

Índice de Contenidos

1	Presentación	1
1.1	Introducción.....	1
1.2	Objetivos.....	2
1.2.1	Objetivo general	2
1.2.2	Objetivos específicos.....	2
2	Antecedentes bibliográficos.....	3
2.1	Complejos generadores de biogás.....	4
2.1.1	Biodigestor.....	4
2.1.2	Relleno sanitario.....	5
2.2	Descomposición anaerobia.....	6
2.3	Composición del biogás	9
2.4	Esquema modelo de antorcha típica Kyoto.....	9
2.5	Justificación del proyecto	10
2.6	Principales requerimientos de la estación confinada de destrucción de metano	11
2.7	Monitoreo de la estación.....	11
2.8	Aspectos de la Combustión	12
2.8.1	Tipos de combustión	12
2.8.2	Temperatura, Turbulencia y Tiempo de residencia	13
2.8.3	Aire para combustión	14
2.8.4	Poder calorífico.....	14
2.8.5	Temperatura de ignición	14
2.8.6	Temperatura máxima de combustión.....	14
2.8.7	Limites de inflamabilidad	15

2.8.8	Estabilidad de la llama	16
2.8.9	Velocidad de inflamación laminar y turbulenta	16
2.8.10	Reacción química del metano CH ₄	17
2.9	Aspectos de la transferencia de calor: Radiación de los gases.....	17
2.9.1	Radiación no luminosa	17
2.9.2	Radiación continua o de llama	18
3	Diseño de la estación.....	20
3.1	Parámetros de diseño.....	20
3.2	Diseños conceptuales	22
3.2.1	Análisis de los diseños conceptuales.....	26
3.2.2	Conclusión	27
3.3	Diseño básico de la estación	28
3.3.1	Requerimientos de aire	28
3.3.2	Dimensiones generales de la antorcha	31
3.3.3	Potencia térmica generada	32
3.3.4	Pérdidas térmicas.....	33
3.3.4.1	Manto refractario	34
3.3.4.2	Manto aislante.....	36
3.3.4.3	Chapa de acero	37
3.3.5	Fundación	38
3.3.6	Tiro.....	41
3.3.7	Recuperador de calor	42
3.3.7.1	Fluido térmico.....	44
3.3.7.2	Bomba de impulsión para el fluido térmico	44
3.3.8	Sistema de control.....	45
3.4	Cálculo de la estación	47
3.4.1	Introducción	47
3.4.2	Metodología de cálculo	48
3.4.3	Propiedades de gases	49
3.4.4	Combustión del biogás	49
3.4.4.1	Combustible.....	49

3.4.4.2	Combustión estequiométrica	50
3.4.4.3	Combustión con exceso de aire	51
3.4.4.4	Gases generados	53
3.4.4.5	Calor y temperaturas generadas	56
3.4.5	Cálculo Térmico de la zona I	59
3.4.5.1	Materiales	59
3.4.5.2	Dimensiones	59
3.4.5.3	Pérdidas térmicas de la zona I	60
3.4.5.4	Perfil térmico de la zona I	72
3.4.6	Cálculo Térmico de la zona II	73
3.4.6.1	Materiales	73
3.4.6.2	Dimensiones	73
3.4.6.3	Pérdidas térmicas de la zona II	74
3.4.6.4	Dimensionamiento del recuperador	79
3.4.7	Tiro y pérdidas de carga	80
3.4.7.1	Pérdidas de carga de la zona I	80
3.4.7.2	Pérdidas de carga de la zona II	81
3.4.7.3	Tiros	82
3.4.7.4	Tiempo de retención	83
3.4.7.5	Resultados del tiro y las pérdidas de carga en la antorcha	83
3.4.8	Calculo estructural	84
3.4.8.1	Cargas	84
3.4.8.2	Criterio de diseño	86
3.4.9	Resultados de la verificación estructural	86
4	Discusiones	88
4.1	Discusiones generales	88
4.2	Discusión económica	89
4.2.1	Inversión	89
4.2.2	Recuperación del capital	89
5	Conclusiones	91

6	Referencias.....	92
	Anexos	94
A.	Especificaciones técnicas del Ventilador centrífugo NOVOVENT CR HTE/CR HTE BOX 710/6T.	95
B.	Especificaciones técnicas del Quemador de alta presión EQA 93	99
C.	Especificaciones técnicas del ladrillo refractario INDUCEL 500 base alúmina - sílice.	102
D.	Especificaciones técnicas del bloque microporoso MICROTHERM.	104
E.	Catálogo de planchas gruesas – SACK	106
F.	Especificaciones técnicas de la bomba para fluido térmico MAGNATEX Serie MPH.	108
G.	Cálculo Térmico y Fluidodinámico - Rutina Matlab	110
H.	Planos de referencia	119
i.	Layout general de la instalación de destrucción de metano.....	119
ii.	Diagrama de control (P&ID)	121
iii.	Plano general conjunto	123

1 Presentación

1.1 Introducción

Las técnicas para la combustión del biogás de los rellenos sanitarios y biodigestores han sufrido variados cambios estos últimos años. Desde las primeras antorchas de quema de biogás en los años ochenta, donde tubos verticales fueron simplemente dispuestos en un sitio y quemaban el biogás de manera no confinada a través de una llama sucia, hasta las nuevas antorchas automatizadas de llama confinada. La tecnología para este efecto ha avanzado significativamente.¹

En algunas industrias la quema del biogás de los rellenos sanitarios es vista como un gasto innecesario de tecnología, debido a la generalizada idea de la compleja naturaleza de éste.

En general, el biogás se compone principalmente de metano CH₄, en una concentración volumétrica que oscila entre el 55 al 70% y el resto de dióxido de carbono CO₂ (27- 44%), conteniendo además pequeñas trazas de gases como hidrógeno, nitrógeno y sulfuros de hidrógeno, entre otros.

El metano CH₄, tiene una equivalencia en cuanto a su contribución al efecto invernadero de 21 veces la del dióxido de carbono CO₂ (IPCC²), es por esto que según el Protocolo de Kyoto es factible obtener recursos en el mercado de bonos de carbono.

La potencial capacidad de generación de biogás en Chile ronda los 110 mil millones de metros cúbicos anuales³, lo que muestra un interesante mercado para incorporar la quema eficiente del metano a través antorchas que sean, además, capaces de aprovechar la energía térmica generada en la combustión.

Actualmente solo existen antorchas que son capaces de destruir el metano contenido en el biogás, pero aún no se han implementado soluciones que aprovechen la energía térmica desprendida de la combustión de éste. Una antorcha típica de 1.000 Nm³/h produce unos 4,7 MW térmicos a unos 800 a 1.000°C, lo cual señala un interesante potencial de aplicación.

¹ Environment Agency (UK), Guidance on Landfill Gas Flaring, 1997.

² Intergovernmental Panel on Climate Change (Suiza), <<http://www.ipcc.ch>>.

³ Comisión Nacional de Energía (Chile), Potencial de Biogás, 2007.

El precio de las antorchas Kyoto varia entre 100.000 y 300.000 US\$ dependiendo de su configuración y complejidad. Un recuperador de calor agrega una inversión de 20.000 a 40.000 US\$. Esta clase de inversiones son marginales con respecto a las requeridas para implementar proyectos de energía en complejos de biogás. Por ejemplo, en rellenos sanitarios urbanos (RSU's), la tasa típica es del orden de 1,8 a 2 millones de US\$ por MW eléctrico instalado.

Es importante también mencionar que la utilización de antorchas en complejos generadores de biogás es independiente de las condiciones futuras del mercado de los bonos de carbono, ya que de igual manera, el biogás generado se seguirá destruyendo y por ende aprovechando la energía térmica desprendida.

El propósito de este trabajo es diseñar una antorcha multifuncional para la destrucción de metano y aprovechamiento de la energía térmica generada, aplicable a complejos de biogás (Rellenos sanitarios y Biodigestores). El proyecto se enmarca dentro de la línea de Energías Renovables No Convencionales (ERNC) que Innovatec esta impulsando a nivel nacional.

El propósito de este documento es presentar el desarrollo del proyecto.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

El objetivo general de este trabajo de título es desarrollar una antorcha multifuncional para la destrucción de metano y aprovechamiento de la energía térmica generada, como alternativa a las actuales que solo destruyen metano.

1.2.2 Objetivos específicos

- Efectuar el diseño básico de una antorcha prototipo incluyendo opciones para recuperación de calor líquido/gas y gas/gas: generando opciones para diferentes aplicaciones.
- Efectuar el cálculo de un modulo antorcha de 1.000 Nm³/h incluyendo combustor, recuperador de calor y control.
- Efectuar el diseño básico del combustor.
- Efectuar el diseño básico del recuperador de calor.

2 Antecedentes bibliográficos

Todo sistema de recolección de biogás y gas de relleno estandarizado o Kyoto, debe tener un sistema de antorchas, el que debe estar preparado para quemar todo el biogás recolectado en el complejo.

Se procede a quemar el biogás cuando no hay otra forma de deshacerse del mismo previendo la disminución del riesgo de explosión y además de la disminución de los gases que conforman el efecto invernadero, puesto que el metano actúa de la misma forma que 21 veces el CO_2 . Una tonelada de metano quemado CH_4 produce 2,75 toneladas de dióxido de carbono CO_2 , por lo tanto reduce el impacto en el efecto invernadero en 18,25 toneladas de CO_2 .

Las antorchas se emplean para destruir el metano en biodigestores, rellenos sanitarios y en general en complejos de biogás, éstas deben cumplir con una serie de requerimientos medioambientales los cuales se revisan más adelante. En la Figura 2.1 se relaciona la tasa de generación de biogás versus la mínima utilización que se le puede dar a éste.

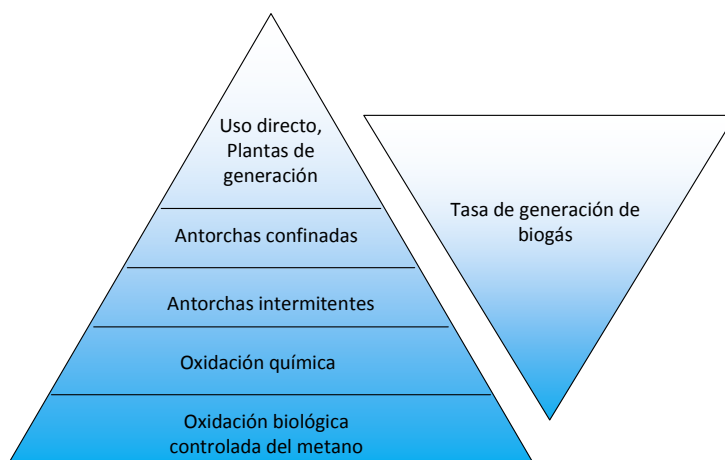


Figura 2.1: Relación entre producción de biogás y utilización [4].

En las secciones siguientes se describen los complejos generadores de biogás típicos en Chile, con el objeto de contextualizar el papel de las antorchas para destrucción de metano.

2.1 Complejos generadores de biogás

Un complejo generador de biogás es cualquier lugar que genere biogás mediante la descomposición anaerobia de biomasa. La descomposición anaerobia es la degradación de la materia orgánica en ausencia de oxígeno molecular por efecto de microorganismos. En la mayoría de los casos va acompañada de la generación de ácidos y gas metano.

La biomasa es la materia orgánica originada en un proceso biológico, espontáneo o provocado, utilizable como fuente de energía. La biomasa se puede clasificar en términos generales como; biomasa seca y biomasa húmeda. La biomasa húmeda son los materiales que contienen menos de 10% de sustancias secas. Dentro de la biomasa residual húmeda se encuentran todos los residuos provenientes del tratamiento de las aguas residuales domésticas e industriales, del estiércol de porcino y vacuno. En relación a la biomasa seca, si bien es cierto pueden provenir del mismo origen, se clasifican según el sector productivo que la emite. La biomasa seca incluye: residuos forestales de la industria maderera, residuos agroindustriales de la producción de alimentos, desechos de plantaciones, desechos de poda y maleza, beneficio de ganado (residuos de matadero), aceites y grasas, lodos provenientes de plantas de tratamiento de aguas (industriales y domésticas), residuos sólidos urbanos y estiércol avícola.

En la Figura 2.2 se aprecia la clasificación de las biomásas obtenibles en Chile.

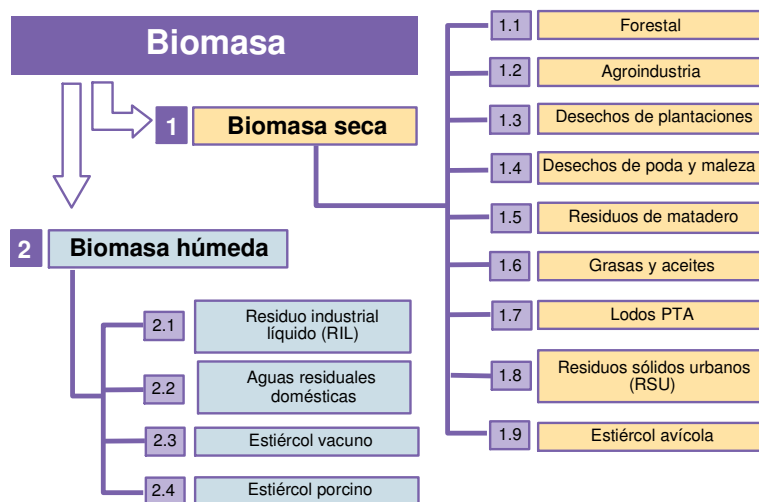


Figura 2.2: Clasificación de los distintos tipos de biomásas disponibles en Chile [2].

A continuación se describen los dos tipos de complejos generadores de biogás más comunes.

2.1.1 Biodigestor

Un biodigestor es un contenedor que produce biogás y abono natural a partir de biomasa, principalmente excrementos (animales y humanos) y desechos vegetales.

Básicamente, existen dos modalidades de sistemas biodigestores, uno con adición de calor y control de temperatura y otro que funciona a temperatura ambiente. En el sistema de biodigestión, la biomasa ingresa directamente al biodigestor (laguna sellada en su base con polietileno de alta densidad y cubierto con un domo que sirve para retener los gases). La biomasa permanece en el biodigestor por un periodo de 15 a 20 días (en caso de biodigestión fría pueden plantearse periodos de hasta 45 días), lo que produce la digestión anaeróbica de la biomasa, obteniéndose como productos principales gas metano CH_4 , anhídrido carbónico CO_2 y una fracción importante de nitrógeno orgánico que es transformado en amonio NH_4 .

El metano se puede capturar en una cubierta de vinilo flexible, en una cubierta de polietileno de alta densidad (HDPE) o en una cubierta rígida. Al aumentar la presión sobre la cubierta, el gas es transportado a una antorcha donde se quema para reducir su potencial daño sobre la atmósfera. La materia orgánica es reducida aproximadamente en 70 a 75% y consecuentemente, se obtiene una reducción importante de olores. La producción de lodos en este tipo de sistemas se considera mínima.

El proceso de digestión es continuo y debido a sistemas de agitadores, se produce una mezcla total entre el purín crudo y el material en proceso de digestión. Para lograr mayores eficiencias, en el caso de biodigestores calientes, el sistema es calentado utilizando como fuente de energía el mismo metano producido en el proceso, donde una fracción de éste (50% aproximadamente) es quemado en una caldera y el calor generado se hace circular por conductos en el interior del biodigestor. Con esto se logran temperaturas entre 30 a 35 °C, lo cual es óptimo para el funcionamiento de la fauna microbiana.

En la Figura 2.3 se muestra un biodigestor estándar con adición de calor.

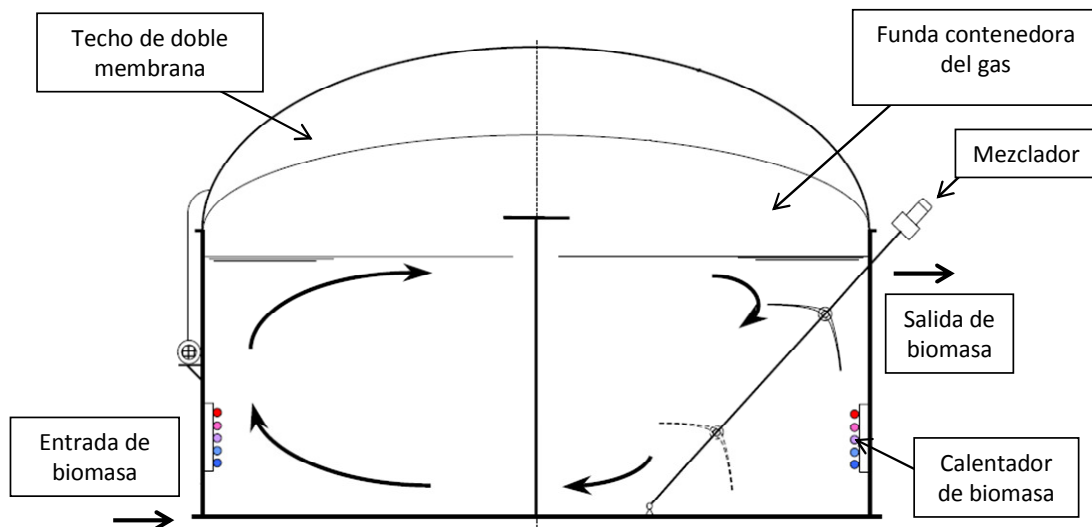


Figura 2.3: Biodigestor estándar [11].

2.1.2 Relleno sanitario

El relleno sanitario es una técnica de disposición final de los residuos sólidos en el suelo que no causa molestia ni peligro para la salud o la seguridad pública; tampoco perjudica el ambiente durante su ope-

ración ni después de su clausura. Esta técnica utiliza principios de ingeniería para confinar la basura en un área lo más estrecha posible, cubriéndola con capas de tierra diariamente y compactándola para reducir su volumen. Además, prevé los problemas que puedan causar los líquidos y gases producidos por efecto de la descomposición de la materia orgánica.

Un relleno sanitario se comporta como un digestor anaerobio. Debido a la descomposición o putrefacción natural de los residuos, no solo se producen líquidos sino también gases y otros compuestos.

En la Figura 2.4 se muestra una configuración típica de relleno sanitario.

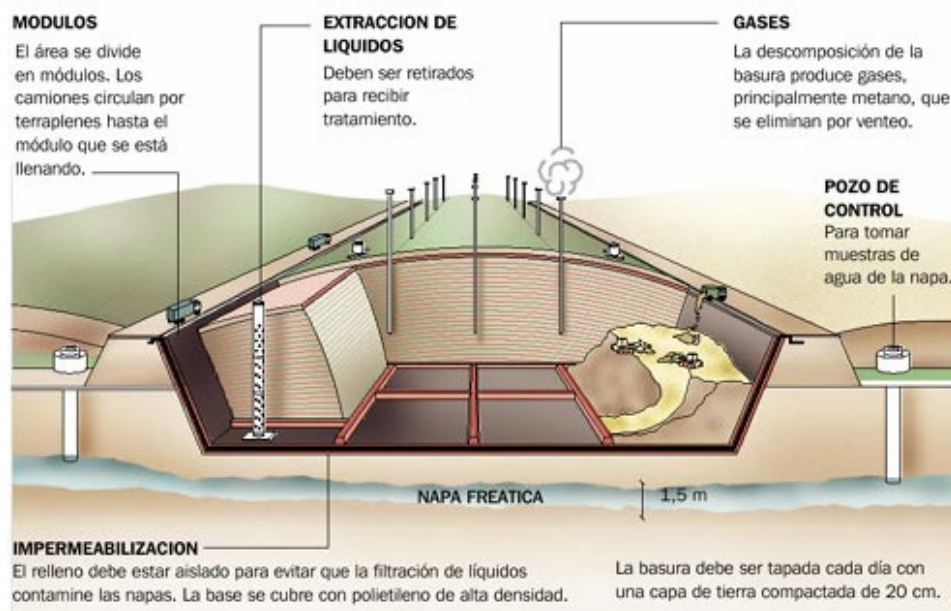


Figura 2.4: Relleno sanitario típico [14].

2.2 Descomposición anaerobia

La descomposición anaerobia es el proceso que genera biogás en los complejos generadores de éste. A continuación se describen las etapas de este proceso:

- Fase I - Ajuste inicial: Es la fase, en la cual los componentes orgánicos biodegradables contenidos en la biomasa sufren descomposición microbiana. En esta fase, la descomposición biológica se da bajo condiciones aerobias, porque hay cierta cantidad de aire atrapado en la biomasa.
- Fase II - Fase de transición: En esta fase se reduce el oxígeno y comienzan a desarrollarse las condiciones anaerobias. Mientras el complejo generador se convierte en anaerobio. Los miembros de la comunidad microbiana, responsables de la conversión orgánica en metano y dióxido de carbono, empiezan un proceso de tres pasos (ver Figura 2.5), que se inicia con la conversión del material orgánico complejo en ácidos orgánicos y otros productos intermedios.

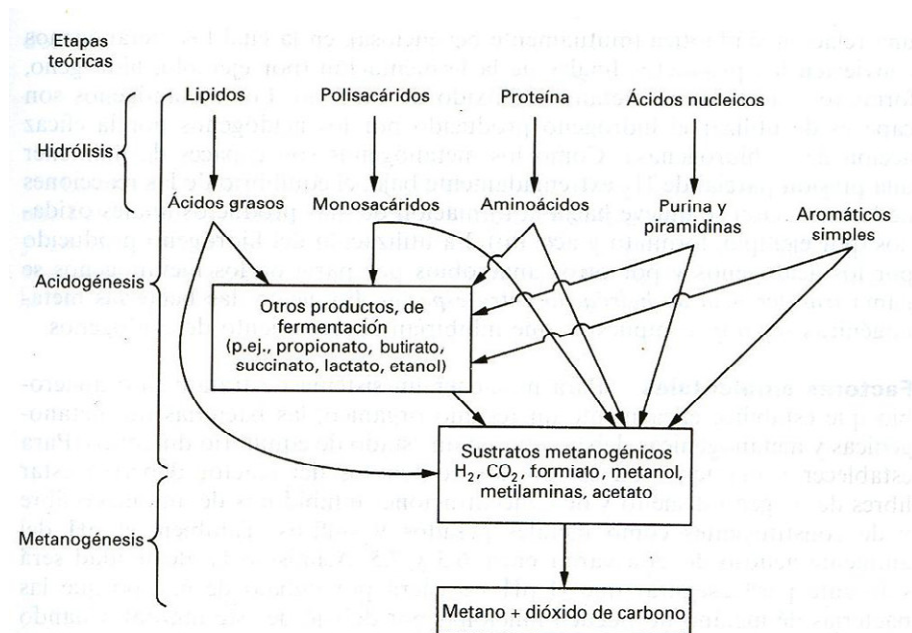


Figura 2.5: Ruta de producción de metano y dióxido de carbono [10].

- Fase III - Fase ácida: Durante esta fase se acelera la actividad microbiana iniciada en la fase II, con la producción de cantidades significativas de ácidos orgánicos y pequeñas cantidades de hidrógeno. El primer paso implica la transformación, mediada por enzimas (hidrólisis), de compuestos con alto peso molecular (por ejemplo, lípidos, polisacáridos, proteínas y ácidos nucleicos) en compuestos aptos para ser utilizados por los microorganismos, como fuentes de energía y de carbono celular. El segundo paso (acidogénesis) implica la conversión microbiana de los compuestos resultantes del primer paso, en compuestos intermedios de bajo peso molecular, como son el ácido acético CH_3COOH y las pequeñas concentraciones de ácido fúlvico y otros ácidos más complejos. El dióxido de carbono CO_2 es el principal gas generado durante la fase III, aunque también se producen cantidades más pequeñas de hidrógeno H_2 . Los microorganismos implicados en esta conversión, llamados colectivamente no metanogénicos, son bacterias anaerobias.
- Fase IV - Fase de fermentación del metano: En esta fase predomina un segundo grupo de microorganismos, que convierten el ácido acético y el hidrógeno (producidos en la fase ácida) en CH_4 y CO_2 . En algunos casos, estos organismos comenzarán a desarrollarse hacia el final de la fase III. Los microorganismos responsables de esta conversión son estrictamente anaerobios y se llaman metanogénicos. En la fase IV la formación de metano y ácido se produce simultáneamente, aunque la velocidad de formación de ácidos es considerablemente más reducida.
- Fase V - Fase de maduración: Se produce después de convertirse el material inorgánico biodegradable en CH_4 y CO_2 durante la fase IV. Mientras la humedad sigue migrando a través de los residuos, porciones del material biodegradable que anteriormente no estaban disponibles se van convirtiendo. Durante la fase V la velocidad de generación de gas, disminuye significativamente porque la mayoría de los nutrientes disponibles se han separado con el lixiviado en las fases an-

teriores, y los sustratos que quedan en el vertedero son de una degradación lenta. Los principales gases que han evolucionado en la fase V son CH_4 y CO_2 .

En la Figura 2.6 se esquematizan las fases según los distintos tipos de gases generados en la descomposición anaerobia.

