PARA 700 KG DE
RESIDUOS SÓLIDOS HOSPITALARIOS USANDO GAS LICUADO
DE PETRÓLEO**

Introducción

1. Residuos y parámetros de incineración
2. Diseño del incinerador
3. Estimación de costos relativos al diseño energético

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas

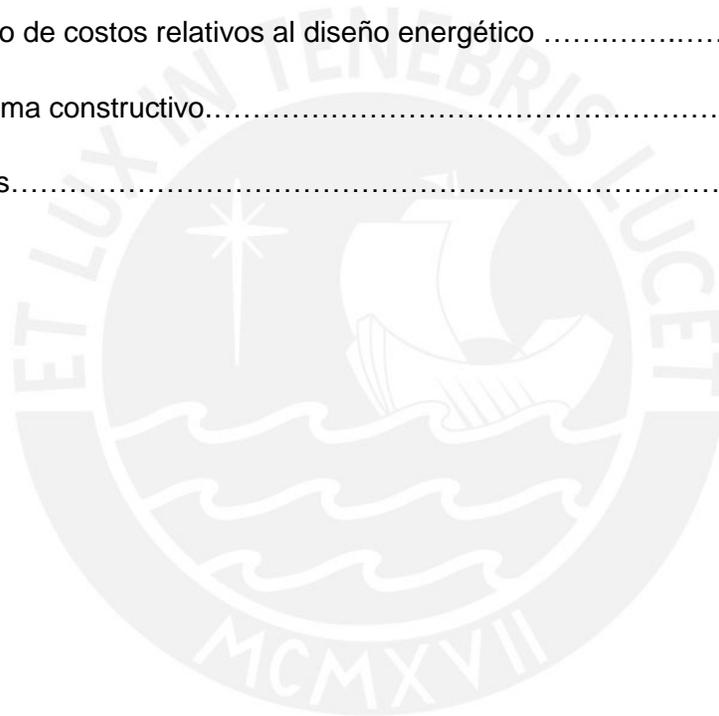
Ing. Freddy Jesús Rojas Chávez
Asesor

ÍNDICE

Introducción.....	1
Capítulo 1: Residuos y parámetros de incineración.....	4
1.1) Tratamiento de residuos.....	4
1.2) Clasificación de residuos.....	11
1.3) Parámetros de diseño.....	15
-Poder calorífico de los residuos.....	16
-Humedad en los residuos.....	18
-Cenizas en los residuos.....	18
-Método de operación.....	19
-Limpieza de gases.....	21
-Aprovechamiento de la energía.....	21
-Eficiencia de la combustión.....	22
-Altura de operación, humedad y temperatura ambiente.....	24
-Flujo de combustible.....	24
-Caída de presión en el incinerador.....	25
1.4) Selección de combustible.....	25
Referencias del capítulo	30
Capítulo 2: Diseño del incinerador.....	32
2.1) Análisis de la cámara primaria.....	32

2.1.1) Balance de masa.....	32
2.1.2) Balance de energía.....	38
2.1.3) Cálculo de la temperatura de reacción.....	42
2.1.4) Cálculo de flujo de combustible en la primera cámara.....	44
2.1.5) Cálculo de masas a la salida de la primera cámara.....	45
2.1.6) Dimensionamiento de la primera cámara.....	49
2.2) Análisis de la cámara secundaria.....	50
2.2.1) Balance de masa y energía.....	50
2.2.2) Cálculo del flujo de combustible en la segunda cámara.....	54
2.2.3) Tiempo de residencia.....	55
2.2.4) Dimensionamiento de la segunda cámara.....	56
2.3) Cálculo de la cantidad necesaria de combustible por mes.....	57
2.4) Dimensionamiento superficie de quemado, aislante y refractario.....	58
2.4.1) Dimensionamiento de superficie de quemado.....	59
2.4.2) Cálculo del refractario y aislamiento en la 1era cámara.....	60
2.4.3) Selección de cubierta para la 1era cámara.....	64
2.4.4) Cálculo del refractario y aislamiento en la 2da cámara.....	64
2.4.5) Diseño del ducto de comunicación.....	64
2.4.6) Diseño de las tapas.....	69
2.4.7) Diseño de la chimenea.....	71
2.5) Selección de quemadores y ventiladores.....	77

2.5.1) Selección de quemadores.....	77
2.5.2) Selección de ventiladores.....	78
Referencias del capítulo 2.....	87
Capítulo 3: Estimación de costos relativo al diseño energético.....	89
3.1) Elementos a considerar en el cálculo de costos.....	89
3.2) Cálculo de costos relativos al diseño energético	90
3.3) Esquema constructivo.....	92
Conclusiones.....	99
Anexos	



LISTA DE SÍMBOLOS

$Q_{liberado}$:	Calor liberado debido a la combustión del residuo, en GJ
P_{cal}	:	Poder Calorífico del residuo, en kJ/kg
M_{res}	:	Masa del residuo, en kg
M_{gas}	:	Masa de gas liberado, en kg
f_{gas}	:	Factor de emisión de gas, en kg/MJ
M_{agua}	:	Masa de agua liberada en la combustión del residuo, en kg
f_{agua}	:	Facto de emisión de agua, kg/MJ
M_{ae}	:	Masa de aire para combustión estequiométrica, en kg
M_{prod}	:	Masa de productos de combustión, en kg
M_{volat}	:	Masa volátil, en kg
p_v	:	Presión de vapor, en kPa
p_{vsat}	:	Presión de saturación del vapor a la presión atmosférica, en kPa
ϕ	:	Humedad relativa, en %
p_{as}	:	Presión de aire seco, en kPa
p_{atm}	:	Presión atmosférica, en kPa
X	:	Humedad absoluta, en kg de agua/ kg de aire seco
$M_{humedad_aire}$:	Masa de humedad ingresante mediante el aire total, en kg

M_{aire_seco}	:	Masa de aire seco ingresante, en kg
$M_{aire_in_1}$:	Masa de aire total, en kg
$\dot{q}_{V.C.}$:	Flujo de calor que atraviesa el volumen de control, en kW
\dot{m}_s	:	Masa de elementos que salen del V.C., en kg/s
h_s	:	Entalpía de los elementos que salen del V.C., en kJ/kg
\dot{m}_I	:	Masa de elementos que ingresan al V.C., en kg/s
h_I	:	Entalpía de los elementos que ingresan al V.C., en kJ/kg
$Q_{cenizas}$:	Calor en las cenizas, en kJ
$P_{cal_cenizas}$:	Poder calorífico de las cenizas, en kJ/kg
$M_{cenizas}$:	Masa de las cenizas, en kg
\dot{q}_{res}	:	Flujo de calor liberado por el residuo, en kW
t_{op}	:	Tiempo de operación, en hr .
Q_{rad}	:	Calor perdido por radiación, en MJ
Q_{cal_agua}	:	Energía utilizada en calentar la humedad del aire, en MJ .
h_{vap}	:	Entalpía de vaporización del agua a $20^\circ C$, en kJ/kg
Q_{SAL}	:	Calor a la salida del V.C., en GJ .
Q_{gas_seco}	:	Calor en la masa seca que combustionó, en kJ .
Q_{vapor}	:	Calor en todo el vapor de agua que sale del V.C., en kJ .

Q_{IN}	:	Equivale a $Q_{liberado}$, en GJ
$Q_{perdida}$:	Energía perdida por cenizas y radiación, en MJ .
$Q_{útil}$:	Energía útil a la salida del V.C., en GJ .
M_{agua_total}	:	Masa de agua total en el proceso de la primera cámara, en kg .
Δh_{gas}	:	Cambio de entalpía del gas, en kJ/kg .
Δh_{agua}	:	Cambio de entalpía del agua, en kJ/kg .
Q_F	:	Calor faltante para llegar a $760^{\circ}C$, en MJ
Q_{op}	:	Calor de operación a $760^{\circ}C$, en MJ
$Q_{hum_aire_2}$:	Calor para llevar la humedad del aire de $20^{\circ}C$ a $1200^{\circ}C$, en MJ
V_{comb}	:	Volumen de combustible a consumir, en L
P_{cal_comb}	:	Poder calorífico del combustible, en MJ/kg
A_{req_GLP}	:	Aire requerido en el quemador de la 1era cámara, en kg .
Gas_{seco_GLP}	:	Gas seco producido por los quemadores de la 1era cámara, en kg .
$Agua_{Comb}$:	Agua producida por los quemadores de la 1era cámara, en kg .
Gas_{seco_1}	:	Masa de gas seco total a la salida de la 1era cámara, en kg .
$Agua_{Tot_1}$:	Masa de agua total a la salida de la 1ra cámara, en kg .
V_{min}	:	Volumen mínimo que puede tener la 1era cámara, en m^3 .
$CoefL$:	Coeficiente limitante de diseño, en kJ/m^3

$M_{aire_in_2}$:	Masa de aire ingresante a la segunda cámara, en kg .
$M_{aire_seco_2}$:	Masa de aire seco ingresante a la 2nda cámara, en kg .
$M_{hum_aire_2}$:	Masa de agua que ingresa como humedad a 2nda cámara, en kg .
Δh_{gas_2}	:	Cambio de entalpía del gas en la 2nda cámara, en kJ/kg
Δh_{agua_2}	:	Cambio de entalpía del agua en la 2nda cámara, en kJ/kg
Q_{1_cam}	:	Calor para elevar temperatura de fluidos de la 1era cámara desde $760^{\circ}C$ a $1200^{\circ}C$, en GJ .
$\Delta h_{air_seco_amb}$:	Entalpía del aire seco a temperatura ambiente, en kJ/kg .
$Q_{aire_seco_2}$:	Calor para llevar el aire suplementario de la 2nda cám. desde $20^{\circ}C$ a $1200^{\circ}C$, en MJ .
Δh_{agua_amb}	:	Entalpía del agua como vapor saturado a $20^{\circ}C$, en kJ/kg .
Q_{F_2}	:	Energía faltante en la 2nda cámara para llegar a $1200^{\circ}C$, en GJ .
M_{Gas_salida}	:	Masa de gas total a la salida de la 2nda cámara, en kg .
M_{Agua_salida}	:	Masa de agua (vapor) total a la salida de la 2nda cámara, en kg .
V_{comb_2}	:	Volumen del combustible gaseoso a utilizar en la 2nda cámara, en L .
\dot{M}_{gas_seco}	:	Flujo másico de gas seco a través de la segunda cámara, en kg/s .
\dot{M}_{agua_Tot}	:	Flujo másico de agua (vapor) a través de la 2nda cámara, en kg/s .
ρ_{aire}	:	Densidad del aire para $1473K$ y $68,36kPa$, en kg/m^3
R	:	Constante de los gases ideales, en $kJ/K \times kg$

T_2	:	Temperatura de operación de la segunda cámara, en K .
ρ_{agua}	:	Densidad del aire para $1473K$ y $68,36kPa$, en kg/m^3 .
$Caudal_{aire_seco}$:	Caudal total de aire seco en la segunda cámara, en m^3/s
$Caudal_{agua_Tot}$:	Caudal total de aire agua en la segunda cámara, en m^3/s
$Caudal_{tot_2cam}$:	Caudal total de gas seco y agua en la segunda cámara, en m^3/s
V_{2_cam}	:	Volumen de la segunda cámara, en m^3 .
M_{GLP}	:	Masa del combustible a usar, en kg .
V_{comb_Tot}	:	Volumen total de combustible a usar, en m^3 .
ρ_{GLP_gas}	:	Densidad del GLP en estado gaseoso, en kg/m^3 .
V_{GLP_Liq}	:	Volumen de GLP líquido a utilizar por 6 hr de incineración, en m^3 .
ρ_{GLP_Liq}	:	Densidad del GLP en estado líquido, en kg/m^3 .
k_{12}	:	Coefficiente de conductividad térmica del ladrillo k-23, en $W/m \times K$.
r_{1_1cam}	:	Radio interno de la primera cámara, en m .
r_{2_1cam}	:	Radio externo luego de la instalación del ladrillo k-23, en m .
k_{23}	:	Coefficiente de conductividad térmica de la lana de roca, en $W/m \times K$.
r_{3_1cam}	:	Radio externo luego de la instalación de la lana de roca k-23, en m .
l_{cam}	:	Largo de la cámara cilíndrica interior, en m .
A_{ext_1cam}	:	Área superficial correspondiente a r_{3_1cam} y l_{cam} , en m^2 .

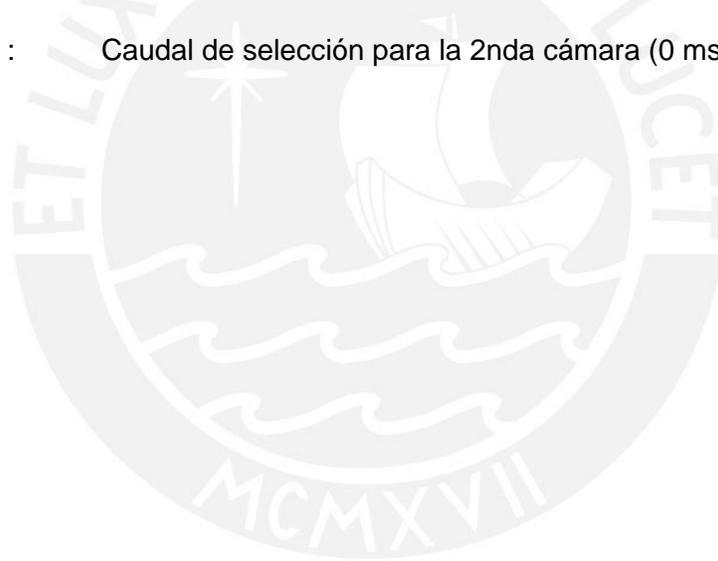
R_{k12_1cam}	:	Resistencia a la conducción a través del ladrillo en la 1era cámara, en K/W .
R_{k23_1cam}	:	Resistencia a la conducción a través de la lana de roca en la 1era cámara, en K/W .
h_{ext_1cam}	:	Coefficiente convectivo exterior para la 1era cámara, $W/m^2 \times K$.
R_{c_1cam}	:	Resistencia térmica para la convección exterior, en K/W .
\dot{q}_{1cam}	:	Flujo de calor a través de la primera cámara, en kW .
T_{sup_1cam}	:	Temperatura superficial de la primera cámara, en $^{\circ}C$.
Ra_{1cam}	:	Número de Rayleigh para el exterior de la primera cámara.
Pr_{1cam}	:	Número de Prandtl para el exterior de la primera cámara.
Nu_D	:	Número de Nussel para el exterior de la primera cámara.
k_{ext_1cam}	:	Conductividad del fluido en el exterior de la 1era cámara, $W/m \times K$.
Re	:	Número de Reynolds en el ducto.
\dot{m}_{ducto}	:	Flujo másico total a través del ducto, en kg/s
μ_{mezcla}	:	Viscosidad dinámica de la mezcla pasante por el ducto, en $kg/m \times s$
\emptyset_{ducto}	:	Diámetro interior del ducto, en m .
Nu_{ducto}	:	Número de Nussel para el ducto.
l_{ducto}	:	Largo característico del ducto, en m .
Pr_{ducto}	:	Número de Prandtl para el fluido en el ducto.
n	:	Coefficiente de correlación

h_{ducto}	:	Coeficiente convectivo en el interior del ducto, en $W/m^2 \times K$.
k_{ducto}	:	Conductividad térmica del fluido en el interior del ducto, en $W/m \times K$.
A_{tapa1}	:	Área interior de la tapa para la primera cámara, en m^2 .
R_{k12_tapa1}	:	Resistencia de conducción para el ladrillo de la tapa, en K/W .
R_{k23_tapa1}	:	Resistencia de conducción para el aislamiento de la tapa, en K/W .
$R_{c_ext_tapa1}$:	Resistencia de convección exterior para la tapa, en K/W .
h_{ext_tapa1}	:	Coeficiente de convección exterior de la tapa, $W/m^2 \times K$.
\dot{q}_{tapa1}	:	Flujo de calor a través de la tapa de la 1era cámara, en kW .
T_{sup_tapa1}	:	Temperatura superficial de las tapas en la 1era cámara, en $^{\circ}C$.
Ra_{tapa1}	:	Número de Rayleigh para el exterior de la tapa de la primera cámara.
Pr_{tapa1}	:	Número de Prandtl para el exterior de la tapa de la primera cámara.
Nu_{tapa1}	:	Número de Nussel para el exterior de la tapa de la primera cámara.
k_{tapa1}	:	Conductividad térmica en el exterior de la tapa, en $W/m \times K$.
Q_{op_1cam}	:	Energía en la primera cámara con el quemador operando, en GJ .
Q_{quem_1cam}	:	Energía aportada por el quemador en la 1era cámara, en GJ .
V_{tub_1}	:	Velocidad del aire en la tubería hacia la 1era cámara, en m/s .
Φ_{tub_1}	:	Diámetro de tubería hacia la 1era cámara, en m .
Q_{aire_1cam}	:	Caudal de aire ingresante en la primera cámara, en m^3/hr .

ρ_{aire_amb}	:	Densidad del aire ambiental a 3300m.s.n.m., en kg/m^3
$h_{fricción_1}$:	Pérdida de altura debido a la fricción en la válvula mariposa, en m
k_{f_1}	:	Coefficiente de la válvula mariposa para la primera cámara.
f_{t_1}	:	Coef. de fricción de la válvula mariposa para la primera cámara.
$RugRel_1$:	Rugosidad relativa de la primera válvula mariposa.
ε_{tub_1}	:	Altura de la rugosidad de la tubería de acero comercial, en m
$h_{fricción_2}$:	Pérdidas de altura por expansión súbita, en m
$h_{fricción_3}$:	Pérdidas de altura en la entrada al ducto, en m
$h_{fricción_4}$:	Pérdidas de altura por fricción en el ducto, en m
$h_{fricción_5}$:	Pérdidas de altura en la expansión luego del ducto, en m
$h_{fricción_6}$:	Pérdidas de altura por la fricción en la 2nda válvula mariposa, en m
$h_{fricción_7}$:	Pérdidas de altura por expansión súbita, en m
V_{aire_ducto}	:	Velocidad del fluido a través del ducto, en m/s .
f_{ducto}	:	Factor de fricción en el ducto.
$RugRel_{ducto}$:	Rugosidad relativa en el ducto.
ε_{ducto}	:	Altura promedio de la rugosidad del concreto, en m
$h_{fricción_8_1}$:	Pérdida de altura por contracción súbita en la chimenea, en m .
$h_{fricción_9_1}$:	Pérdida de altura por fricción a través de la chimenea, en m .

V_{chim_1}	:	Velocidad del aire de la 1era línea a través de la chimenea, en m/s .
A_{int_chim}	:	Área transversal interna de la chimenea, en m^2
f_{chim_1}	:	Factor de fricción en la chimenea para el aire de la 1era línea
Re_{chim_1}	:	Número de Reynolds en la chimenea para el aire de la 1era línea
$RugRel_{chim_1}$:	Rugosidad relativa en la chimenea para el aire de la 1era línea
$\varepsilon_{chimenea}$:	Altura promedio de la rugosidad en la chimenea, en m
h_{f_aire1}	:	Pérdidas de altura total debido a la fricción por el aire ingresante a la primera cámara, en m .
Δp_{f_aire1}	:	Pérdida de presión equivalente a h_{f_aire1} , en Pa .
Q_{aire1_sel}	:	Caudal de selección para la 1era cámara (0 msnm), en m^3/hr .
V_{tub_2}	:	Velocidad del aire en la tubería hacia la 2nda cámara, en m/s
k_{f_2}	:	Coef. de válvula mariposa instalada en la línea de la 2nda cámara.
f_{t_2}	:	Coef. de fricción de la segunda válvula mariposa.
$RugRel_2$:	Rugosidad relativa de la segunda válvula mariposa.
ε_{tub_2}	:	Altura de rugosidad de la segunda tubería de acero comercial, en m .
Q_{aire_2cam}	:	Caudal de aire ingresante en la segunda cámara, en m^3/hr .
\emptyset_{tub_2}	:	Diámetro de tubería hacia la 1era cámara, en m .
$h_{fricción_8_2}$:	Pérdida de altura por contracción súbita en la chimenea, en m .
$h_{fricción_9_2}$:	Pérdida de altura por fricción a través de la chimenea, en m .

- V_{chim_2} : Velocidad del aire de la 2nda línea a través de la chimenea, en m/s
- f_{chim_2} : Factor de fricción en la chimenea para la 2nda línea de aire.
- Re_{chim_2} : Número de Reynolds en la chimenea para el aire de la 2nda línea
- $RugRel_{chim_2}$: Rugosidad relativa en la chimenea para el aire de la 2nda línea
- h_{f_aire2} : Pérdidas de altura total debido a la fricción por el aire ingresante a la segunda cámara, en m .
- Δp_{f_aire2} : Pérdida de presión equivalente a h_{f_aire2} , en Pa .
- Q_{aire2_sel} : Caudal de selección para la 2nda cámara (0 msnm), en m^3/hr .



INTRODUCCIÓN

Actualmente, el tratamiento de todo tipo de residuos viene siendo uno de los temas más importantes en el mundo. Esto se puede comprobar percatándonos que cada vez surgen nuevas políticas respecto al impacto de estos hacia al medio ambiente como las que se definen en el artículo 2 del tratado de Ámsterdam (También Art. 2 y Art. 6 del Tratado Constitutivo de la Unión Europea).

Solo por mencionar un ejemplo de la revolución que se está dando en la gestión de residuos, notamos que Suecia se encuentra importando basura de distintos países como es el caso de su relación con Noruega en donde se trasladan 800'000 toneladas de basura lo cual, en el año 2012, sumado a lo que produce la misma Suecia y las otras cargas enviadas por otros países como Alemania e Inglaterra sirve para abastecer de electricidad a 250 mil hogares aproximadamente, además de brindar calefacción al 20% de la población Sueca¹.

Sin embargo, a pesar de existir las normas para el tratamiento de residuos, en muchas partes del mundo no se están tomando en cuenta como ocurre en el estado de Tamaulipas, México, en donde, en el 2012, SEMANART (Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales) reconoció que en muchas ocasiones la basura solo se amontona en espacios abiertos, al aire libre². El tema se agrava si consideramos que una parte de los residuos generados provienen de hospitales y centros de salud los cuales pueden estar contaminados con agentes patógenos.

Anteriormente se procedía a diseñar y fabricar estructuras que estén bajo el nivel de la superficie en donde se puedan almacenar los residuos, los llamados rellenos sanitarios. Sin embargo, con el pasar del tiempo, se encontraron inconvenientes como un alto riesgo de contaminación a la capa freática, baja disponibilidad de espacios adecuados para su implementación y frecuente contaminación al ambiente mediante expulsión de gases. Un claro ejemplo de esto, se encuentra revelado en los resultados de los estudios realizados por la Municipalidad de Cusco en el vertedero de la localidad de Jaquira, en donde se revela, entre otros inconvenientes, la emisión de gases del tipo invernadero como Dióxido de Carbono y Metano³.

La presente tesis plantea el diseño de un incinerador como la alternativa más eficaz para el tratamiento de residuos sólidos hospitalarios caracterizados por ser peligrosos.

La incineración es un método de disposición de desperdicios que consiste en entregar energía a un cuerpo en forma de calor para que, llegado a cierta temperatura, este empiece a arder. Este proceso se conoce como oxidación química la cual finaliza cuando el material se ha oxidado por completo, es decir se ha consumido y obtenemos, de entre los restos, cenizas, gases y vapores.

El beneficio principal de la incineración respecto a los rellenos sanitarios y a otros sistemas de procesamiento de basura es que el producto final del primer tratamiento es considerado inocuo y ocupa un espacio reducido (90% según el informe: “Tecnologías para el tratamiento de residuos sólidos de establecimientos de salud” elaborado por el Ministerio de Salud [1.3]) en comparación a su estado original lo cual soluciona las principales inconvenientes mencionados para el otro método.

Cabe mencionar que inclusive, existen tipos de incineradores los cuales se diferencia por el tipo de residuos a procesar. En el caso del presente trabajo se tratará de residuos sólidos hospitalarios por lo que objetivo principal de esta tesis es el diseño energético de un incinerador de aire controlado el cual será elaborado considerando que el ámbito de aplicación del equipo se dará en la ciudad de Huancayo, distrito capital de Junín, Perú. Para hacerlo, es necesario establecer una serie de objetivos específicos los cuales serán expuestos a continuación.

El primer objetivo específico es determinar las variables físicas y químicas que intervienen para cumplir con la norma técnica NT-MINSA/DGSP V0.1. Como por ejemplo, temperaturas de $[650-850]^{\circ}\text{C}$ en la primera cámara y superiores a 1200°C en la segunda cámara.

El segundo objetivo específico es definir y calcular los parámetros de operación de los equipos que intervengan en el proceso de incineración en ambas cámaras para que se cumpla el objetivo anterior.

El tercer objetivo específico es la selección de elementos a intervenir en el funcionamiento como los quemadores, ventiladores, el aislamiento térmico y el refractario.

El cuarto objetivo específico es elaborar un esquema constructivo donde se muestre la disposición de los elementos seleccionados. Por último, el siguiente objetivo específico es determinar los costos aproximados relativos a las piezas calculadas, equipos y consumo de combustible requerido.

Como consecuencia, a fin de alcanzar dichos hitos se procede con la caracterización de los residuos hospitalarios el cual está basado en un estudio realizado por la Organización Panamericana de la Salud (OPS) en 1995. Posteriormente, a partir de investigaciones realizadas por la Agencia de Protección Ambiental de los Estados Unidos (EPA) se muestran las propiedades termodinámicas de los residuos en cuestión. Una vez obtenido esto se procede con los cálculos respectivos al balance de masas y al balance energético lo cual está basado en un método para el diseño de incineradores elaborado por Calvin Brunner.

A continuación se hallan las dimensiones para las cámaras de incineración siguiendo recomendaciones realizadas para la fabricación de equipos similares, considerando, además, las exigencias de las normas vigentes respecto a sistemas de tratamientos de residuos hospitalarios [1.3]. Se calculan los espesores de material refractario y de aislamiento para proseguir con la selección de equipos. Completado esto se prosigue con el esquema de disposición de elementos y se finaliza hallando los costos aproximados relativos al diseño energético.