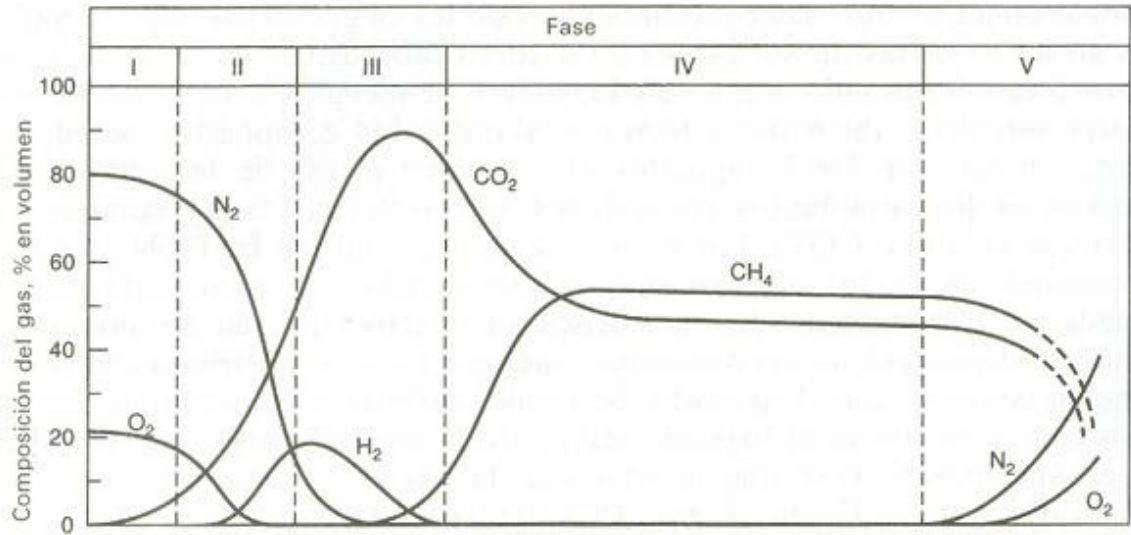


Figura 2.6: Fases generales en la generación de gases mediante descomposición anaerobia [10].

2.3 Composición del biogás

La composición del biogás depende de muchos factores, tales como naturaleza del complejo generador de biogás, edad, condiciones climáticas, etc. En la Tabla 2.1 se caracteriza el biogás según procedencia.

Tabla 2.1: Composición del biogás según procedencia [5].

Complejo generador Gas	Desechos agrícolas	Lodos cloacales	Desechos industriales	Rellenos sanitarios	Propiedades
Metano CH ₄	50 - 80%	50 - 80%	50 - 70%	45 - 65%	combustible
CO ₂	30 - 50%	20 - 50%	30 - 50%	34 - 55%	ácido, asfixiante
Vapor de agua	saturación	saturación	saturación	saturación	corrosivo
H ₂	0 - 2%	0 - 5%	0 - 2%	0 - 1%	combustible
H ₂ S	100 - 7000 ppm	0 - 1%	0 - 8%	0,5 - 100 ppm	corrosivo, olores, tóxico
Amoniaco	trazas	trazas	trazas	trazas	corrosivo
CO	0 - 1%	0 - 1%	0 - 1%	trazas	tóxico
N ₂	0 - 1%	0 - 3%	0 - 1%	0 - 20%	inerte
O ₂	0 - 1%	0 - 1%	0 - 1%	0 - 5%	corrosivo
Orgánicos	trazas	trazas	trazas	5 ppm	corrosivo, olores

Para efectos de diseño de la estación de destrucción, se tomará un rango de composición entre 30 y 70% de metano CH₄.

2.4 Esquema modelo de antorcha típica Kyoto

Independiente sea el tipo de complejo generador de biogás, estos producen biogás en proporción a su capacidad. La mínima utilización que se le puede dar a este gas es quemarlo de una manera eficiente según a los estándares planteados por el protocolo de Kyoto para obtener los cuantiosos bonos de carbono.

Existen sistemas de quema con antorcha abierta y confinada. Un esquema de la configuración estándar de quema con antorcha confinada es el que se ejemplifica en la Figura 2.7.

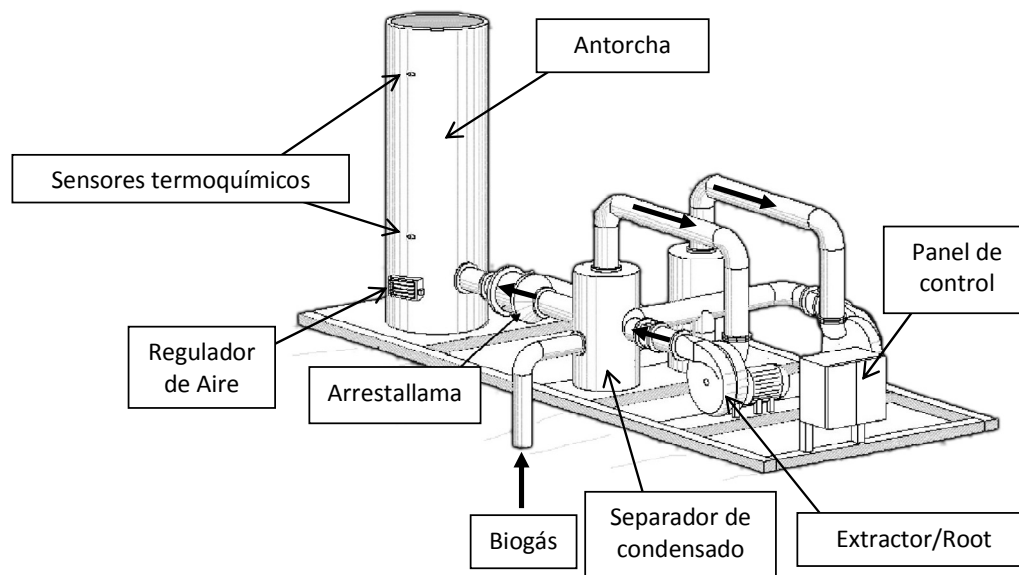


Figura 2.7: Estación de destrucción de metano [3].

Una estación típica de quema de biogás se compone de:

- Separador de condensados: Hace que los líquidos vaporizados dentro del biogás precipiten, los que son agregados a los líquidos percolados para su posterior tratamiento. El biogás es en general muy húmedo, por lo que se requiere bajar la humedad para aumentar el poder calorífico de éste y además prevenir la corrosión del generador si es un motor de combustión interna, en el caso que el biogás se utilice para generación.
- Extractor: Permite aspirar el biogás desde el complejo (Relleno sanitario o Biodigestor) y prepararlo a la presión requerida para la combustión.
- Arrestallama: Se coloca una válvula de control de la presión a la entrada de la antorcha, lo que permite controlar las condiciones de la llama dentro de ésta y además impide que la llama vaya contraflujo con el consiguiente riesgo de incendio.
- Regulador de aire y sensores: El regulador de aire tiene la misión de proporcionar el aire para generar la relación aire/combustible óptima para la quema del biogás. Los sensores son termocoplas y sensores electroquímicos que pertenecen al sistema de control.

2.5 Justificación del proyecto

En el mundo existen unas 219 antorchas Kyoto certificadas que solo destruyen metano y generan ingresos por bonos de carbono a sus operadores. Una antorcha Kyoto de 1.000 Nm³/h produce unos 4,7 MW térmicos con un calor sensible por sobre los 800 °C, potencialmente aprovechables.

Muchos complejos generadores de biogás; incluyendo biodigestores y rellenos sanitarios, consumen energía térmica para: calefacción, secado, consumo interno, etc.

El precio de las antorchas Kyoto varía entre 100.000 y 300.000 US\$ dependiendo de su configuración y complejidad. Un recuperador de calor agrega una inversión de 20.000 a 40.000 US\$. Esta clase de inversiones son marginales con respecto a las requeridas para implementar proyectos de energía en complejos de biogás. En rellenos sanitarios urbanos (RSU's) por ejemplo, la tasa típica es del orden de 1,8 a 2 millones de US\$ por MW eléctrico instalado.

La tecnología que se propone es una antorcha ad hoc para proyectos existentes y nuevos proyectos que impulsan beneficios incrementales en comunidades y unidades de negocio asociadas a complejos generadores de biogás.

Es importante también mencionar, que la utilización de la antorcha en los complejos generadores de biogás es independiente de las condiciones futuras del mercado de los bonos de carbono, ya que de igual manera, el biogás generado se seguirá destruyendo y por ende aprovechando la energía térmica de la combustión de éste.

2.6 Principales requerimientos de la estación confinada de destrucción de metano⁴

- El aire suministrado a la antorcha debe ser controlado de manera de lograr una combustión a una temperatura mínima de 1.000 °C y un tiempo de residencia mínimo de 0,3 segundos.
- Permitir una distribución homogénea de la temperatura a través de la cámara de combustión.
- La cámara debe estar recubierta de una capa refractaria en su interior.
- Mantener la llama en el interior de la cámara.
- Para asegurar que el sistema está operando correctamente, no debe exceder las siguientes concentraciones: 50 mg/Nm³ de monóxido de carbono CO, 150 mg/Nm³ de óxidos nitrosos NO_x y 10 mg/Nm³ de hidrocarburos no quemados.

2.7 Monitoreo de la estación

Es necesario un estricto control de la estación de destrucción de metano, para esto es necesario monitorear las variables de combustión en dos niveles según se aprecia en la Tabla 2.2.

⁴ Environment Agency (UK), Guidance on Landfill Gas Flaring, 1997.

Tabla 2.2: Monitoreo de la estación [4].

Nivel	Entradas (Gas)	Salidas
Primer	CH ₄ , CO ₂ , O ₂ y flujo másico de gas	Temperatura
Segundo	Lo más arriba posible	Componentes mayoritarios: O ₂ , CO, NO _x , CO ₂ , THC. Trazas de: HCL, HF y SO ₂ . Tiempo de retención.

- El primer nivel de monitoreo debe ser continuo y proporciona la información básica para el control de la antorcha.
- El segundo nivel de monitoreo es necesario periódicamente o cuando hay algún cambio significativo del biogás o método de operación de la antorcha.

2.8 Aspectos de la Combustión

La reacción de combustión se basa en la reacción química exotérmica de una sustancia (o mezcla de ellas) denominada combustible, con oxígeno. Como consecuencia de la reacción de combustión se tiene la formación de una llama. Dicha llama es una masa gaseosa incandescente que emite luz y calor.

La combustión puede llevarse a cabo directamente con oxígeno o con una mezcla de sustancias que contengan oxígeno. Esta mezcla de sustancias que contiene oxígeno se denomina comburente. El aire es el comburente más usual.

La combustión del biogás es particularmente difícil y requiere que muchos aspectos del proceso de combustión estén controlados.

2.8.1 Tipos de combustión

- **Combustión completa:** Las sustancias del combustible se queman hasta el máximo grado posible de oxidación. En consecuencia, no habrá sustancias combustibles en los gases de combustión.
- **Combustión incompleta:** El combustible no se oxida completamente debido a la falta de oxígeno, por lo tanto se forman sustancias que todavía pueden continuar oxidándose, estas sustancias se denominan inquemados, uno de los más comunes es el monóxido de carbono.
- **Combustión estequiométrica:** Es la combustión que se realiza con la cantidad teórica de oxígeno estrictamente necesaria para producir la oxidación total del combustible sin que se produzcan inquemados. Por lo tanto no se encuentra monóxido de carbono ni oxígeno en los gases de combustión.
- **Combustión con exceso de aire:** Es la combustión que se lleva a cabo con una cantidad de aire superior a la estequiométrica. Esta combustión tiende a no producir inquemados. Es típica la

presencia de oxígeno en los gases de combustión. Si bien la incorporación de aire permite evitar la combustión incompleta y la formación de inquemados, trae aparejada la pérdida de calor de gases de combustión, reduciendo la temperatura, la eficiencia y la longitud de llama.

- Combustión con defecto de aire: El aire disponible es menor que el necesario para que se produzca la oxidación total del combustible. Se producen inquemados.

2.8.2 Temperatura, Turbulencia y Tiempo de residencia

La combustión depende de la temperatura, turbulencia y tiempo de residencia. Estos parámetros están interrelacionados entre sí como se aprecia en la Figura 2.8.

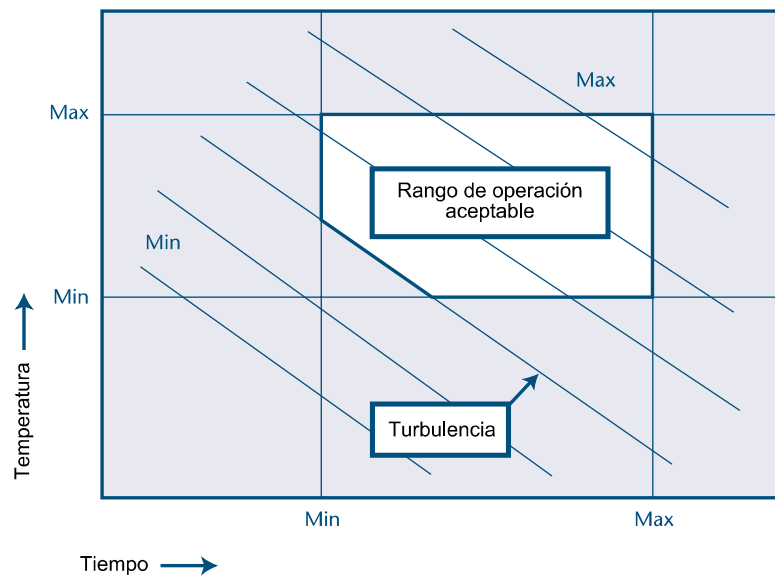


Figura 2.8: Relación Temperatura - Turbulencia – Tiempo de residencia [4].

La temperatura de operación debe ser asignada como una función directa de los compuestos a ser combustionados. Esta debe ser de 150 a 260 °C sobre la temperatura de ignición del gas para asegurar la completa destrucción. El metano enciende a 540 °C, por tanto una temperatura mínima de operación sería de 760 °C, aunque el biogás aumenta su eficiencia de destrucción entre 980 y 1100 °C.

Los tiempos de residencia para la destrucción de compuestos orgánicos volátiles (VOCs) varían de 0,25 a 2 segundos. Partículas sólidas como el carbón puede llegar a requerir de 5 segundos para su destrucción total.

Malas turbulencias llevan a malas mezclas y por tanto podrían suceder estratificaciones lo cual contribuye a altas emisiones e inestabilidad en la operación.

2.8.3 Aire para combustión

La composición del aire es 20,99% de O₂, 78,03% de N₂, 0,94% de Ar, 0,03% de CO₂ y 0,01% de H₂. Debido a que ni el N₂ ni el Ar reaccionan durante la combustión se les suele agrupar considerando que el aire está formado por 21% de O₂ y 79% de N₂. El N₂ pasara directamente a los gases de combustión.

Para oxidar el biogás, debe ser mezclado con oxígeno atmosférico. Poco aire implica una combustión incompleta; demasiado aire implica que la mezcla no quema a una temperatura suficientemente alta y la combustión también podría ser incompleta. La razón estequiométrica de aire para el metano CH₄ es respectivamente 9,56 veces por unidad de volumen. En la práctica, el aire y el biogás no pueden ser mezclados de manera perfecta. Exceso de aire sería necesario para la combustión.

Cuando el biogás es recolectado, en el bombeo podría entrar aire. Las bacterias en el biogás podrían usar cierta parte de este oxígeno, pero cierta cantidad podría igual permanecer en éste. Este remanente de oxígeno podría ser tomado en cuenta cuando se calcula el aire requerido.

2.8.4 Poder calorífico

El poder calorífico de un combustible es la cantidad de energía desprendida en la reacción de combustión, referida a la unidad de masa de combustible.

El poder calorífico superior es la cantidad total de calor desprendido en la combustión completa de una unidad de masa de combustible cuando el vapor de agua originado en la combustión está condensado y se contabiliza, por consiguiente, el calor desprendido en este cambio de fase. El poder calorífico inferior es la cantidad total de calor desprendido en la combustión completa de una unidad de masa de combustible. El vapor de agua de la combustión ya se encuentra en estado vapor, por lo que no se produce cambio de fase, y no se contabiliza el calor desprendido en este proceso.

2.8.5 Temperatura de ignición

Para que se produzca la reacción de combustión, la mezcla de combustible y el comburente deben alcanzar una temperatura mínima necesaria, que recibe el nombre de punto de inflamación o temperatura de ignición. Una vez que se alcanza dicha temperatura, el calor producido mantendrá la temperatura por encima de la ignición y la reacción continuará hasta que se agote el combustible o el comburente. El punto de inflamación depende del comburente.

2.8.6 Temperatura máxima de combustión

La temperatura máxima de los gases de combustión depende de:

- Composición del biogás; en particular de la concentración volumétrica de metano CH₄.
- Cuan completa es la combustión.

- La cantidad de aire suministrado.
- Las pérdidas convectivas y radiativas de calor.

La máxima temperatura de los gases de combustión podría ser calculada asumiendo que todo el combustible quema completamente y que no hay pérdidas de calor. En la realidad esta temperatura es 200 a 300°C menores que las ideales.

2.8.7 Límites de inflamabilidad

Por definición, los límites de inflamabilidad de un combustible gaseoso son los valores de las concentraciones máximas y mínima de dicho combustible en aire, por debajo o por encima de los cuales la combustión no es posible, aun siendo la temperatura superior a la de ignición. Denominándose a estas concentraciones límites superior e inferior de inflamabilidad.

La temperatura de ignición es aquella a la que inflama una mezcla gaseosa de combustible y aire atmosférico. Para el CH₄ se tiene: Límite inferior 5%, límite superior 15% y temperatura de ignición 650°C. Cuando aumenta la complejidad del hidrocarburo, disminuyen los valores de los límites de inflamabilidad y la temperatura de ignición, lo que facilita la combustión de los hidrocarburos mas pesados.

Hay que considerar la influencia de los gases de combustión, en particular la del CO₂, sobre los límites de inflamabilidad. Por lo general, el CO₂ tiende a reducir el intervalo de inflamabilidad por ser un gas inerte, diluyente del O₂ del aire.

En la Tabla 2.3 se muestran algunos límites de inflamabilidad para distintos gases.

Tabla 2.3: Límites de inflamabilidad de algunos combustibles gaseosos [6].

Gases Fórmula (nombre)	Límites de inflamabilidad	
	Inferior (% vol/ vol)	Superior (% vol/ vol)
H ₂	4,0	75,0
CH ₄	5,0	15,0
C ₂ H ₆	3,2	12,45
C ₃ H ₈	2,4	9,5
i C ₄ H ₁₀	1,8	8,4
n C ₄ H ₁₀	1,9	8,4

Para determinar los límites de inflamabilidad de una mezcla gaseosa, se utiliza la Ecuación 2.1.

$$L = \frac{1}{\sum \frac{X_i}{L_i}} \cdot 100 \quad 2.1$$

Donde:

L : Límite inflamabilidad de la mezcla (% vol/vol).

X_i : Fracción molar del componente i de la mezcla.

L_i : Límite de inflamabilidad del componente i de la mezcla.

2.8.8 Estabilidad de la llama

Para analizar la estabilización de la llama en un quemador es necesario definir un equilibrio de momentos, según la Ecuación 2.2:

$$M_a \cdot V_a = M_b \cdot V_b \quad 2.2$$

Donde:

M_a : Masa del combustible [kg].

V_a : Velocidad del combustible a la salida del quemador [m/s].

M_b : Masa del comburente [kg].

V_b : Velocidad del comburente [m/s].

Esta oposición, en el sentido de las velocidades crea una zona de turbulencias, en la que la velocidad inicial del combustible va reduciéndose, el tiempo de residencia en el hogar aumenta. La estabilización de las llamas depende de la creación y mantenimiento de dicha zona turbulenta (difusión forzada). Si la forma y dimensiones de dicha zona variasen periódicamente, la llama presentaría pulsaciones, fenómeno que se observa con relativa frecuencia. Cuando la zona turbulenta aumenta mucho y se extiende hasta el propio quemador, la llama se reduce y llega a extinguirse (límite inferior). Si la zona de turbulencias disminuye, la combustión se ralentiza, la llama se expande y puede llegar a ahogarse (límite superior).

La forma y dimensiones de la zona de turbulencia dependen de las condiciones en que tiene lugar la combustión, de tal manera que, al variar la presión del hogar, la cantidad de combustible o la del comburente variarán también los parámetros geométricos de la zona de turbulencias.

2.8.9 Velocidad de inflamación laminar y turbulenta

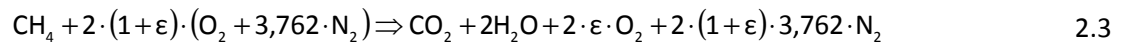
La velocidad de llama puede ser definida como la velocidad, normal a la dirección del flujo de mezcla, al cual el frente de llama atraviesa la mezcla de aire/combustible. Esta velocidad es máxima en el centro de la llama y decrece hacia los extremos de ésta. T. Von Karman estudió la teoría del proceso deduciendo métodos aproximados satisfactorios para calcular dicho parámetro. El metano CH_4 tiene una velocidad de inflamación laminar de 0,4 m/s aproximadamente. Por lo general, las velocidades laminares de inflamación son tan pequeñas que, en los quemadores industriales, se presentarían enormes problemas de

estabilidad para impedir la extinción de la llama. Las llamas en los quemadores industriales son turbulentas y las velocidades de inflamación en este régimen son mayores, es por tanto más factible su estabilización.

2.8.10 Reacción química del metano CH₄

Como se discutió anteriormente, la reacción de combustión real de un combustible se necesita llevar a cabo con un exceso de aire, para que no se produzcan inquemados.

La reacción general del metano CH₄ con exceso de aire $\epsilon > 1$ es:



Donde:

$$(\text{CH}_4/\text{aire})_{\text{actual}} / (\text{CH}_4/\text{aire})_{\text{stq}} = (1/1 + \epsilon) < 1$$

2.9 Aspectos de la transferencia de calor: Radiación de los gases

La radiación gaseosa total o resultante contempla dos formas de radiación diferentes:

1. La radiación no luminosa (no visible) o emisiones de banda del anhídrido carbónico y vapor de agua especialmente.
2. La radiación continua o de llama que incluye la luminosidad de partículas, radiación de partículas de carbón, atmósferas coqueificadas provenientes de las gotas de fuel-oil y cenizas.

2.9.1 Radiación no luminosa

Los gases a elevada temperatura no son luminosos, pero emiten radiaciones calóricas. De los gases comúnmente presentes en los gases de combustión:

- El oxígeno y el nitrógeno (O₂ y N₂) emiten cantidades muy pequeñas de energía radiante.
- El vapor de agua (H₂O), dióxido de carbono (CO₂), monóxido de carbono (CO), los hidrocarburos (C_nH_m) y el dióxido de azufre (SO₂) emiten (y absorben) energía radiante en cantidades significativas. Pero de todos ellos, los gases de combustión contienen cantidades importantes solamente de CO₂ y H₂O.

Por esta razón, en la práctica, cuando se considera la radiación de los gases no luminosos, se desprecian las contribuciones de los demás gases, computándose solamente los efectos debidos al CO₂ y H₂O.

La radiación de calor de los gases no luminosos tiene las siguientes particularidades:

- Es independiente de la velocidad de los gases.

- Depende más del volumen de gases que de su superficie exterior, superficie de la “masa” de gases. Una capa de gases de poco espesor irradia muy poco calor. Depende de la presión parcial del gas.
- Depende fuertemente de la temperatura. De acuerdo a mediciones, el calor emitido es función de su temperatura absoluta T^n , con n = exponente entre 3 y 4 (mas próximo a 3 que a 4).

La correlación de Torreguilar y Weiss es usada para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor en la sección 3.4.5.3.5.

2.9.2 Radiación continua o de llama

Es la radiación producida por las partículas incandescentes en el seno de la llama, y por los gases luminosos. Se produce generalmente en la combustión de combustibles líquidos poco volátiles y sólidos pulverizados como el carbón. Generalmente las llamas radiantes irradian una cantidad de energía que es mayor en orden de magnitud a la radiación espectralmente concentrada debido al CO_2 y H_2O vista anteriormente. Haslam y Boyer encontraron para el caso de una llama luminosa de acetileno que la radiación luminosa era aproximadamente 4 veces mayor que la correspondiente llama no luminosa.

En el caso de combustibles líquidos o gaseosos, generalmente hidrocarburos, se producen reacciones de cracking y complejas transformaciones de formación de hollín. Estas partículas incandescentes producen la luminosidad de la llama, y son de mucho menor tamaño que las partículas de la combustión de carbón pulverizado.

La emisividad de la llama luminosa, de acuerdo a Haslam y Hottel se estima con Tabla 2.4 y el Gráfico 2.1.

Tabla 2.4: Tendencia de formación de hollín de combustibles gaseosos [24].

Combustible	Fórmula	Razón másica de C/H
Hidrogeno	H_2	0,00
Metano	CH_4	0,297
Etano	C_2H_6	3,96
Propano	C_3H_8	4,46
Butano	C_4H_{10}	4,76
Propileno	C_3H_6	5,95
Acetileno	C_2H_2	11,89
Monóxido de carbono	CO	X

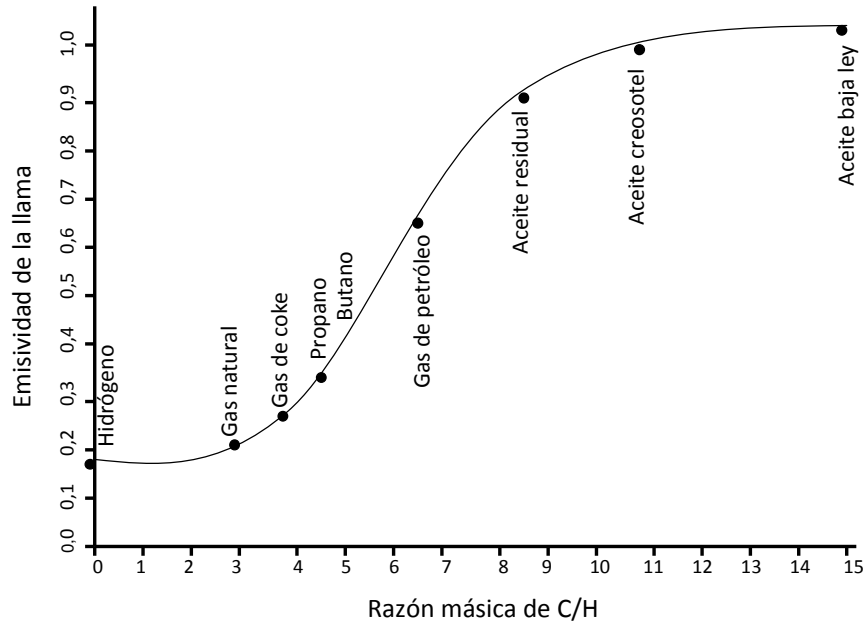


Gráfico 2.1: Emisividad de llama en función de la razón másica de Carbono – Hidrógeno [23].