-
- 1) ORTIZ BUSSO, 2012, "A Suecia se le acabó la basura para reciclar y ahora la importa de Noruega". Fecha de consulta: 15 de junio del 2014. Página web: <<http://elcomercio.pe/blog/vidayfuturo/2012/11/a-suecia-se-le-acabo-la-basura>>
 - 2) MOLINA, 2014, "Incumplen rellenos sanitarios". Fecha de consulta: 16 de Junio del 2014. Página web: <http://laverdad.com.mx/desplegar_noticia.php?%20seccion=LOCAL¬a=170203>
 - 3) MUNICIPALIDAD DE CUSCO, 2012, "Proyecto de inversión pública: Mejoramiento y ampliación de la disposición final de los residuos sólidos urbanos en la localidad de Jaquira, Departamento de Cusco". Fecha de consulta: 15 de junio del 2014. Página web: <http://ofi.mef.gob.pe/appFD/Hoja/VisorDocs.aspx?file_ame=3453_OPIMPCUSCO_20121011_872.pdf>

CAPÍTULO 1

RESIDUOS Y PARÁMETROS DE INCINERACIÓN

1.1 Tratamiento de residuos

Debido al crecimiento poblacional e industrial, el manejo de los residuos se hace cada vez más importante. Frente a eso se han venido desarrollando diversos métodos para el tratamiento de desechos tales como el reciclaje el almacenamiento controlado en rellenos sanitarios. Sin embargo, surge un problema mayor cuando se trata de residuos que son considerados peligrosos, es decir, que tengan capacidad de afectar a las personas o al medio ambiente.

Para estos residuos se han diseñado métodos especializados. En la tabla 1.1 se mostrará una lista de tratamientos que usa el calor como fuente principal de energía para el procesamiento de residuos peligrosos.

La presente tesis se enfoca en el diseño de un método para la eliminación para residuos peligrosos generados en hospitales. Nos referimos a los residuos considerados infecciosos y patológicos. Es así que hallamos dos opciones viables de entre los tratamientos térmicos para los residuos considerados peligrosos.

Tabla 1.1. Sistemas térmicos para el tratamiento de residuos [1.1]

Sistemas térmicos de tratamiento de residuos	Corrosivos	Cianuro y derivados	Disolventes Halogenados	Disolvente orgánicos	Compuestos orgánicos clorados	Residuos orgánicos	Residuos oleosos	PCBs	Sol. acuoso con metales	Sol. acuosa con orgánicos	Suelos contaminados	Residuos infectopatológicos
Incinerador de líquidos			X	X	X	X	X					
Horno rotativo			X	X	X	X	X	X			X	X
Incinerador de lecho fluidizado			X	X	X	X	X	X			X	
Calderas			X	X	X	X						
Horno cementero			X	X	X	X	X	X				
Oxidación húmeda		X		X						X		
Pirolisis			X	X	X	X					X	
Incineración oceánica			X	X	X	X	X					
Incinerador de vidrio fundido			X	X	X	X	X			X		
Oxidación de eje profundo				X	X	X				X		
Oxidación con agua supercrítica			X	X	X	X				X		
Sistema por Arco de plasma			X	X	X	X		X				
Móviles			X	X	X	X	X	X			X	
Incineración catalítica						X						
Quemado como combustible			X	X		X	X					
Incineración con aire controlado												X

Por otro lado, la tabla 1.2 muestra el procedimiento adecuado para el procesamiento de residuos hospitalarios.

Encontramos entonces que existen otros métodos aptos para el tratamiento de residuos hospitalarios considerados peligrosos. En el Anexo 1 se puede apreciar las ventajas y desventajas presentes entre técnicas de desinfección mostrados en la tabla 1.2.

Tabla 1.2. Procedimiento general para desinfección de residuos hospitalarios considerados peligrosos [1.2]

Tipo de residuo	Procedimiento																						
	Almacenamiento			Transporte						Reducción de volumen			Técnicas de desinfección				Disposición final						
	Interno		Externo	Interno			Ext.				In-situ		Ex-situ										
	Bolsas rojas	Bolsas negras	Contenedores metálicos	Contenedor plástico	Compactador	Carros de transporte	Hidráulicos	Neumático	Ductos de transporte	Camiones	Incineración	Trituración	Trituración húmeda	Esterilización	Incineración	Desinfección por microondas	Desinfección química	Incineración	Esterilización	Relleno sanitario	Incineración	Reciclaje	
Patológicos	X					X			X		X			X	X	X	X					X	
Infecciosos	X					X	X	X	X	X	X		X	X	X	X		X	X			X	
Administrativos		X		X	X	X	X	X	X	X	X	X								X	X	X	
Cajas		X		X		X				X	X	X	X							X	X	X	
Alimentos		X		X		X	X			X		X								X	X		
Latas				X	X	X				X	X									X		X	
Botellas				X	X	X				X	X									X		X	
Agujas y medicinas			X		X								X	X	X					X	X		

Como consecuencia de la variedad de métodos, se expondrá las razones principales del por qué se elige el método de la incineración.

- 1) El uso de un incinerador para el tratamiento de residuos peligrosos ofrece dos ventajas principales las cuales son: reducción de volumen y peso (reducción de un 90% y 75% respectivamente [1.3]) e inocuidad de productos de la incineración, es decir, productos resultantes 100% estériles.
- 2) Si se sigue una adecuada limpieza de los gases residuales, la contaminación al medio ambiente se minimiza, obteniendo un sistema que es amigable con el medio ambiente y no tan costoso como otras tecnologías.
- 3) Por otro lado, el centro que albergue el incinerador obtendrá otro beneficio y es la capacidad de reutilizar la energía que tienen los gases que salen a alta temperatura de la segunda cámara. Esto se lograría mediante un intercambiador

de calor, elevando la temperatura del agua fría ingresante. El agua caliente puede ser dirigida a una caldera o a los baños.

Dadas estas 3 razones, escogeremos el método de la incineración como el adecuado para el desarrollo de este trabajo.

Incineración

Se conoce como equipo de incineración a un sistema en el cuál se produce oxidación química de un elemento mediante la elevación de su temperatura y la presencia de un oxidante.

En la siguiente imagen se puede ver los componentes principales en un sistema de incineración.

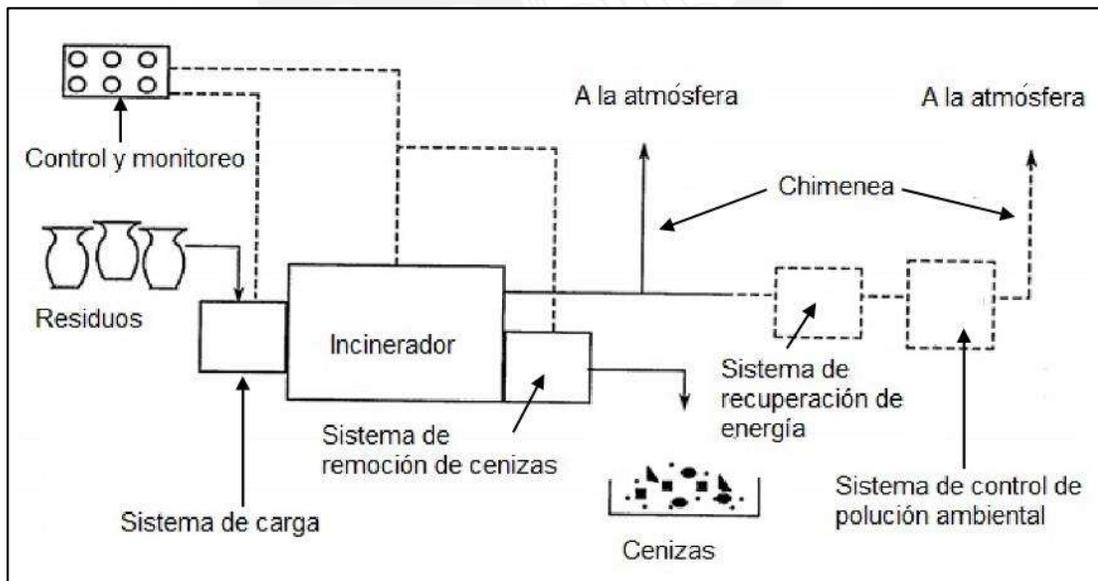


Figura 1.1. Componentes principales de un sistema de incineración [ref 1.4]

En los siguientes párrafos de la sección 1.1 se definirán los dos procesos térmicos viables y se compararán sus ventajas y desventajas para finalmente elegir uno de los dos

- Incinerador de aire controlado

Se trata de un dispositivo el cual suele contar con do cámaras. La primera cámara es conocida como cámara de ignición y la segunda cámara es conocida como cámara de combustión.

En la primera cámara se ingresa el residuo consiguiendo elevar su temperatura debido a la exposición frente a uno o más quemadores. Sin embargo, este residuo necesita oxígeno extra para arder adecuadamente y es en esa situación donde se inyecta aire suplementario. Este elemento es el que se regula, entregándose entre 70% y 80% del aire estequiométrico que necesita el residuo para combustionar adecuadamente. La temperatura en esta cámara oscila entre 540°C y 980°C.

Tres procesos principales ocurren en la primera cámara: el primer proceso es la evaporación de la humedad contenida en los residuos; segundo, la fracción volátil (se refiere a la parte del residuo que no es humedad ni tampoco la que se convierte en ceniza) del residuo es evaporada; y tercero, el carbono fijo resultante de la descomposición de los residuos es quemado.

Posteriormente, los gases de combustión generados, los cuales están compuestos por la materia volátil y el agua en forma de vapor, viajan hacia la segunda cámara en donde se desarrolla un ambiente de gran turbulencia y ambiente con exceso de oxígeno (140%-200%) en donde son quemados completamente. La temperatura en esta cámara es oscila entre 980°C y 1200°C.

Luego, los gases generados son dirigidos hacia un intercambiador de calor en donde se aprovecha su alta temperatura. La energía recuperada suele ser usada en calderas o en turbinas especializadas para vapor saturado.

Finalmente, antes de ser enviados a la atmósfera por medio de una chimenea, los gases pasan a través de un dispositivo de control de polución en donde se remueve el exceso de material particulado en los gases y se neutraliza cualquier elemento considerado tóxico para el medio ambiente. Este sistema no puede colocarse antes del equipo de recuperación de energía porque las altas temperaturas a las que salen los gases del incinerador tienden a afectar negativamente al dispositivo.

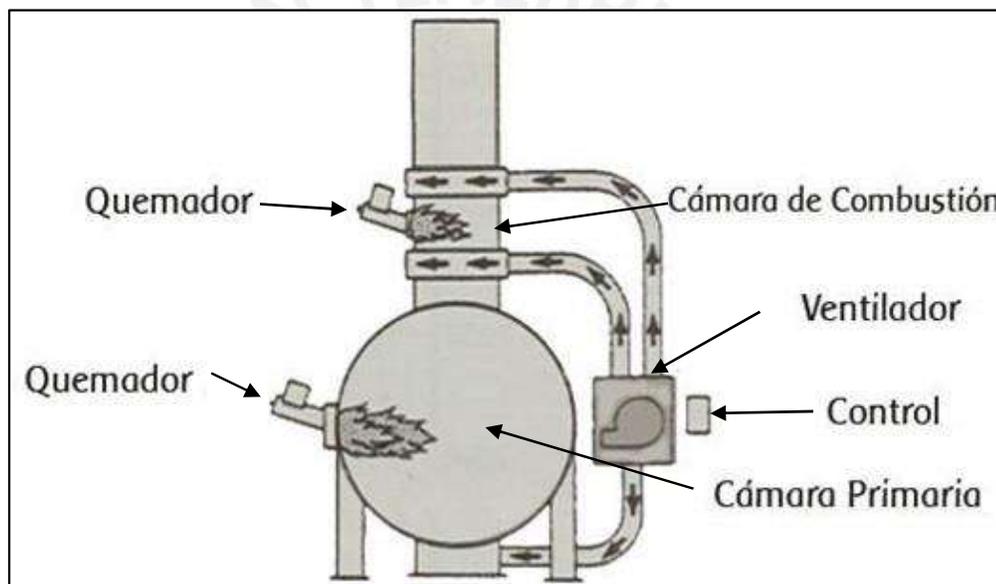


Figura 1.2. Configuración típica de un incinerador de aire controlado
[ref 1.5]

- Incinerador de horno rotatorio

Así como el incinerador de aire controlado, este modelo también utiliza dos cámaras. La primera cámara es de forma cilíndrica y es rotatoria. Está posicionada de manera inclinada verticalmente mientras que la segunda cámara también es de forma cilíndrica pero su posicionamiento es horizontal.

Al inicio del proceso el residuo es ingresado en la primera cámara desde el extremo más largo. Una vez adentro el residuo va avanzando hacia abajo mientras es expuesto a los gases de combustión del quemador. Es necesario agregar que el giro del hogar da la ventaja de una buena exposición al calor debido a la alta turbulencia, a ello se le suma el aspecto de la cantidad de aire en exceso con la que se incineran los residuos.

Luego, los vapores de combustión ascienden a la segunda cámara en donde son quemados completamente utilizando un quemador. Este proceso siempre se da con exceso de aire.

Después, se dirigen los gases residuales a través de un intercambiador de calor para luego ser lavados y finalmente expulsados tal como se hace con el otro sistema de incineración mencionado líneas atrás.

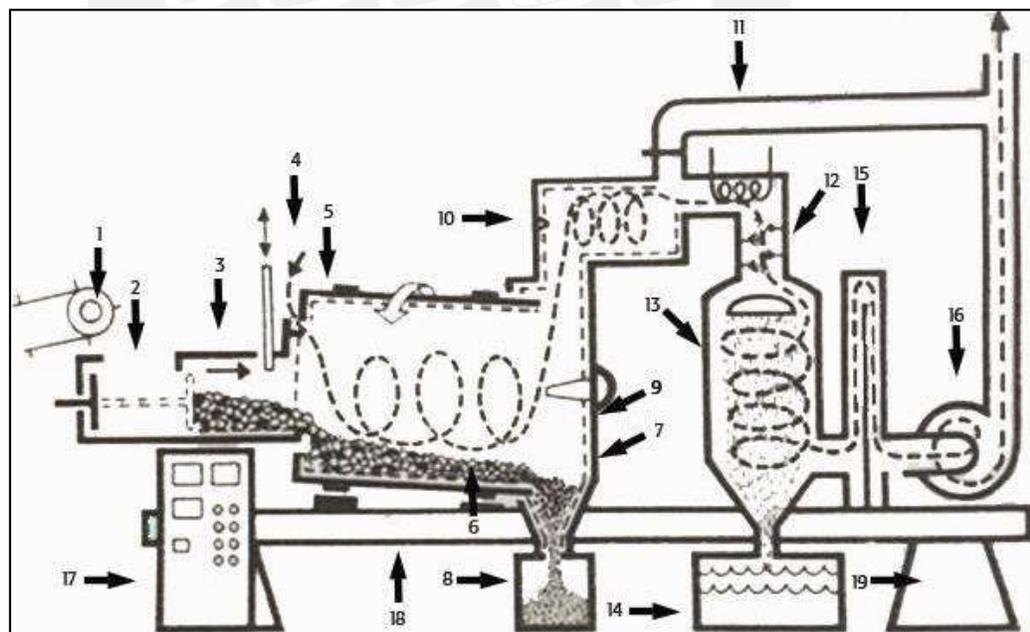


Figura 1.3. Configuración de un incinerador de hogar rotatorio [1.6]

- | | | |
|----------------------------|--|------------------------------|
| 1. Sistema de transporte | 14. Recipiente para cenizas | 8. Reciclamiento de agua |
| 2. Sistema de alimentación | 15. Quemador | 9. Columna de neutralización |
| 3. Entrada del incinerador | 16. Cámara de post-combustión | 10. Extractor |
| 4. Aire auxiliar | 17. Sistema de recuperación de energía | 11. Control |
| 5. Hogar rotatorio | 18. Enfriador | 12. Soporte estructural |
| 6. Quemado turbulento | 19. Sistema de lavado de gases | 13. Soporte de apoyo |
| 7. Cenizas incombustibles | | |

Debido a que ambos son métodos ampliamente usados para el propósito principal del presente trabajo, se presenta un cuadro comparativo entre las ventajas y desventajas principales de ambos mecanismos [1.7].

Finalmente, considerando con la cantidad de masa a incinerar en la ciudad de Huancayo escogemos el incinerador de aire controlado. Las ventajas significativas tomadas en cuenta son el menor tamaño y menor coste de inversión y la baja emisión de material particulado. Esta última condición beneficia aún más puesto que evita la alta inversión en equipos para una exigente limpieza de gases residuales.

1.2 Clasificación de residuos

En primer lugar, definiremos qué son los residuos sólidos hospitalarios, detallaremos que tipos se tendrán y en qué cantidades se recibirán en el incinerador.

Los residuos sólidos hospitalarios son una mezcla heterogénea de diferentes tipos de desechos entre los cuales podemos encontrar residuos comunes como papel y alimentos; desechos generados en laboratorios médicos como bolsas de sangre humana y cultivos de investigación; desechos quirúrgicos como tejidos y órganos; así como residuos farmacéuticos como lo son medicamentos vencidos, envases o recipientes contaminados por productos tóxicos entre otros.

En la tabla 1.3, se mostrará un cuadro en donde se ve la clasificación de los residuos considerados como infecciosos según U.S. Environmental Protection Agency [1.8]. Por otro lado, la clasificación de los residuos sólidos hospitalarios según la norma técnica vigente se puede ver en la resolución ministerial: R.M. N° 217-2004/MINSA.

Tabla 1.2. Comparación entre Incinerador de aire controlado e Incinerador de hogar rotatorio

VENTAJAS	DESVENTAJAS
INCINERADOR DE AIRE CONTROLADO	
<p>Espacio reducido dado que su segunda cámara suele estar encima de la primera</p> <p>Bajas emisiones de partículas (1.06 gr/m^3) sin usar equipo para lavado gases.</p> <p>Bajo costo de inversión comparado con el incinerador de hogar rotatorio</p>	<p>Podría incinerar ineficientemente las cenizas.</p> <p>Se suele operar por periodos (batch mode). En trabajo continuo, podría tener problemas con materiales que se funden y se pegan a las paredes del refractario.</p>
INCINERADOR DE HOGAR ROTATORIO	
<p>Extremadamente bueno en la quema de material carbonoso remanente en las cenizas</p> <p>Buen funcionamiento en operación continua</p> <p>Tiempo de residencia puede ser ajustado por la velocidad de giro del hogar</p> <p>Incinerar algunos materiales haciéndolos pasar por una transición entre sólido y líquido, es decir, los derrite parcialmente.</p> <p>Los rangos de sus parámetros de funcionamiento son bastante amplios</p>	<p>Requiere gran espacio.</p> <p>Las emisiones de material particulado tienden a ser mayor que las del incinerador de aire controlado; esto se debe a la alta turbulencia que existe en las cámaras la cual arrastra los materiales volátiles.</p> <p>Alta costo de inversión comparado con el otro modelo de incineración.</p> <p>Puede presentar alto ruido y vibraciones.</p> <p>Se suele tener problemas en el mantenimiento del sellado en los extremos del hogar rotativo.</p>

Tabla 1.3. Residuos considerados infecciosos según EPA

CATEGORÍA DE RESIDUO INFECCIOSO	EJEMPLO
Residuos aislados	Residuos de pacientes con enfermedades consideradas como contagiosas que requieren aislamiento.
Cultivos y almacenamiento de agentes infecciosos	Especímenes de laboratorios médicos dedicados a la investigación, se consideran los recipientes y herramientas de trabajo que estén en contacto con los agentes infecciosos; desechos biológicos derivados de la producción de agentes; vacunas activas y vencidas
Sangre humana y productos derivados	Residuos de sangre, plasma y productos derivados como por ejemplo: plaquetas y albumina.
Residuos patológicos	Tejidos, orgánicos, partes humanas, fluidos corporales obtenidos en cirugía, autopsia y biopsias.
Elementos cortantes contaminados	Agujas contaminadas de inyecciones/vacunas, hojas de escalpelo (bisturí), instrumentos laparoscópicos, entre otros que sean usados en intervenciones quirúrgicas.
Restos de animales contaminados	Restos corporales así mismo como los elementos con los que tuvo contacto, por ejemplo los que están en el lugar donde descansaba el animal que fue expuesto intencionalmente al patógeno.

Como se puede deducir, el flujo másico de residuos, al no ser homogéneo, no presentará un poder calorífico constante; sin embargo, para el presente trabajo, se considerarán como tal.

La referencia principal será el documento: “Diagnóstico Preliminar de la situación de los residuos sólidos hospitalarios en la ciudad de Lima Metropolitana” realizado por la Ing. Pilar Tello [1.9]. De ahí se asumirá que los tipos de residuos y los porcentajes que mencionan dicho documento son iguales para la ciudad de Huancayo.

En dicha investigación, Tello especifica que los residuos hospitalarios se pueden reducir a los siguientes elementos: Plástico, vidrio, papel, cartón, restos alimenticios, trapos, gasas, algodones, piezas quirúrgicas (anatómicas), residuos de laboratorio de microbiología y otros (restos hospitalarios que no pudieron ser catalogados en los grupos anteriores). En la tabla 1.4 se puede apreciar los elementos y sus correspondientes porcentajes.

Tabla 1.4. Elementos a considerar en el flujo másico de residuos hospitalario y sus porcentajes

Residuo	Porcentaje representativo
Papel y cartón	37%
Plástico	5%
Vidrio	14.2%
Restos de alimentos	16.6%
Trapos	4.3%
Gasas y algodones	7.2%
Piezas quirúrgicas	4.2%
Restos de microbiología	0.5%
Otros	11%

Sin embargo, no debemos considerar al vidrio como residuo a incinerar dado que puede dañar el incinerador. Así mismo como el metal, estos materiales al calentarse pueden fundirse pero debido a la turbulencia generada por los gases de combustión, pueden desplazarse a una zona más fría en donde se vuelven a solidificar, afectando el

refractario. Además, existen otros métodos de reciclaje para el vidrio y la institución de salud puede generar ingresos comercializándolo.

Luego, calculamos los nuevos porcentajes que no incluyen al vidrio en su distribución y los aplicamos a la carga de 700kg.

Tabla 1.5. Porcentajes representativos en el flujo másico de residuos hospitalarios sin considerar vidrios.

Residuo	Porcentaje representativo	Peso(kg)
Papel y cartón	43.12%	301.86
Plástico	5.83%	40.79
Restos de alimentos	19.35%	135.43
Tropos	5.01%	35.08
Gasas y algodones	8.39%	58.74
Piezas quirúrgicas	4.90%	34.27
Restos de microbiología	0.58%	4.08
Otros	12.82%	89.74
Total	100%	700

Finalmente, esta es la distribución de masas que usaremos en el diseño del incinerador.

1.3 Parámetros de diseño

En esta sección especificaremos los detalles más importantes en el diseño de un incinerador de aire controlado.

Poder calorífico de los residuos:

Se conoce como poder calorífico a la energía que será liberada por unidad de masa si se oxida un elemento de forma completa. Por ejemplo:



Para su determinación, se considera además que todos los reactantes en el proceso químico comienzan a 20°C y 1 atmósfera de presión, las mismas a las que terminan los productos.

Poder calorífico inferior y superior

Dentro de del poder calorífico existen dos clasificaciones: Poder calorífico inferior (PCI) y Poder calorífico superior (PCS), ambos conceptos están relacionados con los productos de combustión que se generan al oxidar un elemento.

El primero de los dos (PCI) considera que el vapor contenido en los gases de combustión no condensa por lo que no hay aporte adicional de calor por parte del agua al cambiar de estado. Bajo esta condición el único elemento que aporta calor de oxidación es el combustible.

En el otro caso (PCS), de manera contraria al PCI, ya no es solo el combustible el que aporta calor, sino que además también se considera el calor liberado por todo el vapor al condensarse completamente.

El vapor presente en los productos de combustión proviene de la humedad inherente al combustible y de la interacción de los hidrógenos presentes en el combustible con las moléculas de oxidante al momento de la reacción.

Conociendo esto, cabe recordar que la porción orgánica de los residuos contiene Carbono, Hidrógeno y Oxígeno los cuales son los que proporcionan el mayor aporte de energía en la incineración. También se tendrán moléculas de Nitrógeno, Azufre y Cloro los cuales a pesar de no ser muy importantes en la liberación de energía, son los más importantes en el tema del control de polución ambiental.

En el presente trabajo, para el balance de energía se considerará que los gases de combustión tienen una parte vapor y otra parte que se denominará como gas seco. Esta última fracción será asumida como aire.

En la tabla 1.6 se muestra los poderes caloríficos individuales asumidos en el flujo másico. Luego, considerando la distribución de los porcentajes y multiplicándolo se calculó un poder calorífico promedio final de los residuos.

Tabla1.6 Poder calorífico individual y promedio del residuo

Residuo	Porcentajes	Poder calorífico individual	kJ/kg según %
Papel y cartón	43.12	16514*	7121.42
Plástico	5.83	32564*	1897.67
Restos de alimentos	19.35	4652*	900.04
Trapos	5.01	17445*	874.28
Gasas y algodones	8.39	18600**	1560.84
Piezas quirúrgicas	4.90	2324.00***	113.76
Restos de microbiología	0.58	32564.00*	189.77
Otros (Residuos Tipo 3)	12.82	5815.00*	745.51
		Poder calorífico del residuo(kJ/kg)	13403.29

Humedad en los residuos

Se conoce como humedad a la cantidad de agua que retiene un elemento. Este parámetro es muy importante dado que si tenemos desechos con mayor humedad, se requerirá mayor combustible dado que en el proceso de incineración, esta agua contenida primero tiene que evaporarse, consumiendo energía.

Un elemento con un porcentaje de humedad mayor al 95% respecto a su peso es considerado un elemento no incinerable [1.10].

Cenizas en los residuos

Se conoce como cenizas a la parte incombustible del elemento incinerado. Su composición depende del elemento a incinerar, por ejemplo, para piezas anatómicas, las cenizas tendrán en su composición sodio y fosfato cálcico.

Se le considera en el análisis dado que representa una masa seca que al finalizar el proceso tendrá energía almacenada. Esto se deduce recordando que las cenizas se encontrarán a una alta temperatura (temperatura de reacción) la cual junto a su inherente poder calorífico, representará una fracción de la energía liberada en la incineración.

Esta energía se considera como parte de la energía perdida porque se le suele dejar enfriar en el hogar del incinerador o en un área especializada para su almacenamiento hasta que sea manipulable y posteriormente expulsable.

En la siguiente tabla, se aprecia los porcentajes correspondientes a la humedad y a las cenizas por elemento que compone el flujo másico. De manera similar al cálculo con el poder calorífico, en dicha tabla también se muestra un promedio de estos valores para la masa en general.

Tabla 1.7. Humedad y cenizas en el residuo

Residuo	% Humedad por componente	Masa de humedad (kg)	%cenizas por componente	Masa de ceniza (kg)
Papel y cartón	0.06*	16.60	0.10	30.19
Plástico	0.02*	0.82	0.08	3.06
Restos de alimentos	0.70*	94.80	0.03	4.06
Trapos	0.10*	3.51	0.20	7.02
Gasas y algodones	0.30**	17.62	0.02	1.17
Piezas quirúrgicas	0.85***	29.13	0.05	1.71
Restos de microbiología	0.02*	0.08	0.04	0.16
Otros (Residuos Tipo 3)	0.70*	62.82	0.05	4.49
	Masa total (kg)	225.38	Masa total (kg)	51.86
	Humedad (%)	32.20	Cenizas (%)	7.41

*[1.11] ; **[1.12] ; ***[1.13]

Método de operación

Este parámetro indica la forma en cómo se ingresan los residuos desde la perspectiva de si es manual o mecánico y si se alimenta el hogar una vez o varias veces durante un proceso completo de incineración. También relación la forma en cómo son retiradas las cenizas.

Desde esos puntos, los incineradores se clasifican en tres grupos: Funcionamiento por periodos (batch), funcionamiento intermitente y funcionamiento continuo.

- Funcionamiento por periodos (batch):

Se realiza de una sola alimentación por periodo de trabajo. Luego del quemado, el equipo es enfriado, se retiran las cenizas y el proceso se repite. Los rangos típicos de incineración para esta clasificación están entre $25kg/hr$ y $225kg/hr$.

La alimentación puede ser manual o de manera mecánica. Mientras que las cenizas son usualmente retiradas con un rastrillo o con pala.

- Funcionamiento intermitente

En este caso, se alimenta el hogar durante la operación del incinerador. El operador tiene la opción de abrir la puerta de acceso al hogar y alimentar manualmente el equipo o el control automático puede estar calibrado para permitir el ingreso cuando cierto peso es sensado en el área de recepción de residuos. Esta última configuración asegura una alimentación más homogénea.

Se suele usar en equipos que estén diseñados para procesar desde $25kg/hr$ hasta $450kg/hr$. Por otro lado, se apaga el equipo cuando el área para almacenar cenizas se encuentra llena siendo este factor el limitante de la frecuencia de alimentación.

- Funcionamiento continuo

Para esta situación, se tienen las mismas opciones de alimentación que en el funcionamiento intermitente; sin embargo, la diferencia está en el método de remoción de cenizas. En el funcionamiento continuo se las suele retirar con un sistema automático de manera que el área que las almacena nunca se llena dando así la posibilidad de trabajar constantemente.

Se suele usar para un rango procesamiento entre $225kg/hr$ y $1350kg/hr$.

Limpieza de gases

Se refiere al tratamiento que se le hace a las emisiones del incinerador con el fin de cumplir con la normativa de contaminación ambiental vigente.

La selección del equipo de limpieza de gases se hace considerando los siguientes factores [1.14]:

- 1) Composición del residuo
- 2) Frecuencia de alimentación
- 3) Método de alimentación
- 4) Tipo del hogar (rotativo, estático, entre otros)
- 5) Diseño del hogar (esférico o cilíndrico)
- 6) Condiciones de combustión (se tratará más adelante)
- 7) Cantidad de aire en exceso que es utilizado

Los contaminantes más comunes a tomar en cuenta son el material particulado, los elementos clorinados y los óxidos de azufre. Finalmente, los equipos más comunes son los lavadores tipo Venturi (Venturi wet scrubber) y los filtros textiles (Fabric filters).

Aprovechamiento de la energía

Dado que los productos de combustión salen a alta temperatura, existe energía en los residuos que puede ser utilizada.

La forma más común de aprovechar esta energía remanente es mediante el calentamiento de agua hasta la producción de vapor. Como se mencionó líneas atrás, los diseños usualmente dirigen los gases de combustión que ya han atravesado por el periodo de combustión completa a través de un intercambiador de calor donde elevan la temperatura del flujo de agua. Las dos utilidades principales son para la producción de agua caliente y para la generación de vapor.

El diseño del sistema de limpieza de gases y el sistema de recuperación de energía no son parte del presente trabajo.

Eficiencia en la combustión

Este parámetro, junto al poder calorífico son los aspectos más importantes de la incineración pues la correcta influencia de estos influye directamente en si conviene o no utilizar este método y no los otros ya presentados anteriormente.

La eficiencia de la combustión engloba 4 aspectos fundamentales explicados a continuación.

a) Temperatura de las cámaras

Mantener la temperatura adecuada en ambas cámaras es vital para la eliminación de los elementos infectocontagiosos en los residuos. Sin embargo, dado que cada cámara cumple un rol diferente, las temperaturas también son diferentes.

Los rangos típicos de operación para la cámara de ignición se encuentran entre 400°C y 980°C específica EPA [1.15] mientras que Ministerio de Salud del Perú define como rango óptimo a las temperaturas entre 600°C y 800°C [1.16]. La discrepancia radica en que para alcanzar menores temperaturas, se necesita menos quema de combustibles y menor aire suplementario lo que se traduce en menor turbulencia, consiguiéndose levantar menos material particulado contaminante. Sin embargo, a tan baja temperatura no se obtiene un buen quemado del carbón presente en los residuos obteniéndose así, residuos no estériles.

EPA también menciona que la mínima temperatura recomendada en la que se esterilizan los residuos sólidos remanentes en la cámara de ignición es 760°C [1.15]. Mientras que, por otro lado, aclara que la máxima temperatura permisible debe estar entre 930°C Y 980°C a fin de proteger el refractario con el que fue diseñada la primera cámara, no necesariamente del calor sino del posible derretimiento de algunos componentes presentes en los residuos.

En este trabajo se asumirá que la temperatura correcta estará entre 760°C y 800°C.

En cuanto a la cámara de combustión, se desea que ahí se termine de quemar por completo todos los volátiles que fueron levantados por el aire de combustión de la primera cámara. EPA recomienda que el valor mínimo esté en 980°C mientras que MINSA define que la temperatura mínima sea 1200°C [1.16].

Se debe evitar temperaturas muy altas dado que eso reduce el tiempo de residencia, aspecto que se evaluará más adelante. Por estas razones se concluye que la temperatura deseada en la segunda cámara sea de 1200°C

b) Turbulencia en las cámaras

Teniendo cubierta la parte de la temperatura, la eficiencia del quemado de los residuos radica en qué tanta área de residuo esté expuesto al calor puesto que si tenemos grandes grupos de residuos apilados, los elementos que estén más al centro tendrán menos temperatura y por ende esterilización menos eficiente. Por lo tanto, se desea una correcta exposición de los residuos y eso se logra con alta turbulencia.

Sin embargo, como se mencionó antes, alta turbulencia provoca levantamiento de partículas por lo que básicamente se deseará baja turbulencia en la primera cámara y alta turbulencia en la segunda con el fin de asegurar una adecuada combustión.

c) Tiempo de residencia

La combustión no ocurre de manera instantánea. Es necesario para ello una correcta exposición al calor y cierta cantidad de tiempo para que inicie.

Este aspecto está dominado por la temperatura de la cámara, el grado de turbulencia y el tamaño de las partículas a quemar.

Dado que en la primera cámara, los elementos a quemar son grandes, se espera un tiempo de residencia considerable, del orden de 2 a 5 horas para completa incineración, sin embargo, en donde se necesita una retención controlada es en la segunda cámara. Se desea que las partículas se queden en la cámara de combustión por, al menos, 1 segundo [1.17].

d) Porcentaje de aire suplementario

De la misma manera que los parámetros anteriores, este aspecto difiere en cada cámara. Para la primaria, se suele reducir la cantidad de aire suplementario para que haya un quemado del residuo por debajo del estequiométrico con el fin de crear un ambiente con menor turbulencia y obtener menor carga de partículas en la segunda cámara. El rango adecuado es de 70% al 80% del aire estequiométrico necesario.

Para la cámara secundaria, se desea una alta turbulencia por lo que el rango de aire en exceso que será inyectado por los sopladores es de 140% hasta 200% del aire estequiométrico.

El método usado para el balance de masa y energía que será expuesto en el siguiente capítulo calcula la cantidad de aire que necesita el residuo para arder completamente (condición estequiométrica) y en base a ese valor se hacen las correcciones según convenga. Cabe mencionar que el incinerador de aire controlado, como su nombre lo dice, usualmente controla su temperatura, tanto en la primera cámara como en la segunda mediante la regulación de la cantidad de aire suplementario que ingresa en cada compartimiento.

Altura de operación, humedad y temperatura ambiente.

El equipo será diseñado para la ciudad de Huancayo por lo tanto se considerará su altura sobre el nivel del mar (3259msnm). Para esta ubicación corresponde un valor de presión atmosférica de 68.32kPa. Así mismo, a pesar de que la humedad (humedad relativa) puede variar entre 57% y 71% y la temperatura ambiental puede variar de 4°C a 20°C [1.18], se considerará como condiciones de operación: 71% de humedad y 20°C de temperatura ambiental.

Flujo de Combustible

La función del combustible en el incinerador es la de aportar la energía necesaria para la ignición del residuo. Una vez que el residuo comienza a arder se presenta tres situaciones:

- 1) Los residuos alcanzan la temperatura deseada y se mantienen en el rango permitido. En este caso, cesa el flujo de combustible y el aire de combustión. Se mantiene el flujo de aire hasta completar el periodo de quemado.
- 2) Los residuos no alcanzan la temperatura deseada. De ser así, se incrementa el flujo de combustible y de aire de combustión para proporcionar más calor y sostener la combustión.
- 3) Los residuos superan el rango permitido para la temperatura deseada. En este momento, se procede como en el punto 1 pero además se reduce el aire suplementario hasta que el equipo de control indique que la cámara se encuentra entre los rangos permitidos. Otra forma de proceder es incrementar el flujo de aire suplementario con el fin de enfriar el ambiente.

Caída de presión en el incinerador

En los incineradores de aire controlado se suele tener como diferencia de presión entre el ambiente y las cámaras un valor dentro del siguiente rango: [-12.45 Pa; -24.9 Pa]. Un mayor valor no sería el indicado porque causaría arrastre extra de material particulado hacia la segunda cámara y por consecuencia, hacia el exterior [1.19].

1.4 Selección de combustible:

El siguiente aspecto a considerar en el desarrollo del incinerador es el combustible a usar.

Según PETROPERU y REPSOL YPF COMERCIAL DEL PERU S.A los principales combustibles en el mercado peruano son:

- Gas Licuado de petróleo (GLP): Es una mezcla de hidrocarburos ligeros que se han obtenido a partir de la extracción del gas natural y petróleo del subsuelo y también de la refinación del petróleo. Debido a que tiene un considerable poder calorífico (98 000 BTU/gal), una alta eficiencia energética y bajas emisiones tóxicas su uso se está extendiendo en donde se desee evitar la contaminación y reducir costos [1.20].

En Perú, según OSINERGMIN, en donde más se ve el uso de este combustible es en: Residencias, Comercios (como restaurantes y hoteles), Industria pesquera,

agropecuaria, de alimentos, en procesos de calentamiento y en Transporte. Para efectos de la presente tesis, se utilizará GLP (70/30) por su mayor disponibilidad en el mercado peruano.

- Gasolina: Es una mezcla de hidrocarburos no aromáticos obtenidos de la destilación fraccionada del petróleo bruto. Su utilización principal se da en los motores de explosión.
- Gasohol: Producto de la combinación de Gasolina con alcohol el cual puede ser metílico o etílico. Su uso principalmente es para motores de combustión. Su beneficio principal es aumentar el octanaje del combustible logrando así anular la necesidad de utilizar elementos aditivos como el Eter-Metil-Terbutílico (MTBE) y el Tricarbonilo Metilciclopentadienilo de Manganeso (MMT) que son altamente contaminantes con el ambiente.
- Diésel 2: Combustible obtenido de la destilación fraccionada del petróleo la cual es de mayor capacidad calorífica que el Diésel común o Diésel 1. Es utilizado mayormente en motores de combustión interna. Los factores más importantes en su distribución comercial son el nivel de cetano y los niveles de azufre.
- Petróleo Industrial 500: Se trata de un combustible ampliamente usado en calderas y hornos el cual se prepara a partir de la mezcla de hidrocarburos residuales de distintos procesos en la refinería con destilados ligeros, obteniendo una viscosidad final menores o iguales a 500 SSF a 50°C.
- Petróleo Industrial Residual 6: Combustible preparado a partir de fracciones pesadas de petróleo al cual luego se le mezcla con destilados ligeros para cumplir la norma técnica peruana: NTP 321-002. Se diferencia del Residual 500 porque a este último se le ha agregado un 5% de petróleo Diésel 2.
- Gas Natural: Mezcla de gases ligeros principalmente por metano (CH_4) y etano (C_2H_6), es obtenido principalmente en los yacimientos de petróleo. Sin embargo, también

puede ser obtenido mediante descomposición de restos orgánicos. Por otro lado, tiene un poder calorífico de aproximadamente 22 450BTU/lb.

No se considera en este análisis puesto que provee mayores riesgos de inflamabilidad e intoxicación que el GLP teniendo en cuenta que el sitio destinado del incinerador va a ser un hospital.

Una vez conocidos los diferentes combustibles, se mostrarán cuadros comparativos entre sus propiedades y la contaminación que cada uno genera (ver Tabla 1.12, Fig 1.4 y Fig 1.5). En el análisis a presentar, no se evaluará Gasolina ni Gasohol por ser combustibles usados principalmente en industria automotriz.

Luego, para la selección del combustible, se considerará 2 criterios fundamentales:

Capacidad calorífica: En este primer aspecto, mostraremos cuál de los combustibles ofrece mayor capacidad calorífica por galón. En ese sentido, encontramos que el “Petróleo Industrial Residual #6” es el más efectivo con un poder calorífico de 151 000BTU/galón mientras que el que menos poder calorífico tiene es el GLP (98 000BTU/galón)

Contaminación: En esta medida se evaluará las emisiones al ambiente que se producen al utilizar los combustibles mencionados. Las emisiones más importantes son: SO_x (óxidos de azufre), CO (Monóxido de Carbono), NO_x (óxidos de nitrógeno) y CO₂ (Dióxido de Carbono)

En este aspecto, el combustible a seleccionar es el GLP debido a que es el menor emisor de todos estos componentes tóxicos de entre los combustibles examinados en el análisis.

En el primer cuadro (tabla 1.12), encontramos que el GLP es el combustible que tiene menor cantidad de azufre (0.02% en masa), 82 veces menor que el % de azufre contenido en el Petróleo Industrial Residual #6 y 14.5 veces menor que el Diésel 2. Este detalle es importante porque, a causa de la intervención del Azufre en sistemas de combustión se generan óxidos de azufre, los cuales reaccionan con el vapor generado en la combustión, constituyendo un ácido el cual daña las partes internas del incinerador.

Tabla 1.12. Cuadro comparativo de contenidos [1.20]

	GLP	Diesel 2	Residual 500	Residual 6
Azufre Total, %masa	0.02	0.29	1.61	1.64
Cenizas, % masa	Trazas	0.001	0.05	0.06
Carbón Conradson, %masa	Trazas	0.009	14.60	15.00
Poder Calorífico BTU Galón	98,000	132,000	151,400	151,000
Eficiencia de Combustión	98%	88%	87%	87%

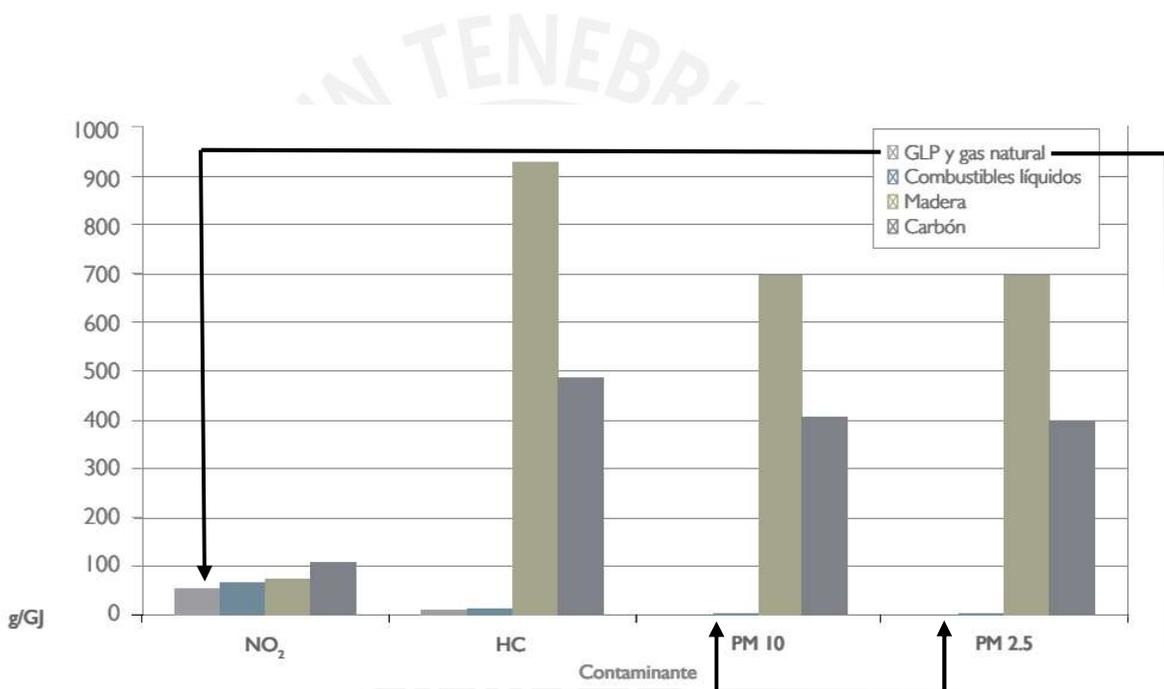


Fig 1.4. Emisión de contaminantes en combustión estacionaria [1.21]

De la misma manera, en el primer cuadro (tabla 1.12), encontramos que la eficiencia de combustión del GLP (98%) es la más alta. Eso quiere decir que tendremos una combustión más completa en comparación al Diésel 2 (88%), Residual 500 (87%) y Residual 600 (87%). La implicancia de este punto reside en que a una combustión más eficiente tenemos menor cantidad de CO (Monóxido de Carbono) producido.

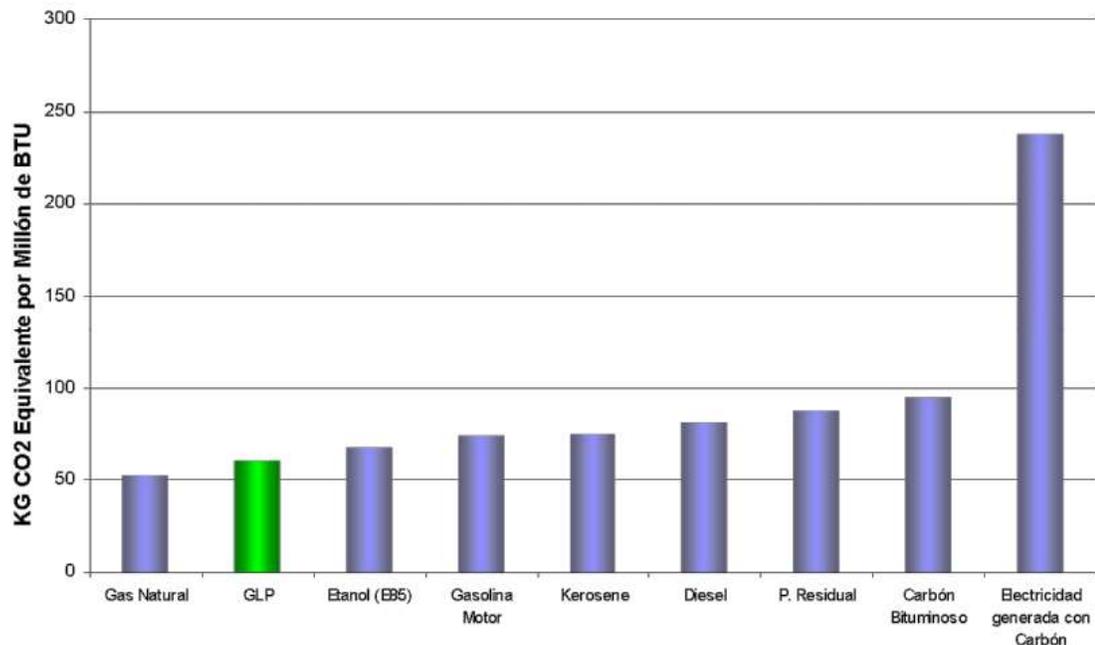


Fig 1.5 Emisiones de Dióxido de Carbono por millón de BTU liberados [1.20]

Por otro lado, la fig. 1.4 nos muestra que la producción de NO_2 (Dióxido de Nitrógeno) para el GLP es menor en comparación a los combustibles líquidos (derivados del petróleo) asimismo, también se puede apreciar que la emisión de materia particulada es prácticamente nula en gramos por cada GigaJoule (GJ) para este mismo combustible.

Por último, en la fig. 1.5, podemos apreciar como la combustión de GLP es la menor fuente de CO_2 siendo superado de manera considerable por el Diésel 2 y los petróleos residuales.

En conclusión, encontramos que a pesar de ser un combustible con menor poder calorífico, la ventaja mayor reside en su característica no contaminante, lo cual lo acerca más a cumplir las especificaciones dadas por MINSAs [1.22]. Además, la elección de este combustible afectará positivamente en el diseño del lavador de gases dado que no estará expuesto a un trabajo tan intenso como si fuera el caso en donde se utilice Diésel #2 o petróleos residuales.

Referencias del capítulo 1

[1.1] FREEMAN, HARRY

1989 Standard Handbook of hazardous waste treatment and disposal. Pág. xx.

[1.2] Ref 1.1 Pág 4.39

[1.3] COSTA BAUER, MARINO

1995 Tecnologías para el tratamiento de residuos sólidos de establecimientos de salud. Publicaciones: MINSA

[1.4] EPA

1990 Operation and maintenance of hospital medical waste incinerators. Pág. 4

[1.5] BRUNNER

1991 Handbook of incineration systems. McGraw Hill. Pág 11.11

[1.6] Ref 1.5 Pág. 12.2

[1.7] Ref 1.2 Pág. 8.217

[1.8] Ref 1.4 Pág. 9

[1.9] TELLO

1991 Diagnóstico preliminar de la situación de los residuos sólidos hospitalarios en Lima Metropolitana. Organización Panamericana de la salud. Pág. 9-10.

[1.10] Ref 1.5 Pág. 1.4.

[1.11] Ref 1.5 Pág. 1.13

- [1.12] Ref 1.4 Pág. 11
- [1.13] Ref 1.5 Pág. 1.5
- [1.14] Ref 1.5 Pág. 22.1
- [1.15] Ref 1.4 Pág. 36
- [1.16] Ref 1.3 Pág. 20
- [1.17] Ref 1.3 Pág. 21
- [1.18] ZARATE Y AGUÍ
2009 Plan a limpiar el aire Huancayo. Municipalidad de Huancayo. Pág. 3.
- [1.19] Ref 1.4 Pág. 39
- [1.20] REPSOL YPF COMERCIAL DEL PERU S.A
2010 GLP, eficiencia energética y cogeneración.
- [1.21] ATLANTIC CONSULTING
2009 El GLP y la calidad de aire local. Análisis científico.
- [1.22] Ref 1.3 Pág. 19

CAPÍTULO 2

DISEÑO DEL INCINERADOR

2.1 Análisis de la Cámara primaria

2.1.1 Balance de masa

Como dato de diseño tenemos que la masa de residuo a incinerar es de 700kg. Luego, de la tabla 1.7 extraemos el porcentaje correspondiente a la fracción de humedad (32.2%). Luego, se obtiene 225,4kg de agua en los residuos.

Dado que tenemos la masa de la humedad, ahora podemos calcular la masa de residuos secos extrayendo la cantidad de agua presente. La masa de residuos secos es 474,6kg.

A su vez, el porcentaje de las cenizas en los residuos es 7,41%. Este valor se refiere a la cantidad no incinerable de la masa seca, por lo tanto se calcula a partir de la masa de residuos secos. La masa de cenizas equivale a 51,87kg.

Por otro lado, se conoce como masa volátil a la parte del residuo que es considerado incinerable. Esta fracción posteriormente se convertirá en gases residuales y junto al

vapor generado pasará hacia la segunda cámara en donde se realizará su combustión completa. Se define como la masa seca menos la masa de cenizas, 422,73kg.

Como se mencionó en el párrafo anterior, al quemar los residuos se generan gases residuales, al mismo tiempo, se genera vapor producto de la reacción de los hidrógenos liberados con el oxígeno en la cámara. Brunner recomienda considerar ciertos factores que relacionan la energía liberada por el residuo con la liberación de kilogramos de gas seco y kilogramos de vapor. Para el cálculo de dichas masas primero se hallará la energía liberada [2.1].

$$Q_{\text{liberado}} = P_{\text{cal}} \times M_{\text{res}} \quad (2.1)$$

Donde:

$$Q_{\text{liberado}}: \text{Calor liberado tras la combustión} = 9,38 \text{GJ}$$

$$P_{\text{cal}}: \text{Poder Calorífico del residuo} = 13403,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$M_{\text{res}}: \text{Masa del residuo} = 700 \text{kg}$$

Luego, las masas de gas y de agua liberada tras la combustión:

$$M_{\text{gas}} = f_{\text{gas}} \times Q_{\text{liberado}} \quad (2.2)$$

Donde:

$$M_{\text{gas}}: \text{Masa de gas liberado} = 938,23 \text{kg}$$

$$f_{\text{gas}}: \text{Factor de emisión de gas} [2.2] = 0,1 \frac{\text{kg}}{\text{MJ}}$$

$$M_{\text{agua}} = f_{\text{agua}} \times Q_{\text{liberado}} \quad (2.3)$$

Donde:

$$M_{\text{agua}}: \text{Masa de agua liberado} = 1876,46 \text{kg}$$

$$f_{\text{agua}}: \text{Factor de emisión de agua} = 0,2 \frac{\text{kg}}{\text{MJ}} [2.2]$$

Luego, los productos de la combustión del residuo equivalen a la suma de ambos fluidos, 2814,7kg.

Brunner, en su método de diseño especifica que la cantidad de aire que requiere el residuo para arder de manera estequiométrica es igual a la diferencia entre la masa de los productos de combustión del desecho y la masa de los volátiles. Por lo tanto, la masa de aire estequiométrico es:

$$M_{ae} = M_{prod} - M_{volat} \quad (2.4)$$

Donde:

M_{ae} : Masa de aire para combustión estequiométrica = 2392kg

M_{prod} : Masa de productos de combustión = 2814,7kg

M_{volat} : Masa volátil = 422,73kg

Considerando un factor del 60% para alcanzar la condición de ambiente con oxígeno empobrecido, obtenemos que la masa de aire para la combustión con defecto de aire es igual a 1435,2kg.