3 Diseño de la estación

3.1 Parámetros de diseño

Los parámetros de diseño de la antorcha confinada con recuperación de calor son separados por la aplicación:

- **Destrucción de metano:**
 - El rango de caudal volumétrico de biogás es 100 a 1.000 Nm³/h.
 - La composición del biogás fluctúa entre 30 y 70% de metano CH₄.
 - El exceso de aire recomendado para la combustión eficiente del metano es típicamente de 100 %.
 - La temperatura de residencia de los gases de combustión debe ser de 1.000 °C como mínimo, para asegurar una destrucción completa del metano.
 - El tiempo de residencia debe ser de 0,3 segundos como mínimo, para asegurar una destrucción completa del metano.
 - La temperatura de gases de combustión evacuados a la atmósfera debe ser de 500°C como mínimo, para conseguir una eficiencia de destrucción por sobre el 90%.
 - La temperatura de pared exterior de la antorcha debe ser 70°C como máximo, para evitar quemaduras en los operadores del equipo.
 - La temperatura ambiente fluctúa entre -10 y 40 °C.
 - La velocidad del viento fluctúa entre 0 y 30 m/s.
 - La altitud máxima de operación de la antorcha es de 500 m.s.n.m.
 - La llama de combustión se debe mantener en el interior de la antorcha.

- Las concentraciones máximas de gases de combustión deben ser: 50 mg/Nm³ de monóxido de carbono (CO), 150 mg/Nm³ de óxidos nitrosos (NO_x) y 10 mg/Nm³ de hidrocarburos no quemados.
- **Recuperación de calor:**
 - El potencial recuperado en el intercambiador debe ser de 250 kW de manera de satisfacer necesidades térmicas básicas en el lugar de operación.
 - La configuración de recuperación térmica debe ser gas - líquido (productos de combustión - aceite térmico), ya que con esta configuración se obtiene la máxima eficiencia de recuperación.
 - La temperatura media del refrigerante en el intercambiador debe ser de 145 °C (70°C - 220°C), la cual es una temperatura óptima para el bombeo del refrigerante (aceite térmico).

3.2 Diseños conceptuales

A continuación se revisan una serie de alternativas para la destrucción eficiente y recuperación de calor de un caudal volumétrico nominal de 1.000 Nm³/h de biogás.

Debido a que el principal propósito de la antorcha es la destrucción eficiente del metano contenido en el biogás, y esta destrucción eficiente esta ligada a parámetros geométricos de la antorcha, los diseños conceptuales revisados a continuación son geoméricamente iguales, diferenciándose en la configuración de la unidad recuperadora.

1. Antorcha con unidad recuperadora a la salida de la antorcha (Figura 3.1).

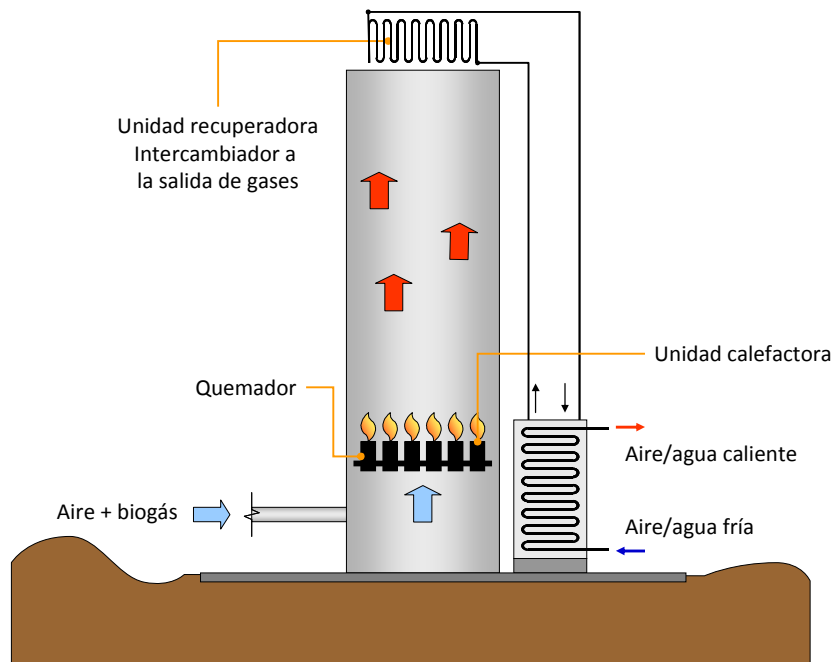


Figura 3.1: Antorcha con unidad recuperadora a la salida de la antorcha.

Ventajas:

- No es necesario aumentar la altura de la antorcha, ya que los gases de combustión intercambian calor con la unidad recuperadora una vez que fueron quemados totalmente.
- Fácil acceso al intercambiador.
- Bajas posibilidades de ebullición de líquido recuperador.
- No se generan zonas frías.

Desventajas:

- Menor eficiencia de recuperación, la temperatura de los gases de combustión es la más baja de esa zona.
- No es posible la regulación de la potencia a recuperar.

2. Antorcha con unidad recuperadora en la zona de residencia (Figura 3.2).

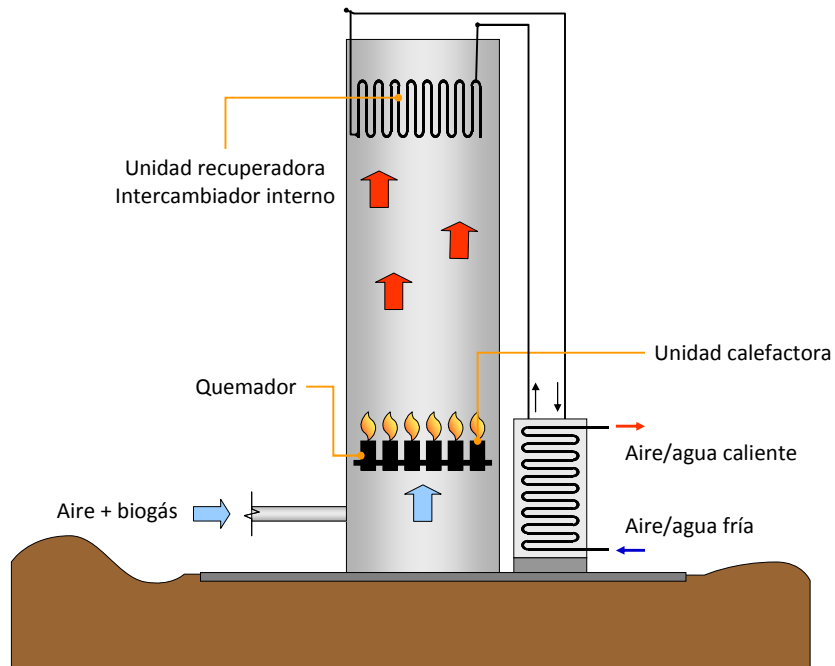


Figura 3.2: Antorcha con unidad recuperadora en la zona de residencia.

Ventajas:

- Alta eficiencia de recuperación, ya que el recuperador recibe radiación directa de la llama de combustión.

Desventajas:

- Es necesario aumentar la altura de la antorcha, ya que los gases de combustión no pueden intercambiar calor con la unidad recuperadora cuando aún no han sido quemados totalmente.
- Difícil acceso al intercambiador.
- Altas posibilidades de ebullición del fluido térmico.

3. Antorcha con unidad recuperadora exterior (Figura 3.3).

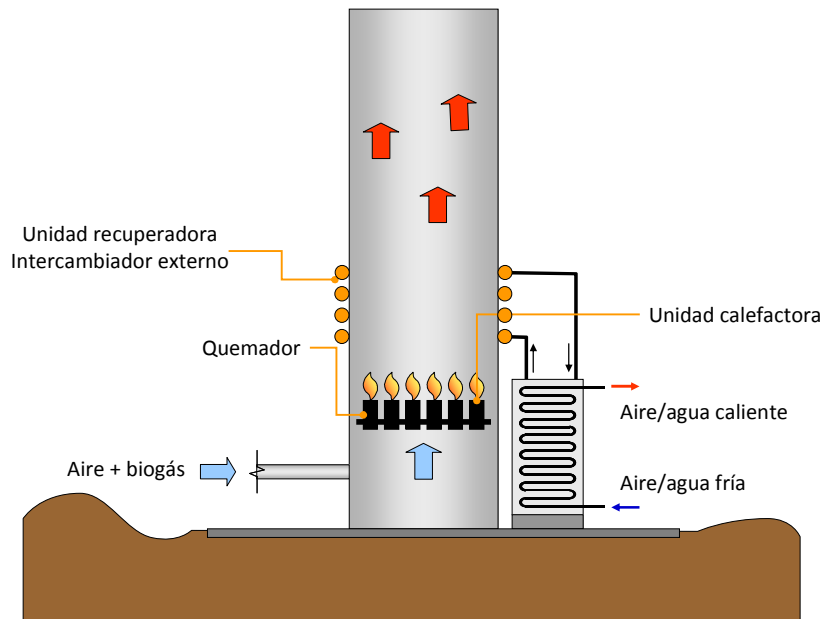


Figura 3.3: Antorcha con unidad recuperadora exterior.

Ventajas:

- Bajas posibilidades de ebullición de líquido de recuperación.
- Fácil acceso al intercambiador.

Desventajas:

- Baja eficiencia de recuperación.
- Posibilidades de metano no combustionado debido a zonas frías generadas por el recuperador.

4. Antorcha con recuperador externo alimentado por desvío regulable (Figura 3.4).

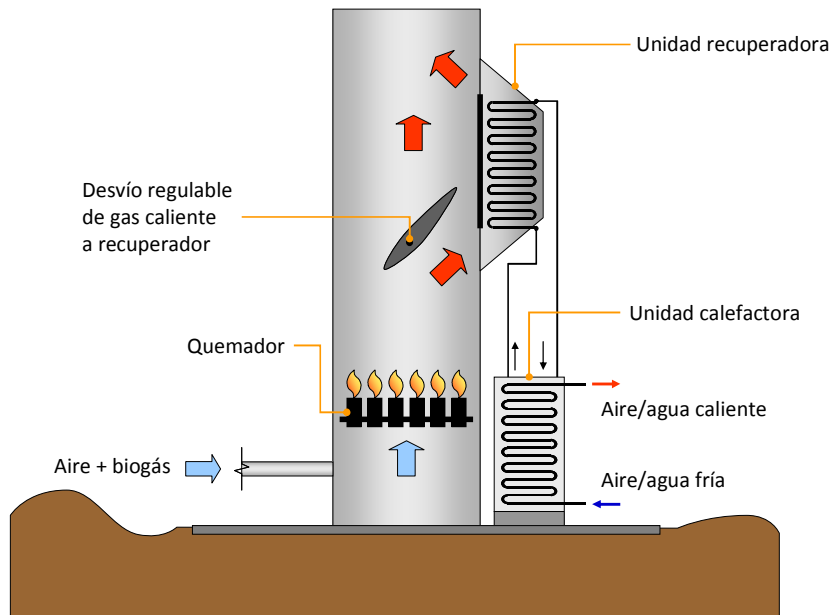


Figura 3.4: Antorcha con recuperador externo alimentado por desvío regulable.

Ventajas:

- Calor recuperado variable según necesidad.
- Alta eficiencia de recuperación.

Desventajas:

- Posible generación de inquemados por zonas frías en antorcha.
- Necesidad de un control automático de alta complejidad.

5. Antorcha con puerta regulada de gases de combustión calientes hacia la unidad recuperadora (Figura 3.5).

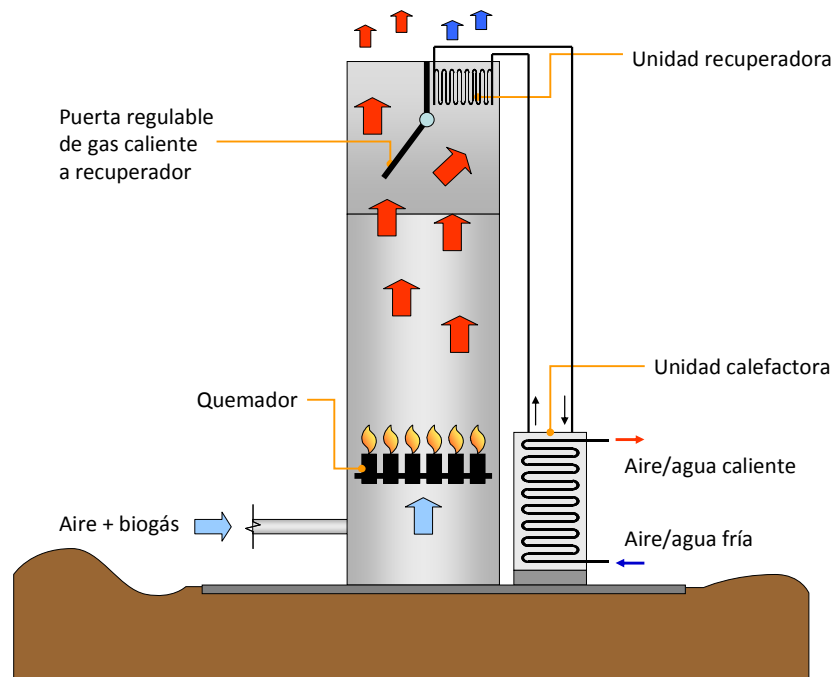


Figura 3.5: Antorcha con puerta regulada de gases de combustión calientes hacia la unidad recuperadora.

Ventajas:

- Calor recuperado variable según necesidad.
- Alta eficiencia de recuperación.
- Diferenciación de zona de recuperación y zona de destrucción.

Desventajas:

- Enfriamiento del regulador de paso de gases de combustión al recuperador.

3.2.1 Análisis de los diseños conceptuales

El principal objetivo de la antorcha es ser capaz de destruir de manera eficiente el biogás, para cumplir con los requerimientos enunciados en la sección 2.6 y poder así aprovechar la venta de bonos de carbono. La recuperación de calor no debe interferir en el objetivo planteado anteriormente.

En los diseños 1 y 2 apreciados en la Figura 3.1 y Figura 3.2, los cuales contienen el intercambiador a la salida y al interior de la antorcha respectivamente, no es posible controlar el potencial recuperado y por tanto ante cualquier cambio brusco en las condiciones de operación de la antorcha, es posible que la

temperatura de los gases de combustión desprendidos a la atmósfera sea inferior a 500°C. Además ante cualquier falla en el sistema de bombeo del refrigerante, la antorcha debe dejar de operar para no dañar el recuperador.

El diseño 3 apreciado en la Figura 3.3, tiene la desventaja de generar zonas frías en la sección de recuperación, estas zonas frías producen inquemados (metano no combustionado) y altas cantidades de sulfuros. Tampoco existe control del potencial recuperado.

En el diseño 4, de la Figura 3.4, también se podrían generar zonas frías y por lo tanto inquemados, pero el mayor problema de este diseño es la alta complejidad del desarrollo del regulador de paso de los gases de combustión al recuperador.

En cuanto al diseño 5 apreciado en la Figura 3.5, se observa que la mayor complicación es el enfriamiento del regulador de paso de gases al recuperador de calor, pero existen aleaciones capaces de resistir temperaturas sobre 1000°C.

3.2.2 Conclusión

Según el análisis anterior se descartan los diseños 1,2 y 3 por ser soluciones que podrían no cumplir con los requerimientos enunciados en la sección 2.6 y por tanto no ser posible el aprovechamiento de los bonos de carbono.

El diseño 4 se descarta por la alta complejidad del desarrollo del regulador de paso de los gases de combustión y por el azaroso comportamiento que tendrían éstos en la zona de recuperación.

Por lo tanto el diseño 5 es el que seguirá en desarrollo, ya que el problema de someter a una alta temperatura al regulador de paso de los gases de combustión, es totalmente abordable con aleaciones capaces de resistir altas temperaturas, además de proveer aislación térmica. Este diseño también diferencia la zona de destrucción del biogás de la zona de aprovechamiento, haciendo así más fácil el diseño térmico.

3.3 Diseño básico de la estación

En el diseño básico de la estación se definen a grandes rasgos: requerimientos básicos de operación, definición de equipos de la estación, dimensiones generales de la antorcha, materiales de construcción, potencias y pérdidas térmicas generadas. Con lo anterior se pretende obtener las especificaciones técnicas de la estación.

3.3.1 Requerimientos de aire

Los requerimientos de aire están en directa relación con las pérdidas calóricas a través de las paredes de la antorcha. La Tabla 3.1 provee los requerimientos de aire típicos para una antorcha confinada.

Tabla 3.1: Típicos requerimientos de aire para la combustión de metano.⁵

Temperatura de combustión [°C]	750	850	1.000	1.100
Exceso de aire [$m^3_{\text{aire}} / m^3_{\text{CH}_4}$]	32	27,4	22,3	19,5
Exceso de aire [%]	236	187	133,5	105,3

El caudal volumétrico normalizado de aire requerido para 1.000 Nm³/h y 70% de CH₄ con un 100% de exceso de aire es:

$$Q_{N_{\text{aire}}} = 1.000[\text{Nm}^3 / \text{h}] \cdot \frac{70}{100} [\%] \cdot 19,5 [m^3_{\text{aire}} / m^3_{\text{CH}_4}] = 13.650 [\text{Nm}^3 / \text{h}] \quad 3.1$$

El caudal volumétrico normalizado de gases de combustión es:

$$Q_{N_{\text{gases}}} = 13.650 + 1.000 = 14.650 [\text{Nm}^3 / \text{h}] \quad 3.2$$

El caudal volumétrico normalizado debe ser corregido con la temperatura de combustión:

$$Q_{\text{gases}} = 14.650 [\text{Nm}^3 / \text{h}] \cdot \frac{(1.100 + 273,15)}{273,15} = 73.646 [\text{m}^3 / \text{h}] = 20,4 [\text{m}^3 / \text{s}] \quad 3.3$$

Por lo tanto el caudal volumétrico de los gases de combustión a 1.100°C es 73.646 m³/h.

Como aún no se saben las pérdidas de carga en la antorcha, se desprecia el tiro natural y se selecciona un ventilador centrífugo con las siguientes características (ver Figura 3.6 y Tabla 3.2):

⁵ Environment Agency (UK), Guidance on Landfill Gas Flaring, 1997.

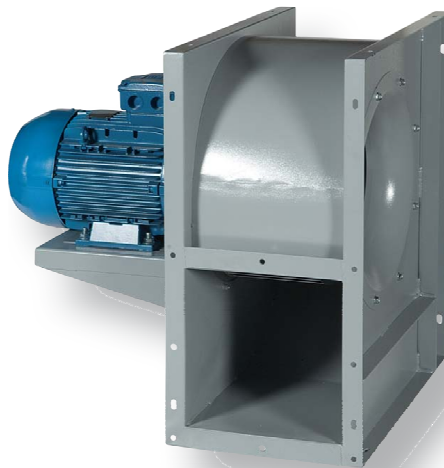


Figura 3.6: Ventilador centrífugo NOVOENT CR HTE/CR HTE BOX 710/6T.

Tabla 3.2: Características del ventilador NOVOENT CR HTE/CR HTE BOX 710/6T.

Revoluciones máximas [r/min]	900
Nivel de ruido [dB(A)]	77
Presión de entrada máx. [Pa]	598
Caudal máx. [m ³ /h]	22.000
Nº Fases del motor	3
Voltaje motor [V]	380

Las dimensiones del ventilador se aprecian en la Figura 3.7, Figura 3.8, Tabla 3.3 y Tabla 3.4.

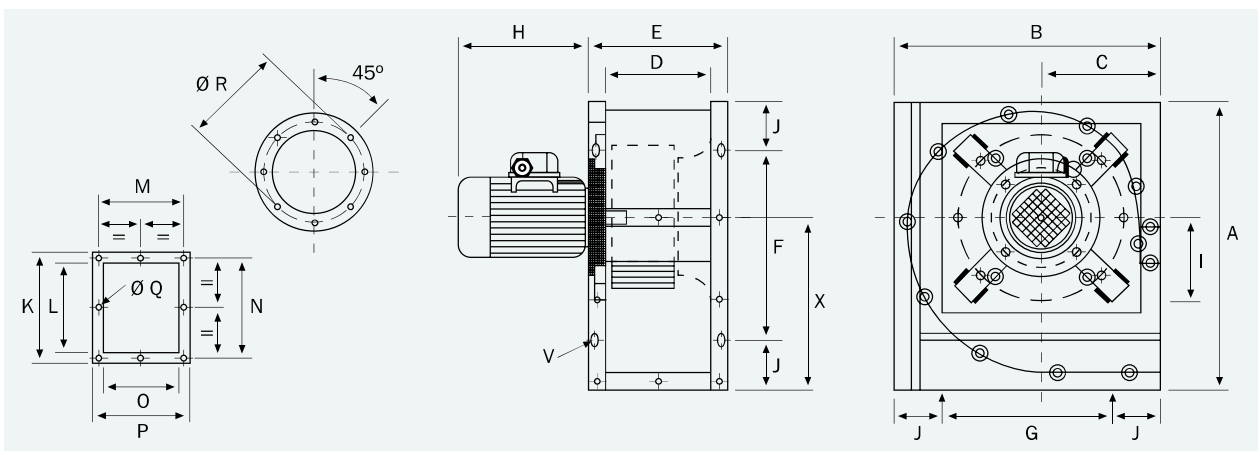


Figura 3.7: Dimensiones características del ventilador centrífugo NOVOENT CR HTE/CR HTE BOX 710/6T.

Tabla 3.3: Dimensiones características del ventilador centrífugo NOVOVENT CR HTE/CR HTE BOX 710/6T [mm].

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1.380	1.178	497	500	600	1.208	1.006	516	475	86
K	L	M	N	O	P	ØQ	ØR	V	X
675	573	547	620	500	600	17	775	10x20	814

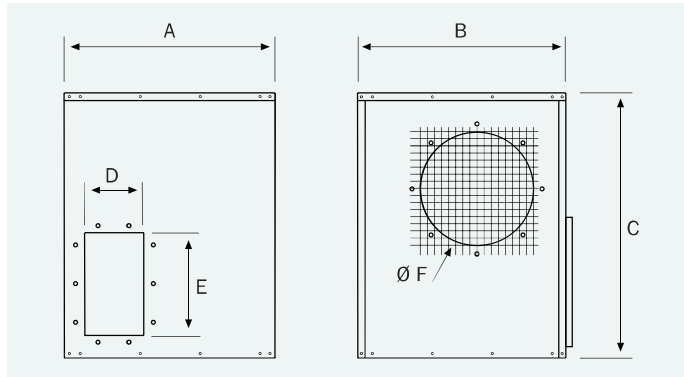


Figura 3.8: Dimensiones características del soporte del ventilador centrífugo NOVOVENT CR HTE/CR HTE BOX 710/6T.

Tabla 3.4: Dimensiones características del soporte del ventilador centrífugo NOVOVENT CR HTE/CR HTE BOX 710/6T [mm].

A	B	C	D	E	ØF
1.000	1.210	1.510	500	710	715

Según la curva característica del ventilador (ver Figura 3.9), para un caudal volumétrico de 14.650 Nm³/h de aire el ventilador genera una presión estática de 49 mm de H₂O lo que corresponde a 480 Pa en la boca de impulsión.

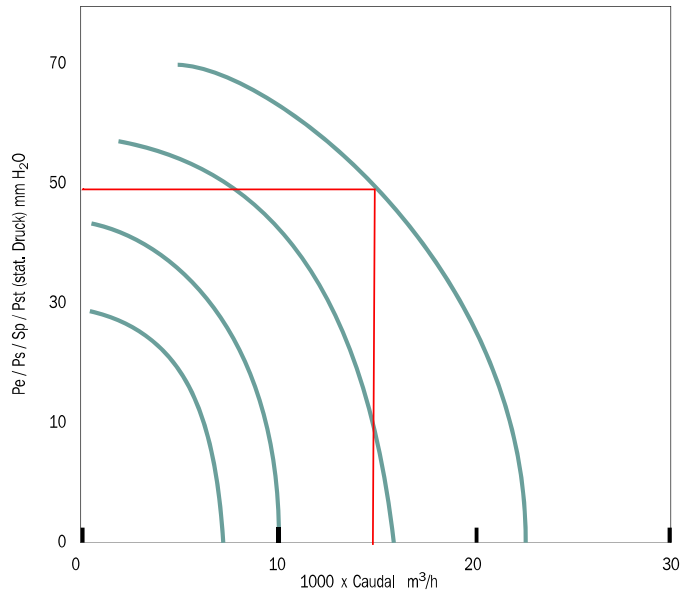


Figura 3.9: Curva característica del ventilador centrífugo NOVOENT CR HTE/CR HTE BOX 710/6T.

3.3.2 Dimensiones generales de la antorcha

A continuación se justifican las dimensiones generales de la antorcha. Con el diámetro interior y la altura de la antorcha, se puede calcular el volumen interior. Al dividir el volumen interior de la antorcha por el tiempo de residencia de los gases se obtiene el caudal volumétrico de los gases de combustión.

Como el caudal volumétrico de los gases de escape se calcula en la sección 3.3.1 y el tiempo de residencia de los gases de combustión debe ser de 0,3 segundos como mínimo según los parámetros de diseño enunciados en la sección 3.1, se elige un diámetro interior de la antorcha de 1,5 m para poder despejar la altura mínima de la antorcha.

$$Q_{\text{gases}} = \frac{\left(\pi \cdot \frac{d_i^2}{4} \right) \cdot H_a}{t_r} \Rightarrow \frac{20,4 [\text{m}^3 / \text{s}]}{\pi \cdot \frac{1,5^2}{4} [\text{m}^2]} = \frac{H_a}{0,3 [\text{s}]} \Rightarrow H_a \cong 3,45 [\text{m}] \quad 3.4$$

Donde:

Q_{gases} : Caudal volumétrico de gases de combustión [m^3/s].

d_i : Diámetro interno de la antorcha [m].

H_a : Altura de la antorcha [m].

t_r : Tiempo de retención de los gases de combustión [s].

La altura para retener los gases de combustión por un tiempo mínimo de 0,3 segundos es 3,45 m. Pero por recomendaciones de especialistas⁶, la altura debe ser por lo menos 3 a 4 veces el diámetro de la antorcha para mantener la llama confinada, por lo tanto se considera una altura de 6,5 m. Las dimensiones consideradas para la zona de recuperación se estiman en un 20% adicional a las dimensiones de la zona de destrucción. En resumen (ver Tabla 3.5):

Tabla 3.5: Dimensiones generales de la antorcha.

Altura zona de destrucción [m]	6,5
Diámetro interno zona de destrucción [m]	1,5
Altura zona de recuperación [m]	1,3
Diámetro interno zona zona de recuperación [m]	1,5

3.3.3 Potencia térmica generada

Para calcular la potencia térmica generada por la combustión del metano se considera que el poder calorífico inferior (LHV) de éste es 35,9 MJ/Nm³. Para un flujo de biogás de 1.000 Nm³/h y una concentración de 70% de metano CH₄ se tiene que la potencia térmica generada por la combustión es:

$$P_{th} = Q_{biogás} \cdot LHV_{CH_4} \cdot f_{CH_4} = 1.000[\text{Nm}^3/\text{h}] \cdot 35,9[\text{MJ}/\text{Nm}^3] \cdot \frac{70}{100}[\%] = \frac{25.130[\text{MJ}/\text{h}]}{3.600} = 6,98[\text{MW}] \quad 3.5$$

Donde:

P_{th} : Potencia térmica generada [MW].

$Q_{biogás}$: Caudal volumétrico de biogás [Nm³/h].

LHV_{CH_4} : Poder calorífico inferior del CH₄ [MJ/ Nm³].

f_{CH_4} : Concentración volumétrica de CH₄ en el biogás [%].

Los quemadores seleccionados deben ser capaces de trabajar para la máxima potencia generada. Para 6,98 MW generados aplican 3 quemadores de alta presión EQA 93 ya que el caudal máximo para estos quemadores es de 400 m³/h de biogás. El quemador se aprecia en la Figura 3.10.

⁶ Environment Agency (UK), Guidance on Landfill Gas Flaring, 1997.



Figura 3.10: Quemador de alta presión EQA 93.

3.3.4 Pérdidas térmicas

Para estimar la potencia perdida a través de la pared de la antorcha se considera la peor condición de operación, en la cual no existe convección forzada en el exterior de la antorcha y la temperatura ambiente es la más alta (40 °C).

La temperatura de la pared exterior de la antorcha se fija en 70 °C según los parámetros de diseño enunciados en la sección 3.1. El coeficiente de radiación de la superficie de la antorcha y de convección libre usados para esta estimación son 1 y 8 W/m²·K respectivamente según la referencia⁷. Se desprecia la irradiación solar. La Figura 3.11 muestra un esquema de las pérdidas térmicas en la antorcha bajo la peor condición de operación.

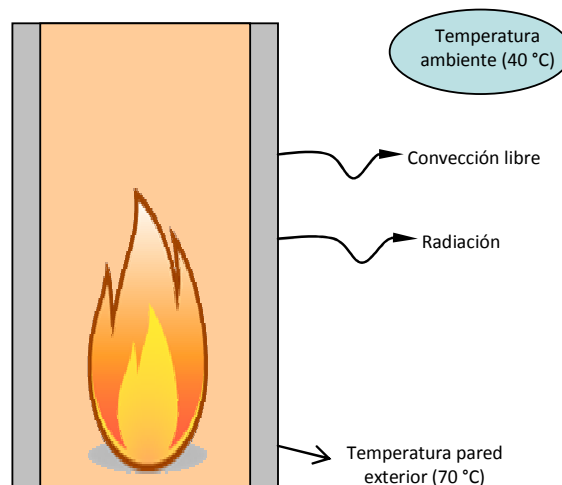


Figura 3.11: Esquema de las pérdidas térmicas en la antorcha.

⁷ Engineering Tool Box (USA), Coeficientes globales de transferencia de calor, < http://www.engineeringtoolbox.com/heat-transfer-coefficients-exchangers-d_450.html>, Accesado Junio 2009.

Se considera el manto interior para aproximar la potencia perdida a través de la pared de la antorcha.

En la Ecuación 3.6 se calcula la pérdida térmica a través de la pared de la antorcha.

$$\begin{aligned} P_{th_{p\acute{e}rdidas}} &= (\pi \cdot d_i \cdot H_a) \cdot (h_{re} + h_{cl}) \cdot (\bar{T}_{pe} - T_a) = \\ &= (\pi \cdot 1,5[m] \cdot 7,8[m]) \cdot (1[W/m^2 \cdot K] + 8[W/m^2 \cdot K]) \cdot (70[^\circ C] - 40[^\circ C]) = 9,9[kW] \end{aligned} \quad 3.6$$

Donde:

$P_{th_{p\acute{e}rdidas}}$: Pérdidas térmicas a través de la pared de la antorcha [kW].

d_i : Diámetro interno de la antorcha [m].

H_a : Altura de la antorcha [m].

h_{cl} : Coeficiente convección libre externo [W/m²·K].

h_{re} : Coeficiente radiativo externo [W/m²·K].

\bar{T}_{pe} : Temperatura media de manto externo de la antorcha [°C].

T_a : Temperatura ambiente [°C].

Por lo tanto la potencia térmica perdida a través de la pared bajo la peor condición de operación son 9,9 kW lo que es equivalente a 271 W/m².

3.3.4.1 Manto refractario

La función del manto refractario es soportar las altas temperaturas al interior de la antorcha. El material más común usado como refractario son ladrillos base alúmina (óxido de aluminio Al₂O₃).

En este caso se considera un ladrillo refractario radial INDUCEL 500 base alúmina y sílice con una densidad de 550 kg/m³, una conductividad térmica de 0,2 [W/m·K] para una temperatura media de 1100 °C y dimensiones de 230 x 114 x 63/44 mm.

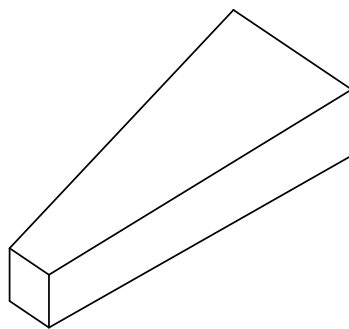


Figura 3.12: Ladrillo refractario INDUCEL 500 base alúmina - sílice.

Como las pérdidas térmicas a través de la pared de la antorcha son 8,3 kW, se tiene que se pierden 271 W por m².

A continuación se estima la temperatura de la cara exterior del manto refractario considerando un espesor de 230 mm. Se utiliza la Ecuación 3.7 que es una aproximación para pared plana.

$$e_{\text{refractario}} = \frac{\lambda_{\text{refractario}} \cdot (T_{\text{combustión}} - \bar{T}_{\text{per}})}{\rho_{\text{th}_{\text{pérdidas}}}} \Rightarrow \bar{T}_{\text{per}} = T_{\text{combustión}} - \left(\frac{e_{\text{refractario}} \cdot \rho_{\text{th}_{\text{pérdidas}}}}{\lambda_{\text{refractario}}} \right) \Rightarrow$$

$$\bar{T}_{\text{per}} = 1000[^\circ\text{C}] - \frac{0,23[\text{m}] \cdot 271[\text{W}/\text{m}^2]}{0,2[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]} = 788[^\circ\text{C}]$$
3.7

Donde:

$e_{\text{refractario}}$: Espesor del manto refractario [m].

$T_{\text{combustión}}$: Temperatura de combustión [°C].

\bar{T}_{per} : Temperatura de cara exterior del manto refractario [°C].

$\lambda_{\text{refractario}}$: Conductividad térmica del material refractario [W/m·K].

$\rho_{\text{th}_{\text{pérdidas}}}$: Pérdidas de potencia a través de la pared de la antorcha [W/m²].

Con un manto refractario de 230 mm de espesor se logra bajar la temperatura a 788 °C. En la sección 3.3.4.2 se estima el espesor del manto aislante.

El recubrimiento refractario de la antorcha tiene una masa aproximada de:

$$M_{\text{refractario}} = \rho_{\text{refractario}} \cdot \pi \cdot (r_{\text{externo}}^2 - r_{\text{interno}}^2) \cdot H_T \Rightarrow$$

$$\Rightarrow 550[\text{kg}/\text{m}^3] \cdot \pi \cdot (0,98^2[\text{m}] - 0,75^2[\text{m}]) \cdot 7,8[\text{m}] = 5.362[\text{kg}]$$
3.8

Donde:

$M_{\text{refractario}}$: Masa del manto refractario a utilizar [kg].

$\rho_{\text{refractario}}$: Densidad del manto refractario [kg/m³].

r_{externo} : Radio externo del manto refractario [m].

r_{interno} : Radio interno del manto refractario [m].

H_T : Altura total de la antorcha [m].

3.3.4.2 Manto aislante

A continuación se estima el espesor de manto aislante necesario para bajar la temperatura de pared de 788 a 70 °C como máximo, según requerimiento planteado en la sección 3.1. Se desprecia el gradiente de temperatura que se genera en la chapa metálica.

La opción para el manto aislante es un bloque radial microporoso MICROTHERM que se aprecia en Figura 3.13.

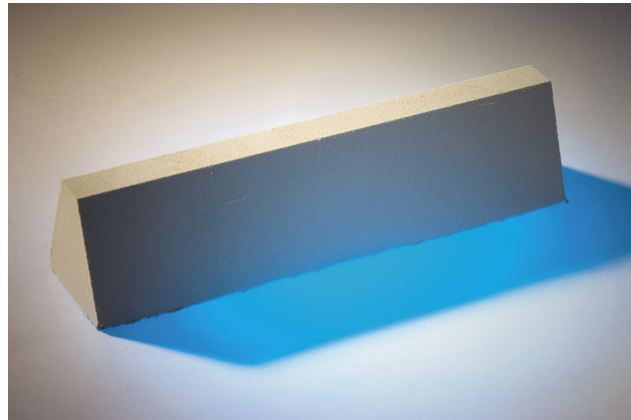


Figura 3.13: Bloque microporoso MICROTHERM.

Las características del bloque aislante son (Tabla 3.6):

Tabla 3.6: Características físicas del bloque radial microporoso MICROTHERM.⁸

Límite de temperatura [°C]	1.000
Punto de fusión [°C]	1.760
Conductividad térmica [W/m·K]	0,025-0,035
Densidad [kg/m³]	320

Se utiliza la Ecuación 3.9 que es una aproximación para pared plana.

$$e_{\text{aislante}} = \frac{\lambda_{\text{aislante}} \cdot (T_{\text{combustión}} - \bar{T}_{\text{pe}})}{p_{\text{th}_{\text{pérdidas}}}} = \frac{0,03[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}] \cdot (788[^\circ\text{C}] - 70[^\circ\text{C}])}{271[\text{W}/\text{m}^2]} = 0,079[\text{m}] \quad 3.9$$

Donde:

e_{aislante} : Espesor del manto aislante [m].

$T_{\text{combustión}}$: Temperatura de combustión [°C].

⁸ MICROTHERM (USA), Insulating References, 2009.

\bar{T}_{pe} : Temperatura de cara exterior del manto aislante [°C].

$\lambda_{\text{aislante}}$: Conductividad térmica del material aislante [W/m·K].

$p_{\text{th}_{\text{pérdidas}}}$: Pérdidas de potencia a través de la pared de la antorcha [W/m²].

Por lo tanto para conseguir una temperatura de pared externa de 70°C, se necesita un espesor de 79 mm de manto aislante de una conductividad térmica de 0,03 W/m·K.

El recubrimiento aislante de la antorcha tiene una masa aproximada de:

$$\begin{aligned} M_{\text{refractario}} &= \rho_{\text{refractario}} \cdot \pi \cdot (r_{\text{externo}}^2 - r_{\text{interno}}^2) \cdot H_T \Rightarrow \\ &\Rightarrow 320[\text{kg}/\text{m}^3] \cdot \pi \cdot (1,06^2[\text{m}] - 0,98^2[\text{m}]) \cdot 7,8[\text{m}] = 1.279[\text{kg}] \end{aligned} \quad 3.10$$

Donde:

$M_{\text{refractario}}$: Masa del manto aislante a utilizar [kg].

$\rho_{\text{refractario}}$: Densidad del manto aislante [kg/m³].

r_{externo} : Radio externo del manto aislante [m].

r_{interno} : Radio interno del manto aislante [m].

H_T : Altura total de la antorcha [m].

3.3.4.3 Chapa de acero

Para la estructura de la antorcha se elige una chapa de acero ASTM A-36 de 8 mm de espesor la cual debe ser verificada por el cálculo estructural. El peso teórico de esta plancha es 64 kg/m². Se considera para esta etapa de diseño, que la temperatura externa del manto aislante es la misma que la del manto externo de la chapa de acero.



Figura 3.14: Chapa de acero ASTM A-36.⁹

⁹ Aceros Sack (Chile), Catalogo de aceros, 2009.

Esta chapa se puede encontrar en anchos de: 2.000, 2.440 y 3.000 mm, y en largos de 6 y 12 m.

Para un diámetro externo de la antorcha de 2,12 m y una altura de 7,8 m se tiene un manto externo de 52 m², por lo tanto la masa aproximada de la chapa de acero utilizada es de 3.328 kg.

Las propiedades mecánicas del acero ASTM A-36 se enuncian en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7: Propiedades mecánicas del acero ASTM A-36.

Esfuerzo de fluencia [Mpa]	205
Modulo de elasticidad [Gpa]	205
Dureza [HB]	111

De manera preliminar se verifica el espesor de la plancha utilizada para compresión longitudinal. Para eso se estima un sobrepeso del 30% por efecto del intercambiador de calor y accesorios varios.

Por tanto el peso total estimado de la antorcha es:

$$P = (5.362[kg] + 1.279[kg] + 3.328[kg]) \cdot 9,8[m/s] \cdot 1,3 = 127[kN] \quad 3.11$$

Para verificar el espesor elegido de chapa de acero, se calcula la compresión longitudinal en la antorcha y se compara con el esfuerzo de fluencia del material.

$$\frac{P}{A} \leq \frac{S_{cl}}{F.S} \Rightarrow \frac{127[kN]}{0,124[m^2]} = 1,02[Mpa] \leq \frac{205[Mpa]}{1,5} = 136[Mpa] \quad 3.12$$

Donde:

P: Peso de la antorcha [N].

A: Sección transversal de la chapa de acero [m].

S_{cl}: Esfuerzo de fluencia del material utilizado [Mpa].

F.S: Factor de seguridad.

Por lo tanto para compresión longitudinal y con un factor de seguridad de 1,5 según norma ASME STS-1-2000, la chapa de acero ASTM A-36 de 8 mm de espesor admite sin problemas las solicitaciones por efecto de las cargas estáticas. En la sección 3.4 se realizara una verificación estructural detallada incluyendo las cargas sísmicas y eólicas.

3.3.5 Fundación

La masa total aproximada de la antorcha es:

$$M_{total} = 5.362[kg] + 1.279[kg] + 3.328[kg] = 9.969[kg] \quad 3.13$$

Una vez obtenida la masa total de la antorcha, se aproxima el esfuerzo de corte basal¹⁰:

$$Q_o = C \cdot I \cdot M_{total} = 0,32 \cdot 1,2 \cdot 8.304[kg] = 3.828[kg] \quad 3.14$$

Donde:

Q_o : Esfuerzo de corte en la base [kg].

C: Coeficiente sísmico.

I: Coeficiente de importancia.

M_{total} : Masa total aproximada de la antorcha [kg].

Para una aproximación bastante gruesa, el coeficiente sísmico y de importancia son obtenidos de la Norma Chilena 2363.Of2003.

Por tanto el momento del sismo:

$$Mo_{sismo} = Q_o \cdot H_T = 3.828[kg] \cdot 7,8[m] = 29.859[kg \cdot m] \quad 3.15$$

Donde:

Mo_{sismo} = Momento del sismo [kg·m]

Q_o : Esfuerzo de corte en la base [kg].

H_T : Altura total de la antorcha [m].

Es importante dar cuenta que el momento del sismo se genera respecto del brazo entre el centro de masa y la base de la antorcha, pero para efectos de seguridad se considera que el brazo es la altura total de la antorcha.

La Figura 3.15 muestra un diagrama de la fundación de la antorcha.

¹⁰ INN (Chile), Norma Chilena, NCh 2369.Of2003: Diseño sísmico de estructuras e instalaciones industriales, 2003.

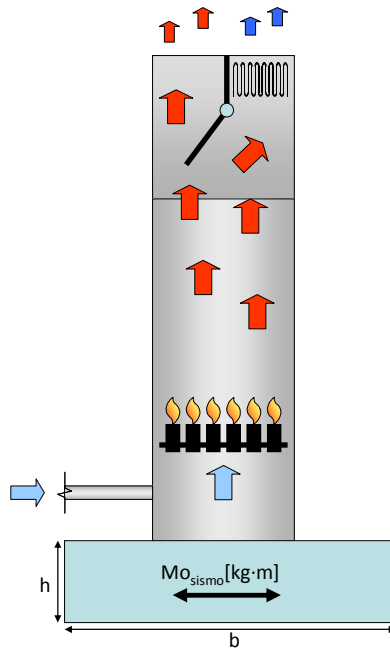


Figura 3.15: Diagrama de la fundación de la antorcha.

El volumen de la fundación es:

$$V_{\text{fundación}} = b^2 \cdot h \quad 3.16$$

Donde:

b: Lado de la fundación [m].

h: Altura de la fundación [m].

Asumiendo una fundación cuadrada de lado $b=4$ m y construida con hormigón de densidad 2.700 kg/m^3 , según ASME STS-1-2000, se tiene que la altura h de la fundación es:

$$\begin{aligned} (\rho_c \cdot b^2 \cdot h + M_{\text{total}}) \cdot \frac{b}{2} &\geq 1,5 \cdot Mo_{\text{sismo}} \Rightarrow \\ \Rightarrow (2700[\text{kg/m}^3] \cdot 4^2 [\text{m}] \cdot h + 9.969[\text{kg}]) \cdot \frac{4[\text{m}]}{2} &\geq 1,5 \cdot 29.859[\text{kg} \cdot \text{m}] \Rightarrow h = 0,28[\text{m}] \end{aligned} \quad 3.17$$

Donde:

ρ_c : Densidad del hormigón [kg/m^3].

b: Lado de la fundación [m].

h: Altura de la fundación [m].

$M_{o_{\text{sismo}}}$: Momento del sismo [kg·m]

Por lo tanto resulta una fundación de dimensiones 4 x 4 x 0,28 m y por tanto se requiere 4,48 m³ de hormigón.

3.3.6 Tiro

Considerando solo la altura de la zona de destrucción y despreciando las pérdidas, el tiro natural se puede estimar con la diferencia de densidades entre los gases de combustión y el aire atmosférico.

La densidad para los gases de combustión es calculada con la Norma Española UNE¹¹:

$$\rho_{\text{gases}} = 101.325 \cdot \frac{(1 - 0,00042 \cdot A_d)}{R \cdot T_{\text{combustión}}} = 101.325 \cdot \frac{(1 - 0,00042 \cdot 500[\text{m}])}{300[\text{J/kg} \cdot \text{K}] \cdot 1.273[\text{K}]} = 0,21[\text{kg} / \text{m}^3] \quad 3.18$$

Donde:

ρ_{gases} : Densidad de los gases de combustión [kg/m³].

A_d : Altitud [m.s.n.m].

R: Elasticidad de los gases de combustión 300 [J/kg·K].

$T_{\text{combustión}}$: Temperatura de combustión [K].

Considerando por tanto una densidad atmosférica de 1,293 kg/m³, una densidad de los gases de combustión de 0,21 kg/m³, una altura de antorcha de 6,5 m y una aceleración de gravedad de 9,8 m/s², se tiene que el tiro natural (Tiro_n) es:

$$\text{Tiro}_n = g \cdot H_T \cdot (\rho_{\text{gases}} - \rho_a) = 9,8[\text{m} / \text{s}^2] \cdot 6,5[\text{m}] \cdot (1,293[\text{kg} / \text{m}^3] - 0,21[\text{kg} / \text{m}^3]) = 68,9[\text{Pa}]. \quad 3.19$$

Donde:

Tiro_n : Tiro natural [Pa].

g : Aceleración de gravedad [m/s²].

H_T: Altura total de la antorcha [m].

ρ_{gases} : Densidad de los gases de combustión [kg/m³].

ρ_a : Densidad atmosférica [kg/m³].

¹¹ Aenor (España), Norma Española UNE 123-001-94: Cálculo y diseño de chimeneas, 1994.

Las pérdidas de carga se estiman con la Norma Española UNE¹¹. El factor de fricción se calcula con la siguiente expresión:

$$f = 0,118 \cdot \frac{r^{0,25}}{(D_{hi})^{0,4}} = \frac{0,118 \cdot 3^{0,25} [\text{mm}]}{(1,5[\text{m}])^{0,4}} = 0,132 \quad 3.20$$

Donde:

f : Factor de fricción.

r : Rugosidad del refractario [mm].

D_{hi} : Diámetro hidráulico de la antorcha [m].

Las pérdidas de carga por lo tanto son:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \left[\rho_{\text{gases}} \cdot \frac{(V_{\text{gases}})^2}{2} \cdot \frac{f \cdot H_{\text{des}}}{D_{hi}} \right] \cdot fs \\ &= \left[1,293 [\text{kg} / \text{m}^3] \cdot \frac{(11,5[\text{m} / \text{s}])^2}{2} \cdot \frac{0,11 \cdot 6,5[\text{m}]}{1,5[\text{m}]} \right] \cdot 1,3 = 52,9[\text{Pa}] \end{aligned} \quad 3.21$$

Donde:

Δp : Pérdidas de carga en la antorcha [Pa].

ρ_{gases} : Densidad de los gases de combustión [kg/m³].

V_{gases} : Velocidad de los gases de combustión [m/s].

f : Factor de fricción.

H_{des} : Altura de destrucción de la antorcha [m].

D_{hi} : Diámetro hidráulico interno de la antorcha [m].

fs : Factor de seguridad de construcción.

Como las pérdidas de carga son cercanas al tiro natural, aún no considerando la zona de recuperación e intercambiador de calor, en primera aproximación se supone que el aporte de aire para combustión es realizado en totalidad por el ventilador centrífugo.

3.3.7 Recuperador de calor

Para estimar el área del recuperador se supone que la entrada de los gases de combustión es igual a la temperatura de combustión, la temperatura de salida de los gases de combustión es igual a 500°C (ver

sección 3.1) y que las temperaturas de entrada y salida del fluido térmico (Aceite térmico) es 70 y 220°C respectivamente (temperatura media de 145°C, ver sección 3.1)

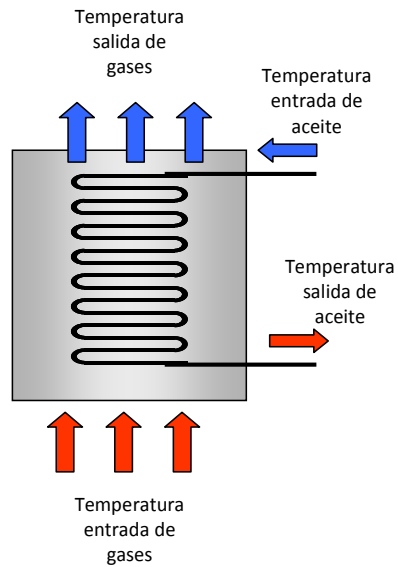


Figura 3.16: Esquema del recuperador de calor.

La diferencia de temperaturas logarítmica media $\Delta T_{m_{in}}$ es:

$$\Delta T_{m_{in}} = \frac{\Delta T_{entrada} - \Delta T_{salida}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{entrada}}{\Delta T_{salida}}\right)} = \frac{(1.100[^\circ\text{C}] - 220[^\circ\text{C}]) - (500[^\circ\text{C}] - 70[^\circ\text{C}])}{\ln\left(\frac{1.100[^\circ\text{C}] - 220[^\circ\text{C}]}{500[^\circ\text{C}] - 70[^\circ\text{C}]}\right)} = 593[^\circ\text{C}] \quad 3.22$$

Luego el área del recuperador es:

$$A = \frac{P_{th_{rec}}}{U \cdot \Delta T_{m_{in}}} = \frac{250.000[\text{W}]}{150[\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}] \cdot 593[^\circ\text{C}]} = 2,8[\text{m}^2] \quad 3.23$$

Donde:

A: Área del recuperador [m^2].

$P_{th_{rec}}$: Potencial recuperado¹² [W].

U: Coeficiente global de transferencia de calor [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$].

$\Delta T_{m_{in}}$: Diferencia de temperaturas logarítmica media [$^\circ\text{C}$].