Se considera que la fracción de aire ingresante es un dato variable a controlar con el fin de mantener la temperatura del hogar alrededor del rango definido en la sección 1.3 del Capítulo 1.

Dicho aire ingresante está compuesto por vapor de agua y aire seco. Para el cálculo del agua como humedad del aire suplementario se considerarán los siguientes supuestos [2.3]:

- Las fases líquidas no contienen gases disueltos
- La fase gaseosa puede considerarse como una mezcla de gases ideales
- El equilibrio entre la fase de condensado y la fase de vapor es independiente de la mezcla gaseosa

En primer lugar, definimos la presión atmosférica (Anexo 2: "Propiedades de la atmosfera a gran altitud" [2.4]) y la humedad relativa para la ciudad de Huancayo como se explicó en el primer capítulo (Presión atmosférica igual a 68,3kPa y humedad relativa equivalente a 70%)

Luego, conociendo la temperatura ambiental (20°C) y usando las tablas de propiedades termodinámicas del agua, se calcula la presión para el vapor saturado, 2,33kPa

De la definición de humedad relativa, obtenemos la presión de vapor a la temperatura de la mezcla:

$$p_v = p_{vsat} \times \phi \quad (2.5)$$

Donde:

p_v : Presión de vapor = 1,63kPa

p_{vsat} : Presión de saturación del vapor a la presión atmosférica = 2,33kPa

ϕ : Humedad relativa = 70%

Además, si consideramos que la presión total de una mezcla es la suma de las presiones parciales de los componentes en la mezcla para un mismo volumen y temperatura (Ley de Dalton para las presiones parciales) tenemos que la presión atmosférica equivale a la suma de la presión del vapor y la presión del aire seco, por lo que la presión del aire seco se puede calcular mediante diferencia.

$$p_{as} = p_{atm} - p_v \quad (2.6)$$

Donde:

p_{as} : Presión de aire seco = 66,73kPa

p_{atm} : Presión atmosférica = 68,36kPa

La Humedad absoluta será calculada mediante la siguiente relación:

$$X = 0.622 * \left(\frac{p_{vsat} \times \phi}{p_{as}} \right) \quad (2.7)$$

Donde:

$$X: \text{Humedad absoluta} = 0.02 \frac{\text{kg agua}}{\text{kg de aire seco}}$$

Cabe señalar que para la deducción de la última fórmula se utilizó ecuación de estado del gas ideal la cual solo es válida para describir el comportamiento de la mezcla de vapor de agua y aire como gas ideal a temperaturas menores a 65°C. Dada las condiciones de diseño del incinerador, no se tendrá inconvenientes significativos al utilizarla.

Finalmente, la masa de aire seco que ingresa y la masa de humedad aportada por este aire ingresante será:

$$M_{\text{humedad_aire}} + M_{\text{aire_seco}} = M_{\text{aire_in_1}} \quad (2.8)$$

$$M_{\text{aire_seco}} \times X + M_{\text{aire_seco}} = M_{\text{aire_in_1}} \quad (2.9)$$

$$M_{\text{aire_seco}} = \frac{M_{\text{aire_in_1}}}{X + 1} \quad (2.10)$$

$$M_{\text{humedad_aire}} = M_{\text{aire_seco}} \times X \quad (2.11)$$

Donde:

$$M_{\text{aire_in_1}}: \text{Masa de aire total} = 1435,2 \text{kg}$$

$$M_{\text{aire_seco}}: \text{Masa de aire seco ingresante} = 1413,7 \text{kg}$$

$$M_{\text{humedad_aire}}: \text{Masa de humedad ingresante mediante el aire total} = 21,5 \text{kg}$$

A continuación, se presenta el volumen de control que se tomó en cuenta para el análisis del balance de masas de la primera cámara (fig. 2.1). Por otro lado, en la siguiente página, se presenta un cuadro (tabla 2.1) en donde se aprecia un resumen respecto al balance de masa para la primera cámara.

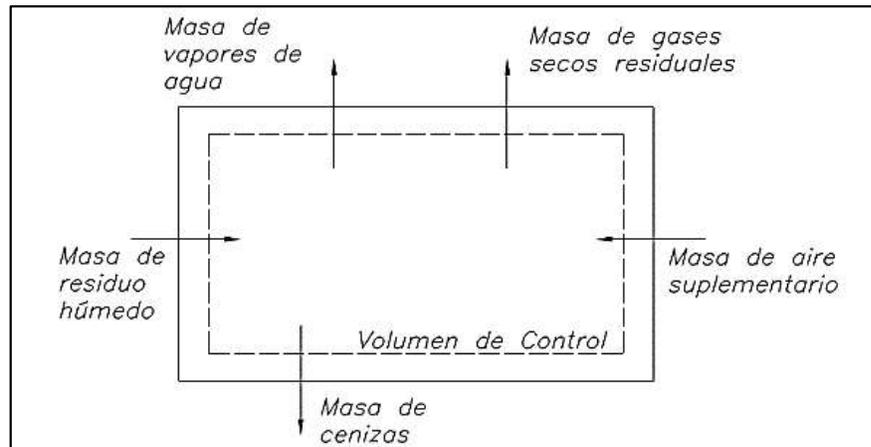


Figura 2.1. Volumen de control para el balance de masas de la primera cámara.

Tabla 2.1. Cuadro resumen de cálculos de masa para la primera cámara

Concepto	Unidad	Valor
Masa de residuos húmedos	kg	700.00
Porcentaje de Humedad	%	32.20
Masa de humedad	kg	225.40
Masa seca	kg	474.60
Porcentaje de cenizas	%	7.41
Masa de cenizas	kg	51.87
Masa volátil	kg	422.73
Poder calorífico del residuo	kJ/kg	13403.30
Energía liberada en la combustión del residuo	GJ	9.38
Factor de emisión de gas seco	kg/MJ	0.10
Factor de emisión de agua en la combustión	kg/MJ	0.20
Gas seco emitido	kg	938.23
Agua generada en la combustión	kg	1876.46
Productos de combustión	kg	2814.69
Masa de aire estequiométrico	kg	2391.96
Fracción de aire	%	60.00
Masa de aire subestequiométrico	kg	1435.18
Masa de aire seco ingresante por aire suplementario	kg	1413.69
Masa de agua ingresante por el aire suplementario	kg	21.49

2.1.2 Balance de energía

Para el cálculo de la energía en el incinerador se seguirá el método propuesto por Brunner [2.5] en el cual para la primera cámara solo se considerará, de entre los 3 mecanismos principales de transferencia de calor, a la radiación. Así, se comenzará analizando la energía que interviene en el volumen de control.

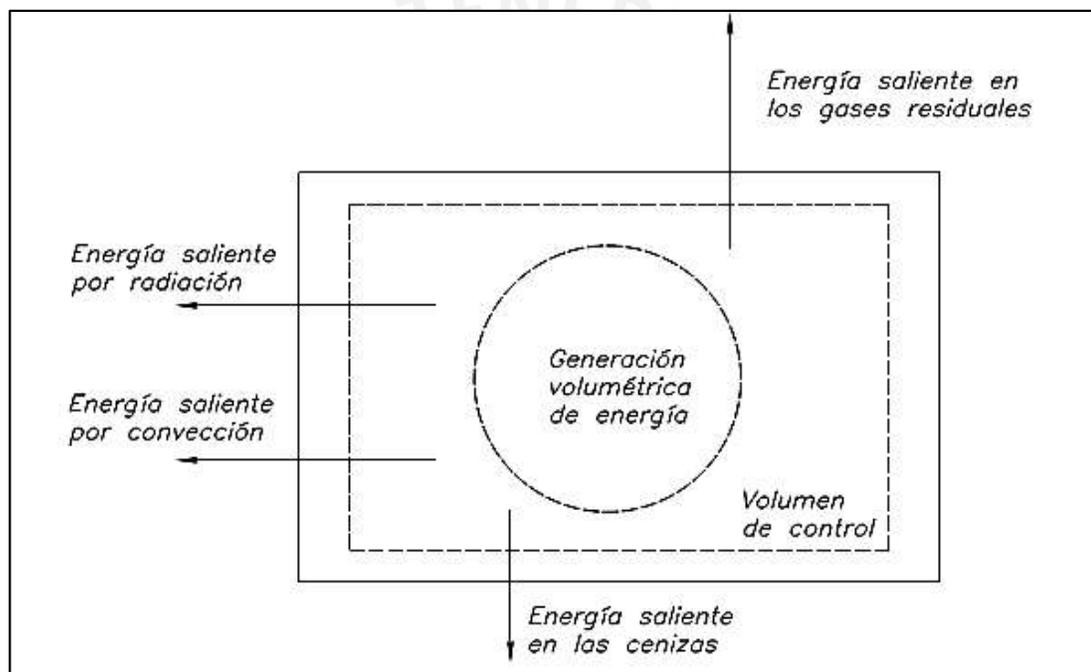


Figura 2.2 Flujos de energía que atraviesan el volumen de control según Brunner

En primer lugar, definiremos como calor a la energía que atraviesa el sistema debido a una diferencia de temperaturas

Desde esa premisa, el calor liberado por los residuos y el combustible (si es necesaria su aplicación) será absorbida por los gases de combustión y por las cenizas, también existirá flujo de calor hacia el exterior el cual se propagará mediante los tres mecanismos principales de transferencia de calor: convección, conducción y radiación. Para fines del

cálculo, Brunner recomienda solo considerar el flujo de calor por radiación; sin embargo, para el cálculo del refractario y el aislamiento se hará el cálculo para los otros mecanismos de transferencia lo cual se verá más adelante.

Del balance de masa podemos concluir que se trata de un proceso de estado estable y de flujo estable ya que no existe acumulación de masa. Todo el residuo que ingresa al incinerador es quemado y es retirado en sus 3 formas (ver figura 2.1).

Luego, aplicando la primera ley de la termodinámica y considerando nulo el trabajo sobre el sistema y si además se asume que el cambio de la energía cinética y cambio de la energía potencial son iguales a cero, tenemos:

$$\dot{q}_{V.C.} = \sum \dot{m}_s \times h_s - \sum \dot{m}_I \times h_I \quad (2.12)$$

Donde:

$\dot{q}_{V.C.}$: Flujo de calor que atraviesa el volumen de control

\dot{m}_s : Masa de elementos que salen del V.C.

h_s : Entalpía de los elementos que salen del V.C.

\dot{m}_I : Masa de elementos que ingresan al V.C.

h_I : Entalpía de los elementos que ingresan V.C.

Por lo tanto, debemos calcular la energía en las cenizas, la radiación y el calor absorbido por el agua expulsada en forma de vapor el cual va a incluir la humedad del aire suplementario. Finalmente, utilizaremos la primera ley para hallar cuánto calor se va en los residuos de combustión hacia la segunda cámara.

Energía en las cenizas: Para el cálculo de la energía almacenada en las cenizas se requiere el valor de su poder calorífico. Este valor será tomado de [2.2].

$$Q_{cenizas} = P_{cal_cenizas} * M_{cenizas} \quad (2.13)$$

Donde:

$Q_{cenizas}$: Calor en las cenizas = 15,66kJ

$$P_{cal_cenizas}: \text{Poder calorífico de la cenizas} = 302 \frac{kJ}{kg}$$

$$M_{cenizas}: \text{Masa de las cenizas} = 51.9kg$$

Energía cedida por radiación: Se obtiene mediante una estimación basada en porcentajes elaborada por Brunner (tabla 2.2). Debemos considerar el tiempo que dura el quemado. Para el flujo de energía liberada durante 6 horas de quemado por el residuo corresponde 3%.

$$\dot{q}_{res} = \frac{Q_{liberado}}{t_{op}} \quad (2.14)$$

Donde:

$$\dot{q}_{res}: \text{Flujo de calor liberado por el residuo} = 434,37kW$$

$$Q_{liberado}: \text{Calor liberado tras la combustión} = 9,38GJ$$

$$t_{op}: \text{Tiempo de operación} = 6hr$$

Tabla 2.2. Aproximación a las pérdidas por radiación [2.6]

KW liberados por el residuo	Porcentaje de pérdida por radiación (%)
< 2930.71	3
4396.07	2.75
5861.42	2.5
7326.78	2
8792.13	1.75
> 10257.49	1.5

$$Q_{rad} = (3\%) \times Q_{liberado} \quad (2.15)$$

Donde:

$$Q_{rad}: \text{Calor perdido por radiación} = 281.5MJ$$

Energía almacenada en el agua: En primera lugar, se debe conocer la cantidad de masa de agua total a intervenir. El vapor de agua que saldrá hacia la segunda cámara es la suma de vapores provenientes de tres fuentes: humedad del residuo, aire suplementario y humedad generada en el proceso de combustión del residuo. Del balance de masas tenemos la humedad del residuo, 225.4kg; el agua generada en la combustión del residuo, 1876.46kg; y el agua agregada por el aire suplementario, 21.49kg. Estos valores en total suman 2123.4kg

En segundo lugar, una vez obtenido la masa de agua total, debemos calcular cuánto calor absorbe durante el proceso. Cabe mencionar que el agua ingresante por medio del aire suplementario interviene en el proceso en forma de vapor, es decir, ya alcanzó su fase de vapor pero ingresa a 20°C; sin embargo, los otros componentes del agua total ingresan al incinerador en fase líquida y alcanzan su vaporización debido a la energía liberada durante la combustión, en otras palabras, ya no requerirán energía extra para llegar a la temperatura de operación pues al darse la combustión, estas ya llegaron a dicha temperatura.

Para la simplificación de los cálculos, Brunner considera que la cantidad de energía necesaria utilizada en agua para llevarla a la temperatura de operación se halla utilizando la entalpía de vaporización del agua a la temperatura de ingreso del aire.

$$Q_{cal_agua} = M_{humedad_aire} \times h_{vap} \quad (2.16)$$

Donde:

$$Q_{cal_agua}: \text{Energía utilizada en calentar la humedad del aire} = 54.5 \text{ MJ}$$

$$h_{vap}: \text{Entalpía de vaporización del agua a } 20^{\circ}\text{C} = 2538 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Del volumen de control podemos apreciar que la energía saliente está compuesta por la energía de radiación y la energía almacenada en el gas seco, el vapor y las cenizas. Es decir:

$$Q_{SAL} = Q_{gas_seco} + Q_{vapor} + Q_{rad} + Q_{cenizas} \quad (2.17)$$

Donde:

Q_{SAL} : Calor a la salida del V.C.

Q_{gas_seco} : Calor en la masa seca que combustiónó

Q_{vapor} : Calor en todo el vapor de agua que sale del V.C.

Luego, por primera ley:

$$Q_{IN} = Q_{SAL} \quad (2.18)$$

$$Q_{IN} = Q_{gas_seco} + Q_{vapor} + Q_{rad} + Q_{cenizas} \quad (2.19)$$

$$Q_{gas_seco} + Q_{vapor} = Q_{IN} - (Q_{rad} + Q_{cenizas}) \quad (2.20)$$

Donde:

$Q_{IN} = Q_{liberado}$: Calor liberado tras la combustión = 9,38GJ

Entonces, si consideramos como la energía en las cenizas y en la radiación como pérdidas y la energía en el gas seco junto a la energía del vapor como energía saliente útil, se tiene:

$$Q_{perdida} = Q_{rad} + Q_{cenizas} \quad (2.21)$$

$$Q_{útil} = Q_{IN} - (Q_{rad} + Q_{cenizas}) \quad (2.22)$$

Donde:

$Q_{perdida}$: Energía perdida por cenizas y radiación = 297.1MJ

$Q_{útil}$: Energía útil a la salida del V.C. = 9.08GJ

2.1.3 Cálculo de la temperatura de la reacción

A partir de la relación entre la entalpía de los productos y su temperatura, se puede hallar la temperatura de la reacción.

Consideraremos como Volumen de Control, al espacio fijo que se encuentra a la salida de la primera cámara (ver fig. 2.3). Por lo tanto, es explícito que se trata de un sistema de

una sola entrada y una sola salida en donde toda la masa que entra es igual a la que sale, es decir, un sistema FEES.

Aplicando la primera ley de la termodinámica y asumiendo proceso adiabático así como cambio de energía potencial y cambio de energía cinética igual a cero obtenemos que la energía que atraviesa el sistema (definida como $Q_{\text{útil}}$) es igual a la energía interna almacenada sumada a la energía de flujo, es decir, a la Entalpía (h).

En otras palabras,

$$Q_{\text{útil}} = M_{\text{gas}} \times \Delta h_{\text{gas}} + M_{\text{agua_total}} \times \Delta h_{\text{agua}} \quad (2.23)$$

Donde:

M_{gas} : Masa de gas liberado = 938,23kg

$M_{\text{agua_total}}$: Masa de agua total en el proceso de la primera cámara = 2123,4kg

Δh_{gas} : Cambio de entalpía del gas

Δh_{agua} : Cambio de entalpía del agua

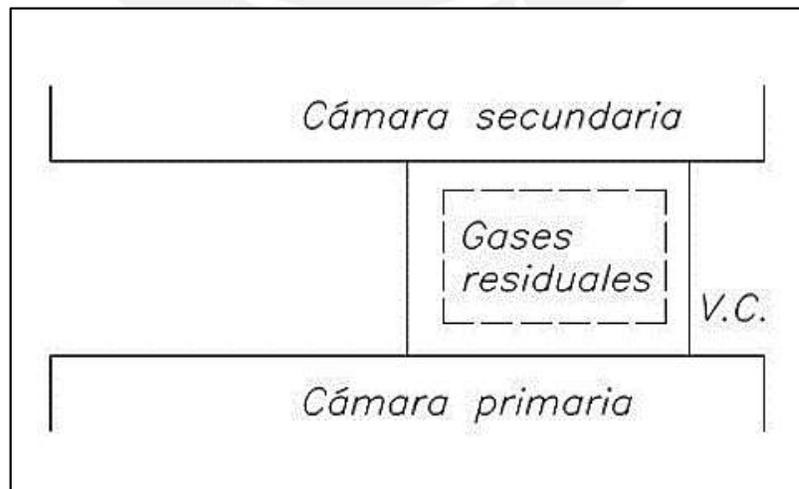


Fig 2.3. Volumen de control considerado en el cálculo de la temperatura

Para efectos de cálculo, se considerará que los productos de la combustión solo están compuestos por vapores de agua y aire seco. Cabe mencionar que con respecto a la masa de aire seco, solo se considera el gas emitido tras la combustión pues se asume que el aire ingresante suplementario se consume en el proceso como oxidante y ya está incluido al considerar el factor de emisión de gas seco.

El proceso a seguir será iterativo. Se probarán con diversas entalpías para aire seco y para vapor sobrecalentado a presión atmosférica (Anexo 3 [2.7]) para diferentes temperaturas con el fin de alcanzar el valor de la energía saliente hallado en el balance de energía.

Para una suposición de 742.6°C, tenemos:

$$\Delta h_{gas}: \text{Cambio de entalpía del gas} = 769,7 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{agua}: \text{Cambio de entalpía del agua} = 3936,8 \frac{kJ}{kg}$$

Luego, $Q_{\text{útil}}$, de la ec. 2.23, equivale a 9.08MJ. Lo cual está bastante cerca de la energía saliente calculada. Por lo tanto, la temperatura de reacción aproximada es de 742.6°C. Sin embargo, no está en el rango para la temperatura deseada (760°C-800°C).

2.1.4 Cálculo de flujo de combustible en la primera cámara:

La combustión se auto-sostiene para aproximadamente 742.6°C. Si este fuera el objetivo, en el momento en que se llegue a esta temperatura, el/los quemadores se apagan. Dado que eso no es suficiente para la esterilización de los residuos sólidos, la energía faltante para llegar la temperatura objetivo será suministrada por el/los quemadores a lo largo de todo el proceso.

Es necesario reiterar que se asumió composición constante a pesar de la heterogeneidad de los residuos. Luego, la temperatura de reacción no siempre será de 742.6°C por lo que el flujo de combustible necesario puede variar o incluso ser nulo para ciertas cargas de residuos. La energía correspondiente para 760°C es 9.29MJ.

$$Q_F = Q_{op} - Q_{\text{útil}} \quad (2.24)$$

Donde:

Q_F : Calor faltante para llegar a $760^\circ\text{C} = 202,64\text{MJ}$

Q_{op} : Calor de operación a $760^\circ\text{C} = 9.29\text{MJ}$

Luego, el volumen a consumir de combustible es:

$$V_{comb} = \frac{Q_F}{P_{cal_comb}} \quad (2.25)$$

Donde:

V_{comb} : Volumen de combustible a consumir = $2148,24\text{L}$

P_{cal_comb} : Poder calorífico del combustible = $94,33 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$

Si se considera el tiempo de incineración de 6 horas para expresar la falta de energía como potencia, se tiene 9.38kW . De la misma forma, tenemos un flujo de combustible de 358L/hr .

A continuación, se presenta una tabla resumen de los resultados en el balance de energía, el cálculo de la temperatura de reacción y el cálculo del flujo necesario de combustible (tabla 2.3).

2.1.5 Cálculo de masas a la salida de la primera cámara

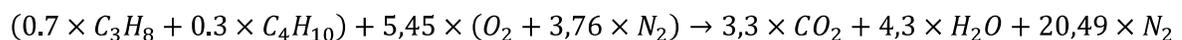
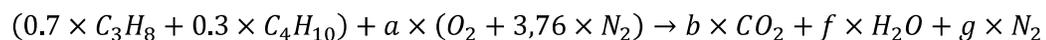
El GLP necesita un oxidante para poder reaccionar y ceder energía. Para el diseño se utilizará quemadores de aire-combustible. Como consecuencia de ello, a la masa total de gas seco y agua ya hallados, hay que agregarle el gas seco generado y el vapor producido por la quema del combustible.

Para hallar el aire requerido durante dicha combustión se debe tomar en cuenta la ecuación estequiométrica y elegir un valor apropiado de exceso de aire para la mezcla aire/combustible.

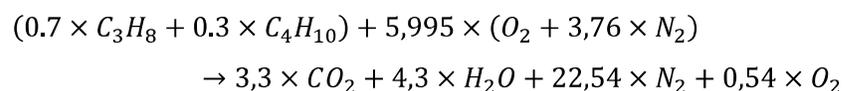
Tabla 2.3. Cuadro resumen del balance de energía, el cálculo de la temperatura de reacción y el cálculo del flujo necesario de combustible

Concepto	Unidades	Valor
Poder calorífico de las cenizas	<i>kJ/kg</i>	302.00
Calor en las cenizas	MJ	15.66
% Radiación	%	3.00
Calor liberado en la radiación	MJ	281.47
Factor de corrección	<i>kJ/kg</i>	2538.00
Masa de gas total (s/combustible)	kg	938.23
Masa de agua total (s/combustible)	kg	2123.35
Calor absorbido por el agua total	MJ	54.55
Energía perdida	MJ	297.13
Energía a la salida del V.C.	GJ	9.08
Temperatura de reacción(s/combustible)	°C	742.60
Entalpía del gas	kJ/kg	769.69
Entalpía del agua	kJ/kg	3936.81
Temperatura objetivo	°C	760.00
Energía faltante:	MJ	202.64
PCI(GLP)	<i>kJ/m³</i>	94328.69
Flujo de combustible(gas)	L/hr	358.04

La siguiente ecuación (ec. 2.26) representa la base para el balance químico de la combustión estequiométrica del GLP (70/30):



Considerando 10% de exceso de aire:



De esta relación, se cumplen las siguientes relaciones:

a) Kilogramos de aire consumido por metro cúbico de combustible:

$$A = 34,87 \frac{kg}{m^3}$$

b) Kilogramos de gas seco liberado por metro cúbico de combustible:

$$B = 33,63 \frac{kg}{m^3}$$

c) Kilogramos de vapor de agua liberados por metro cúbico de combustible:

$$C = 3,29 \frac{kg}{m^3}$$

Para el GLP, el aire requerido para la combustión:

$$A_{req_GLP} = A \times V_{comb} \quad (2.27)$$

Donde:

A_{req_GLP} : Aire requerido para combustión en los quemadores de la 1era cámara. = 74,9kg

Gas seco producido durante la combustión:

$$Gas_{seco_GLP} = B \times V_{comb} \quad (2.28)$$

Donde:

Gas_{seco_GLP} : Gas seco producido por los quemadores de la 1era cámara. = 72,25kg

Agua producida en la combustión:

$$Agua_{Comb} = C \times V_{comb} \quad (2.29)$$

Donde:

$Agua_{Comb}$: Agua producida por los quemadores de la 1era cámara. = 7,07kg

A la salida de la cámara primaria tenemos:

$$Gas_{seco_1} = Gas_{seco_GLP} + M_{gas} \quad (2.30)$$

$$Agua_{Tot_1} = Agua_{Comb} + M_{agua_{total}} \quad (2.31)$$

Donde:

Gas_{seco_1} : Masa de gas seco total a la salida de la 1era cámara = 1010,5kg

$Agua_{Tot_1}$: M. de agua a la salida de la 1ra cám, incluye agua de combustión = 2130,42kg

A continuación, en las dos siguientes figuras (fig 2.4 y fig 2.5) podemos apreciar los flujos másicos y energéticos finales, es decir, incluyendo el efecto de la combustión del GLP.