El coeficiente global de transferencia usado¹³ para esta estimación es de 150 $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, bastante alto ya que se debe considerar el intercambio térmico por radiación.

¹² Ver sección 3.1.

3.3.7.1 Fluido térmico

La temperatura máxima a la que puede ser sometido el fluido térmico del recuperador de calor es 220°C. El aceite térmico usado para este propósito es PARATHERM HE, las principales características se aprecian en la Tabla 3.8.

Tabla 3.8: Principales características del fluido térmico PARATHERM HE¹⁴.

Punto de inflamación [°C]	227
Punto de combustión [°C]	260
Autoencendido [°C]	371
Coefficiente de expansión térmica [1/°C]	$1,06 \times 10^{-3}$
Densidad a 16°C [kg/m ³]	865,1
Alcance óptimo de uso [°C]	66 - 316

3.3.7.2 Bomba de impulsión para el fluido térmico

Se necesita impulsar un caudal volumétrico de 3,28 m³/h de fluido térmico PARATHERM HE para recuperar 250 kW térmicos. Se estima que se necesitan 16 m de altura manométrica para suplir las pérdidas de carga y el levante del fluido.

La bomba para fluido térmico MAGNATEX Serie MPH 222 es suficiente para la aplicación requerida (ver Figura 3.17). El rango de operación de la bomba se aprecia en la Figura 3.18.

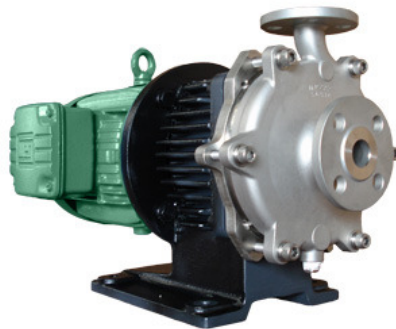


Figura 3.17: Bomba para fluido térmico MAGNATEX Serie MPH.

¹³ Engineering Tool Box (USA), Coeficientes globales de transferencia de calor, <http://www.engineeringtoolbox.com/heat-transfer-coefficients-exchangers-d_450.html>, Accesado Junio 2009.

¹⁴ Parather (USA), Catálogo de aceites térmicos, <<http://www.paratherm.com>>, Accesado Agosto 2009.

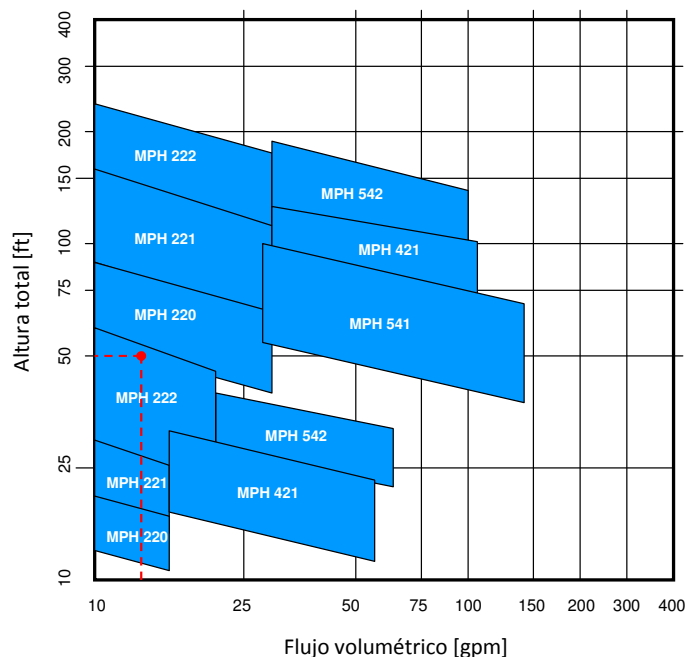


Figura 3.18: Rango de funcionamiento de la bomba para fluido térmico MAGNATEX Serie MPH 222.

3.3.8 Sistema de control

El sistema de control de la antorcha tiene la misión de:

1. Regular el flujo volumétrico de aire necesario para combustionar el biogás, para mantener un exceso de aire del 100%. Para ésto se necesita:
 - Medir flujo volumétrico de biogás y concentración de metano CH_4 a la entrada del combustor.
 - Medir la temperatura y composición de los gases de escape (CO_2 , O_2 , THC, NO_x y SO_x) a la salida de la zona de recuperación.
 - Controlar el flujo volumétrico de aire regulando el paso de aire a través de las celosías o del ventilador centrífugo.

En la Figura 3.19 se aprecia un esquema del sistema de control para la destrucción de metano.

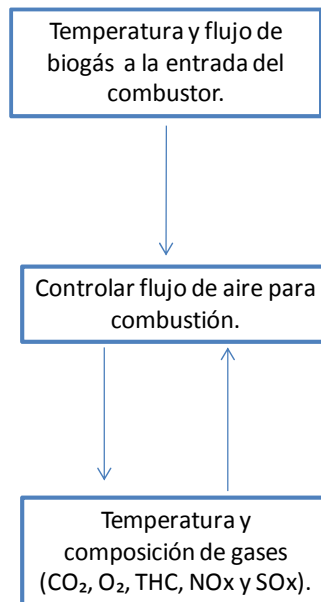


Figura 3.19: Esquema de control para destrucción de metano.

2. Regular el desvío de gases de combustión, para mantener una recuperación de 250 kW.
 - Medir de la temperatura de entrada y salida del aceite térmico en el recuperador de calor.
 - Controlar el flujo de gases de combustión hacia el recuperador.

En la Figura 3.20 se aprecia un esquema de control para la recuperación de calor.

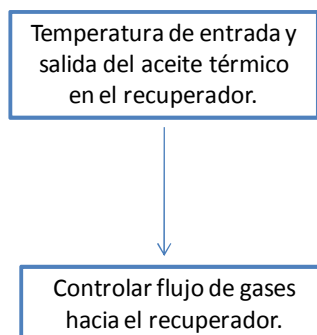


Figura 3.20: Esquema de control para recuperación.

3.4 Cálculo de la estación

3.4.1 Introducción

En varias de las siguientes secciones, el cálculo de la antorcha se aborda separando ésta en dos zonas:

- Zona I: Zona de destrucción del metano en la cual combustiona el biogás (ver Figura 3.21). Aplican los parámetros de diseño relacionados con este propósito (ver sección 3.1).
- Zona II: Zona de recuperación que aprovecha la entalpía de los gases de combustión, recuperando calor a través de un intercambiador, con la ventaja de regular el potencial recuperado a través de dispositivo controlador del flujo de los gases de combustión (ver Figura 3.21). Aplican los parámetros de diseño relacionados con este propósito (ver sección 3.1).

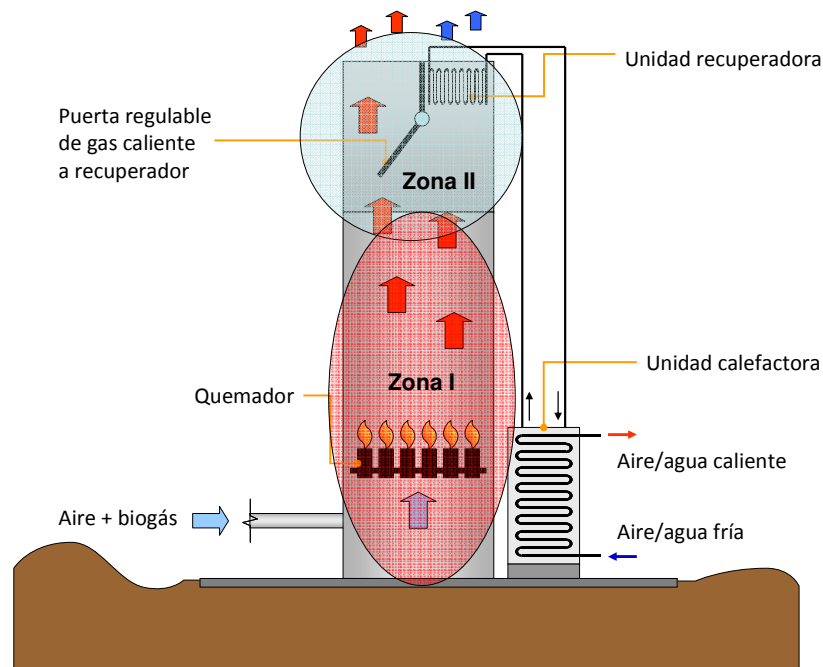


Figura 3.21: Definición de zonas para cálculo de la antorcha de biogás.

La zona I tiene la geometría cilíndrica típica de las antorchas de biogás, mientras que en la zona II, ésta cambia a sección cuadrada y se agrega una puerta regulable de manera de controlar el paso de los gases de combustión hacia el recuperador.

Las condiciones extremas de operación de la antorcha son tomadas como base del diseño de ésta. Por tanto todos los cálculos muestran los resultados para ambas situaciones. Las condiciones se resumen en la Tabla 3.9.

Tabla 3.9: Condiciones extremas de operación de la antorcha.

	Condición 1	Condición 2
Caudal volumétrico de biogás [Nm ³ /h]	1.000	100
Concentración volumétrica de metano [%]	70	30

La condición 1 es la que genera mayor potencia térmica e incluye recuperación de 250 kW, la condición 2 no incluye recuperación ya que la potencia térmica generada es insuficiente para este propósito. La condición mínima para recuperación se determina al dimensionar el recuperador de calor y es basada en la temperatura mínima de los gases evacuados a la atmósfera (ver secciones 3.1 y 3.4.6.4).

3.4.2 Metodología de cálculo

En la Figura 3.22 se muestra la metodología de cálculo de la antorcha de destrucción de metano.

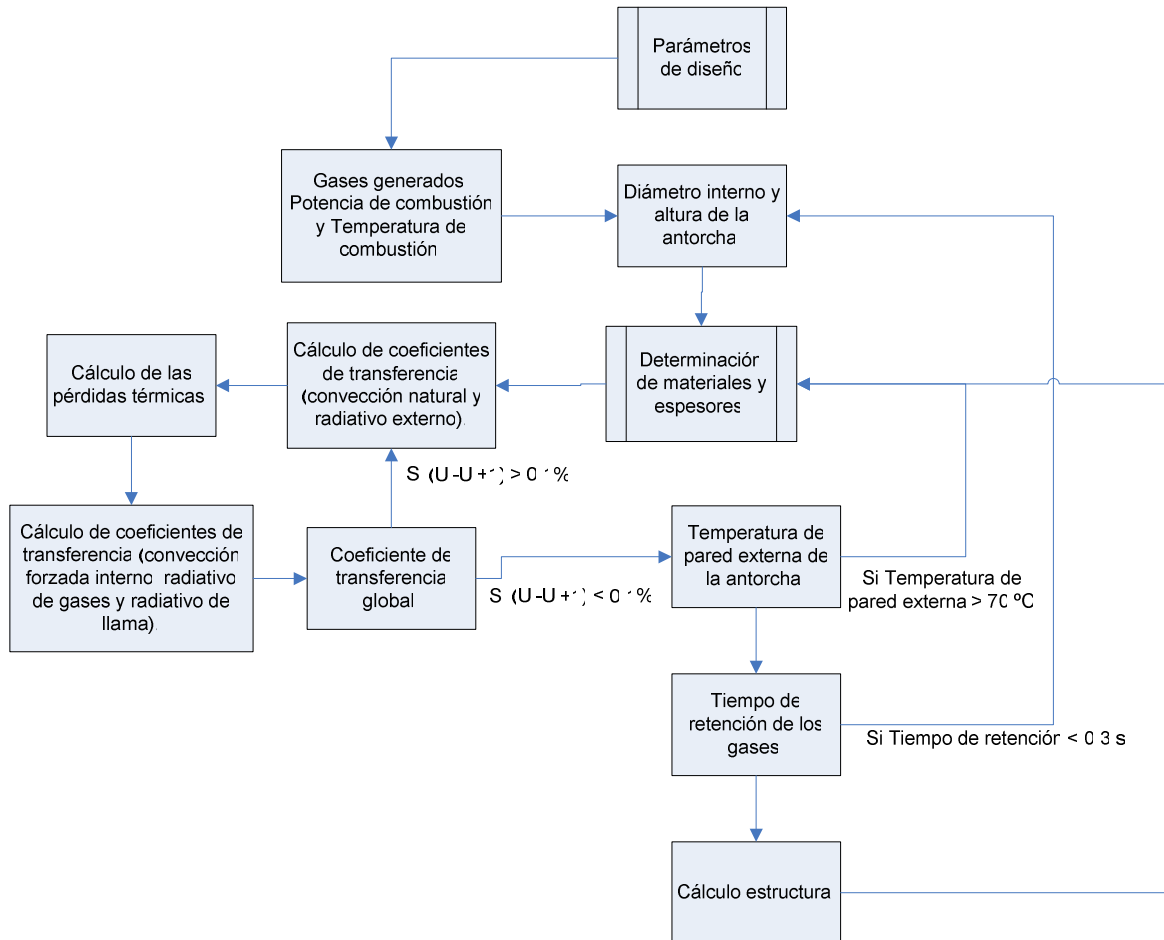


Figura 3.22: Metodología de cálculo de la antorcha.

3.4.3 Propiedades de gases

En la Tabla 3.10 se muestran las propiedades utilizadas de los gases involucrados en el proceso de combustión del biogás. Las densidades están normalizadas para 1 atmósfera de presión y 0°C de temperatura.

Tabla 3.10: Propiedades de interés de los gases involucrados en la combustión del biogás [20] .

Densidad [ρ]	[kg/Nm ³]
CH ₄	0,7174
Aire	1,293
O ₂	1,429
CO ₂	1,97
Masa molar [M]	[kg/kmol]
C	12,001
H ₂	2,016
O ₂	31,99
N ₂	28,013
CH ₄	16,033
Entalpía estándar de formación [ΔH°_f]	[Kcal/kmol]
CO ₂	-94,1
H ₂ O	-57,8
CH ₄	-17,9

3.4.4 Combustión del biogás

3.4.4.1 Combustible

El caudal de biogás contiene una proporción de combustible que esta dado por la concentración volumétrica de metano. Así el caudal volumétrico y el flujo másico de combustible se obtiene en las ecuaciones:

$$Q_{\text{combustible}} = Q_{\text{biogás}} \cdot \frac{f_{\text{CH}_4}}{100} \cdot \frac{\rho_{\text{CH}_4}}{M_{\text{CH}_4}} \quad 3.24$$

Donde:

$Q_{\text{combustible}}$: Caudal molar de CH₄ [kmol_{CH₄}/h].

$Q_{\text{biogás}}$: Caudal volumétrico de biogás [Nm³/h].

f_{CH_4} : Concentración volumétrica de CH₄ en el biogás [%].

ρ_{CH_4} : Densidad del CH₄ [kg/ Nm³].

M_{CH_4} : Masa molar del CH_4 [kg/kmol].

$$W_{\text{combustible}} = Q_{\text{biogás}} \cdot \frac{f_{CH_4}}{100} \cdot \rho_{CH_4} \quad 3.25$$

Donde:

$W_{\text{combustible}}$: Flujo másico de CH_4 [kg/h].

$Q_{\text{biogás}}$: Caudal volumétrico de biogás [Nm^3/h].

f_{CH_4} : Concentración volumétrica de CH_4 en el biogás [%].

ρ_{CH_4} : Densidad del CH_4 [kg/ Nm^3].

Los resultados se muestran en la Tabla 3.11.

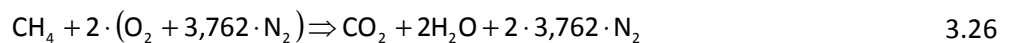
Tabla 3.11: Caudal molar y flujo másico de combustible.

	Condición 1	Condición 2
Caudal molar de CH_4 [$kmol_{CH_4}/h$]	31,3	1,3
Flujo másico de CH_4 [kg/h]	502,1	21,5

3.4.4.2 Combustión estequiométrica¹⁵

Se calcula el aire requerido, la relación aire-combustible y el flujo másico de aire requerido para realizar una combustión estequiométrica.

La reacción estequiométrica de CH_4 y aire atmosférico para 1 kmol de combustible es:



Por lo tanto utilizando las propiedades de la sección 3.4.3 se tiene:

$$\text{aire}_{\text{stq}} = 2 \cdot (M_{O_2} + 3,762 \cdot M_{N_2}) \quad 3.27$$

Donde:

aire_{stq} : Aire requerido para combustión estequiométrica [$kg_{\text{aire}}/kmol_{CH_4}$].

M_{O_2} : Masa molar del O_2 [kg/kmol].

M_{N_2} : Masa molar del N_2 [kg/kmol].

¹⁵ [25]

La relación aire-combustible se obtiene de:

$$r_{a/c} = \frac{\text{aire}_{\text{stq}}}{M_{\text{CH}_4}} \quad 3.28$$

Donde:

$r_{a/c}$: Relación aire-combustible estequiométrico [$\text{kg}_{\text{aire}}/\text{kg}_{\text{CH}_4}$].

aire_{stq} : Aire requerido para combustión estequiométrica [$\text{kg}_{\text{aire}}/\text{kmol}_{\text{CH}_4}$].

M_{CH_4} : Masa molar del CH_4 [kg/kmol].

Para el flujo másico de aire requerido para combustión estequiométrica se tiene:

$$W_{\text{aire-stq}} = r_{a/c} \cdot \rho_{\text{CH}_4} \cdot Q_{\text{biogás}} \cdot \frac{f_{\text{CH}_4}}{100} \quad 3.29$$

Donde:

$W_{\text{aire-stq}}$: Flujo másico de aire requerido para combustión estequiométrica [kg/h].

$r_{a/c}$: Relación aire-combustible estequiométrico [$\text{kg}_{\text{aire}}/\text{kg}_{\text{CH}_4}$].

ρ_{CH_4} : Densidad del CH_4 [kg/Nm^3].

$Q_{\text{biogás}}$: Caudal volumétrico de biogás [Nm^3/h].

f_{CH_4} : Concentración volumétrica de CH_4 en el biogás [%].

Los resultados se muestran en la Tabla 3.12.

Tabla 3.12: Resultados de la combustión estequiométrica.

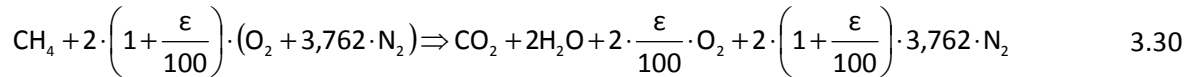
	Condición 1	Condición 2
Aire requerido [$\text{kg}_{\text{aire}}/\text{kmol}_{\text{CH}_4}$].	274,7	274,7
Relación aire-combustible [$\text{kg}_{\text{aire}}/\text{kg}_{\text{CH}_4}$].	17,1	17,1
Flujo másico de aire requerido [kg/h].	8.605,4	368,8

3.4.4.3 Combustión con exceso de aire¹⁶

Se calcula el aire requerido, la relación aire-combustible, el flujo másico de aire requerido y el caudal de aire requerido para una combustión de metano con exceso de aire.

¹⁶ [25]

La reacción general del metano CH₄ con exceso de aire para 1 kmol de metano es:



El aire requerido para una combustión con exceso se calcula en base al aire requerido para una combustión estequiométrica.

$$\text{aire}_{\text{exceso}} = \text{aire}_{\text{stq}} \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon}{100}\right) \quad 3.31$$

Donde:

aire_{exceso}: Aire requerido para combustión con exceso [kg_{aire}/kmol_{CH₄}].

aire_{stq}: Aire requerido para combustión estequiométrica [kg_{aire}/kmol_{CH₄}].

ε: Exceso de aire [%].

Para la relación aire-combustible con exceso se tiene:

$$r_{a/c \text{ exceso}} = \frac{\text{aire}_{\text{exceso}}}{M_{\text{CH}_4}} \quad 3.32$$

Donde:

r_{a/c exceso}: Relación aire-combustible con exceso [kg_{aire}/kg_{CH₄}].

aire_{exceso}: Aire requerido para combustión con exceso [kg_{aire}/kmol_{CH₄}].

M_{CH₄}: Masa molar del CH₄ [kg/kmol].

Para el flujo másico de aire requerido con exceso se tiene:

$$W_{\text{aire-exceso}} = r_{a/c \text{ exceso}} \cdot \rho_{\text{CH}_4} \cdot Q_{\text{biogás}} \cdot \frac{f_{\text{CH}_4}}{100} \quad 3.33$$

Donde:

W_{aire-exceso}: Flujo másico de aire requerido para combustión con exceso de aire [kg/h].

r_{a/c exceso}: Relación aire-combustible con exceso [kg_{aire}/kg_{CH₄}].

ρ_{CH₄}: Densidad del CH₄ [kg/ Nm³].

Q_{biogás}: Caudal volumétrico de biogás [Nm³/h].

f_{CH_4} : Concentración volumétrica de CH_4 en el biogás [%].

El caudal normalizado de aire requerido para la combustión con exceso se determina en la siguiente ecuación:

$$Q_{a/\text{exceso}} = \frac{W_{\text{aire-exceso}}}{\rho_{\text{CH}_4}} \quad 3.34$$

Donde:

$Q_{a/\text{exceso}}$: Caudal volumétrico normalizado de aire requerido [Nm^3/h].

$W_{\text{aire-exceso}}$: Flujo másico de aire requerido para combustión con exceso de aire [kg/h].

ρ_{CH_4} : Densidad del CH_4 [kg/Nm^3].

Los resultados para una combustión con un 100% de exceso de aire se muestran en la Tabla 3.13.

Tabla 3.13: Resultados de la combustión con un exceso de aire del 100%.

	Condición 1	Condición 2
Aire requerido con exceso [$\text{kg}_{\text{aire}}/\text{kmol}_{\text{CH}_4}$].	549,4	549,4
Relación aire-combustible con exceso [$\text{kg}_{\text{aire}}/\text{kg}_{\text{CH}_4}$].	34,2	34,2
Flujo másico de aire requerido con exceso [kg/h].	17.210,9	737,6
Caudal volumétrico de aire requerido con exceso [Nm^3/h].	13.310,8	570,4

3.4.4.4 Gases generados¹⁷

A continuación se detalla el cálculo de los productos de combustión, las fracciones másicas presentes y el flujo másico de los gases de combustión para la combustión con exceso de aire.

El total de productos generados por la combustión de 1 kmol de metano, según la Ecuación 3.30 es:

$$TP_c = M_{\text{CO}_2} + 2 \cdot M_{\text{H}_2\text{O}} + 2 \cdot \frac{\epsilon}{100} \cdot M_{\text{O}_2} + 2 \cdot \left(1 + \frac{\epsilon}{100}\right) \cdot 3,762 \cdot M_{\text{N}_2} \quad 3.35$$

Donde:

TP_c : Total de gases generados por la combustión de 1 kmol de metano [$\text{kg}/\text{kmol}_{\text{CH}_4}$].

M_{CO_2} : Masa molar del CO_2 [kg/kmol].

$M_{\text{H}_2\text{O}}$: Masa molar del H_2O [kg/kmol].

¹⁷ [26]

M_{N_2} : Masa molar del N_2 [kg/kmol].

M_{O_2} : Masa molar del O_2 [kg/kmol].

ϵ : Exceso de aire [%].

Para estimar la cantidad total de gases de combustión se debe considerar también la masa de CO_2 que contiene el biogás. En la Ecuación 3.36 se estima la masa de CO_2 por los kmol de CH_4 contenidos en el biogás.

$$\bar{m}_{CO_2} = \frac{\left(\frac{M_{CH_4}}{\rho_{CH_4}}\right)}{\left(\frac{f_{CH_4}}{100}\right)} \cdot \left(1 - \frac{f_{CH_4}}{100}\right) \cdot \rho_{CO_2} \quad 3.36$$

Donde:

\bar{m}_{CO_2} : Masa de CO_2 en un kmol de CH_4 [kg CO_2 /kmol CH_4].

M_{CH_4} : Masa molar del CH_4 [kg/kmol].

ρ_{CH_4} : Densidad del CH_4 [kg/ Nm^3].

f_{CH_4} : Concentración volumétrica de CH_4 en el biogás [%].

ρ_{CO_2} : Densidad del CO_2 [kg/ Nm^3].

La cantidad de CO_2 por 1 kmol de CH_4 es menor en la condición 1, ya que en ese caso la concentración volumétrica de CO_2 es un 30% del biogás, mientras que en la condición 2 la concentración volumétrica de CO_2 es un 70% del biogás.

Como el CO_2 contenido en el biogás no combustiona, pasa directamente a los gases de combustión. Por lo tanto la cantidad total de gases generados incluyendo el CO_2 contenido en el biogás es:

$$\bar{TP}_c = TP_c + \bar{m}_{CO_2} \quad 3.37$$

Donde:

\bar{TP}_c : Total de gases generados por la combustión incluyendo el CO_2 contenido en el biogás [kg/kmol $_{CH_4}$].

TP_c : Total de gases generados por la combustión de 1 kmol de metano [kg/kmol $_{CH_4}$].

\bar{m}_{CO_2} : Masa de CO_2 en un kmol de CH_4 [kg CO_2 /kmol CH_4].

De la Ecuación 3.30 se deducen las fracciones másicas de cada uno de los gases que componen los gases de combustión.

$$f_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2} + \bar{m}_{\text{CO}_2}}{\bar{TP}_c}$$

$$f_{\text{O}_2} = \frac{2 \cdot \frac{\epsilon}{100} \cdot M_{\text{O}_2}}{\bar{TP}_c}$$

$$f_{\text{N}_2} = \frac{2 \cdot \left(1 + \frac{\epsilon}{100}\right) \cdot \left(\frac{79}{21}\right) \cdot M_{\text{N}_2}}{\bar{TP}_c}$$

3.38

$$f_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2 \cdot M_{\text{H}_2\text{O}}}{\bar{TP}_c}$$

Donde:

f_{CO_2} : Fracción másica de CO_2 .

f_{O_2} : Fracción másica de O_2 .

f_{N_2} : Fracción másica de N_2 .

$f_{\text{H}_2\text{O}}$: Fracción másica de H_2O .

M_{CO_2} : Masa molar del CO_2 [kg/kmol].

M_{O_2} : Masa molar del O_2 [kg/kmol].

M_{N_2} : Masa molar del N_2 [kg/kmol].

$M_{\text{H}_2\text{O}}$: Masa molar del H_2O [kg/kmol].

\bar{m}_{CO_2} : Masa de CO_2 en un kmol de CH_4 [kg CO_2 /kmol CH_4].

\bar{TP}_c : Total de gases generados por la combustión incluyendo el CO_2 contenido en el biogás [kg/kmol $_{\text{CH}_4}$].

ϵ : Exceso de aire [%].

Así se determina el flujo másico de los gases de combustión:

$$W_{\text{gases}} = Q_{\text{combustible}} \cdot \bar{T}P_c \quad 3.39$$

Donde:

W_{gases} : Flujo másico de los gases de combustión [kg/h].

$Q_{\text{combustible}}$: Caudal molar de CH₄ [kmol_{CH₄}/h].

$\bar{T}P_c$: Total de gases generados por la combustión incluyendo el CO₂ contenido en el biogás [kg/kmol_{CH₄}].

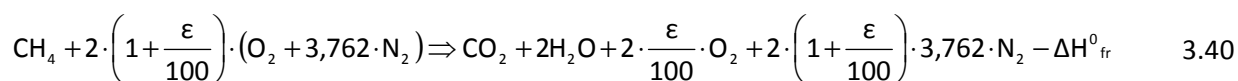
Los resultados respecto a los gases generados, fracciones másicas presentes y flujo másico de los gases de combustión se muestran en la Tabla 3.14.

Tabla 3.14: Resultados de gases generados, fracciones másicas presentes y flujo másico de los gases de combustión.

	Condición 1	Condición 2
Total de gases generados por la combustión de 1 kmol de metano [kg/kmol _{CH₄}]	565,5	565,5
Masa de CO ₂ por 1 kmol de CH ₄ [kg/kmol _{CH₄}]	18,8	102,7
Total de gases generados por la combustión incluyendo el CO ₂ contenido en el biogás [kg/kmol _{CH₄}]	584,3	668,2
Fracción másica de CO ₂ [%]	10,7	21,9
Fracción másica de O ₂ [%]	10,9	9,5
Fracción másica de N ₂ [%]	72,1	63,0
Fracción másica de H ₂ O [%]	6,1	5,3
Flujo másico de los gases de combustión [kg/h]	18.304,0	897,0

3.4.4.5 Calor y temperaturas generadas¹⁸

El cálculo del calor de combustión se basa en las entalpías estándares de formación de cada compuesto y la ecuación de combustión con exceso de aire:



Luego la variación de entalpía del sistema esta dada por:

$$\Delta H_{\text{fr}}^0 = [\Delta H_{\text{fCO}_2}^0 + 2 \cdot \Delta H_{\text{fH}_2\text{O}}^0] - [\Delta H_{\text{fCH}_4}^0] \quad 3.41$$

Donde:

ΔH_{fr}^0 : Variación de entalpía de la reacción o calor de combustión [kcal/kmol].

¹⁸ [23], [25]

$\Delta H^0_{f_{CO_2}}$: Entalpía estándar de formación del CO_2 [kcal/kmol].

$\Delta H^0_{f_{CH_4}}$: Entalpía estándar de formación del CH_4 [kcal/kmol].

$\Delta H^0_{f_{H_2O}}$: Entalpía estándar de formación del H_2O [kcal/kmol].

En la Ecuación 3.41 se omiten las entalpías de formación del N_2 y O_2 ya que son nulas.

Por lo tanto, el poder calorífico inferior del metano CH_4 es:

$$LHV_{CH_4} = \frac{|\Delta H^0_{fr}|}{M_{CH_4}} \quad 3.42$$

Donde:

LHV_{CH_4} : Poder calorífico inferior del CH_4 [MJ/kg].

ΔH^0_{fr} : Variación de entalpía de la reacción o calor de combustión [kcal/kmol].

M_{CH_4} : Masa molar del CH_4 [kg/kmol].

La potencia térmica generada por la combustión es:

$$P_{th} = Q_{biogás} \cdot \frac{f_{CH_4}}{100} \cdot \rho_{CH_4} \cdot LHV_{CH_4} \quad 3.43$$

Donde:

P_{th} : Potencia térmica generada [MW].

$Q_{biogás}$: Caudal volumétrico de biogás [Nm^3/h].

LHV_{CH_4} : Poder calorífico inferior del CH_4 [MJ/kg].

f_{CH_4} : Concentración volumétrica de CH_4 en el biogás [%].

ρ_{CH_4} : Densidad del CH_4 [kg/Nm^3].

Para determinar la temperatura de combustión adiabática se debe realizar un cálculo iterativo entre el calor específico de los gases de escape C_{pgases} y la temperatura de combustión $T_{combustión}$. En la Ecuación 3.44 se presenta un polinomio que determina el calor específico de los gases de combustión típicos de aplicaciones similares.¹⁹

¹⁹ AENOR 1994. Aenor (España). Norma Española UNE 123-001-94: Cálculo y diseño de chimeneas. 1994.

$$C_{pgases} = 0,0002 \cdot T_{combustión} + 0,9828 \quad 3.44$$

Donde:

C_{pgases} : Calor específico de los gases de combustión [kJ/kg·K].

$T_{combustión}$: Temperatura de combustión [K].

Para la temperatura de combustión se tiene:

$$\begin{aligned} \Delta T \cdot W_{gases} \cdot C_{pgases} &= P_{th} = W_{combustible} \cdot LHV_{CH_4} \\ (T_{combustión} - T_a) &= \frac{W_{combustible} \cdot LHV_{CH_4}}{W_{gases} \cdot C_{pgases}} \\ T_{combustión} &= T_a + \frac{W_{combustible} \cdot LHV_{CH_4}}{W_{gases} \cdot C_{pgases}} \end{aligned} \quad 3.45$$

Donde:

$T_{combustión}$: Temperatura de combustión [K].

T_a : Temperatura ambiente [K].

$W_{combustible}$: Flujo másico de CH₄ [kg/h].

LHV_{CH_4} : Poder calorífico inferior del CH₄ [MJ/kg].

W_{gases} : Flujo másico de los gases de combustión [kg/h].

C_{pgases} : Calor específico de los gases de combustión [kJ/kg·K].

Se establece como criterio de convergencia que la diferencia entre las temperaturas de combustión entre un paso y otro de iteración no supere un 0,1%.

Tabla 3.15: Resultados de calor, potencia y temperaturas generadas en la combustión.

	Condición 1	Condición 2
Variación de entalpía de la reacción o calor de combustión [kcal/kmol]	191,8	191,8
Poder calorífico inferior del CH ₄ [MJ/kg]	50,0	50,0
Potencia térmica generada [MW]	6,9	0,3
Calor específico de los gases de combustión [kJ/kg·K]	1,2	1,2
Temperatura de combustión [K]	1.401	1.282

3.4.5 Cálculo Térmico de la zona I

En las secciones que siguen se calculan las dimensiones generales de la antorcha para la zona I.

3.4.5.1 Materiales

Las características de los materiales a utilizar en esta zona son:

Tabla 3.16: Materiales a utilizar en la zona I.

Plancha Acero ASTM A-36	Manto Aislante	Manto refractario
Espesor = 8 [mm]	Espesor = 105 [mm]	Espesor = 230 [mm]
Conductividad térmica = 40 [W/m·K]	Conductividad térmica = 0,03 [W/m·K]	Conductividad térmica = 0,2 [W/m·K]

Los espesores de los mantos aislante y refractario son un supuesto que se utiliza para el cálculo térmico.

3.4.5.2 Dimensiones

La zona I es el lugar de destrucción del metano, por tanto es en esta zona donde los gases de combustión deben mantener una temperatura y tiempo de residencia mínimos de: 1.000 °C y 0,3 segundos respectivamente.

Con suficiente aproximación se puede establecer la densidad de los gases de combustión mediante la Ecuación 3.18.

Por lo tanto, se calcula el caudal volumétrico de gases de combustión en la zona I y se impone el tiempo de residencia mínimo, así se tiene:

$$Q_{\text{gases}} = \frac{W_{\text{gases}}}{\rho_{\text{gases}}} \tag{3.46}$$
$$t_r \geq \frac{H_i}{Q_{\text{gases}}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \right) = 0,3$$

Donde:

Q_{gases} : Caudal volumétrico de gases de combustión en la zona I [m^3/h].

W_{gases} : Flujo másico de los gases de combustión en la zona I [kg/h].

ρ_{gases} : Densidad de los gases de combustión en la zona I [kg/Nm^3].

d_i : Diámetro interior de la antorcha en la zona I [m].

H_i : Altura de la antorcha en la zona I [m].

El diámetro interno debe ser calculado en base a la condición 1 referida en la sección 3.4.1, la cual es crítica. Se asume una altura H_I de 6,5 m. En resumen se tiene:

Tabla 3.17: Dimensiones generales de la zona I.

Altura Zona I	6.500 [mm]
Diámetro interno zona I	1.500 [mm]
Diámetro intermedio refractario-aislante zona I	1.960 [mm]
Diámetro intermedio aislante-acero zona I	2.170 [mm]
Diámetro externo zona I	2.186 [mm]

3.4.5.3 Pérdidas térmicas de la zona I

En la Figura 3.23 se aprecia un esquema de la pared de la antorcha en la zona I, el flujo de calor es en sentido de la flecha roja.

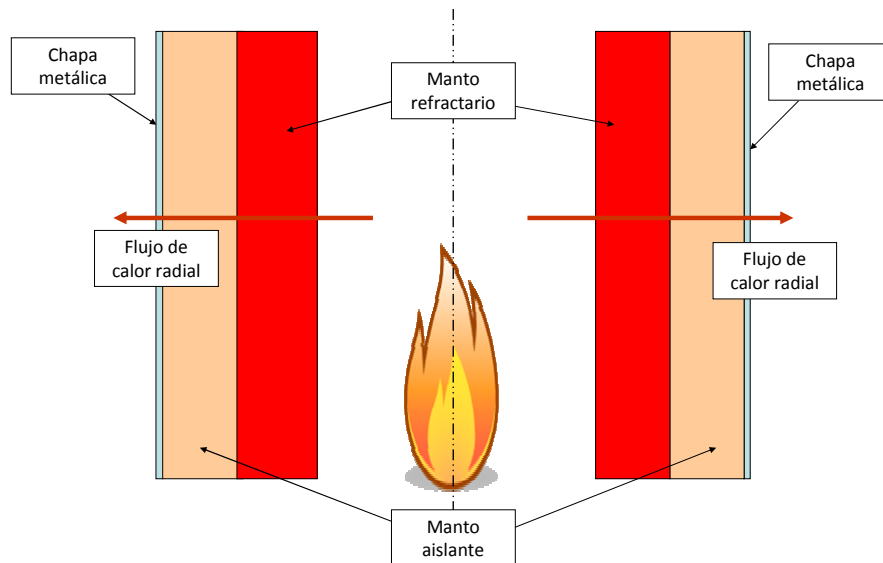


Figura 3.23: Esquema de la pared de la antorcha, zona I.

El cálculo de las pérdidas térmicas es un proceso iterativo para el cual se suponen las siguientes variables:

- C_{pgases} : Calor específico de los gases de combustión en la zona I [kJ/kg·K].
- h_r : Coeficiente radiativo de los gases de combustión en la zona I [W/m²·K].
- h_{rf} : Coeficiente radiativo de la llama en la zona I [W/m²·K].
- $e_{refractario}$: Espesor del manto refractario en la zona I [m].
- $e_{aislante}$: Espesor del manto aislante en la zona I [m].

Se establece como criterio de convergencia que la diferencia entre el coeficiente global de transferencia de calor U entre un paso y otro de iteración no supere un 0,1%. A continuación se muestran los resultados de la última iteración.

3.4.5.3.1 Coeficiente radiativo externo h_{re} [24]

La superficie externa de la antorcha irradia según:

$$h_{re} = \zeta_{acero} \cdot \sigma \cdot \frac{(\bar{T}_{pe}^4 - T_a^4)}{(\bar{T}_{pe} - T_a)} \quad 3.47$$

Donde:

h_{re} : Coeficiente radiativo externo en la zona I [$W/m^2 \cdot K$].

ζ_{acero} : Emisividad de la superficie externa (Acero).

σ : Constante de Boltzmann.

\bar{T}_{pe} : Temperatura media de manto externo de la antorcha en la zona I [K].

T_a : Temperatura ambiente [K].

3.4.5.3.2 Coeficiente convección libre externo h_{cl} [21]

Se utiliza una correlación de Churchill & Chu para convección libre en cilindro vertical.

$$Nu_H = \frac{4}{3} \cdot \left[\frac{7 \cdot Ra_H \cdot Pr}{5 \cdot (20 + 21 \cdot Pr)} \right]^{1/4} + \frac{4 \cdot (272 + 315 \cdot Pr) \cdot H_i}{35 \cdot (64 + 63 \cdot Pr) \cdot d_e} \quad 3.48$$

Donde:

Nu_H : Número de Nusselt para convección libre en cilindro vertical en la zona I.

Ra_H : Número de Rayleigh para convección libre en cilindro vertical en la zona I.

Pr : Número de Prantdl en la zona I.

H_i : Altura de la antorcha en la zona I [m].

d_e : Diámetro exterior de la antorcha en la zona I [m].

Así el coeficiente convección libre se calcula con la siguiente Ecuación.

$$\text{Nu}_H = \frac{h_{cl} \cdot H_I}{\lambda_{aire}} \Rightarrow h_{cl} = \frac{\text{Nu}_H \cdot \lambda_{aire}}{H_I} \quad 3.49$$

Donde:

Nu_H : Número de Nusselt para convección libre en cilindro vertical en la zona I.

h_{cl} : Coeficiente convección libre externo en la zona I [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$].

H_I : Altura de la antorcha en la zona I [m].

λ_{aire} : Conductividad térmica del aire atmosférico [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$].

3.4.5.3.3 Pérdidas térmicas

Con el coeficiente radiativo externo y el coeficiente de convección libre se estiman las pérdidas térmicas. La temperatura de pared externa es un parámetro de diseño (ver sección 3.1).

$$P_{pérdidas} = d_e \cdot \pi \cdot H_I \cdot (h_{cl} + h_{re}) \cdot (\bar{T}_{pe} - T_a) \quad 3.50$$

Donde:

$P_{pérdidas}$: Pérdidas térmicas en la zona I [W].

d_e : Diámetro exterior de la antorcha en la zona I [m].

H_I : Altura de la antorcha en la zona I [m].

h_{cl} : Coeficiente convección libre externo en la zona I [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$].

h_{re} : Coeficiente radiativo externo en la zona I [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$].

\bar{T}_{pe} : Temperatura media de manto externo de la antorcha en la zona I [$^{\circ}\text{C}$].

T_a : Temperatura ambiente [$^{\circ}\text{C}$].

3.4.5.3.4 Coeficiente convectivo interno h_i [21]

Para calcular la temperatura de los gases de combustión a la salida de la zona I, se realiza un balance energético (ver Figura 3.24).

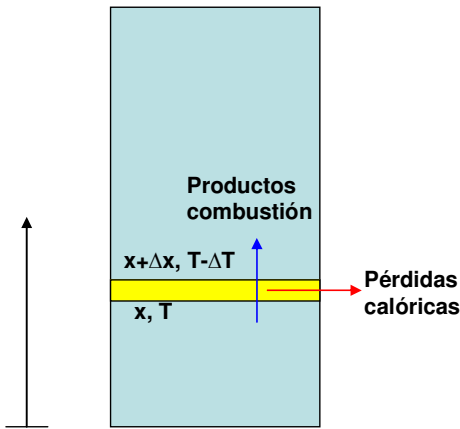


Figura 3.24: Esquema del balance energético en la zona I.

Se asume que las temperaturas de las caras opuestas del volumen de control son iguales y se designan por T , así conservando la energía se obtiene la ecuación diferencial que gobierna el fenómeno.

$$\begin{aligned}
 \frac{dm}{dt}_{\text{gases}} \cdot C_{\text{pgases}} \cdot -dT &= U \cdot \pi \cdot d_i \cdot dx \cdot (T - T_a) \\
 \int_{T_{\text{combustión}}}^T \frac{dT}{(T - T_a)} &= \int_0^x \frac{-U \cdot \pi \cdot d_i}{\frac{dm}{dt}_{\text{gases}} \cdot C_{\text{pgases}}} \cdot dx \\
 T_{\text{gases}} &= T_a + \exp \left[\frac{-U \cdot \pi \cdot d_i \cdot x}{\frac{dm}{dt}_{\text{gases}} \cdot C_{\text{pgases}}} + \ln(T_{\text{combustión}} - T_a) \right] \\
 T_{\text{gases}} &= T_a + \exp \left[\frac{-U \cdot \pi \cdot d_i \cdot x}{\frac{dm}{dt}_{\text{gases}} \cdot C_{\text{pgases}}} \right] (T_{\text{combustión}} - T_a)
 \end{aligned} \tag{3.51}$$

Donde:

T_{gases} : Temperatura de los gases de combustión en la zona I [K].

T_a : Temperatura ambiente [°C].

U : Coeficiente global de transferencia de calor en la zona I [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$].

d_i : Diámetro interior de la antorcha en la zona I [m].

x : Altura en la zona I [m].

$\frac{dm}{dt}_{\text{gases}}$: Flujo másico de gases de combustión en la zona I [kg/s].

$T_{\text{combustión}}$: Temperatura de combustión en la zona I [K].

La Ecuación 3.51 tiene un comportamiento decreciente, en el cual la temperatura mínima a la que pueden llegar los gases de combustión es la temperatura ambiente.

Se calcula la temperatura media de los gases de combustión, que es un promedio entre la temperatura de la combustión y la temperatura de los gases a la salida de la zona I. Con la temperatura media de los gases de combustión se calcula el calor específico de los gases de combustión.

Para determinar el calor específico de los gases de combustión se utiliza la Ecuación 3.44.

La conductividad térmica de los gases de combustión se estima con la Ecuación 3.52²⁰.

$$\lambda_{\text{gases}} = 0,023 + 0,0000085 \cdot (\bar{T}_{\text{gases}} - 273) \quad 3.52$$

Donde:

λ_{gases} : Conductividad térmica de los gases de combustión en la zona I [W/m·K].

\bar{T}_{gases} : Temperatura media de los gases de combustión en la zona I [K].

La viscosidad cinemática de los gases de combustión se estima con la Ecuación 3.53²⁰.

$$v_{\text{gases}} = -6,361 \cdot 10^{-6} + 4,426 \cdot 10^{-8} \cdot \bar{T}_{\text{gases}} + 7,523 \cdot 10^{-11} \cdot (\bar{T}_{\text{gases}})^2 \quad 3.53$$

Donde:

v_{gases} : Viscosidad cinemática de los gases de combustión en la zona I [m²/s].

\bar{T}_{gases} : Temperatura media de los gases de combustión en la zona I [K].

Con la Ecuación 3.18 se determina la densidad de los gases de combustión.

Con la densidad de los gases de combustión se calcula el caudal volumétrico de los gases de combustión.

$$Q_{\text{gases}} = \frac{W_{\text{gases}}}{\rho_{\text{gases}}} \quad 3.54$$

Donde:

Q_{gases} : Caudal volumétrico de gases de combustión en la zona I [m³/h].

W_{gases} : Flujo másico de los gases de combustión en la zona I [kg/h].

ρ_{gases} : Densidad de los gases de combustión en la zona I [kg/ Nm³].

Con el caudal volumétrico de los gases de combustión y la sección de paso, se puede calcular la velocidad de los gases.

²⁰ Aenor (España). Norma Española UNE 123-001-94: Cálculo y diseño de chimeneas. 1994.

$$S = \frac{\pi \cdot (d_i)^2}{4}$$

$$V_{\text{gases}} = \frac{Q_{\text{gases}}}{S}$$
3.55

Donde:

S: Sección de paso de la antorcha en la zona I [m²].

d_i: Diámetro interior de la antorcha en la zona I [m].

V_{gases}: Velocidad de los gases de combustión en la zona I [m/s].

Q_{gases}: Caudal volumétrico de gases de combustión en la zona I [m³/h].

Con la velocidad y la viscosidad de los gases de combustión se estima el número de Reynolds del flujo, según la Ecuación 3.56.

$$Re_{\text{int}} = \frac{V_{\text{gases}} \cdot d_i}{\nu_{\text{gases}}}$$
3.56

Donde:

Re_{int}: Número de Reynolds del flujo de gases en la zona I.

V_{gases}: Velocidad de los gases de combustión en la zona I [m/s].

d_i: Diámetro interior de la antorcha en la zona I [m].

ν_{gases}: Viscosidad cinemática de los gases de combustión en la zona I [m²/s].

Para calcular el número de Nusselt es necesario determinar un coeficiente adimensional de rugosidad²¹:

$$a = 1,011665 + 0,152502 \cdot r - 0,014167 \cdot r^2 = 1,011665 + 0,152502 \cdot 3 \text{ [mm]} - 0,014167 \cdot (3 \text{ [mm]})^2 = 1,341 \quad 3.57$$

Donde:

a: Coeficiente de rugosidad.

r: Rugosidad de la pared interior de la antorcha en la zona I [mm].

El número de Nusselt depende del coeficiente adimensional de rugosidad y del número de Reynolds²¹.

²¹ Aenor (España). Norma Española UNE 123-001-94: Cálculo y diseño de chimeneas. 1994.

$$Nu_{int} = 0,0354 \cdot a \cdot [(Re_{int})^{0,75} - 180] \quad 3.58$$

Donde:

Nu_{int} : Número de Nusselt para el flujo de gases en la zona I.

a: Coeficiente de rugosidad.

Re_{int} : Número de Reynolds del flujo de gases en la zona I.

De la Ecuación 3.59 se despeja el coeficiente convectivo interno h_i .

$$Nu_{int} = \frac{h_i \cdot d_i}{\lambda_{gases}} \Rightarrow h_i = \frac{Nu_{int} \cdot \lambda_{gases}}{d_i} \quad 3.59$$

Donde:

Nu_{int} : Número de Nusselt para el flujo de gases en la zona I.

h_i : Coeficiente convectivo interno en la zona I [W/m²·K].

d_i : Diámetro interior de la antorcha en la zona I [m].

λ_{gases} : Conductividad térmica de los gases de combustión en la zona I [W/m·K].

3.4.5.3.5 Coeficiente radiativo interno de los gases de combustión h_r [19]

Para calcular el coeficiente radiativo interno de los gases de combustión, se debe considerar la fracción de H₂O y CO₂ en los gases de combustión.

$$r_{gases} = f_{H_2O} + f_{CO_2} \quad 3.60$$

Donde:

f_{H_2O} : Fracción másica de H₂O.

f_{CO_2} : Fracción másica de CO₂.

r_{gases} : Fracción másica de H₂O y CO₂ en los gases de combustión [%].

Con la Ecuación 3.61 se calcula el coeficiente de emisividad:

$$k_g = 10 \cdot \left[\frac{0,78 + 1,6 \cdot f_{H_2O}}{(10 \cdot p \cdot 0,9 \cdot d_i \cdot r_{gases})^{0,5}} - 0,1 \right] \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{gases_{sal}}}{1000} \right) \quad 3.61$$

Donde:

k_g : Coeficiente de emisividad de los gases de combustión en la zona I.

f_{H_2O} : Fracción másica de H_2O .

r_{gases} : Fracción másica de H_2O y CO_2 en los gases de combustión [%].

d_i : Diámetro interior de la antorcha en la zona I [m].

p : Presión en el combustor en la zona I [atm].

$T_{gases_{sal}}$: Temperatura de los gases a la salida de la zona I [K].

El coeficiente de emisividad es sensible a la temperatura de salida de los gases de escape, ya que la fracción másica de H_2O o el diámetro interno del combustor no varían mucho en los diseños de antorchas confinadas.

El coeficiente radiativo interno se calcula con las Ecuación 3.62.

$$h_r = 1000 \cdot 5,1 \cdot 10^{-11} \cdot [1 - \exp(-k_g \cdot r_{gases} \cdot p \cdot S)] \cdot (\bar{T}_{gases})^3 \cdot \left(\frac{1 - \left(\frac{\bar{T}_{pi}}{\bar{T}_{gases}} \right)^{3,6}}{1 - \left(\frac{\bar{T}_{pi}}{\bar{T}_{gases}} \right)} \right) \quad 3.62$$

Donde:

h_r : Coeficiente radiativo interno de los gases de combustión en la zona I [$W/m^2 \cdot K$].

k_g : Coeficiente de emisividad de los gases de combustión en la zona I.

r_{gases} : Fracción másica de H_2O y CO_2 en los gases de combustión [%].

p : Presión en el combustor en la zona I [atm].

S : Sección de paso de la antorcha en la zona I [m^2].

\bar{T}_{gases} : Temperatura media de los gases de combustión en la zona I [K].

\bar{T}_{pi} : Temperatura media de la pared interna de la antorcha en la zona I [K].

La temperatura promedio de la pared interna de la antorcha en la zona I se calcula con las pérdidas térmicas y los coeficientes radiativos de gases y llama.

$$\bar{T}_{pi} = \bar{T}_{gases} - \frac{P_{pérdidas}}{d_i \cdot \pi \cdot H_i \cdot (h_i + h_r)} \quad 3.63$$

Donde:

\bar{T}_{pi} : Temperatura media de la pared interna de la antorcha en la zona I [K].