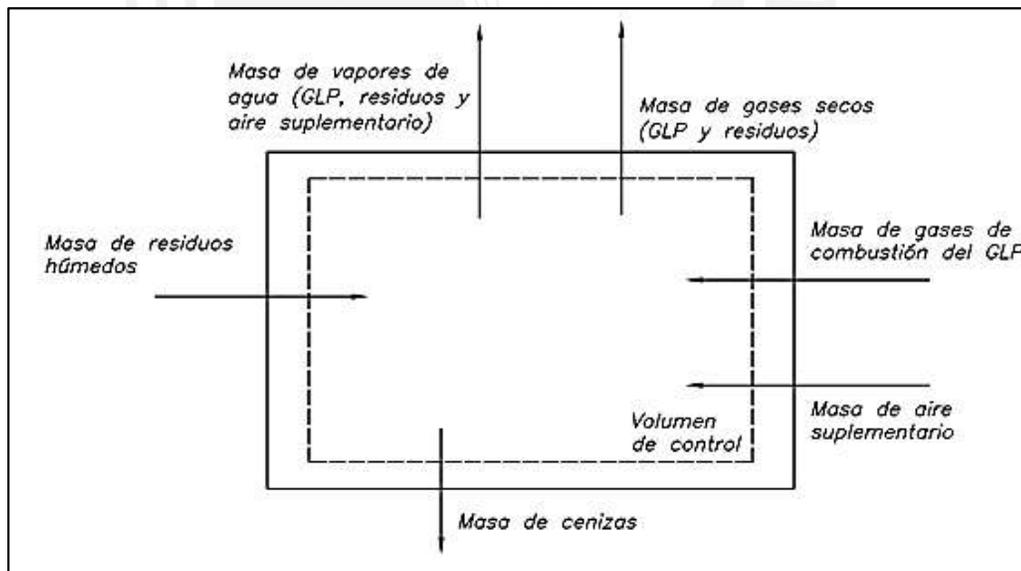


Fig 2.4 Flujo másico final a través de la primera cámara

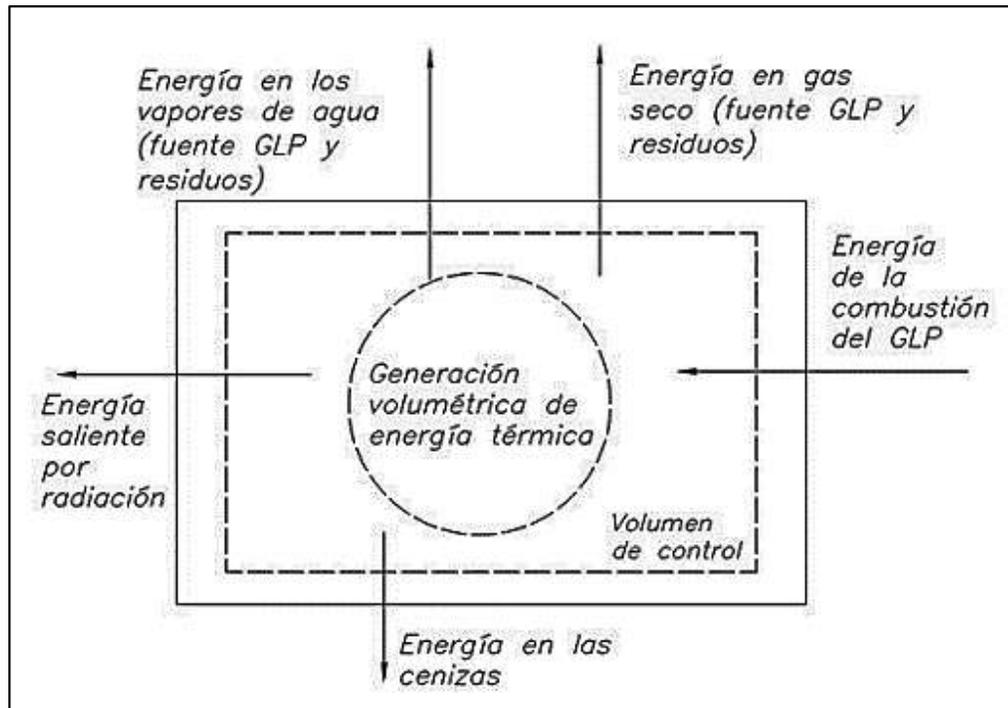


Fig 2.5 Flujo de energético final a través de la primera cámara

2.1.6 Dimensionamiento de la primera cámara

Una cámara de incineración solo puede aceptar $931\ 474\text{kJ}/\text{m}^3$ [2.8]. Bajo esta suposición se calculan el volumen de la primera cámara.

En primer lugar, se debe definir la forma que tendrá el equipo, es decir, si será rectangular, cuadrada, esférica o cilíndrica (las demás formas no son consideradas por presentar mayor dificultad en su construcción).

La forma esférica queda descartada porque a pesar de tener mejor desempeño a altas temperaturas, su costo es elevado por el método de fabricación y se hace innecesario puesto que el incinerador no está sometido internamente a altas presiones positivas.

Según Ajiboye [2.9], las estructuras cilíndricas son más efectivas en la transmisión de calor comparándolo con la estructura rectangular puesto que se da una respuesta más rápida a la distribución de temperaturas. Esto se debe a que la configuración cilíndrica

favorece la circulación de gases de combustión mientras que la configuración rectangular presenta mayor posibilidades de tener puntos de estancamiento durante su operación.

En segundo lugar, se calculará el valor mínimo aceptable para el volumen:

$$V_{\min} = \frac{Q_{op}}{CoefL} \quad (2.32)$$

Donde:

V_{\min} : Volumen mínimo que puede tener la 1era cámara del incinerador = $9,97m^3$

$CoefL$: Coeficiente limitante de diseño = $931\,474 \frac{kJ}{m^3}$

Finalmente, para un diámetro de $2.1m$ y una longitud de $3m$ obtenemos un volumen de $10,39m^3$

2.2 Análisis de la Cámara secundaria

Como se mencionó en el capítulo 1, el objetivo de la cámara secundaria es la de obtener una completa combustión de los gases expulsados de la cámara primaria. Esto se logra alcanzando una temperatura mínima de $1200^{\circ}C$ y un tiempo de residencia de al menos 1 segundo.

Para esta cámara se considerará un flujo de aire suplementario en exceso el cual será suministrado mediante un soplador, al igual que la cámara primaria. Se asume 150% del requerimiento estequiométrico de los gases a quemar.

2.2.1 Balance de masa y energía de la segunda cámara

En esta sección se procederá con un acercamiento distinto para el cálculo de las masas y la energía que intervienen en la cámara de combustión en el cual no se considerará ni radiación ni convección por ser valores de orden menor. Para el balance de masas de la cámara secundaria consideraremos el siguiente volumen de control:

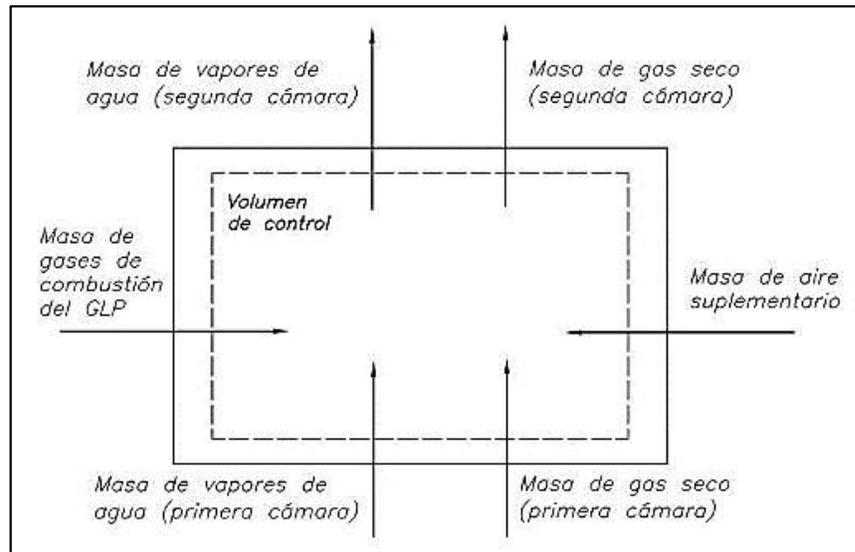


Fig 2.6 Flujo de másico a través de la segunda cámara

Donde los valores correspondientes a la primera cámara fueron vistos en la sección anterior. En este caso, tendremos masa de aire ingresando por medio de un soplador y masa de gases de combustión (estos se encargarán de llevar a los productos de la cámara de ignición desde 760°C hasta 1200°C).

Los flujos másicos que se encuentran saliendo del V.C. serán:

- Masa de gas seco: Compuesto por la suma de la masa de gas seco de la primera cámara, la parte seca de los gases de combustión del GLP y la parte seca del aire suplementario.
- Masa de vapor de agua: Compuesto por la suma de la masa de vapor de la primera cámara, la masa de vapor contenida en los gases de combustión del GLP y la fracción de agua contenida en el aire suplementario como humedad.

Para el cálculo de aire suplementario requerido para la combustión completa tomaremos como referencia el valor del aire estequiométrico necesario de la primera cámara.

Según recomendaciones vistas [2.10], la masa de aire necesaria para alcanzar el nivel de 150% de cantidad estequiométrica se halla a partir de la masa estequiométrica de aire utilizada en la primera cámara.

$$M_{aire_in_2} = 1,5 \times M_{ae} \tag{2.33}$$

Donde:

$$M_{aire_in_2}: \text{Masa de aire ingresante a la segunda cámara} = 3587,9\text{kg}$$

Luego, procediendo de la misma forma que en el apartado 2.1 para el cálculo del agua ingresada por humedad en el aire suplementario, tenemos:

$$M_{aire_seco_2} = \frac{M_{aire_in_2}}{X + 1} \tag{2.34}$$

$$M_{hum_aire_2} = M_{aire_seco_2} \times X \tag{2.35}$$

El calor necesario se hallará basándonos en el siguiente esquema de flujo de energías en el V.C.

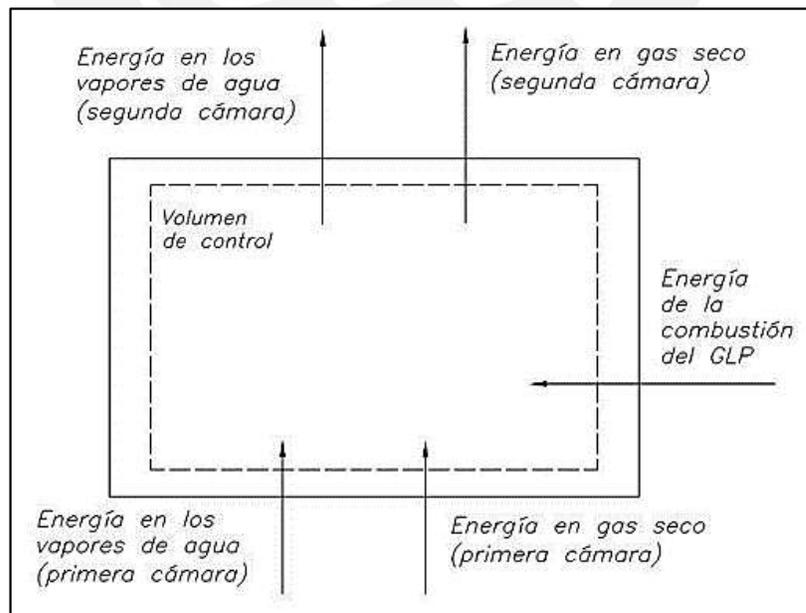


Fig 2.6 Flujo de energético a través de la segunda cámara

Del gráfico y lo mencionado en el apartado 2.2, se deduce los siguientes aspectos:

- El aire suplementario ingresante será calentado desde los 20°C hasta los 1200°C. La energía que necesita para realizar este proceso termodinámico es tomada de la energía de combustión brindada por el GLP.
- Los productos de la primera cámara son calentados desde 760°C hasta 1200°C tomando energía de la misma fuente que el punto anterior.

Por otro lado, se sabe que los gases de combustión del GLP ingresan a la cámara secundaria a una temperatura mayor a 1200°C, sin embargo, se asume que los productos de esta reacción forman parte de los productos de la cámara secundaria a la misma temperatura que estos, es decir, 1200°C.

Las Entalpías a la temperatura deseada son:

$$\Delta h_{gas_2}: \text{Cambio de entalpía del gas en la segunda cámara} = 1602.73 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{agua_2}: \text{Cambio de entalpía del agua en la segunda cámara} = 5147.6 \frac{kJ}{kg}$$

Para llevar solamente los productos de combustión de la primera cámara a la nueva temperatura objetivo se necesitará:

$$Q_{1_{cam}} = (\Delta h_{gas_2} - \Delta h_{gas_1}) \times Gas_{seco_1} + (\Delta h_{agua_2} - \Delta h_{agua_1}) \times Agua_{Tot_1} \quad (2.36)$$

Donde:

$$Q_{1_{cam}}: \text{Calor para llevar los fluidos de la 1era cám. de } 760^\circ C \text{ a } 1200^\circ C = 3.42GJ$$

Para el caso del aire suplementario:

$$Q_{aire_{seco_2}} = (\Delta h_{gas_2} - \Delta h_{air_{seco_{amb}}}) \times M_{aire_{seco_2}} \quad (2.37)$$

Donde:

$$Q_{aire_{seco_2}}: \text{Calor para llevar el aire supl. de la 2da cám de } 20^\circ C \text{ a } 1200^\circ C = 4,63MJ$$

$\Delta h_{air_seco_amb}$: Entalpía del aire seco a temperatura ambiente: $293,2 \frac{kJ}{kg}$

Para la humedad ingresante con el aire suplementario:

$$Q_{hum_aire_2} = (\Delta h_{agua_2} - \Delta h_{agua_amb}) \times M_{hum_aire_2} \quad (2.38)$$

Donde:

$Q_{hum_aire_2}$ = Calor para llevar la humedad del aire de $20^\circ C$ a $1200^\circ C = 140,21 MJ$

Δh_{agua_amb} = Entalpía del agua como vapor saturado a $20^\circ C = 2538,1 \frac{kJ}{kg}$

Luego, la energía faltante será:

$$Q_{F_2} = Q_{1_cam} + Q_{aire_seco_2} + Q_{hum_aire_2} \quad (2.39)$$

Donde:

Q_{F_2} : Energía faltante en la segunda cámara para llegar a $1200^\circ C = 8,19 GJ$

Finalmente, de la segunda cámara, los productos serán:

$$M_{Gas_salida} = 4544,7 kg$$

$$M_{Agua_salida} = 2184,2 kg$$

2.2.2 Cálculo del flujo de combustible en la segunda cámara

Obtenida la energía faltante y conociendo el poder calorífico del combustible, se puede hallar la cantidad de litros de combustible que han sido quemados en su estado gaseoso durante la operación.

$$V_{comb_2} = \frac{Q_{F_2}}{P_{cal_comb}} \quad (2.40)$$

Donde:

$$V_{comb_2} = 86\ 821,6 L$$

Expresado como potencia (6 horas de combustión), 380kW.

2.2.3 Tiempo de residencia

A diferencia del procedimiento desarrollado para la primera cámara, para la segunda se dimensiona a partir del tiempo de residencia deseado por ser un factor crítico en el proceso de esterilización de residuos como se explicó en el capítulo 1.

Luego, se debe calcular primero el flujo másico de gases a través de la segunda cámara:

$$\dot{M}_{gas_seco} = \frac{M_{Gas_salida}}{t_{op}} \quad (2.41)$$

$$\dot{M}_{agua_Tot} = \frac{M_{Agua_salida}}{t_{op}} \quad (2.42)$$

Donde:

$$\dot{M}_{gas_seco}: \text{Flujo másico de gas seco a través de la segunda cámara} = 0,21 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{M}_{agua_Tot}: \text{Flujo másico del agua a través de la segunda cámara} = 0,101 \frac{kg}{s}$$

El caudal se halla a partir de las densidades de cada elemento. Considerando la parte seca del gas expulsado como aire seco, se halla su densidad, aplicando la ecuación de estado para gas ideal a las siguientes condiciones:

$$\rho_{aire} = \frac{p_{atm}}{R * T_2} \quad (2.43)$$

Donde:

$$\rho_{aire}: \text{Densidad del aire para } 1473K \text{ y } 68,36kPa = 0,161 \frac{kg}{m^3}$$

$$R: \text{Constante de los gases ideales} = 0,287 \frac{kJ}{kg * K}$$

$$T_2: \text{Temperatura de operación de la segunda cámara} = 1473K$$

Por otro lado, para las mismas condiciones de temperatura y presión atmosférica, de la tabla de vapor sobrecalentado para el agua [2.11] se tiene:

$$\rho_{agua}: \text{Densidad del agua para } 1473K \text{ y } 68,36kPa = 0,09 \frac{kg}{m^3}$$

Luego, los respectivos caudales son:

$$Caudal_{aire_seco} = \frac{\dot{M}_{gas_seco}}{\rho_{aire}} \quad (2.44)$$

$$Caudal_{agua_Tot} = \frac{\dot{M}_{agua_Tot}}{\rho_{agua}} \quad (2.45)$$

Donde:

$$Caudal_{aire_seco}: \text{Caudal total de aire seco en la segunda cámara} = 1,31 \frac{m^3}{s}$$

$$Caudal_{agua_Tot}: \text{Caudal total de agua en la segunda cámara} = 1,12 \frac{m^3}{s}$$

Por lo tanto,

$$Caudal_{tot_2cam} = \frac{V_{2_cam}}{t_{res}} \quad (2.46)$$

Donde:

$$Caudal_{tot_2cam}: \text{Caudal total del agua y gas seco a través de la 2da cám.} = 2,43 \frac{m^3}{s}$$

Para un tiempo de residencia de 1.9 segundos (en la ec. 2.46, $t_{res} = 1,9s$), se obtiene:

$$V_{2_cam}: \text{Volumen de la segunda cámara} = 4,62m^3$$

Para este factor se cumple lo especificado por el Ministerio de Salud (tiempo de residencia mínimo de 1 segundo (ver [1.17], capítulo 1))

2.2.4 Dimensionamiento de la segunda cámara

El volumen calculado en el apartado anterior se obtiene mediante una configuración de un diámetro de 1.4 metros y una longitud igual a 3 metros.

Se decidió ampliar el tiempo de residencia hasta 1.9 segundos para así tener un factor de seguridad en el cual se asegure la correcta esterilización de todos los residuos en caso el caudal total aumente.

Como se mencionó en el primer capítulo, una de las consideraciones en las cuales se basa el desarrollo del presente trabajo es el poder calorífico de los residuos y su contenido de humedad; sin embargo, estos son variables y en el caso más crítico, el contenido de humedad puede aumentar mientras que el poder calorífico puede disminuir.

En ese sentido, se requeriría más energía por parte de los quemadores para alcanzar las temperaturas objetivo, eso se traduce en mayor flujo de gases, es decir, mayor caudal total. Dado que el volumen es fijo, un caudal total mayor implicaría un tiempo de residencia menor, así, para este incinerador y según requerimientos del Ministerio de Salud, solo se puede llegar a 4.62m^3 .

2.3 Cálculo de la cantidad necesaria de combustible por mes

Cabe recordar que la combustión del GLP se realiza en estado gaseoso sin embargo, su distribución se da en estado líquido. Luego, para calcular el volumen de gas a comprar se debe obtener la equivalencia en galones de GLP líquido. En primer lugar, la masa necesaria:

$$M_{GLP} = V_{comb_Tot} * \rho_{GLP_gas} \quad (2.47)$$

Donde:

M_{GLP} : Masa del combustible a usar = 181,76kg

V_{comb_Tot} : Volumen total de combustible a usar = $V_{comb} + V_{comb_2} = 88,97\text{m}^3$

ρ_{GLP_gas} : Densidad del GLP en estado gaseoso [2.12] = $2,0429 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Asumiendo conservación de masa en el cambio de estado y pérdidas nulas, tenemos en estado líquido la misma masa de combustible, luego, en volumen para estado líquido:

$$V_{GLP_Liq} = \frac{M_{GLP}}{\rho_{GLP_Liq}} \quad (2.48)$$

Donde:

V_{GLP_Liq} : Volumen de GLP líquido a utilizar por 6 horas de incineración = 90,5gal

ρ_{GLP_Liq} : Densidad del GLP en estado líquido = $2,009 \frac{gal}{kg}$

Se consumirán 90.47 galones diarios de GLP. Considerando que el incinerador trabaje 30 días al mes, se tendrá un consumo mensual de 2714gal.

2.4) Dimensionamiento superficie de quemado, refractario y aislamiento

Como parte del diseño del incinerador, se deben especificar 3 partes fundamentales:

Primero: Superficie de quemado. Esta parte se encarga de recibir los residuos a su ingreso al incinerador. Se busca que ofrezca una buena distribución a los residuos para así, al tener mayor área expuesta al calor, la combustión sea más uniforme.

Segundo: Aislante/Refractario. El incinerador será de forma cilíndrica con revestimiento interno de ladrillo aislante refractario el cual estará en contacto con los gases de combustión. Su función será la de dar forma al equipo sin resquebrajarse ni ablandarse por las altas temperaturas. El ladrillo será unido mediante cemento refractario y se apoyará en una cubierta de acero.

Tercero: Aislante. Dicho acero será cubierto por un elemento aislante cuya función será la de reducir el flujo de calor transferido por conducción desde el interior de las cámaras hacia el ambiente.

Luego, se debe cubrir la estructura. Se plantea utilizar bobina de acero laminado en caliente al cual luego se le protegería con una capa de pintura anticorrosiva; sin embargo,

se decide proteger el incinerador con plancha de acero inoxidable AISI 304 de 0.6mm de espesor dado que este respondería mejor si el incinerador se decidiera instalar a la intemperie.

2.4.1) Dimensionamiento de superficie de quemado

Para el diseño de calderas en donde se quema combustible sólido (por ejemplo las calderas a carbón), se considera la instalación de una superficie en la cual se producirá la combustión. Dicha superficie se conoce como hogar.

Por analogía con el incinerador del presente diseño, en el que también se quema combustible sólido y se libera energía a partir de este, se debe proveer de una estructura en la cual se ubiquen los residuos, para que luego, mediante la mezcla con Oxígeno y elevadas temperaturas, se pueda dar la combustión.

Existen varios tipos de hogares entre los que destacan el que tiene parrilla. Este consiste en una serie de barras ubicadas en forma de malla o en forma paralela en donde se ubica el combustible sólido. Las cenizas generadas durante la operación, filtran a través de los espacios hacia un área denominada cenicero.

En el caso del incinerador de residuos sólidos hospitalarios, no se recomienda usar este tipo de hogares dado que algunos elementos sin inflamar pueden pasar al área de cenizas sin estar esterilizados. Por lo tanto, se elige un hogar sólido que a la vez hará de cenicero.

Según recomendaciones [2.13], en el hogar se debe quemar $49 \frac{kg}{hr \times m^2}$. Para 6 horas de quemado y 700kg de residuos, se tiene $2,38m^2$ de superficie de quemado.

El hogar será a lo largo de toda la cámara de combustión, es decir, tendrá 3 metros de largo. Para alcanzar el área calculada, se necesita 79.3cm de ancho. Finalmente, dado ese ancho, para una cámara circular, le corresponde una altura de hogar de 8 cm. Ver fig. 2.7.

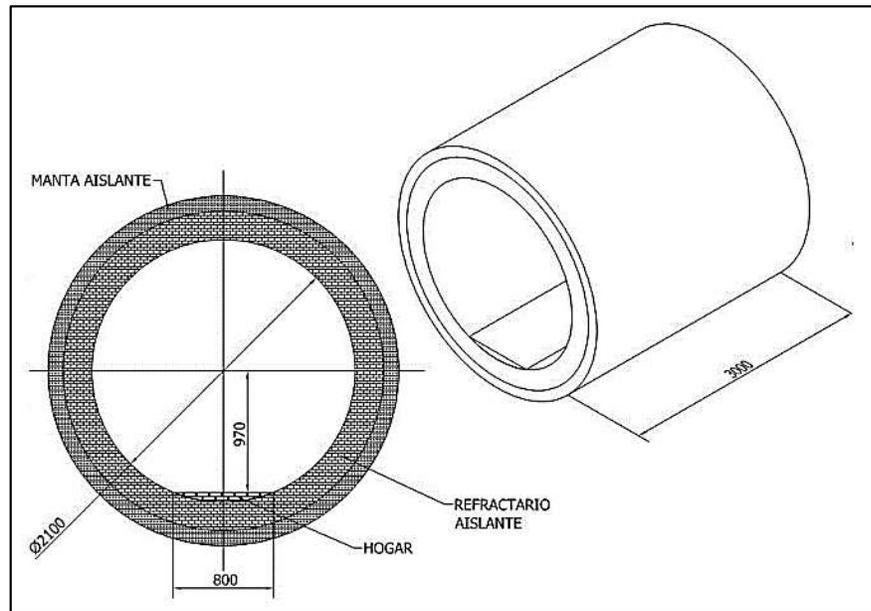


Fig. 2.7 Superficie de quemado

2.4.2) Cálculo del refractario y aislamiento en la 1era cámara

Este elemento estará expuesto por uno de sus lados a un rango de temperaturas entre 760°C y 800°C por lo que se selecciona ladrillo refractario aislante K-23, marca NITRON tipo recto de 9" x 4 ½" x 2 ½" (228.6mm x 114.3mm x 63.5mm).

Su conductividad térmica a 815°C es: $k_{12} = 0,2 \frac{W}{m \times K}$

Radio interno: $r_{1_1cam}: 1,05m$

Radio externo luego de la instalación del ladrillo aislante: $r_{2_1cam}: 1,2786m$

Posteriormente se instalará aislante tipo manta de lana de roca con densidad igual a 100 kg/m^3 con el fin de llevar la temperatura superficial del incinerador a un valor por debajo de 70 °C. Se utilizarán mantas de 5 pulgadas de espesor mientras que los cálculos se desarrollarán para una temperatura de 800°C en el interior por ser este caso el más crítico.

Su conductividad térmica a 815°C es: $k_{23} = 0,04 \frac{W}{m \times K}$

Radio exterior: $r_{3_1cam} = 1,4056m$

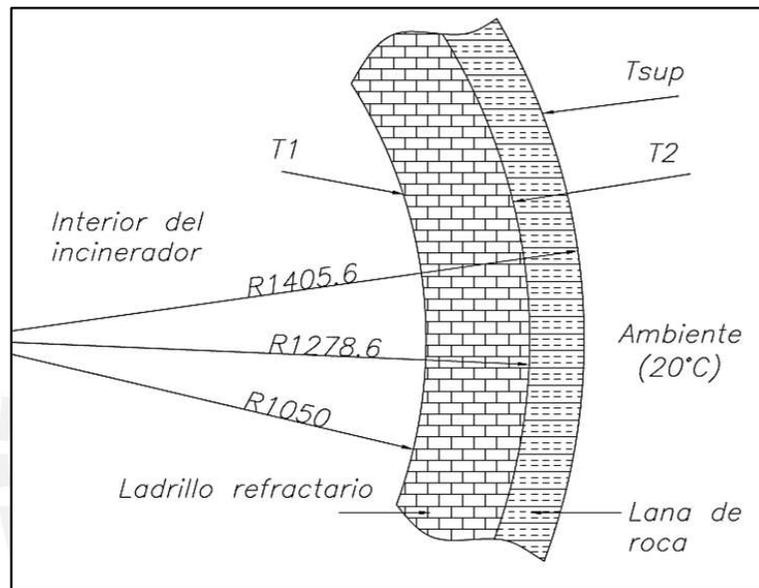


Fig. 2.7. Radios y temperaturas en el cálculo del calor por conducción de la primera cámara

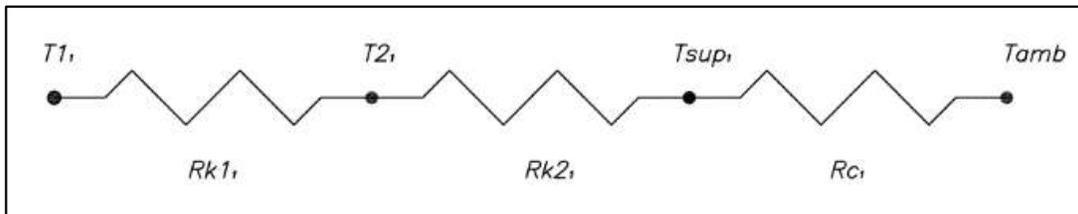


Fig. 2.8. Resistencias equivalentes en el análisis de transferencia de calor

El largo de la cámara cilíndrica es 3 metros ($l_{cam} = 3m$) y considerando el radio exterior r_{3_1cam} se tiene $A_{ext_1cam} = 26,49m^2$. Por otro lado, para los cálculos se considera una

temperatura de 800°C en el interior del incinerador ya que es el límite superior permitido. Así, si la propuesta de diseño cumple con este valor, para el valor nominal de operación (760°C) el equipo operará sin problemas. La temperatura ambiental considerada sigue siendo 20°C

De la figura 2.8 y considerando conductividad para un elemento cilíndrico, se tiene:

$$R_{k12_1cam} = \frac{\ln\left(\frac{r_{2_1cam}}{r_{1_1cam}}\right)}{2 \times \pi \times k_{12} \times l_{cam}} \quad (2.49)$$

$$R_{k23_1cam} = \frac{\ln\left(\frac{r_{3_1cam}}{r_{2_1cam}}\right)}{2 \times \pi \times k_{23} \times l_{cam}} \quad (2.50)$$

Donde:

$$R_{k12_1cam}: \text{Resistencia térmica para la conducción a través del ladrillo} = 0,05 \frac{K}{W}$$

$$R_{k23_1cam}: \text{Resistencia térmica para la conducción a través del aislante} = 0,13 \frac{K}{W}$$

Se asumirá un valor para el coeficiente convectivo exterior (h_{ext}) a fin de calcular la temperatura superficial del incinerador. Con la temperatura hallada, utilizando la teoría para la convección libre, se obtiene un nuevo coeficiente.

Si lo supuesto es correcto, el valor del coeficiente hallado mediante la teoría para la convección libre debe ser igual al valor asumido al inicio del cálculo; de otra forma hay que iterar. Asumiendo coeficiente convectivo exterior, $h_{ext_1cam} = 3,47 \frac{W}{m^2 \times K}$

$$R_{c_1cam} = \frac{1}{h_{ext_1cam} \times A_{ext_1cam}} \quad (2.51)$$

Se obtiene:

$$\dot{q}_{1cam} = \left(\frac{T_1 - T_{amb}}{R_{k12_1cam} + R_{k23_1cam} + R_{c_1cam}} \right) \quad (2.52)$$

$$T_{\text{sup}_{1\text{cam}}} = \frac{\dot{q}_{1\text{cam}}}{h_{\text{ext}_{1\text{cam}}} \times A_{\text{ext}_{1\text{cam}}}} + T_{\text{amb}} \quad (2.53)$$

Donde:

$$R_{c_{1\text{cam}}}: \text{Resistencia térmica para la convección exterior} = 0,01 \frac{K}{W}$$

$$\dot{q}_{1\text{cam}}: \text{Flujo de calor a través de la primera cámara} = 4,13 \text{ kW}$$

$$T_{\text{sup}_{1\text{cam}}}: \text{Temperatura superficial de la primera cámara} = 65^\circ\text{C}$$

Luego, para una temperatura superficial igual a 65.25°C , corresponden:

Número de Rayleigh:

$$Ra_{1\text{cam}} = 3,349 \times 10^{10}$$

Número de Prandtl:

$$Pr_{1\text{cam}} = 7,036 \times 10^{-1}$$

Se obtiene el número de Nussel utilizando la correlación para convección libre en superficies externas de forma cilíndrica [2.14]:

$$Nu_D = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \times Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,0559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (2.54)$$

Reemplazando por $Ra_{1\text{cam}}$ y por $Pr_{1\text{cam}}$ se tiene un número de Nussel equivalente a 354,5. Finalmente,

$$h_{\text{ext}_{1\text{cam}}} = \frac{k_{\text{ext}_{1\text{cam}}} \times Nu}{(2 \times r_{3_{1\text{cam}}})} \quad (2.55)$$

Donde:

h_{ext_1cam} : Coef. convectivo exterior calculado para T_{sup_1cam} igual a $65,25^{\circ}C = 3,47 \frac{W}{m^2 \times K}$

Nu_{ext_1cam} : Número de Nussel calculado para T_{sup_1cam} igual a $65,25^{\circ}C = 354,5$

k_{ext_1cam} : Conductividad térmica exterior para T_{sup_1cam} igual a $65,25^{\circ}C = 0,0274 \frac{W}{m \times K}$

La diferencia se asume como error de las aproximaciones realizadas. El procedimiento completo del cálculo de los números de Rayleigh y Prandtl se encuentra detallado en el Anexo 4.

2.4.3) Selección de cubierta para la 1era cámara

Con el objetivo de dar protección a la primera cámara, se le recubrirá con bobina de acero inoxidable de calidad AISI 304 con un espesor de $0,6mm$.

2.4.4) Cálculo del refractario y aislamiento en la 2da cámara

Al igual que para la cámara de ignición, se utilizarán ladrillos refractarios aislantes y lana de roca. El objetivo es reducir la temperatura superficial exterior hasta un máximo de $100^{\circ}C$ teniendo en cuenta que la temperatura al interior de esta cámara es $1205^{\circ}C$.

Se considerarán 3 niveles de ladrillos aislantes y un espesor de aislante de 5 pulgadas para la segunda cámara. El método de cálculo es el mismo que para la primera cámara por lo que se presentará un cuadro resumen de los valores obtenidos (tabla 2.4).

2.4.5) Diseño de ducto de comunicación

El flujo de gases de combustión con material particulado genera erosión sobre las superficies internas del incinerador. Esto desgasta el ladrillo refractario por lo que tener en consideración este efecto es de suma importancia.

El área superficial interior que está sometida a la mayor erosión debido a los gases de combustión es el ducto de comunicación entre cámaras. Debido a esto, se desea que el flujo sea lo más laminar posible. Como consecuencia de obtener esta condición, la

velocidad del fluido en las paredes del ducto será cero y no habrá arrastre de material particulado sobre el refractario.

Tabla 2.4. Resultados del diseño energético de la segunda cámara

Concepto	Símbolo	Valor
Radio interno	r_{1_2cam}	0,7m
Radio exterior a los ladrillos	r_{2_2cam}	1,043m
Radio exterior al aislamiento	r_{3_2cam}	1,17m
Largo de cámara	l_{cam}	3m
Área exterior de la segunda cámara	A_{ext_2cam}	22,05m ²
Resistencia térmica de conducción a través del ladrillo	R_{k12_2cam}	0,106 $\frac{K}{W}$
Resistencia térmica de conducción a través del aislamiento	R_{k23_2cam}	0,15 $\frac{K}{W}$
Coefficiente de convección exterior asumido	h_{ext_2cam}	3,7 $\frac{W}{m^2 \times K}$
Resistencia de convección exterior	R_{c_2cam}	0,01 $\frac{K}{W}$
Flujo de calor	\dot{q}_{2cam}	4,38kW
Temperatura superficial exterior	T_{sup_2cam}	73,1°C
Temperatura asumida para coef. de convección ext.	T''_{sup_2cam}	74°C
Número de Rayleigh	Ra_{2cam}	$2,19 \times 10^{10}$
Número de Prandtl	Pr_{2cam}	$7,034 \times 10^{-1}$
Número de Nussel	Nu_{ext_2cam}	309,04
Conductividad exterior	k_{ext_2cam}	0,278 $\frac{W}{m \times K}$
Coefficiente convectivo para temperatura asumida	h_{ext_2cam}	3,67 $\frac{W}{m^2 \times K}$

Por otro lado, a pesar de que en flujo turbulento las pérdidas son mayores que en el flujo laminar [2.15], se prefiere evitar esto dado que conllevaría a mayor deposición de material particulado en el ducto. El objetivo es que el material particulado que logra salir de la

primera cámara sea incinerado en la segunda cámara, en donde se alcanzan temperaturas mayores (1200°C) para luego ser atrapados en la sección del lavado de gases.

Para el dimensionamiento adecuado del ducto, se utilizará el número adimensional de Reynolds con el diámetro del ducto (ϕ_{ducto}) como longitud característica. Se asumirá la temperatura máxima posible para el flujo másico, 800°C .

$$Re = \frac{\rho_{mezcla} \times V \times \phi_{ducto}}{\mu_{mezcla}} \quad (2.56)$$

Haciendo un arreglo se obtiene una relación para el diámetro del ducto en función del flujo másico, la viscosidad de la mezcla y el número de Reynolds :

$$\phi_{ducto} = \frac{\dot{m}_{ducto}}{\mu_{mezcla} \times \pi \times Re} \quad (2.57)$$

Donde:

$$\dot{m}_{ducto}: \text{Flujo másico total a través del ducto} = \left(\frac{Gas_{seco_1} + Agua_{Tot_1}}{t_{op}} \right) = 0,15 \frac{kg}{s}$$

$$\mu_{mezcla}: \text{Viscosidad dinámica de la mezcla a } 800^{\circ}\text{C} [\text{Anexo 5}] = 4.175 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \times s}$$

De aquí se concluye que, conociendo el flujo másico total a través del ducto, el número de Reynolds, es decir, el indicativo que muestra si tenemos flujo laminar o turbulento, dependerá solamente del diámetro elegido. Así, en primer lugar se calculará el diámetro del ducto para $Re = 2000$ (condición de flujo laminar).

Luego, de la ec. 2.56 se tiene:

$$\phi_{ducto}: \text{Diámetro interior del ducto} = 2,22m$$

Dado que no podemos construir un ducto de 2,22 metros, se utilizará el valor más alto posible sin que este afecte el tiempo de residencia en la primera cámara. Por lo tanto, se tiene $\phi_{ducto} = 1m$.

Cabe señalar que para este diámetro se tiene $Re_{ducto} = 4435$, lo cual corresponde a flujo turbulento.

Para el cálculo del espesor de aislante y el refractario se considerará transferencia de calor por flujo interno a través de tubos cortos, se utilizará la siguiente correlación:

$$Nu_{ducto} = 0,032 \times \left(\frac{\phi_{ducto}}{l_{ducto}}\right)^{0,054} \times Re_{ducto} \times Pr_{ducto}^n \quad (2.58)$$

Donde:

Nu_{ducto} : Número de Nussel para el ducto = 145,68

l_{ducto} : Largo característico del ducto = 0,5m

Pr_{ducto} : Número de Prandtl para el fluido en el ducto = 1,091

n : Coeficiente de correlación en la ecuación 2.57 = 0,3

El largo característico del ducto corresponde a la longitud que estará expuesta al ambiente la cual será de aproximadamente 50 centímetros. Cabe recordar que el ducto en si es de mayor longitud debido a que incluye la sección definida por los ladrillos y el aislante para ambas cámaras pero para su aislamiento solo importará la parte que estará expuesta directamente al ambiente. Por otro lado, n equivale a 0,3 dado que la temperatura superficial del ducto siempre será menor que la temperatura del fluido que pasa a través de él.

$$h_{ducto} = \frac{k_{ducto} \times Nu_{ducto}}{(\phi_{ducto})} \quad (2.59)$$

Donde:

h_{ducto} : Coeficiente convectivo en el interior del ducto = $11,51 \frac{W}{m^2 \times K}$

k_{ducto} : Conductividad térmica en el interior del ducto = $0,079 \frac{W}{m \times K}$

El cálculo de los parámetros de la mezcla gaseosa (Conductividad térmica, Viscosidad dinámica y Número de Prandtl) a intervenir en esta sección se puede apreciar en Anexo 5.

Para el diseño se considerará 2 niveles de ladrillos aislantes refractarios y dos pulgadas de aislante. El cálculo es similar al realizado en la primera cámara solo que esta vez incluirá una resistencia térmica por convección interna (ver tabla 2.5).

Tabla 2.5. Resultados del diseño energético para el ducto

Concepto	Símbolo	Valor
Temperatura interior del ducto	T_{int_ducto}	800°C
Radio interno	r_{1_ducto}	0,5m
Radio exterior a los ladrillos	r_{2_ducto}	0,73m
Radio exterior al aislamiento	r_{3_ducto}	0,78m
Largo de cámara	l_{ducto}	0,5m
Área interior del ducto	A_{int_ducto}	3,14m ²
Área exterior del ducto	A_{ext_ducto}	4,9m ²
Resistencia térmica de convección interior	$R_{c_int_ducto}$	0,03 $\frac{K}{W}$
Resistencia térmica de conducción a través del ladrillo	R_{k12_ducto}	0,3 $\frac{K}{W}$
Resistencia térmica de conducción a través del aislamiento	R_{k23_ducto}	0,27 $\frac{K}{W}$
Coefficiente de convección exterior asumido	h_{ext_ducto}	3,9 $\frac{W}{m^2 \times K}$
Resistencia de convección exterior	$R_{c_ext_ducto}$	0,05 $\frac{K}{W}$
Flujo de calor	\dot{q}_{ducto}	1,23kW
Temperatura superficial exterior	T_{sup_ducto}	84,3°C
Temperatura asumida para coef. de convección ext.	T''_{sup_ducto}	84°C
Número de Rayleigh	Ra_{ducto}	$7,16 \times 10^9$
Número de Prandtl	Pr_{ducto}	$7,006 \times 10^{-1}$
Número de Nusselt	Nu_{ducto}	215,82
Conductividad exterior	k_{ext_ducto}	0,028 $\frac{W}{m \times K}$
Coefficiente convectivo para temperatura asumida	h_{ext_ducto}	3,9 $\frac{W}{m^2 \times K}$

2.4.6) Diseño de las tapas

Para el diseño de tapas se considerará flujo de calor a través de pared plana.

En la primera cámara para el diseño de ambas tapas se propone disponer 2 niveles de ladrillos refractarios aislantes ubicados de modo que se tenga 9 pulgadas de espesor ($esp_{ladrillo1} = 9''$). Posteriormente se instalará manta de lana de roca de 5 pulgadas de espesor ($esp_{aislam1} = 5''$).

El área a considerar es la que está expuesta directamente a los flujos de gas a 800°C .

$$A_{tapa1} = r_{1_1cam}^2 \times \pi \quad (2.60)$$

Donde:

$$A_{tapa1}: \text{Área de tapa a intervenir en el cálculo} = 3,46\text{m}^2$$

A continuación se muestran las resistencias térmicas que intervienen en el cálculo del flujo de calor que atraviesa las tapas de la primera cámara.

$$R_{k12_tapa1} = \frac{esp_{ladrillo1}}{k_{12} \times A_{tapa1}} \quad (2.61)$$

$$R_{k23_tapa1} = \frac{esp_{aislam1}}{k_{23} \times A_{tapa1}} \quad (2.62)$$

$$R_{c_ext_tapa1} = \frac{1}{A_{tapa1} \times h_{ext_tapa1}} \quad (2.63)$$

Donde:

$$R_{k12_tapa1}: \text{Resistencia de conducción para el ladrillo de la tapa} = 0,33 \frac{K}{W}$$

$$R_{k23_tapa1}: \text{Resistencia de conducción para el aislante de la tapa} = 0,92 \frac{K}{W}$$

$$R_{c_ext_tapa1}: \text{Resistencia de convección exterior para la tapa} = 0,08 \frac{K}{W}$$

$$h_{ext_tapa1}: \text{Coeficiente de convección exterior asumido} = 3,67 \frac{W}{\text{m}^2 \times K}$$

Luego,

$$\dot{q}_{tapa1} = \frac{(T_{int_tapa1} - T_{amb})}{R_{k12_tapa1} + R_{k23_tapa1} + R_{c_ext_tapa1}} \quad (2.64)$$

$$T_{sup_tapa1} = \frac{\dot{q}_{tapa1}}{h_{ext_tapa1} \times A_{ext_tapa1}} + T_{amb} \quad (2.65)$$

Donde:

\dot{q}_{tapa1} : Flujo de calor a través de las tapas de la 1era cám. = 0,59kw

T_{sup_tapa1} : Temperatura superficial de las tapas en la 1era cám. = 66,3°C

De la misma forma, se verifica el coeficiente convectivo asumido mediante las correlaciones de convección libre. En este caso se utilizará la ecuación 2.65 [2.16] la cual calcula la variable deseada para superficies planas.

$$Nu_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \times Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (2.65)$$

En la correlación mostrada Ra_L y Nu_L representan los números adimensionales de Rayleigh y Nussel calculados con longitud característica igual a la longitud de la placa. En este cálculo se considerará el diámetro de la tapa como dicha longitud. Así, se utilizarán los siguientes valores hallados a una temperatura superficial de 65,25°C:

$$Ra_{tapa1} = 1,413 \times 10^{10}$$

$$Pr_{tapa1} = 7,036 \times 10^{-1}$$

El número de Nussel:

$$Nu_{tapa1} = 281,09$$

El coeficiente convectivo:

$$h_{tapa1} = \frac{k_{tapa1} \times Nu_{tapa1}}{(2 \times r_{1_1cam})} \quad (2.66)$$

$$h_{tapa1}: \text{Coeficiente de conductividad exterior calculado } (65,25^{\circ}\text{C}) = 3,67 \frac{W}{m^2 \times K}$$

$$k_{tapa1}: \text{Conductividad térmica en el exterior de la tapa} = 0,027 \frac{W}{m \times K}$$

Confirmando lo asumido.

Para la segunda cámara, se propone disponer de 3 niveles de ladrillos refractario aislantes instalados de manera que brinden 13.5 pulgadas de espesor. Luego, se implementará manta de lana de roca de 5 pulgadas de espesor. El resumen de cálculos se puede apreciar en la tabla 2.6.

2.4.7) Diseño de la chimenea

Para el diseño de la chimenea se está considerando que a continuación del incinerador se instalará un intercambiador de calor a fin de aprovechar la alta entalpía de los gases de escape. Así, es conveniente una reducción de diámetro con respecto al ducto de comunicación pues aumentará su velocidad y con ello su turbulencia, mejorando las características involucradas en la transferencia de calor como es el coeficiente convectivo. Se asumirá, entonces, un diámetro de 0.5 metros.

Por otro lado, se decide instalar 3 niveles de ladrillo refractario aislante a fin de obtener una temperatura superficial adecuada para la manta aislante. Finalmente se tendrá espesor de lana de roca de 7 pulgadas. Dado que los cálculos son similares a los de la 1era cámara, 2nda cámara y ducto, se presentan los resultados en la tabla 2.7.

Finalmente, se verifica un aumento de temperatura superficial de 10°C si se reduce el espesor de aislante en 2 pulgadas.

Tabla 2.6. Resultados del diseño energético de las tapas de la segunda cámara

Concepto	Símbolo	Valor
Temperatura interior de la tapa	T_{int_tapa2}	1205°C
Espesor de ladrillos	$esp_{ladrillo2}$	13,5 pulg.
Espesor de aislamiento	$esp_{aislam2}$	5 pulg.
Radio de tapa	r_{1_2cam}	0,7m
Área de la tapa	A_{tapa2}	1,54 m ²
Resistencia térmica de conducción a través del ladrillo	R_{k12_tapa2}	1,11 $\frac{K}{W}$
Resistencia térmica de conducción a través del aislamiento	R_{k23_tapa2}	2,06 $\frac{K}{W}$
Coefficiente de convección exterior asumido	h_{ext_tapa2}	4,03 $\frac{W}{m^2 \times K}$
Resistencia de convección exterior	$R_{c_ext_tapa2}$	0,16 $\frac{K}{W}$
Flujo de calor	\dot{q}_{tapa2}	0,36kW
Temperatura superficial exterior	T_{sup_tapa2}	77,23°C
Temperatura asumida para coef. de convección ext.	T''_{sup_tapa2}	79°C
Número de Rayleigh	Ra_{tapa2}	4,935 × 10 ⁹
Número de Prandtl	Pr_{tapa2}	7,01 × 10 ⁻¹
Número de Nussel	Nu_{tapa2}	201,55
Conductividad exterior	k_{ext_tapa2}	0,028 $\frac{W}{m \times K}$
Coefficiente convectivo para temperatura asumida	h_{ext_tapa2}	4,03 $\frac{W}{m^2 \times K}$

Tabla 2.7. Resultados del diseño energético de la chimenea

Concepto	Símbolo	Valor
Temperatura interior de la chimenea	T_{int_chim}	1205°C
Radio interno	r_{1_chim}	0,25m
Radio exterior a los ladrillos	r_{2_chim}	0,593m
Radio exterior al aislamiento	r_{3_chim}	0,77m
Largo de chimenea	l_{chim}	0,3m
Área exterior de la chimenea	A_{ext_chim}	1,45m ²
Resistencia térmica de conducción a través del ladrillo	R_{k12_chim}	2,29 $\frac{K}{W}$
Resistencia térmica de conducción a través del aislamiento	R_{k23_chim}	3,48 $\frac{K}{W}$
Coefficiente de convección exterior asumido	h_{ext_chim}	3,47 $\frac{W}{m^2 \times K}$
Resistencia de convección exterior	$R_{c_ext_chim}$	0,2 $\frac{K}{W}$
Flujo de calor	\dot{q}_{chim}	0,2kW
Temperatura superficial exterior	T_{sup_chim}	59,4°C
Temperatura asumida para coef. de convección ext.	T''_{sup_chim}	61,5°C
Número de Rayleigh	Ra_{chim}	5,28 × 10 ⁹
Número de Prandtl	Pr_{chim}	7,038 × 10 ⁻¹
Número de Nussel	Nu_{chim}	195,88
Conductividad exterior	k_{ext_chim}	0,0273 $\frac{W}{m \times K}$
Coefficiente convectivo para temperatura asumida	h_{ext_chim}	3,47 $\frac{W}{m^2 \times K}$

Como resumen, se presentan 3 tablas y sus respectivas gráficas las que indicarán la variación de la temperatura a lo largo de las dos cámaras y el ducto. Para la primera cámara:

Tabla 2.8 Variación de la temperatura a través de la primera cámara

Ubicación física	Radio de la primera cámara (mm)	Temperatura (°C)
En el centro de la cámara	0	800
En el lado int. del ladrillo K-23	1050	800
En el lado ext. del ladrillo K-23	1278	576,2
En la superficie ext. del aislamiento	1398	66,4

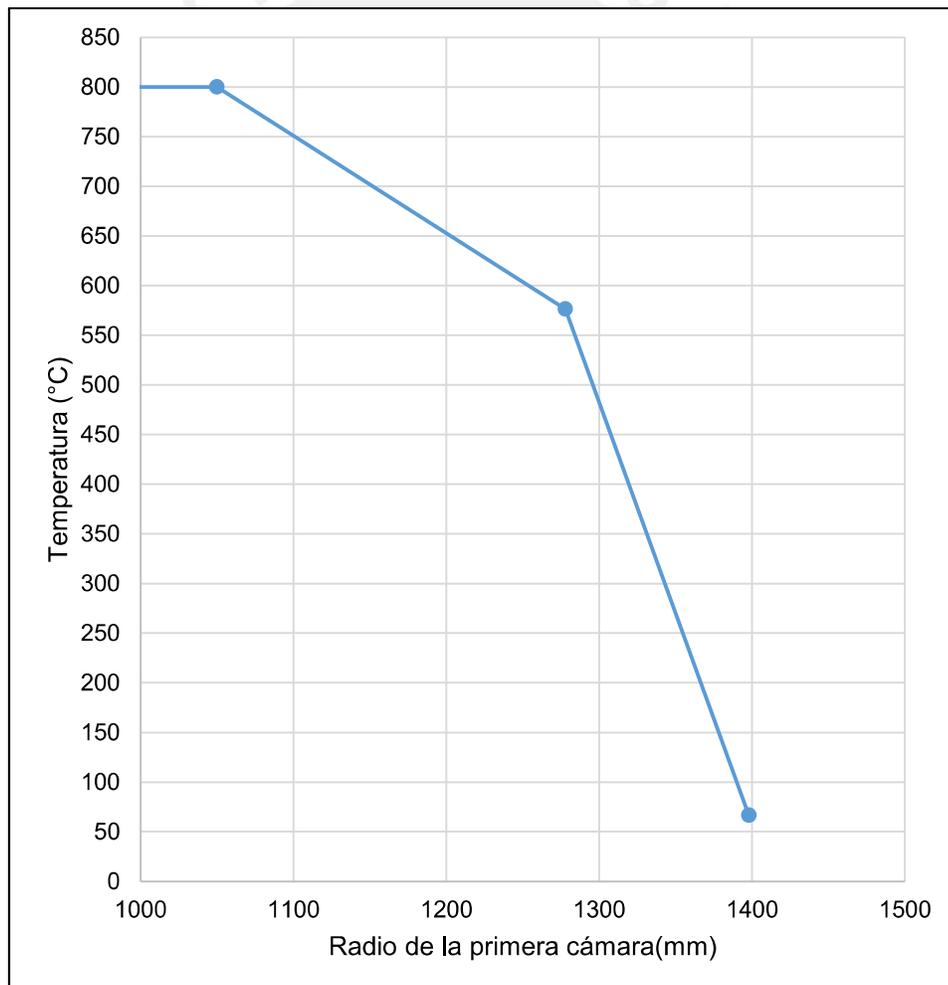


Fig.2.10. Gráfico: "Distribución de la temperatura a través de la 1era cámara"

Para la segunda cámara:

Tabla 2.9 Variación de la temperatura a través de la segunda cámara

Ubicación física	Radio de la segunda cámara (mm)	Temperatura (°C)
En el centro de la cámara	0	1205
En el lado int. del ladrillo K-23	700	1205
En el lado ext. del ladrillo K-23	1043	741.6
En la superficie ext. del aislamiento	1170	73.1