\bar{T}_{gases} : Temperatura media de los gases de combustión en la zona I [K].

$P_{pérdidas}$: Pérdidas térmicas en la zona I [W].

d_i : Diámetro interior de la antorcha en la zona I [m].

H_i : Altura de la antorcha en la zona I [m].

h_i : Coeficiente convectivo interno en la zona I [W/m²·K].

h_r : Coeficiente radiativo interno de los gases de combustión en la zona I [W/m²·K].

3.4.5.3.6 Coeficiente radiativo de la llama h_{rf} [23]

La emisividad de la llama y del manto refractario son datos del fabricante, por lo que el coeficiente radiativo está dado por:

$$h_{rf} = \frac{1}{\frac{1}{\zeta_{llama}} + \frac{1}{\zeta_{refractario}} - 1} \cdot 4,9 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{(T_{combustión}^4 - \bar{T}_{pi}^4)}{T_{combustión} - \bar{T}_{pi}} \quad 3.64$$

Donde:

h_{rf} : Coeficiente radiativo de la llama en la zona I [W/m²·K].

ζ_{llama} :Emisividad de la llama.

$\zeta_{refractario}$:Emisividad del manto refractario.

$T_{combustión}$: Temperatura de combustión en la zona I [K].

\bar{T}_{pi} : Temperatura media de la pared interna de la antorcha en la zona I [K].

3.4.5.3.7 Coeficiente de transferencia global U y coeficiente de transferencia conductivo $U_{conductivo}$

Para calcular las pérdidas térmicas en la zona I es necesario determinar el coeficiente global de transmisión de calor, dado por:

$$U = \left(\frac{1}{(h_i + h_r + h_{rf})} + \frac{r_{\text{interno}} \cdot \ln\left(\frac{r_{\text{intermedio}}}{r_{\text{interno}}}\right)}{\lambda_{\text{refractorio}}} + \frac{r_{\text{intermedio}} \cdot \ln\left(\frac{r_{\text{intermedioI}}}{r_{\text{intermedio}}}\right)}{\lambda_{\text{aislante}}} + \frac{r_{\text{intermedioI}} \cdot \ln\left(\frac{r_{\text{externo}}}{r_{\text{intermedioI}}}\right)}{\lambda_{\text{acero}}} + \frac{r_{\text{intermedioI}}}{r_{\text{externo}} \cdot (h_{re} + h_{cl})} \right)^{-1} \quad 3.65$$

Donde:

U: Coeficiente global de transferencia de calor en la zona I [W/m²·K].

h_{rf}: Coeficiente radiativo de la llama en la zona I [W/m²·K].

h_i: Coeficiente convectivo interno en la zona I [W/m²·K].

h_r: Coeficiente radiativo interno de los gases de combustión en la zona I [W/m²·K].

h_{re}: Coeficiente radiativo externo en la zona I [W/m²·K].

h_{cl}: Coeficiente convección libre externo en la zona I [W/m²·K].

r_{intermedio}: Radio exterior del manto refractario en la zona I [m].

r_{intermedioI}: Radio exterior del manto aislante en la zona I [m].

r_{interno}: Radio interior de la antorcha en la zona I [m].

r_{externo}: Radio externo de la chapa metálica en la zona I [m].

λ_{acero}: Conductividad térmica de la chapa metálica [W/m·K].

λ_{aislante}: Conductividad térmica del manto aislante [W/m·K].

λ_{refractorio}: Conductividad térmica del manto refractario [W/m·K].

Si la diferencia del coeficiente global de transferencia de calor entre un paso de iteración es menor a un 0,1%, el cálculo finaliza.

Una vez finalizado el cálculo es necesario recalcular la temperatura de pared externa promedio de la antorcha, para eso se calcula el coeficiente de transferencia de calor conductivo.

$$U_{\text{conductorivo}} = \left(\frac{r_{\text{int erno}} \cdot \ln\left(\frac{r_{\text{int ermedio}}}{r_{\text{int erno}}}\right)}{\lambda_{\text{refractari o}}} + \frac{r_{\text{int ermedio}} \cdot \ln\left(\frac{r_{\text{int ermedioI}}}{r_{\text{int ermedio}}}\right)}{\lambda_{\text{aislante}}} + \frac{r_{\text{int ermedioI}} \cdot \ln\left(\frac{r_{\text{externo}}}{r_{\text{int ermedioI}}}\right)}{\lambda_{\text{acero}}} \right)^{-1} \quad 3.66$$

Donde:

$U_{\text{conductorivo}}$: Coeficiente global de transferencia de calor conductorivo en la zona I [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$].

$r_{\text{intermedio}}$: Radio exterior del manto refractario en la zona I [m].

$r_{\text{intermedioI}}$: Radio exterior del manto aislante en la zona I [m].

r_{interno} : Radio interior de la antorcha en la zona I [m].

r_{externo} : Radio exterior de la chapa metálica en la zona I [m].

λ_{acero} : Conductividad térmica de la chapa metálica [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$].

$\lambda_{\text{aislante}}$: Conductividad térmica del manto aislante [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$].

$\lambda_{\text{refractario}}$: Conductividad térmica del manto refractario [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$].

La temperatura de pared externa promedio se estima con la siguiente Ecuación:

$$\bar{T}_{pe} = \bar{T}_{pi} - \frac{P_{\text{pérdidas}}}{\left(\frac{d_e + d_i}{2}\right) \cdot \pi \cdot H_i \cdot U_{\text{conductorivo}}} \quad 3.67$$

Donde:

\bar{T}_{pe} : Temperatura media de manto externo de la antorcha en la zona I [K].

\bar{T}_{pi} : Temperatura media de la pared interna de la antorcha en la zona I [K].

d_i : Diámetro interior de la antorcha en la zona I [m].

d_e : Diámetro exterior de la antorcha en la zona I [m].

H_i : Altura de la antorcha en la zona I [m].

$U_{\text{conductorivo}}$: Coeficiente global de transferencia de calor conductorivo en la zona I [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$].

$P_{p\acute{e}rdidas}$: Pérdidas térmicas en la zona I [W].

En la Ecuación 3.67 se utiliza el diámetro promedio de la pared de la antorcha para estimar la temperatura promedio de pared externa.

Si la temperatura promedio de pared externa es superior a la establecida en los parámetros de diseño de la sección 3.1 se debe recalculer utilizando un espesor de refractario o aislante mayor.

3.4.5.3.8 Resultados de las perdidas térmicas en la zona I

Los resultados de la sección 3.4.5.3 se resumen en la Tabla 3.18.

Tabla 3.18: Resultados generales del cálculo de las pérdidas térmicas en la zona I.

Coficiente radiativo externo h_{re}	Condición 1	Condición 2
Coficiente radiativo externo [W/m²·K]	6,58	6,58
Coficiente convección libre externo h_{cl}	Condición 1	Condición 2
Número de Rayleigh para convección libre en cilindro vertical	16.575	16.575
Número de Prantdl	0,68	0,68
Número de Nusselt para convección libre en cilindro vertical	37,73	37,73
Coficiente convección libre externo [W/m²·K]	0,27	0,27
Pérdidas térmicas	Condición 1	Condición 2
Pérdidas térmicas [W]	9.189	9.189
Coficiente convectivo interno h_i	Condición 1	Condición 2
Temperatura de los gases a la salida [K]	1.399	1.252
Temperatura media de los gases de combustión [K]	1.400	1.267
Calor específico de los gases de combustión [kJ/kg·K]	1,26	1,23
Conductividad térmica de los gases de combustión [W/m·K]	$3,2 \times 10^{-2}$	$3,1 \times 10^{-2}$
Viscosidad cinemática de los gases de combustión [m ² /s]	$2,0 \times 10^{-4}$	$2,0 \times 10^{-4}$
Densidad de los gases de combustión [kg/ Nm ³]	0,19	0,21
Caudal volumétrico de gases de combustión [m ³ /h]	96.060	4.261
Sección de paso de la antorcha [m ²]	1,76	1,76
Velocidad de los gases de combustión [m/s]	15,09	0,66
Número de Reynolds del flujo de gases	111.503	5.888
Número de Nusselt para el flujo de gases	281,2	23,3
Coficiente convectivo interno [W/m²·K]	6,10	0,49
Coficiente radiativo interno de los gases de combustión h_r	Condición 1	Condición 2
Fracción másica de H ₂ O y CO ₂ en los gases de combustión [%]	16,92	27,3
Coficiente de emisividad de los gases de combustión	1,41	1,94
Coficiente radiativo interno de los gases de combustión [W/m²·K]	87,72	86,21
Coficiente radiativo de la llama h_{rf}	Condición 1	Condición 2
Temperatura media de la pared interna de la antorcha [K]	1.398	1.265
Emisividad de la llama.	0,23	0,23
Emisividad del manto refractario.	0,65	0,65
Coficiente radiativo de la llama [W/m²·K]	110,04	83,0
Coficiente de transferencia global y coeficiente de transferencia conductivo	Condición 1	Condición 2
Coficiente global de transferencia de calor [W/m²·K]	0,22	0,22

Coefficiente global de transferencia de calor conductivo[W/m ² ·K]	0,23	0,23
Temperatura media de manto externo de la antorcha [K]	341	343

3.4.5.4 Perfil térmico de la zona I

En el Gráfico 3.1 se muestra el perfil térmico de la mitad de la sección de la zona I de la antorcha. Esta gráfica considera una condición de operación de 1.000 Nm³/h de biogás y 70% de concentración volumétrica de metano.

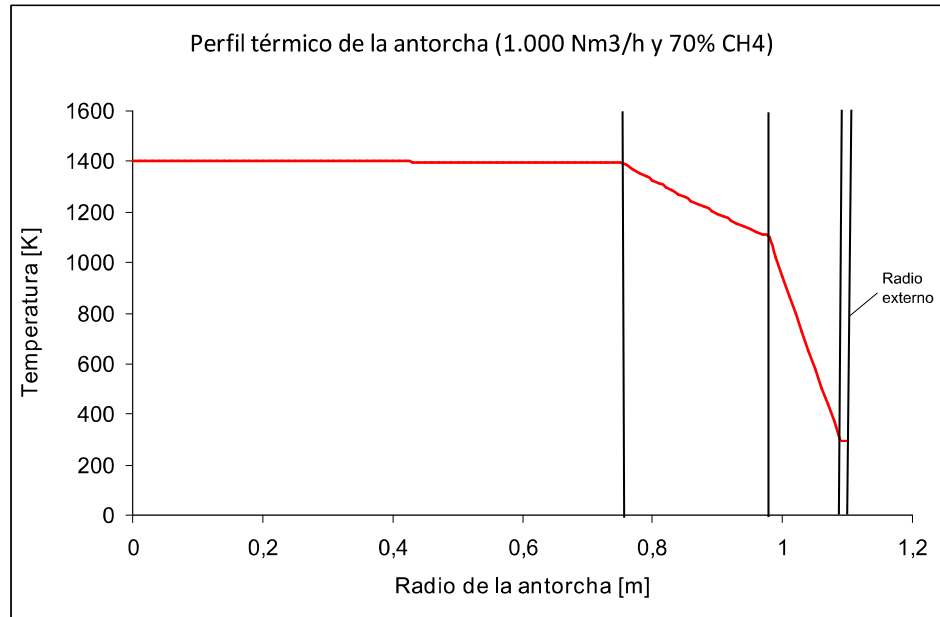


Gráfico 3.1: Perfil térmico de la zona I en condición 1.

En el Gráfico 3.2 se muestra el perfil térmico de la mitad de la sección de la zona I de la antorcha. Esta gráfica considera una condición de operación de 100 Nm³/h de biogás y 30% de concentración volumétrica de metano.

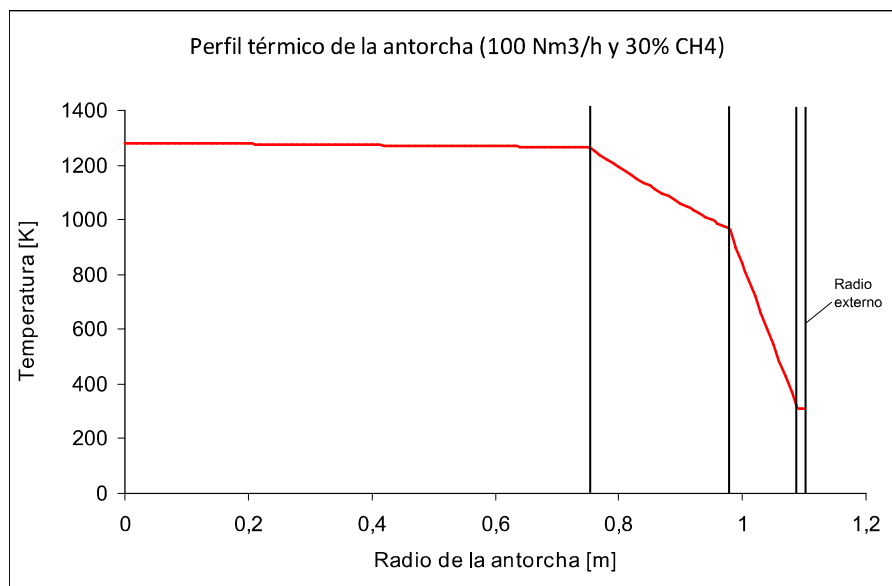


Gráfico 3.2: Perfil térmico de la zona I en condición 2.

3.4.6 Cálculo Térmico de la zona II

En las secciones que siguen se calculan las dimensiones generales de la antorcha para la zona II. La condición 2 no incluye recuperación.

3.4.6.1 Materiales

Las características de los materiales a utilizar en esta zona son:

Tabla 3.19: Materiales a utilizar en la zona II.

Plancha Acero Inoxidable AISI 316	Manto Aislante	Manto refractario
Espesor = 8 [mm]	Espesor = 105 [mm]	Espesor = 230 [mm]
Conductividad térmica = 15 [W/m·K]	Conductividad térmica = 0,03 [W/m·K]	Conductividad térmica = 0,2 [W/m·K]

3.4.6.2 Dimensiones

La zona II es el lugar de recuperación térmica de los gases de combustión. La temperatura mínima de evacuación de los gases de combustión a la atmósfera debe ser de 500°C como mínimo y el potencial a recuperar se fija en 250 kW. Se utiliza un desvío regulable para controlar el flujo de gas y la potencia térmica (ver Figura 3.25).

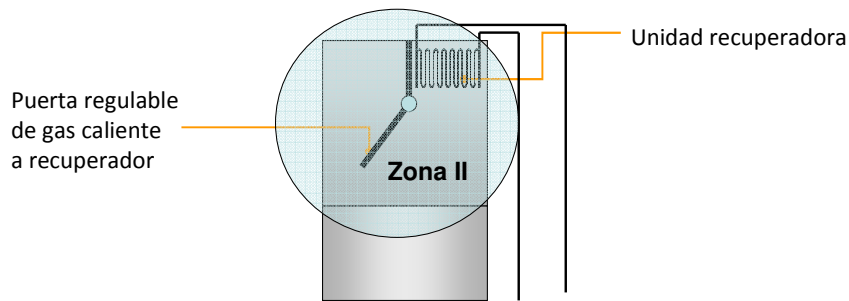


Figura 3.25: Zona II de la antorcha.

La puerta regulable debe cerrar el paso de los gases en ambos sentidos, por lo que para efectos prácticos la zona II cambia a sección cuadrada. Las dimensiones de la zona II se detallan en la Tabla 3.20.

Tabla 3.20: Dimensiones generales de la zona II.

Altura Zona II	1.800 [mm]
Arista interna zona II	2.314 [mm]
Arista externa zona II	2.477 [mm]

Para mayor detalle de las dimensiones recurrir a planos de referencia, Anexos A.H.iii

3.4.6.3 Pérdidas térmicas de la zona II

Para calcular las pérdidas térmicas se repite el método enunciado en la sección 3.4.5.3. Es importante destacar que en este caso no existe transferencia de calor por radiación de llama y existe un sumidero de calor el cual corresponde al intercambiador de calor. En la Figura 3.26 se aprecia un esquema de la pared de la antorcha en la zona II, el flujo de calor es en sentido de la flecha roja.

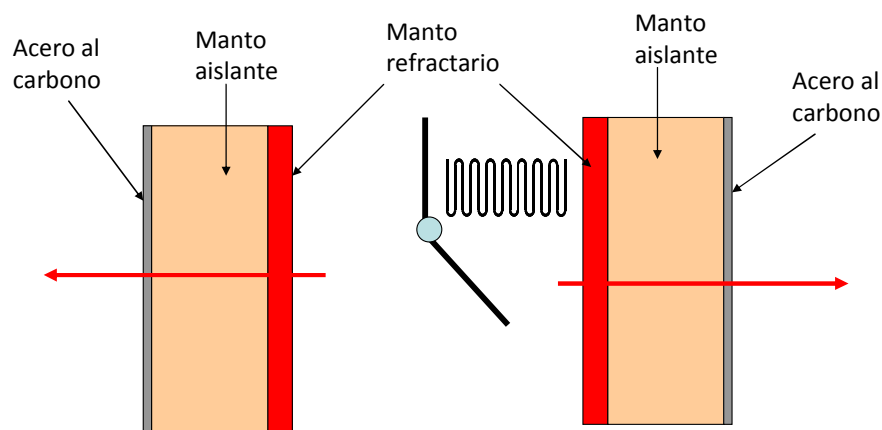


Figura 3.26: Esquema de la pared de la antorcha, zona II.

A continuación se detalla el cálculo de los coeficientes de transferencia que no se consideran en la zona I.

3.4.6.3.1 Coeficiente convectivo interno h_i

Para calcular la temperatura de los gases de combustión a la salida de la zona II, se realiza un balance energético.

$$P_{\text{pérdidas}} + P_{\text{recuperado}} = W_{\text{gases}} \cdot C_{\text{pgases}} \cdot (T_{\text{entrada}} - T_{\text{salida}}) \Rightarrow T_{\text{salida}} = T_{\text{entrada}} - \left(\frac{P_{\text{pérdidas}} + P_{\text{recuperado}}}{W_{\text{gases}} \cdot C_{\text{pgases}}} \right) \quad 3.68$$

Donde:

$P_{\text{pérdidas}}$: Pérdidas térmicas en la zona II [W].

$P_{\text{recuperado}}$: Potencial recuperado en el intercambiador [W].

W_{gases} : Flujo másico de los gases de combustión en la zona II [kg/h].

C_{pgases} : Calor específico de los gases de combustión en la zona II [kJ/kg·K].

T_{entrada} : Temperatura de entrada del fluido térmico al recuperador [K].

T_{salida} : Temperatura de salida del fluido térmico al recuperador [K].

La temperatura de entrada de los gases de combustión a la zona II, es la misma que la temperatura de los gases de combustión a la salida de la zona I. La condición 2 no incluye recuperación ya que los gases de escape los gases evacuarían a la atmósfera a una temperatura inferior a 500 °C, por lo tanto en ese caso $P_{\text{recuperado}} = 0$ [W].

3.4.6.3.2 Coeficiente convectivo aceite h_{oi}

Para calcular el coeficiente convectivo interno del recuperador se utilizan los datos de la Tabla 3.21.

Tabla 3.21: Especificaciones de la tubería del recuperador de calor.

Diámetro externo	0,0254 [m]
Espesor	0,002 [m]
Conductividad térmica	15 [W/m·K]

Las especificaciones del aceite térmico usado se aprecian en la sección 3.3.7.1. La densidad del aceite según las condiciones de operación se calcula con la Ecuación 3.69²².

$$\rho_{\text{aceite}} = -0,0007 \cdot \bar{T}_{\text{aceite}} + 1,069 \quad 3.69$$

Donde:

²² Parather (USA). Catálogo de aceites térmicos. <<http://www.paratherm.com>>. Accesado Agosto 2009.

ρ_{aceite} : Densidad del aceite [kg/m³].

\bar{T}_{aceite} : Temperatura media del aceite en el recuperador [K].

La densidad del aceite es 0,77 kg/m³.

La viscosidad cinemática se calcula con la Ecuación 3.70²².

$$v_{\text{aceite}} = -8 \cdot 10^{-8} \cdot \bar{T}_{\text{aceite}} + 4 \cdot 10^{-5} \quad 3.70$$

Donde:

v_{aceite} : Viscosidad cinemática del aceite en el recuperador [m²/s].

\bar{T}_{aceite} : Temperatura media del aceite en el recuperador [K].

La viscosidad cinemática del aceite es 1,2·10⁻⁸ m²/s.

La conductividad térmica calcula con la Ecuación 3.71²².

$$\lambda_{\text{aceite}} = -7,2 \cdot 10^{-6} \cdot \bar{T}_{\text{aceite}} + 0,133 \quad 3.71$$

Donde:

λ_{aceite} : Conductividad térmica del aceite en el recuperador [W/m·K].

\bar{T}_{aceite} : Temperatura media del aceite en el recuperador [K].

La conductividad térmica del aceite es 0,1244 W/m·K.

Se utiliza la correlación de Dittus & Boelte para flujo interno de la Ecuación 3.72.

$$Nu_{\text{aceite}} = 0,023 \cdot (Re_{\text{aceite}})^{4/5} \cdot (Pr_{\text{aceite}})^{0,4} \quad 3.72$$

Donde:

Nu_{aceite} : Número de Nusselt para el flujo interno de aceite en el recuperador.

Re_{aceite} : Número de Reynolds para el flujo interno de aceite en el recuperador.

Pr_{aceite} : Número de Prantdl para el flujo interno de aceite en el recuperador.

Así el coeficiente convectivo del aceite es:

$$h_{ai} = \frac{Nu_{aceite} \cdot \lambda_{aceite}}{d_{ai}} \quad 3.73$$

Donde:

h_{ai} : Coeficiente convectivo aceite [W/m²·K].

Nu_{aceite} : Número de Nusselt para el flujo interno de aceite en el recuperador.

λ_{aceite} : Conductividad térmica del aceite en el recuperador [W/m·K].

d_{ai} : Diámetro interno del recuperador [m].

Por lo tanto el coeficiente convectivo del aceite es 1.134 [W/m²·K].

3.4.6.3.3 *Coeficiente convección forzada externo del recuperador h_{ii} [21]*

Al no conocer la geometría del recuperador, se calcula el coeficiente de convección externo del recuperador con correlaciones de flujo externo.

$$Re_{ii} = \frac{V_{gases} \cdot d_{et}}{\nu_{gases}} \quad 3.74$$

Donde:

Re_{ii} : Número de Reynolds para el flujo externo al recuperador.

V_{gases} : Velocidad de los gases de combustión en la zona II [m/s].

d_{et} : Diámetro externo de la tubería del recuperador [m].

ν_{gases} : Viscosidad cinemática de los gases de combustión en la zona II [m²/s].

El número de Nusselt se obtiene de:

$$Nu_{ii} = C \cdot (Re_{ii})^m \cdot Pr \quad 3.75$$

Donde:

Nu_{ii} : Número de Nusselt para el flujo externo al recuperador.

Re_{ii} : Número de Reynolds para el flujo externo al recuperador.

Pr : Número de Prantdl del flujo de gases de la zona II.

C : Factor de correlación.

m: Factor de correlación.

El coeficiente de convección forzada de los gases externos al recuperador se obtiene de la siguiente Ecuación:

$$h_{ii} = \frac{Nu_{ii} \cdot \lambda_{gases}}{d_{et}} \quad 3.76$$

Donde:

h_{ii} : Coeficiente convectivo externo al recuperador [$W/m^2 \cdot K$].

Nu_{ii} : Número de Nusselt para el flujo externo al recuperador.

λ_{gases} : Conductividad térmica de los gases de combustión en la zona II [$W/m \cdot K$].

d_{et} : Diámetro externo de la tubería del recuperador [m].

3.4.6.3.4 Resultados de las pérdidas térmicas en la zona II

Los resultados de la sección 3.4.6.3 se resumen en la Tabla 3.22.

Tabla 3.22: Resultados generales del cálculo de las pérdidas térmicas en la zona II.