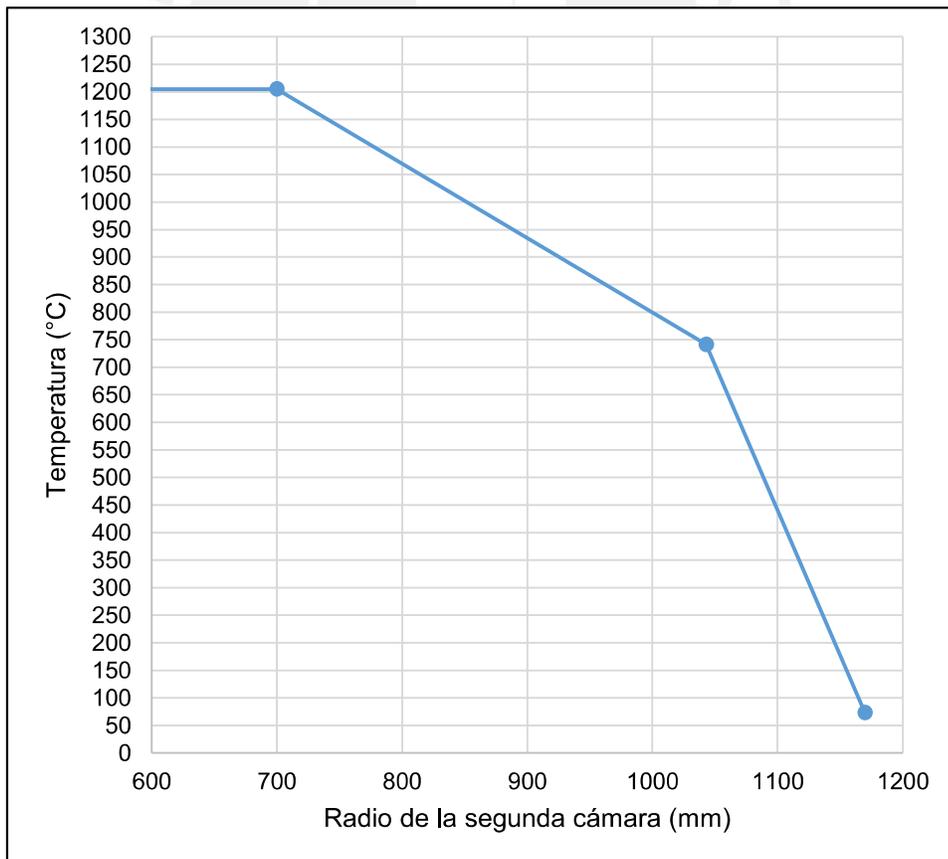


Fig.2.11. Gráfico: “Distribución de la temperatura a través de la 2nda cámara”

Para el ducto de comunicación:

Tabla 2.10 Variación de la temperatura a través del ducto de comunicación

Ubicación física	Radio del ducto de comunicación (mm)	Temperatura (°C)
En el centro de la cámara	0	800
En el lado int. del ladrillo K-23	500	796.3
En el lado ext. del ladrillo K-23	729	426.3
En la superficie ext. del aislamiento	779	86.7

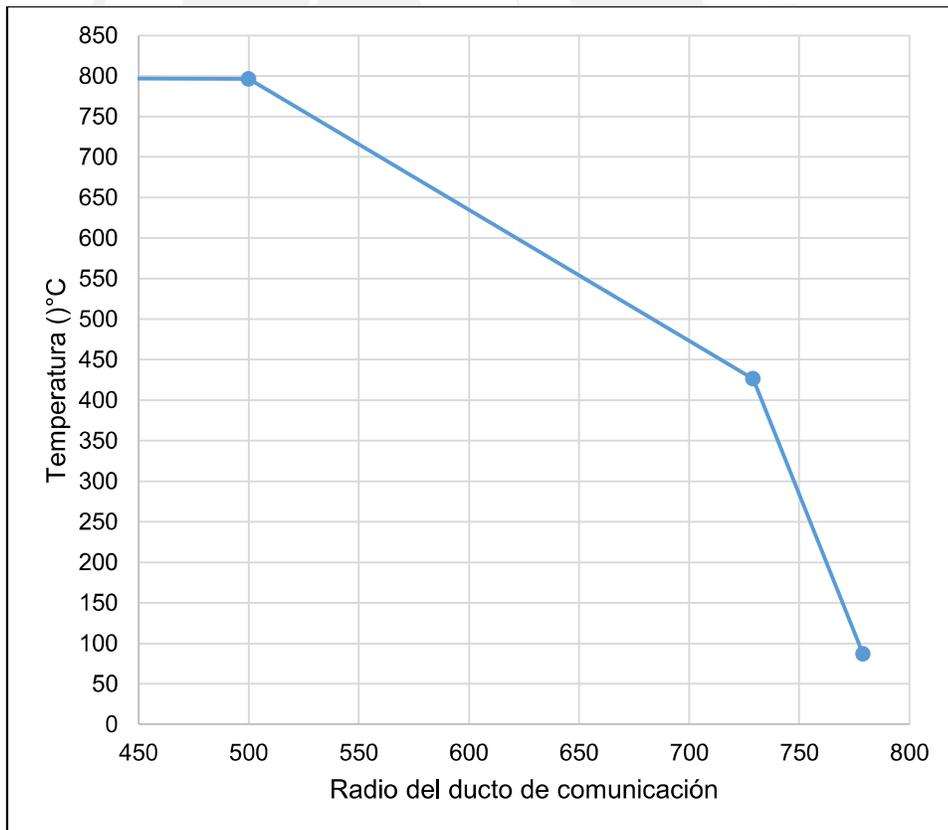


Fig.2.12. Gráfico: “Distribución de la temperatura a través del ducto de comunicación”

2.5) Selección de quemadores y ventiladores

2.5.1) Selección de quemadores

Para la selección del quemador solo se considerará la potencia necesaria en cada una de las cámaras a fin de alcanzar la temperatura deseada.

En la primera cámara se necesita $9,38kW$ por lo que se selecciona el quemador de gas marca “EQA” mod. 76 de 1 pulgada (diámetro de la entrada para aire) con cabeza de acero inoxidable AISI 304, cual proporciona una potencia mínima de $14,65kW$ y máxima de $34kW$. Trabajando con la potencia mínima:

$$Q_{op_1cam} = Q_{\acute{u}til} + Q_{quem_1cam} \quad (2.67)$$

Donde:

Q_{op_1cam} : Energía en la primera cámara con el quemador operando = $9,4GJ$

$Q_{\acute{u}til}$: Energía útil a la salida del V.C. = $9,08GJ$

Q_{quem_1cam} : Energía aportada por el quemador en la 1era cám. = $316,44MJ$

La temperatura correspondiente a $9,4GJ$ es $780^{\circ}C$, lo cual nos sitúa en el rango previamente definido como aceptable

Se elige en base a la potencia mínima dado que los residuos no tienen propiedades homogéneas y en ciertas situaciones puede faltar energía calorífica para la alcanzar la temperatura requerida.

Para la segunda cámara, el valor energético requerido es igual a $380kW$:

Siguiendo la misma consideración para el caso en que se necesite más potencia de la calculada, se selecciona el quemador marca “EQA” mod. 76 de $2\frac{1}{2}$ pulgadas, con cabeza inoxidable AISI 316, el cual libera entre $100kW$ y $523kW$ de potencia.

2.5.2) Selección de ventiladores

Para la selección de ventiladores se deben considerar dos aspectos. El primero es la curva característica propia del ventilador y el segundo es la curva de operación del sistema. Ambas curvas relacionan caudal con altura.

La curva característica del ventilador se obtiene de catálogos de fabricantes en donde se especificará un punto de diseño, es decir, un punto en donde es máximo el rendimiento total del equipo.

Por otro lado, la curva de operación del sistema es el resultado de la suma de alturas estáticas y dinámicas del fluido y su variación con respecto al caudal.

$$h_{sis} = h_{estático} + h_{dinámico} \quad (2.68)$$

Para la altura estática, se considera la presión del fluido a la descarga y a la succión junto a la altura geométrica también referenciada a dichos puntos.

$$h_{estático} = \frac{(p_{Descarga} - p_{Succión})}{g \times \rho} + (Z_{Descarga} - Z_{Succión}) \quad (2.69)$$

Para la altura dinámica, se considera la diferencia de velocidades al cuadrado y las pérdidas por fricción del fluido con las paredes, es decir:

$$h_{dinámico} = \left(\frac{V_{Descarga}^2 - V_{Succión}^2}{2 \times g} \right) - h_{fricción} \quad (2.70)$$

En el presente trabajo resulta imposible predecir los valores reales para la descarga puesto que habrá otros equipos que se instalarán luego del incinerador además de las variaciones reales proporcionadas por los gases emitidos tras la quema de los residuos. Así, solo se calcularán las pérdidas por fricción que experimenta el flujo de aire en su recorrido a través del incinerador como si este no estuviera operando y solo anduvieran prendidos los ventiladores.

Las pérdidas por fricción se dan a lo largo de las cámaras del incinerador y también cada vez que hay expansiones y contracciones de fluido debido a la estructura interna. En todas estas variaciones de área transversal se asumirá flujo en régimen turbulento.

Luego, se cumple:

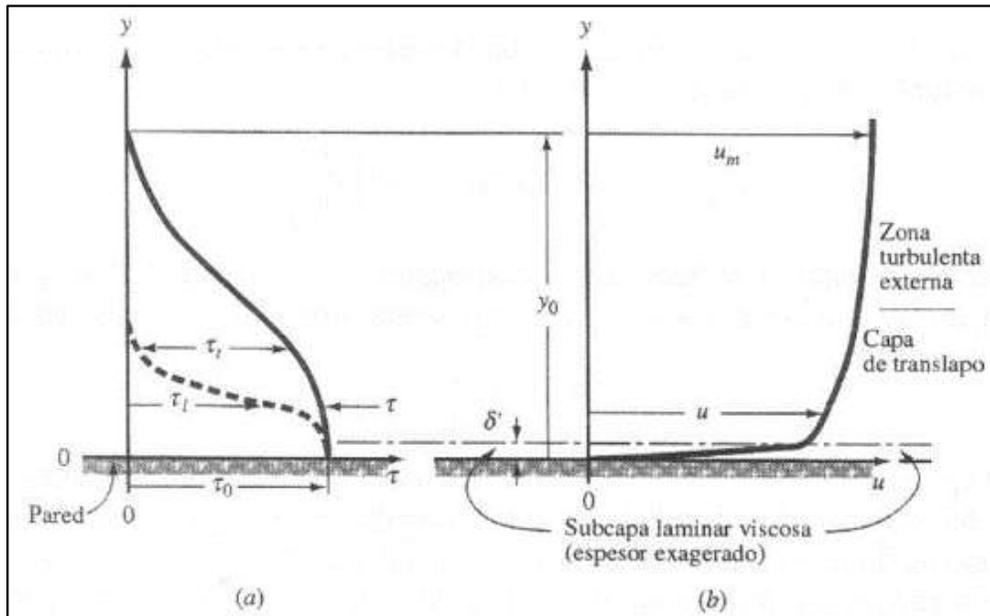


Fig. 2.13. Esquema de distribución del esfuerzo cortante (a) y de la velocidad cerca a una pared en flujo turbulento (b) [2.17]

Las pérdidas por fricción en régimen turbulento están relacionadas con el esfuerzo cortante el cual es máximo en la pared frontera del fluido.

Suponiendo flujo permanente, uniforme e incompresible, dichos esfuerzos dependen directamente de características superficiales como la rugosidad según la siguiente fórmula [2.18]:

$$\tau_0 = \frac{f}{4} \times \frac{\rho}{2} \times V^2 \tag{2.71}$$

En donde f se conoce como factor de fricción. Luego, para las condiciones explicadas se cumple [2.19]:

$$h_{fricción} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2 \times g} \tag{2.72}$$

Para el cálculo del factor de fricción, se usará el diagrama de Moody asumiendo que las tuberías que conectan el/los ventiladores con el equipo son de acero comercial y considerando que la superficie interna del incinerador está hecha en base a concreto como representación del concreto refractario que cubre y da soporte a los ladrillos k-23.

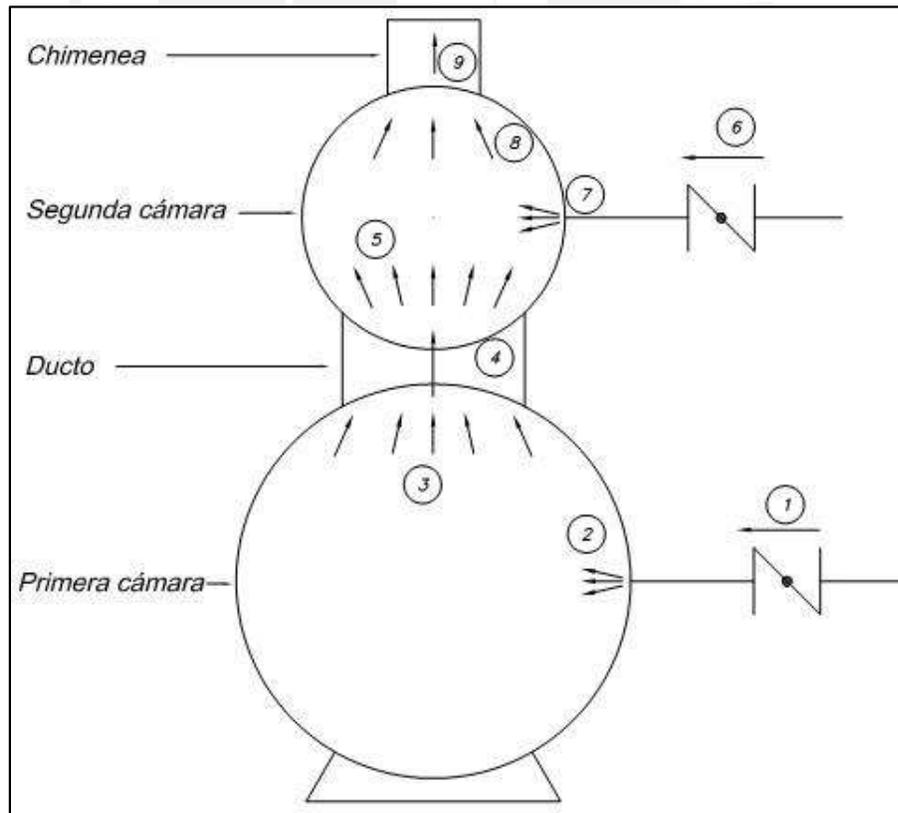


Fig. 2.14. Esquema de distribución de pérdidas por fricción en el incinerador

En primer lugar, para las pérdidas en la conexión ventilador y primera cámara del incinerador se considera un flujo aproximado de 20m/s ($V_{tub_1} = 20 \frac{\text{m}}{\text{s}}$). En base a ello, y conociendo el caudal de aire requerido por la primera cámara, se tiene el diámetro de tubería igual a $0,07\text{m}$.

$$Q_{aire_1cam} = \frac{M_{aire_in_1}}{t_{op} \times \rho_{aire_amb}} \quad (2.73)$$

$$A_{tub_1} = \pi \frac{\phi_{tub_1}^2}{4} = \frac{Q_{aire_1cam}}{V_{tub_1}} \quad (2.74)$$

Donde:

$$Q_{aire_1cam}: \text{Caudal de aire ingresante en la primera cámara} = 271,35 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

$$\rho_{aire_amb}: \text{Densidad del aire ambiental a } 3300\text{m. s. n. m. [2.4]} = 0,8815 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\phi_{tub_1}: \text{Diámetro de tubería requerida para } Q_{aire_1cam} \text{ y } V_{tub_1} = 0,07\text{m}$$

La regulación de caudal antes de la entrada se hará mediante válvula mariposa. Su caída de presión es:

$$h_{fricción_1} = \frac{k_{f_1} \times V_{tub_1}^2}{2 \times g} \quad (2.75)$$

$$k_{f_1} = 45 \times f_{t_1} \quad (2.76)$$

$$f_{t_1} = \frac{0,25}{\left(\log\left(\frac{RugRel_{-1}}{3,7}\right)\right)^2} \quad (2.77)$$

$$RugRel_{-1} = \frac{\varepsilon_{tub_1}}{\phi_{tub_1}} \quad (2.78)$$

$$h_{fricción_1}: \text{Pérdida de altura debido a la fricción en la válvula mariposa [2.20]} = 16,3\text{m}$$

$$k_{f_1}: \text{Coeficiente de la válvula mariposa [2.21]} = 0,8$$

$$f_{t_1}: \text{Coeficiente de fricción [2.22]} = 0,018$$

$$RugRel_{-1}: \text{Rugosidad relativa [2.23]} = 6,53 \times 10^{-4}$$

$$\varepsilon_{tub_1}: \text{Altura de la rugosidad de la tubería de acero comercial [2.24]} = 4,572 \times 10^{-5}\text{m}$$

El aire, una vez pasado la válvula mariposa y el recorrido por la tubería (cuyas pérdidas se omiten por no tener las medidas exactas de la longitud de la tubería), llega al incinerador. Dado que hay una expansión desde una tubería hacia un recipiente muy grande, se considera pérdidas de altura por expansión súbita de tubería a embalse.

$$h_{fricción_2} = \frac{V_{tub_1}^2}{2 \times g} \quad (2.79)$$

Donde:

$$h_{fricción_2}: \text{Pérdidas de altura por expansión súbita [2.20]} = 20,39m$$

El siguiente lugar donde se dan las pérdidas por fricción es en la contracción desde la cámara hacia el ducto.

$$h_{fricción_3} = 0,5 \times \frac{V_{aire_ducto}^2}{2 \times g} \quad (2.80)$$

$$V_{aire_ducto} = \frac{Q_{aire_1cam}}{A_{int_ducto}} \quad (2.81)$$

Donde:

$$h_{fricción_3}: \text{Pérdida de altura en la entrada al ducto [2.25]} = 2,34 \times 10^{-4}m$$

$$Q_{aire_1cam}: \text{Caudal total a través del ducto} = 271,35 \frac{m^3}{hr}$$

$$V_{aire_ducto}: \text{Velocidad del fluido a través del ducto} = 0,096 \frac{m}{s}$$

Luego, el fluido recorrerá el ducto. Tal como se mencionó, para esta sección se considerará que la superficie que está en contacto directo con los gases es cemento refractario el cual fue utilizado para unir los ladrillos y darles soporte. Por lo tanto, la pérdida de altura será:

$$h_{fricción_4} = f_{Ducto} \times \frac{l_{ducto}}{\Phi_{ducto}} \times \frac{V_{aire_ducto}^2}{2 \times g} \quad (2.82)$$

Donde:

$$h_{fricción_4}: \text{Pérdida de altura por fricción en ducto} = 9,16 \times 10^{-6} m$$

Para este caso, el factor de fricción se halló mediante el diagrama de Moody [2.23]. Dado un número de Reynolds igual a 5022 y considerando que se utilizará un valor promedio para la altura de rugosidad [2.23] se tiene:

$$f_{ducto}: \text{Factor de fricción} = 0,039$$

$$RugRel_{ducto} = \frac{\varepsilon_{ducto}}{\Phi_{ducto}} \quad (2.83)$$

Donde:

$$RugRel_{ducto}: \text{Rugosidad relativa} = 1,65 \times 10^{-3}$$

$$\varepsilon_{ducto}: \text{Altura promedio de la rugosidad del concreto} = 1,65 \times 10^{-3} m$$

El fluido, a continuación, sufre una expansión tipo tubería a embalse.

$$h_{fricción_5} = \frac{V_{aire_ducto}^2}{2 \times g} \quad (2.84)$$

Donde:

$$h_{fricción_5}: \text{Pérdida de altura en la expansión luego del ducto} = 4,7 \times 10^{-4} m$$

Luego se contrae para ingresar a la chimenea

$$h_{fricción_8_1} = 0,5 \times \frac{V_{chim_1}^2}{2 \times g} \quad (2.85)$$

$$h_{fricción_9_1} = f_{chim_1} \times \frac{l_{chim}}{\Phi_{chim}} \times \frac{V_{chim_1}^2}{2 \times g} \quad (2.86)$$

$$V_{chim_1} = \frac{Q_{aire_1cam}}{A_{int_chim}} \quad (2.87)$$

Donde:

$$h_{fricción_8_1}: \text{Pérdida de altura por contracción súbita en la chimenea} = 3,8 \times 10^{-3} m$$

$$h_{fricción_9_1}: \text{Pérdida de altura por fricción a través de la chimenea} = 1,67 \times 10^{-4} m$$

$$V_{chim_1}: \text{Velocidad del fluido a través de la chimenea} = 0,385 \frac{m}{s}$$

$$A_{int_chim}: \text{Área transversal interna de la chimenea} = 0,196 m^2$$

$$f_{chim_1}: \text{Factor de fricción en la chimenea} = 0,037$$

Para el cálculo del factor de fricción de la chimenea se utilizó el diagrama de Moody con $Re_{chim_1} = 10070$ y $RugRel_{chim_1} = 3,3 \times 10^{-3}$ donde, al igual que para el ducto se considero $\varepsilon_{chimenea} = 1,65 \times 10^{-3} m$.

Finalmente, se suman los valores hallados para calcular las pérdidas de altura total debido a la fricción y obtiene:

$$h_{f_aire1} = 36,4 m$$

Expresado en términos de presión se tiene $\Delta p_{f_aire1} = 315 Pa$. En donde ambas variables representan la caída de presión a la que debería operar el ventilador de suministro de aire para la cámara 1 en caso solo existieran las pérdidas calculadas.

Para la selección del ventilador, se considerará la caída de presión calculada y el caudal referenciado a 0 msnm: $Q_{aire1_sel} = 200 m^3/hr$. Así, se tiene el modelo: "2GRE15 133/49R el cual brinda $250 m^3/hr$ y trabaja con una presión máxima de $330 Pa$.

En segundo lugar, se debe incluir las pérdidas por el aire ingresante a la 2nda cámara. Se considera en este caso también regulación de flujo antes del ingreso a la cámara por medio de una válvula tipo mariposa e igual velocidad del aire a través de la válvula ($V_{tub_2} = 20 \frac{m}{s}$).

$$h_{fricción_6} = \frac{k_{f_6} \times V_{tub_2}^2}{2 \times g} \quad (2.88)$$

$$k_{f_2} = 45 \times f_{t_2} \quad (2.89)$$

$$f_{t_2} = \frac{0,25}{\left(\log\left(\frac{RugRel_2}{3,7}\right)\right)^2} \quad (2.90)$$

$$RugRel_{2} = \frac{\varepsilon_{tub_2}}{\Phi_{tub_2}} \quad (2.91)$$

$$Q_{aire_2cam} = \frac{M_{aire_in_2}}{t_{op} \times \rho_{aire_amb}} \quad (2.92)$$

$$A_{tub_2} = \pi \frac{\Phi_{tub_2}^2}{4} = \frac{Q_{aire_2cam}}{V_{tub_2}} \quad (2.93)$$

Donde:

$h_{fricción_6}$: Pérdida de altura debido a la fricción en la válvula mariposa [2.20] = 14,68m

k_{f_2} : Coeficiente de la válvula mariposa [2.21] = 0,72

f_{t_2} : Coeficiente de fricción [2.22] = 0,016

$RugRel_{2}$: Rugosidad relativa [2.23] = $4,17 \times 10^{-4}$

ε_{tub_2} : Altura de la rugosidad de la tubería de acero comercial [2.24] = $4,572 \times 10^{-5}m$

Q_{aire_2cam} : Caudal de aire ingresante en la segunda cámara = $678,4 \frac{m^3}{hr}$

Φ_{tub_2} : Diámetro de tubería requerida para Q_{aire_2cam} y $V_{tub_2} = 0,11m$

A continuación el aire ingresante a la segunda cámara sufre una expansión súbita.

$$h_{fricción_7} = \frac{V_{tub_2}^2}{2 \times g} \quad (2.94)$$

Donde:

$h_{fricción_7}$: Pérdidas de altura por expansión súbita = 20,39m

Luego, para tramo del recorrido en la que el fluido ingresa a la chimenea:

$$h_{fricción_8_2} = 0,5 \times \frac{V_{chim_2}^2}{2 \times g} \quad (2.95)$$

$$h_{fricción_9_2} = f_{chim_2} \times \frac{l_{chim}}{\Phi_{chim}} \times \frac{V_{chim_2}^2}{2 \times g} \quad (2.96)$$

$$V_{chim_2} = \frac{Q_{aire_2cam}}{A_{int_chim}} \quad (2.97)$$

Donde:

$h_{fricción_{8_2}}$: Pérdida de altura por contracción súbita en la chimenea = 0,023m

$h_{fricción_{9_2}}$: Pérdida de altura por fricción a través de la chimenea = $9,02 \times 10^{-4}m$

V_{chim_2} : Velocidad del fluido a través de la chimenea = $0,96 \frac{m}{s}$

$A_{int_{chimenea}}$: Área transversal interna de la chimenea = $0,196m^2$

f_{chim_2} : Factor de fricción en la chimenea = 0,032

Para el cálculo del factor de fricción de la chimenea se utilizó el diagrama de Moody con

$Re_{chim_2} = 25110$ y $RugRel_{chim_2} = 3,3 \times 10^{-3}$.

Finalmente, la caída de altura en metros de columna de aire es:

$h_{f_{aire2}} = 35m$

$\Delta p_{f_{aire2}} = 303,4Pa$.

Ambas variables representan la caída de presión a la que debería operar el ventilador de suministro de aire para la segunda cámara en caso solo existieran las pérdidas calculadas.

Para la selección del ventilador, a 0 msnm: $Q_{aire2_{sel}} = 500 m^3/hr$. Así, se tiene el modelo: "2GRE25 140/59R el cual brinda $515 m^3/hr$ y trabaja con una presión máxima de 450 Pa.

Referencias del capítulo 2:

- [2.1] BRUNNER
1991 Handbook of incineration systems. McGraw Hill. Pág. 9.5.
- [2.2] CONDOR
2005 Diseño energético de un incinerador de residuos hospitalarios de 300kg de capacidad con gas natural como combustible. Pág. 36.
- [2.3] BURGHARDT
1884 Ingeniería Termodinámica. Harla. Pág. 275.
- [2.4] CENGEL
2012 Termodinámica. McGraw Hill. Pág. 933.
- [2.5] Ref 2.1 Pág. 9.6.
- [2.6] Ref 2.1 Pág. 9.7-Pág 9.8.
- [2.7] Ref 2.1 Pág. 4.3.
- [2.8] KAZANTSEV
1977 Industrial Furnaces: design and calculation. Pág. 188.
- [2.9] AJIBOYE
2003 Computer aided design of rectangular and circular shaped electrical furnaces. Nigeria Journal of Technological Development. Pág. 72.
- [2.10] Ref 2.2. Pág. 46.
- [2.11] Ref 2.3. Pág. 509.
- [2.12] ASTM
2005 ASTM D-1835 Características Físico-Químicas de mezclas de GLP.

- [2.13] Ref. 2.2. Pág. 50.
- [2.14] INCROPERA
1999 Fundamentos de transferencia de calor. Prentice Hall. Cuarta edición. Pág. 502.
- [2.15] STREETER, WYLIE Y BEDFORD
1988 Mecánica de fluidos. McGraw Hill. Novena edición. Pág. 261.
- [2.16] Ref. 2.14. Pág 493.
- [2.17] Ref. 2.15. Pág 278.
- [2.18] Ref. 2.15. Pág 283.
- [2.19] Ref. 2.15. Pág 290.
- [2.20] Ref. 2.15. Pág 299.
- [2.21] CRANE
2010 Flow of fluids through valves, fittings and pipe. Crane Co. Pág. A-29. Centric Butterfly Vales [2"-8"].
- [2.22] Ref. 2.19. Pág. A-27.
- [2.23] Ref. 2.15. Pág. 293.
- [2.24] Ref. 2.21. Pág. A-24
- [2.25] Ref. 2.15. Pág. 300.

CAPÍTULO 3

ESTIMACIÓN DE COSTOS RELATIVO AL DISEÑO ENERGÉTICO

3.1) Elementos a considerar en el cálculo de costos

Como se mencionó en el primer capítulo, el presente diseño energético considera dos cámaras, un ducto, una chimenea y tapas las cuales tienen la función principal de mantener las temperaturas especificadas, entre 760°C y 800°C para la primera cámara y más de 1200°C para la segunda mientras que en el capítulo anterior se definieron los elementos que conformarán el análisis energético del incinerador. Dichos elementos son:

- Ladrillo refractario aislante K-23 de 9" x 4 ½" x 2 ½".
- Manta de lana de vidrio de 100 kg/m³ de densidad.
- Quemador para la cámara de ignición con una potencia de operación: [14,65kW - 34kW]
- Quemador para la cámara de combustión con capacidad entre 100kW y 523kW de potencia.
- Ventilador para la cámara de ignición con una capacidad de 250 m³/hr y presión máxima de 330Pa.
- Ventilador de para la cámara de combustión con una capacidad de 515 m³/hr y con una presión máxima de 450 Pa.

Posteriormente verán dispuestos según un concepto solución propuesto en el cual serán soportados mediante elementos estructurales, ver apartado 3.3.

3.2) Cálculo de costos relativos al diseño energético

El cálculo de costos relativos al diseño energético se basará en las cantidades indicadas en la fig. 3.2 multiplicándolo por los precios obtenidos mediante cotizaciones los cuales se pueden apreciar en el Anexo 6, 7, 8 y 9.

Por último, se agregará el costo por la compra de GLP de 2800 galones (5453 kg) para cumplir con el requerimiento mensual de combustible (ver apartado 2.3).

Tabla 3.1. Costo energético relativo a la primera cámara

Primera cámara			
Descripción	Cantidad	Precio Unitario (\$)	Importe (\$)
Ladrillo refractario aislante k-23	1222	2.8	3421.6
Cemento refractario en bolsas	8	35	280
Manta de lana de roca de 2"	11	32.5	357.5
Manta de lana de roca de 3"	10	49	490
Precio total(\$)			4549.1

Tabla 3.2. Costo energético relativo a la segunda cámara

Segunda cámara			
Descripción	Cantidad	Precio Unitario	Importe
Ladrillo refractario aislante k-23	2691	2.8	7534.8
Cemento refractario	17	35	595
Manta de lana de roca de 2"	8	32.5	260
Manta de lana de roca de 3"	9	49	441
Precio total(\$)			8830.8

Tabla 3.3. Costo energético relativo a la primera tapa

Tapa de la primera cámara			
Descripción	Cantidad	Precio Unitario (\$)	Importe (\$)
Ladrillo refractario aislante k-23	700	2.8	1960
Cemento refractario	4	35	140
Manta de lana de roca de 2"	2	32.5	65
Manta de lana de roca de 3"	2	49	98
Precio total(\$)			2263
Precio por 2 tapas(\$)			4526

Tabla 3.3. Costo energético relativo a la segunda tapa

Tapa de la segunda cámara			
Descripción	Cantidad	Precio Unitario	Importe
Ladrillo refractario aislante k-23	300	2.8	840
Cemento refractario	2	35	70
Manta de lana de roca de 2"	4	32.5	130
Manta de lana de roca de 3"	2	49	98
Precio total(\$)			1138
Precio por 2 tapas(\$)			2276

Tabla 3.4. Costos de equipos auxiliares en el diseño energético

Equipos auxiliares seleccionados en el diseño energético		
Tipo	Modelo	Precio unitario (\$)
Quemador y sistema	EQA mod. 76 de 1"	4559
	EQA mod. 76 de 2½"	8856
Ventilador centrífugo	2GRE15 133/49R	165
	2GRE25 140/59R	184
Precio total (\$)		13764

El costo relativo a las piezas y equipos a intervenir en el diseño energético resulta de sumar los precios totales obtenidos en las tablas 3.1 al 3.4, ello equivale a 33945.9 USD.

Como se mencionó, para hallar el costo relativo al diseño energético final se debe incluir lo relacionado al combustible. En el presente trabajo solo se considerará la cantidad necesaria para 30 días de funcionamiento a 6 horas por día de operación.

$$\text{CostoMes}_{GLP} = M_{GLP} \times \text{CostoKg}_{GLP} \times 30 \quad (3.1)$$

Donde:

$$\text{CostoKg}_{GLP}: \text{Costo en soles por kg de GLP [Fuente: Petroperú (01/2015)]} = 1,368 \frac{\text{S/}}{\text{kg}}$$

$$\text{CostoMes}_{GLP}: \text{Costo al mes por consumo de GLP: S/. 7459,4}$$

Finalmente, se estima que el costo energético final equivale a 36436 USD.

3.3) Esquema constructivo

La figura 3.1 muestra el concepto de solución completo del incinerador de residuos hospitalarios. Las piezas a intervenir calculadas en el capítulo anterior se muestran detalladas según su disposición y su dimensión en la fig. 3.2, fig. 3.3, fig. 3.4, fig. 3.5 y fig. 3.6.

Donde:

- 1) Armadura
- 2) Primera cámara
- 3) Tapa de la primera cámara
- 4) Ducto de comunicación
- 5) Segunda cámara
- 6) Tapa de la segunda cámara
- 7) Chimenea

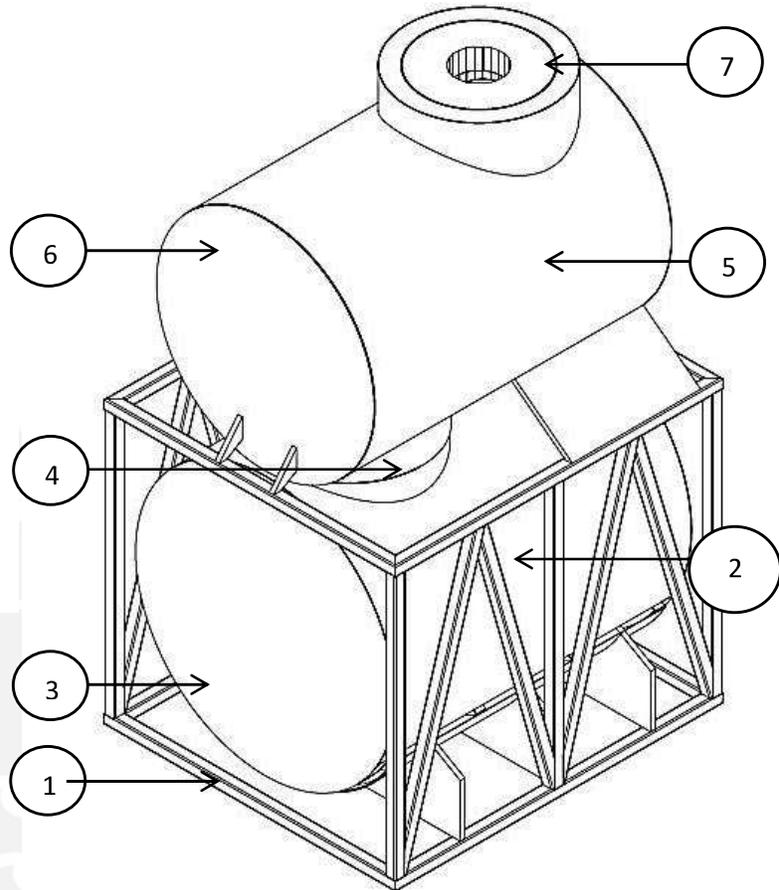
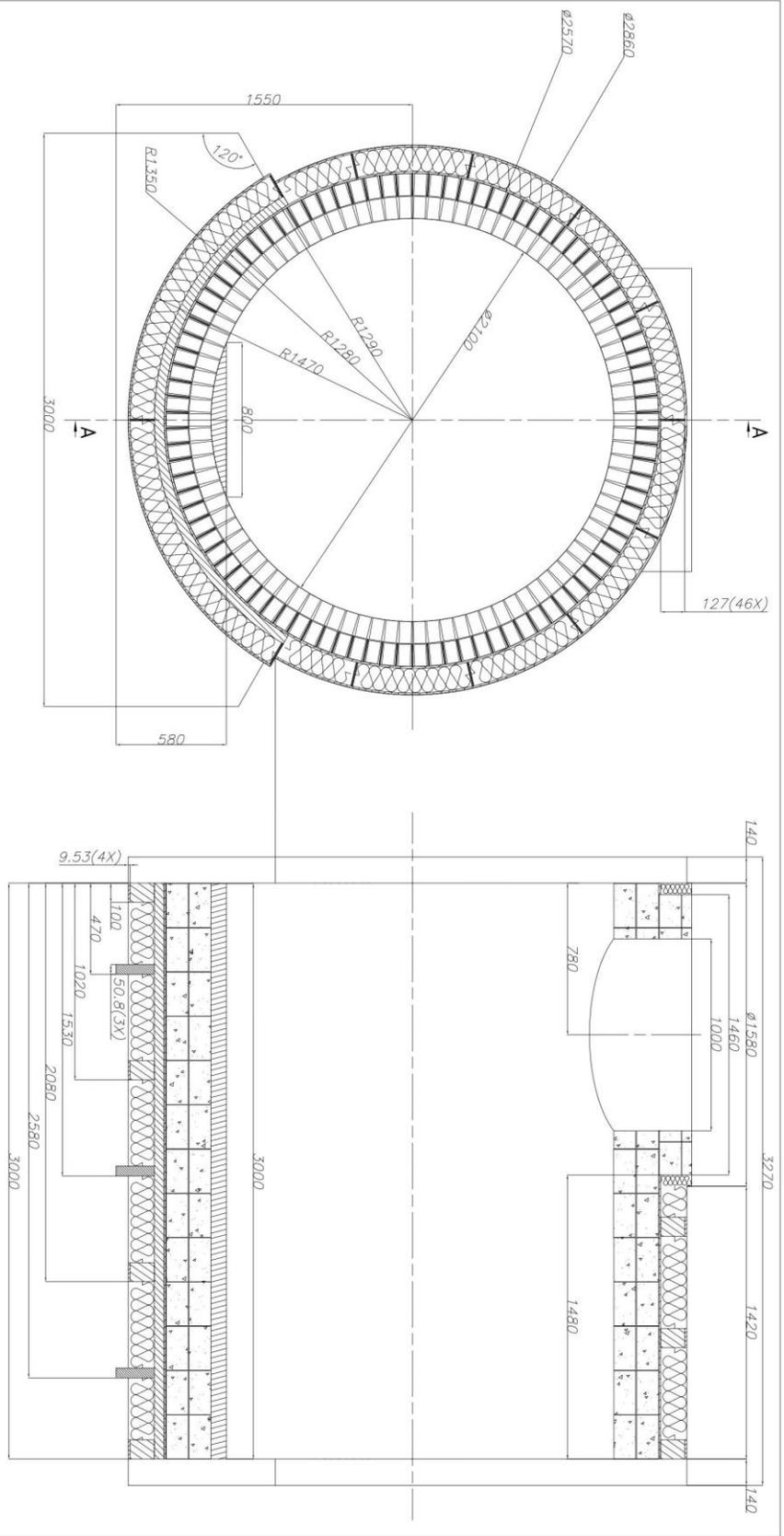
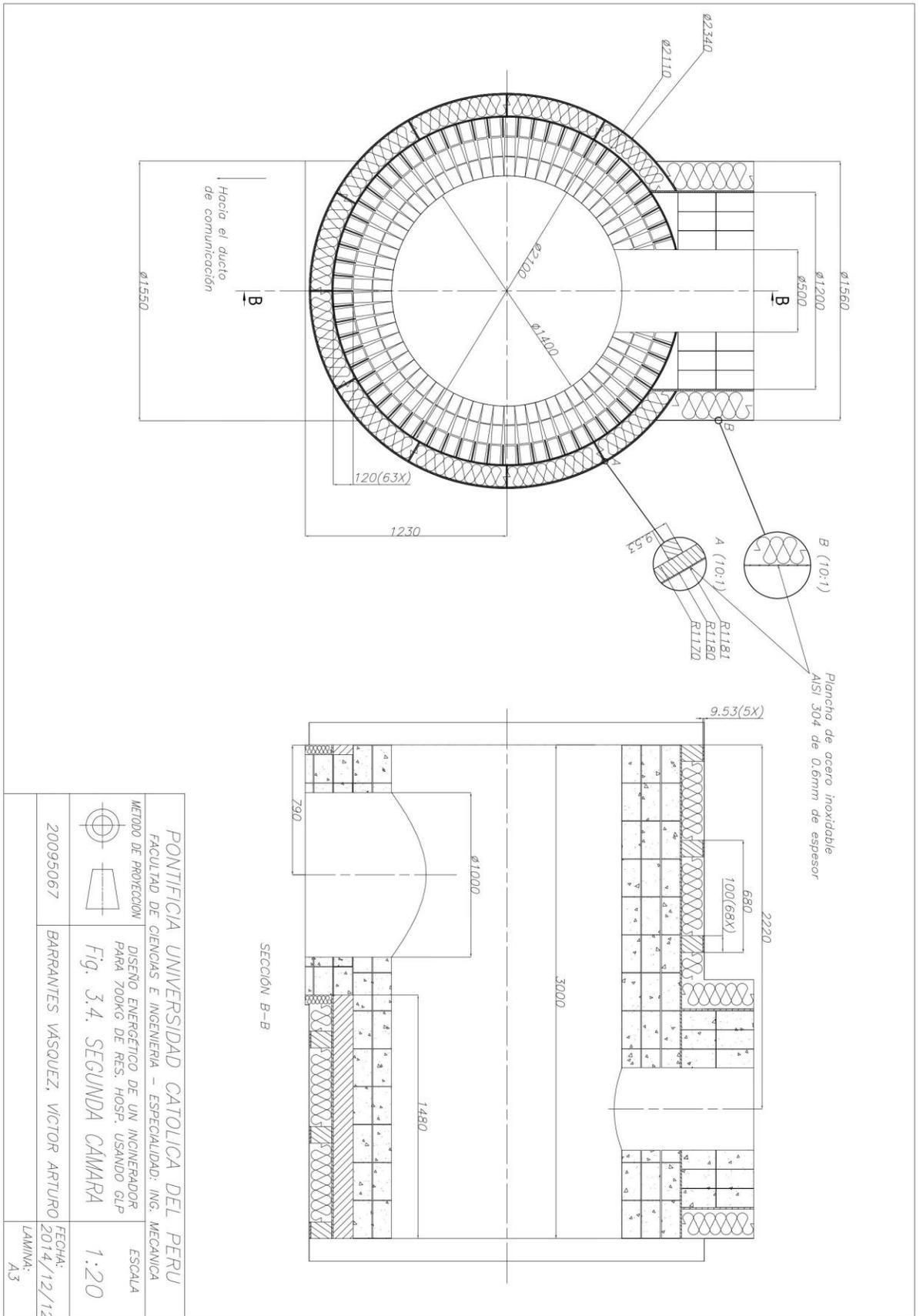
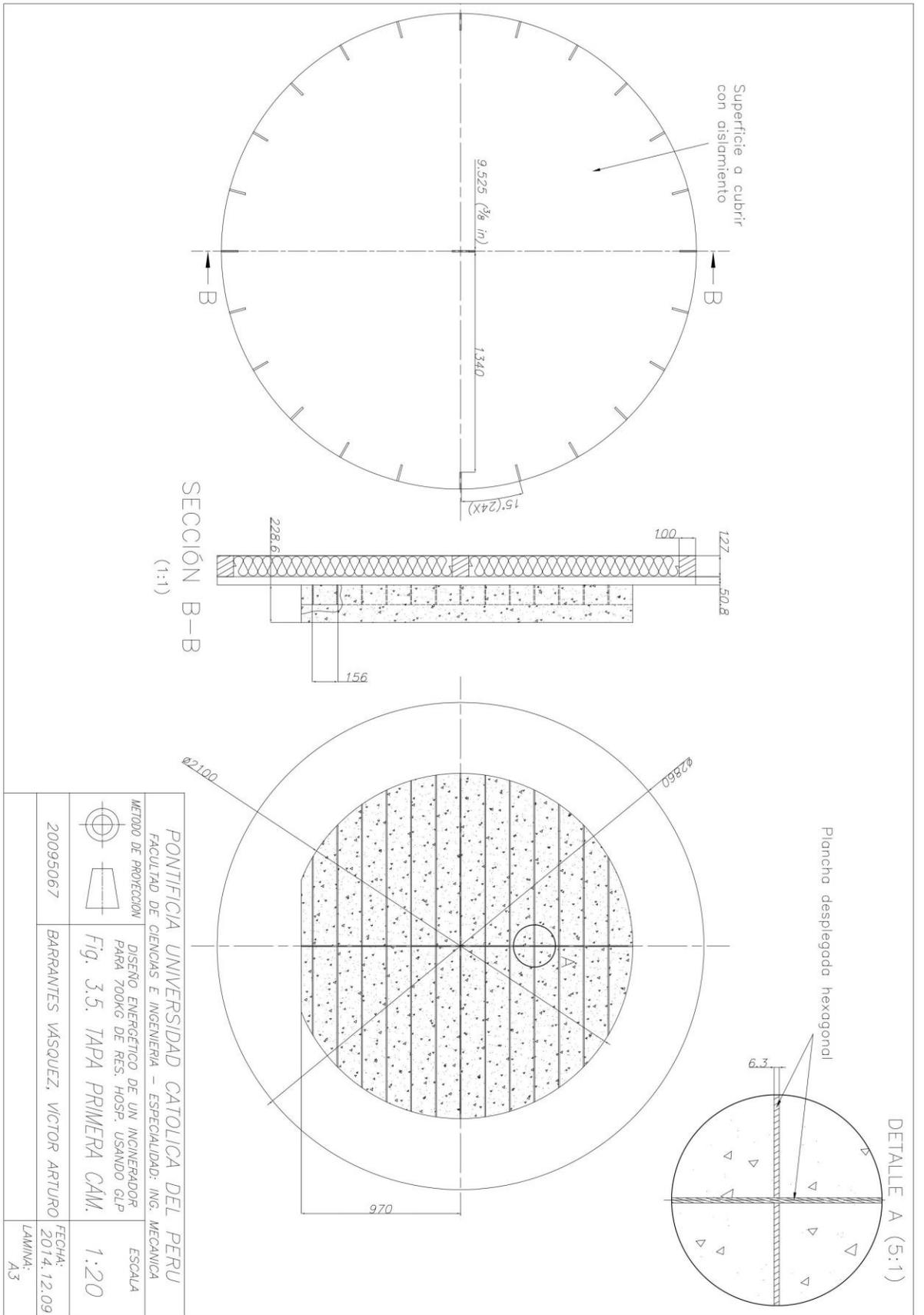


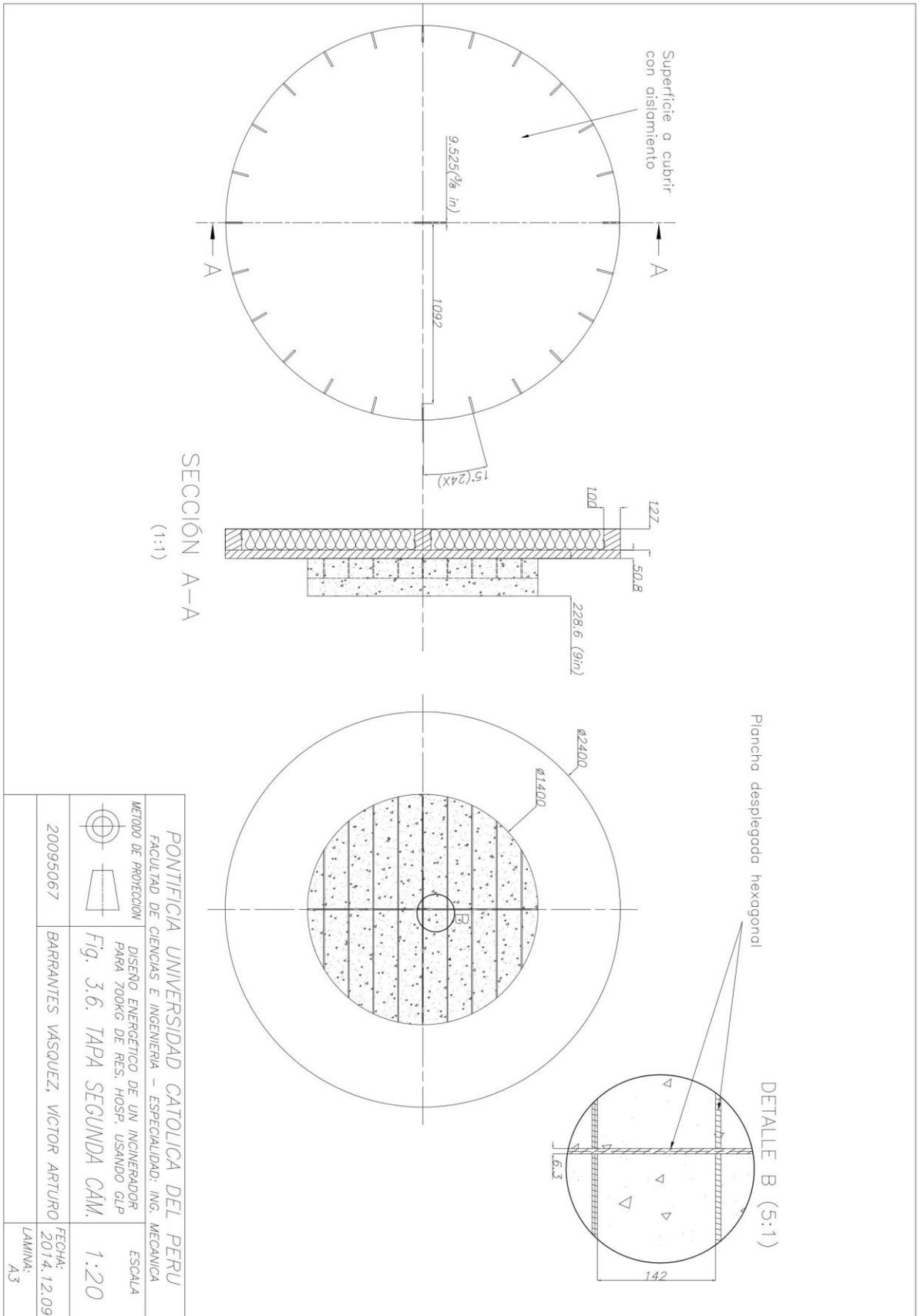
Fig. 3.1. Concepto solución: Incinerador para 700kg de residuos hospitalarios



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA – ESPECIALIDAD: ING. MECANICA		ESCALA 1:20	
METODO DE PROTECCION 		DISEÑO ENERGÉTICO DE UN INCINERADOR PARA 700KG DE RES. HOSP. USANDO GLP Fig. 3.3. PRIMERA CAMARA	
20095067		BARRANTES VÁSQUEZ, VÍCTOR ARTURO	
FECHA: 2014.12.09		LAMINA: A3	







Conclusiones

Los resultados del trabajo presentado demuestran ser coherentes comparado con equipos existentes por lo que uno de los aportes principales de esta tesis es el desarrollo y verificación de una metodología de cálculo efectiva para el diseño energético de incineradores de aire controlado a cualquier condición de trabajo, es decir, a diferente temperatura ambiental, humedad relativa y altitud de operación (presión atmosférica).

Las temperaturas más convenientes para la primera cámara deberían encontrarse dentro del siguiente rango: $[760-800]^{\circ}\text{C}$ según lo investigado en el presente trabajo en contraste a lo expuesto en la norma técnica NT-MINSA/DGSP V0.1 en donde se recomienda una temperatura dentro de 600°C y 850°C . Esto se debe a que para valores menores a 760°C hay un alto riesgo de esterilización incompleta [1.15], mientras que para valores mayores a 800°C aumenta la posibilidad de fundir las cenizas lo cual dañaría el incinerador.

Para 700 kg de residuos sólidos con 32% de humedad, un poder calorífico equivalente a $13404,3 \text{ kJ/kg}$ y para un tiempo de operación de 6 horas, se consumiría 90,5 galones de GLP diariamente y se requeriría una cámara primaria (de ignición) con un volumen mínimo de $9,97 \text{ m}^3$.

Considerando una cámara de combustión en forma cilíndrica con un diámetro de $1,4\text{m}$ y una longitud de 3m , a 1200°C , se obtiene un tiempo de residencia igual a 1.9 segundos con lo cual se cumple con el requisito definido en la norma técnica NT-MINSA/DGSP V0.1 (tiempo de residencia mínimo de 1 segundo).

Para el aislamiento a través de las cámaras cilíndricas se requiere: En la primera, un espesor de ladrillo refractario aislante k-23 igual a 230mm y un espesor de aislante tipo lana de roca igual a 130mm . En la segunda cámara se requiere un espesor de ladrillo refractario aislante k-23 de 345mm y un espesor de aislante tipo lana de roca igual a 130mm .

El ducto de comunicación es la parte que experimentará mayor abrasión por lo que se eligió el mayor diámetro interior que no afectara el resto de parámetros cuyo valor es 1m.

Asimismo, respecto a su aislamiento, se requiere los mismos espesores de ladrillo aislante k-23 que los detallados para primera cámara y manta de lana de roca de 2”.

Las tapas de la primera cámara requieren un espesor de 230mm de ladrillo refractario aislante k-23 y 230mm de espesor de lana de roca. Las tapas de la segunda cámara (cámara de combustión) requieren un espesor de 345mm de ladrillo refractario aislante k-23 y 230mm de espesor de lana de roca.

Respecto a la selección de equipos, se elige un quemador con cabezal refractario con una capacidad entre 14,65kW – 34kW y un ventilador centrífugo de 250 m³/hr cuya presión máxima es de 330Pa para la cámara de ignición.

Para la cámara de combustión se selecciona un quemador con capacidad entre 100kW – 523kW con cabezal refractario y un ventilador centrífugo de 515 m³/hr cuya presión máxima es de 450Pa. Todos estos equipos otorgan la potencia calorífica y el caudal de aire necesario para cumplir con los objetivos de la incineración de residuos hospitalarios.

Respecto al costo relativo a las piezas a intervenir en el diseño energético de las cámaras y tapas, es decir, ladrillos refractarios, la manta de lana de roca y el cemento refractario, se estima un costo de 20182 USD; a su vez, el valor de la adquisición de los equipos como ventiladores y quemadores se considera en 13764 USD; por otro lado, el costo del consumo de combustible se aproxima a 2490 USD. Así el costo total aproximado relativo al diseño energético se considera equivalente a 36 436 USD.