Coeficiente radiativo externo h_{re}	Condición 1	Condición 2
Coeficiente radiativo externo [$W/m^2 \cdot K$]	6,58	6,58
Coeficiente convección libre externo h_{cl}	Condición 1	Condición 2
Número de Rayleigh para convección libre en cilindro vertical	5.574	5.574
Número de Prantdl	1,48	1,39
Número de Nusselt para convección libre en cilindro vertical	4,46	4,46
Coeficiente convección libre externo [$W/m^2 \cdot K$]	0,80	0,80
Pérdidas térmicas	Condición 1	Condición 2
Pérdidas térmicas [W]	5.568	5.568
Coeficiente convectivo interno h_i	Condición 1	Condición 2
Temperatura de los gases a la salida [K]	1.359	1.234
Temperatura media de los gases de combustión [K]	1.379	1.243
Calor específico de los gases de combustión [kJ/kg·K]	1,25	1,23
Conductividad térmica de los gases de combustión [$W/m \cdot K$]	$3,24 \times 10^{-2}$	$3,12 \times 10^{-2}$
Viscosidad cinemática de los gases de combustión [m^2/s]	$2,0 \times 10^{-4}$	$2,0 \times 10^{-4}$
Densidad de los gases de combustión [kg/ Nm ³]	0,19	0,21
Caudal volumétrico de gases de combustión [m ³ /h]	94.633	4.180
Sección de paso de la antorcha [m ²]	0,87	0,87
Velocidad de los gases de combustión [m/s]	30,06	1,32
Número de Reynolds del flujo de gases	102.752	5.442
Número de Nusselt para el flujo de gases	264,0	21,5
Coeficiente convectivo interno [$W/m^2 \cdot K$]	12,6	0,9
Coeficiente convectivo aceite h_{ai}	Condición 1	Condición 2

Número de Reynolds del flujo de aceite	8.287	8.287
Número de Nusselt del flujo de aceite	195,2	195,2
Coefficiente convectivo aceite [W/m²·K]	1.134,7	1.134,7
Coefficiente radiativo interno de los gases de combustión h_r	Condición 1	Condición 2
Fracción másica de H ₂ O y CO ₂ en los gases de combustión [%]	16,92	27,3
Coefficiente de emisividad de los gases de combustión	1,44	1,94
Coefficiente radiativo interno de los gases de combustión [W/m²·K]	86,9	82,9
Coefficiente radiativo del intercambiador h_{ri}	Condición 1	Condición 2
Coefficiente radiativo del intercambiador [W/m²·K]	86,9	82,9
Coefficiente de convección forzada externo al intercambiador h_{re}	Condición 1	Condición 2
Número de Reynolds del flujo de gases externo al intercambiador	3.859	204
Número de Nusselt para el flujo de gases externo al intercambiador	642,5	160
Coefficiente de convección forzada externo al intercambiador [W/m²·K]	819,7	196,8
Coefficiente de transferencia global y coeficiente de transferencia conductivo	Condición 1	Condición 2
Coefficiente global de transferencia de calor [W/m²·K]	0,23	0,23
Coefficiente global de transferencia de calor conductivo [W/m²·K]	0,24	0,24
Temperatura media de manto externo de la antorcha [K]	342	343

3.4.6.4 Dimensionamiento del recuperador

Es necesario dimensionar un intercambiador de calor para recuperar 250 kW. A medida que el caudal volumétrico de biogás o la concentración de metano CH₄ disminuyen, el área de intercambio debe ser mayor.

No es posible operar en la *condición 2* (100 Nm³/h y 30% de CH₄) con recuperación de 250 kW, ya que los gases de combustión evacuarían a una temperatura inferior a 500 °C.

En la Tabla 3.23 se aprecian distintos modos de operación y el área requerida de intercambio para lograr una recuperación de 250 kW.

Tabla 3.23: Modos de operación y área de intercambio requerida.

Modo de operación	Área de intercambio [m ²]	Temperatura de gases evacuados [°C]
100 Nm ³ /h y 30% de CH ₄	9,8	71
120 Nm ³ /h y 30% de CH ₄	5,7	239
140 Nm ³ /h y 30% de CH ₄	3,5	356
160 Nm ³ /h y 30% de CH ₄	2,7	443
180 Nm ³ /h y 30% de CH ₄	2,3	509
200 Nm ³ /h y 30% de CH ₄	2,1	561

Como se aprecia en la Tabla 3.23 la mínima condición de operación para lograr una recuperación de 250 kW y una temperatura mínima de gases evacuados a 500 °C es el modo: 180 Nm³/h y 30% de CH₄. Por lo tanto se asume un área de intercambio de 2,3 m².

El largo total de tubos necesario se despeja de la Ecuación 3.77.

$$A_{\text{intercambio}} = \pi \cdot d_{\text{et}} \cdot L \Rightarrow L = \frac{A_{\text{intercambio}}}{\pi \cdot d_{\text{et}}} = \frac{2,3[\text{m}^2]}{\pi \cdot 0,0254 [\text{m}]} = 28[\text{m}] \quad 3.77$$

Donde:

$A_{\text{intercambio}}$: Área de intercambio del recuperador [m^2].

d_{et} : Diámetro externo de la tubería del recuperador [m].

L : Largo de la tubería del recuperador [m].

Se necesitan 28 m de tubería de 0,0254 m de diámetro externo para tener un área de intercambio de 2,3 m^2 . Una configuración tipo del recuperador es la que se aprecia en la Figura 3.27.

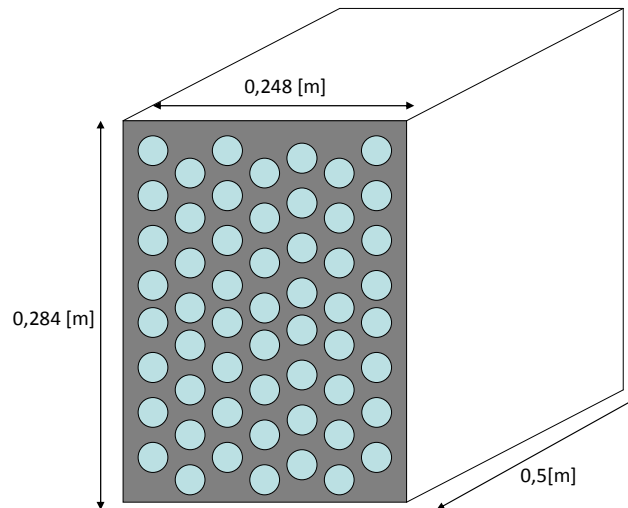


Figura 3.27: Configuración tipo para el recuperador de calor.

3.4.7 Tiro y pérdidas de carga

3.4.7.1 Pérdidas de carga de la zona I

El factor de fricción de la zona I se calcula con suficiente aproximación con la Ecuación 3.78²³.

$$f = 0,118 \cdot \frac{r^{0,25}}{(d_i)^{0,4}} \quad 3.78$$

Donde:

f : Factor de fricción.

²³ Aenor (España). Norma Española UNE 123-001-94: Cálculo y diseño de chimeneas. 1994.

r : Rugosidad del refractario [mm].

d_i : Diámetro interior de la antorcha en la zona I [m].

Las pérdidas de carga se calculan con la Ecuación 3.79.

$$\Delta P = \left[\rho_{\text{gases}} \cdot \frac{(V_{\text{gases}})^2}{2} \cdot f \cdot \frac{H_i}{d_i} \right] \cdot fs \quad 3.79$$

Donde:

ΔP : Pérdidas de carga en la zona I [Pa].

ρ_{gases} : Densidad de los gases de combustión en la zona I [kg/m³].

V_{gases} : Velocidad de los gases de combustión en la zona I [m/s].

f : Factor de fricción.

d_i : Diámetro interior de la antorcha en la zona I [m].

H_i : Altura de la antorcha en la zona I [m].

fs : Factor de seguridad de construcción.

3.4.7.2 Pérdidas de carga de la zona II

El factor de fricción de la zona II se calcula con suficiente aproximación con la Ecuación 3.80.

$$f = 0,118 \cdot \frac{r^{0,25}}{(D_{hi})^{0,4}} \quad 3.80$$

Donde:

f : Factor de fricción.

r : Rugosidad del refractario [mm].

D_{hi} : Diámetro hidráulico de la antorcha en la zona II [m].

La pérdida de carga se calcula con la Ecuación 3.81, en este caso se debe considerar un factor que considere la pérdida de carga en la puerta que regula el paso de gases y en el intercambiador de calor.

$$\Delta P = \left[\rho_{\text{gases}} \cdot \frac{(V_{\text{gases}})^2}{2} \cdot f \cdot \frac{\text{Alto}}{D_{hi}} + \xi \right] \cdot fs \quad 3.81$$

Donde:

ΔP : Pérdidas de carga en la zona II [Pa].

ρ_{gases} : Densidad de los gases de combustión en la zona II [kg/m³].

V_{gases} : Velocidad de los gases de combustión en la zona II [m/s].

f: Factor de fricción.

fs: Factor de seguridad de construcción.

Alto: Altura de la antorcha en la zona II [m].

D_{hi} : Diámetro hidráulico de la antorcha en la zona II [m].

ξ : Coeficiente de pérdida de presión localizada.

3.4.7.3 Tiros

3.4.7.3.1 Tiro teórico

El tiro teórico esta dado por la diferencia de densidad entre los gases al exterior e interior de la antorcha.

$$\text{Tiro}_t = g \cdot (H_i + \text{Alto}) \cdot (\rho_a - \bar{\rho}_{\text{gases}}) \quad 3.82$$

Donde:

Tiro_t : Tiro teórico de la antorcha [Pa].

g : Aceleración de gravedad [m/s²].

H_i : Altura de la antorcha en la zona I [m].

Alto: Altura de la antorcha en la zona II [m].

ρ_a : Densidad atmosférica [kg/m³].

$\bar{\rho}_{\text{gases}}$: Densidad promedio de los gases de combustión de las zona I y II [kg/m³].

3.4.7.3.2 Tiro disponible

Para calcular el tiro disponible debemos restar las pérdidas de carga existentes en la antorcha.

$$\text{Tiro}_d = \text{Tiro}_t - (\Delta P_I + \Delta P_{II}) \quad 3.83$$

Donde:

Tiro_d : Tiro disponible en la base de la antorcha [Pa].

Tiro_t : Tiro teórico de la antorcha [Pa].

ΔP_I: Pérdida de carga en la zona I [Pa].

ΔP_{II}: Pérdida de carga en la zona II [Pa].

3.4.7.3.3 Velocidad disponible en la base

El tiro disponible en la base de la antorcha se transforma en velocidad con la siguiente Ecuación 3.84.

$$\text{Tiro}_d = \frac{\rho_a \cdot (V_d)^2}{2} \Rightarrow V_d = \sqrt{\frac{2 \cdot \text{Tiro}_d}{\rho_a}} \quad 3.84$$

Donde:

Tiro_d : Tiro disponible en la base de la antorcha [Pa].

ρ_a : Densidad atmosférica [kg/m³].

V_d : Velocidad disponible en la base [m/s].

3.4.7.4 Tiempo de retención

Se debe verificar el tiempo de retención de los gases de combustión en la zona I (zona de destrucción).

$$t_r = \frac{H_I}{V_{\text{gases}}} \quad 3.85$$

Donde:

t_r: Tiempo de retención de los gases de combustión en la zona I [s].

H_I: Altura de la antorcha en la zona I [m].

V_{gases}: Velocidad de los gases de combustión en la zona I [m/s].

3.4.7.5 Resultados del tiro y las pérdidas de carga en la antorcha

En la Tabla 3.24 se muestran los resultados respecto de las pérdidas de carga y el tiro en la antorcha.

Tabla 3.24: Resultados del tiro y las pérdidas de carga en la antorcha.

	Condición 1	Condición 2
Factor de fricción en la zona I	0,132	0,132
Factor de fricción en la zona II	0,181	0,181
Pérdida de carga en la zona I [Pa]	17,4	0,03
Pérdida de carga en la zona II [Pa]	71,8	0,15
Tiro teórico de la antorcha [Pa]	93,7	91,9
Tiro disponible en la base de la antorcha [Pa]	4,48	91,7
Velocidad disponible en la base [m/s]	2,6	11,9
Tiempo de retención de los gases de combustión [s]	0,43	9,7

El tiro disponible en la base de la antorcha para la *condición 1* es muy bajo por lo que se necesita instalar el ventilador especificado en la sección 3.3.1. El tiempo de retención cumple con los parámetros de diseño enunciados en la sección 3.1.

3.4.8 Cálculo estructural

En la presente sección se verifica la selección de materiales mediante cálculo estructural basado en las normas Chilenas: NCh 2369.Of2003 [16] y NCh 432.Of71 [30] y la norma para chimeneas industriales ASME STS-1-2000 [17].

3.4.8.1 Cargas²⁴

3.4.8.1.1 Cargas permanentes

Las cargas permanentes son generadas por la masa de la antorcha y los elementos accesorios que forman parte de la antorcha.

3.4.8.1.2 Cargas vivas

Las cargas vivas corresponden a cargas circunstanciales como operadores, accesorios en operación discontinua o cualquier carga adicional que se presente de forma aleatoria. En este caso se considera un 5% de las cargas permanentes.

3.4.8.1.3 Cargas eólicas [30]

La carga debido al viento F_{viento} sobre la antorcha de sección circular se estima con la Ecuación 3.86. Se considera la máxima velocidad del viento u , según los parámetros de diseño enunciados en la sección 3.1. El factor de forma C_{forma} depende de la geometría de la estructura y el área a considerar A_{trans} , es el área correspondiente a la sección axial perpendicular a la acción del viento.

²⁴ Ver [16]

$$F_{\text{viento}} = C_{\text{forma}} \cdot \frac{u^2}{16} \cdot A_{\text{trans}} \quad 3.86$$

Donde:

F_{viento} : Carga debido a la acción del viento [kg].

C_{forma} : Factor de forma [$\text{kg} \cdot \text{s}^2 / \text{m}^4$].

A_{trans} : Sección axial perpendicular a la acción del viento [m^2].

u : Velocidad del viento [m/s].

3.4.8.1.4 Cargas sísmica vertical

La carga sísmica vertical F_{sv} se estima con la Ecuación 3.87. Se considera el valor más alto de la aceleración efectiva máxima A_o . La suma de las cargas IP considera las cargas permanentes y vivas.

$$F_{\text{sv}} = \frac{A_o}{g} \cdot IP \quad 3.87$$

Donde:

F_{sv} : Carga sísmica vertical [kg].

A_o : Aceleración efectiva máxima [m/s^2].

g : Aceleración de gravedad [m/s^2].

IP : Suma de las cargas permanentes y vivas [kg].

3.4.8.1.5 Carga sísmica horizontal

La carga sísmica horizontal genera un momento en la antorcha que se considera en el extremo superior de la antorcha de manera de maximizar los esfuerzos. Así el esfuerzo de corte basal Q_o por efecto del sismo horizontal se determina con la Ecuación 3.88.

$$Q_o = C \cdot I \cdot IP \quad 3.88$$

Donde:

Q_o : Esfuerzo de corte en la base [kg].

C : Coeficiente sísmico.

IP: Suma de las cargas permanentes y vivas [kg].

I: Coeficiente de importancia.

3.4.8.2 Criterio de diseño²⁵

Se aplica un criterio de diseño que combina la compresión longitudinal y la flexión transversal en la antorcha.

$$\frac{P}{A} + \frac{M \cdot d_e}{2 \cdot I_{sec}} \leq S_{cl} \quad 3.89$$

Donde:

P: Cargas en acción vertical [kg]

A: Sección transversal de la chapa de acero [m].

M: Momento generado por cargas horizontales [kg·m].

S_{cl}: Resistencia del material utilizado [Mpa].

I_{sec}: Inercia de la sección según eje de la antorcha [m⁴].

d_e: Diámetro exterior de la antorcha en la zona I [m].

Las cargas: permanentes, vivas y sísmica vertical se agrupan en la variable *P*, ya que actúan de forma vertical. Las cargas: eólica y sísmica horizontal generan un momento, que para efectos de diseño se aplica en el extremo superior de la antorcha de manera de maximizar los esfuerzos.

3.4.9 Resultados de la verificación estructural

Los resultados de la verificación estructural se muestran en la Tabla 3.25.

Tabla 3.25: Resultados de la verificación estructural.

Cargas permanentes [kg]	9.094
Cargas vivas [kg]	455
Cargas eólicas [kg]	404
Carga sísmica vertical [kg]	3.819
Carga sísmica horizontal [kg]	3.667
Esfuerzo solicitado [Mpa]	77,6
Resistencia del acero ASTM A-36 [Mpa]	205

²⁵ [17]

Por lo tanto la chapa de acero ASTM A-36 de 8 mm de espesor resiste sin problemas las solicitaciones por masa propia, sísmicas y eólicas.

4 Discusiones

4.1 Discusiones generales

El trabajo desarrollado es un aporte para la innovación tecnológica chilena en el área de las ERNC (Energías Renovables No Convencionales), ya que según la literatura e investigaciones propias no existen antecedentes de antorchas para destrucción de metano con aprovechamiento energético.

A nivel nacional las capacidades de ingeniería y construcción de éste tipo de dispositivos están aún en pañales, sin embargo Innovatec ya ha trabajado en algunos desarrollos similares, un ejemplo de ello es el proyecto de recuperación de calor para la Planta Faenadora Rosario, el cual pretende recuperar calor en las flameadoras de cerdos a través de intercambiadores líquido – gas con sistemas de control similares a los discutidos en este trabajo.

A nivel internacional existen varios países que han desarrollado novedosos diseños e investigado acerca de la combustión del biogás. En Estados Unidos existe la empresa John Zink la cual es líder mundial en investigación y desarrollo de tecnologías para la destrucción de biogás. John Zink desarrollo un sistema de combustión para antorchas confinadas llamado *Thermal Oxidizer ZTOF*, el cual tiene bajísimas emisiones de óxidos nitrosos.

En India también se han desarrollado bastantes trabajos respecto a la quema de biogás. La empresa Transparent Energy System tiene adjudicada la mayoría de los proyectos de quema de biogás en India y Malasia.

La Unión Europea lleva la delantera respecto a los estándares de emisiones contaminantes, países como Alemania, Suiza y Holanda tienen estrictas normas para la quema eficiente del metano. The national Technical Directive for Air Pollution Abatement (TA Luft) está encargada de regular las emisiones en Alemania y Nederlandse Emissie Richtlijn Lucht (NER) regula las emisiones en Holanda. Existe también valiosa bibliografía aportada por Environment Agency del Reino Unido, esta bibliografía se refiere principalmente a criterios de diseño para antorchas confinadas.

Cabe destacar que no existen referencias acerca de recuperación de energía a través de las antorchas de quema de metano. Los países con desarrollos en tecnología del biogás prefieren utilizar instalaciones de generación eléctrica para este propósito, aunque esta inversión sea mucho mayor que la recuperación a través de antorchas.

La recuperación energética a través de una central eléctrica a base de biogás tiene un espectro de utilización mucho más amplio que la recuperación térmica en la antorcha, ya que la energía eléctrica puede transformarse en otros tipos de energía (movimiento, calor, luz, etc.), en cambio la recuperación térmica en la antorcha desarrollada en este trabajo solo puede ser usada en calefacción o uso directo para procesos productivos.

Como se mencionó anteriormente, los costos de la antorcha son mucho menores que los de las centrales de generación eléctrica, es por esto que la antorcha con recuperación aplica a pequeños y medianos inversionistas de la región con necesidades de recuperación energética.

Los países con experiencia en tecnología del biogás tienen muchos desarrollos basados en el empirismo, en cambio como este trabajo es uno de los pioneros en Chile en el área de las antorchas de destrucción de metano, el diseño de la antorcha se enmarca solo dentro de las técnicas clásicas de combustión y transferencia de calor.

4.2 Discusión económica

A continuación se discuten algunos aspectos económicos de la antorcha, enfocados principalmente en el costo de ésta y la recuperación de capital. Para este análisis se considera la antorcha de destrucción sin recuperación de calor de manera de poder compararla con otras antorchas sin recuperación.

4.2.1 Inversión

Una antorcha de marca John Zink de similares características tiene un valor de USD 300.000, considerando 20% en costos de importación y aduana, la antorcha puesta en Chile tendría un valor aproximado de USD 360.000.

La cubicación de la antorcha diseñada en este trabajo es de USD 180.000 sin considerar la recuperación de calor. Este costo podría aumentar en un 15% al considerar la adición del sistema de recuperación de calor.

A pesar de que la antorcha diseñada es una tecnología no probada pero diseñada bajo los mismos estándares que la competencia, la antorcha desarrollada es una atractiva oferta para medianos inversionistas chilenos con deseos de generar utilidades a través del mercado de bonos de carbono.

4.2.2 Recuperación del capital

Para analizar la recuperación de capital se tomó un valor de tonelada de CO₂ de 10 euros y un 50% de producción de biogás (500 Nm³/h) y un 50% de contenido de CH₄. Se debe considerar las toneladas de CO₂ no emitidas al medio ambiente.

Por cada 1 tonelada de CH₄ destruido se logran disminuir 18,25 toneladas de CO₂. El detalle se aprecia en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1: Ingreso anual por efectos de venta de bonos de carbono.

Flujo de biogas	500	Nm ³ /h
Contenido de CH ₄	50	%
Densidad del CH ₄	1	kg/m ³
Flujo másico de CH ₄	170	kg/h
Cantidad de CH ₄ anual	1.489.200	kg/año
Equivalente en CO ₂ reducido	27.177.900	kg/año
	27.178	t/año
Valor tonelada de CO ₂	10	euros
Ingreso anual	271.779	euros/año

Con condiciones de operación bastante desfavorables la inversión se recupera al segundo año de operación, cabe destacar que no se está considerando la recuperación energética que es un valor agregado al ingreso por venta de bonos de carbono.

5 Conclusiones

- Se realizó un diseño conceptual y un diseño básico de una antorcha prototipo, se consideraron diferentes configuraciones de recuperación de calor, algunas tales como: recuperación a la salida de los gases de escape, recuperación a través del manto, recuperación con flujo de gases variable, etc. Se concluyó que la mejor opción de recuperación es un sistema de flujo variable de gases a través un recuperador operando con fluido térmico, el flujo variable consigue controlar el potencial recuperado y el fluido térmico permite recuperar un alto potencial.
- Se efectuó el cálculo de un módulo de 1.000 Nm³/h de biogás ya que representa el caudal de biogás en rellenos sanitarios típicos. El diseño del recuperador también se enfocó en los consumos típicos de potencia de una pequeña instalación de biodigestor o relleno sanitario.
- Se diseño de manera básica el combustor de la antorcha, considerando técnicas clásicas de transferencia de calor y combustión. La división del combustor por zonas permitió realizar el diseño térmico de una forma ordenada, diferenciando claramente la zona de destrucción del metano y la zona de recuperación de calor.
- Se diseño de manera básica el recuperador de calor. La alta temperatura de los humos de escape, permitió trabajar con gases de escape con alta entalpía, por lo cual se necesitó un recuperador de pequeño tamaño para recuperar un potencial considerable (250 kW). El dimensionamiento del recuperador se efectuó con una condición de operación mínima (180 Nm³/h y 30% de CH₄) a manera de cumplir con la normativa y los parámetros de diseño impuestos.
- Se determinó que la antorcha prototipo desarrollada se presenta como una atractiva alternativa a inversionistas del área de rellenos sanitarios o biodigestores, ya que ésta tiene un costo de 30% menor a la antorcha típicamente usada. Además esta antorcha agrega el valor de recuperar la energía de los gases de combustión a través de un novedoso sistema de recuperación variable.

6 Referencias

- [1] NACIONES UNIDAS (USA). Protocolo de Kyoto de la convención marco de las naciones unidas sobre el cambio climático. FCCC/INFORMAL/83* REPORT. 1998.
- [2] COMISIÓN NACIONAL DE ENERGIA (Chile). Potencial de Biogás. 2007.
- [3] BITRAN & ASOCIADOS (Chile). Estudio de políticas de abatimiento de gas de efecto invernadero y desarrollo económico: Sinergias y desafíos en el sector de los rellenos sanitarios en el caso de Chile. Economía de los Recursos Naturales y el Medio Ambiente. 2003.
- [4] ENVIRONMENT AGENCY (UK). Guidance on Landfill Gas Flaring. 1997.
- [5] CARRILLO, L. Microbiología Agrícola. 1era edición. Argentina: UNAS. 2003.
- [6] UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES (Argentina). Combustión. Departamento de ingeniería mecánica y naval. 2003.
- [7] EL-MAHALLAWY, F y HABIK, S EI-DIN. Fundamentals and technology of combustion. Amsterdam: Elsevier. 2003.
- [8] GILES, D. Landfill gas flare system design basics, Oklahoma: McGill environmental systems. 2000.
- [9] THEMELIS, J. Methane generation in landfills. Journal of Renewable energy .Elsevier. 2007
- [10] ENERGÍA, GAS NATURAL Y AGUAS EMP MEDELLÍN (Colombia). <http://www2.eeppm.com/bibliotecaepm/biblioteca_virtual/documents/capitulo2.pdf>. Accesado Junio 2009.
- [11] KRIEG & FISCHER INGENIEURE GMBHT (Alemania). Planning and construction of biogas plants. 2001.
- [12] AENOR (España). NORMA ESPAÑOLA UNE 123-001-94: Cálculo y diseño de chimeneas. 1994.
- [13] INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE (Suiza). <<http://www.ipcc.chf>>. Accesado Junio 2009.
- [14] DIARIO CLARÍN (Argentina). <<http://www.clarin.com>>. Accesado Junio 2009.

- [15] ENGINEERING TOOL BOX (USA). Coeficientes globales de transferencia de calor. <http://www.engineeringtoolbox.com/heat-transfer-coefficients-exchangers-d_450.html>. Accesado Junio 2009.
- [16] INN (Chile). Norma Chilena, NCh 2369.Of2003: Diseño sísmico de estructuras e instalaciones industriales. 2003.
- [17] ASME (USA). STS-1-2000: Steel Stacks.2001.
- [18] PARATHERM (USA). Catalogo de aceites térmicos. <<http://www.paratherm.com/>>. Accesado Agosto 2009.
- [19] KAKAÇ, S. Boilers, Evaporators and Condensers. 1era edición. USA: Wiley-Interscience. 1991.
- [20] PERRY, R. Chemical Engineers' Handbook. USA: McGraw-Hill. 2003.
- [21] BEJAN, A. Heat Transfer. New York: John Wiley & Sons, Inc. 1993.
- [22] GWYTHHER, D. Heat transfer fuels & refractories fluid flow in furnace technology. London: The institution of metallurgist. 1985.
- [23] THRING, M. The sciences of flames and furnaces. New York: John Wiley & Sons, Inc. 1952.
- [24] TRINKS, W. Hornos industriales. Bilbao: Ediciones Urmo. 1972.
- [25] GRISWOLD, J. Fuels, combustions and furnaces. 1era edición. New York: McGraw-Hill. 1946.
- [26] BAUKAL, CH. The John Zink Combustion Handbook. New York: CRC Press. 2007.
- [27] RHI Refractories (Austria). Cement References. 2009.
- [28] ACEROS SACK (Chile). Catalogo de aceros. 2009.
- [29] MICROTHERM (USA), Insulating References, 2009.
- [30] INN (Chile). Norma Chilena, NCh 432.Of71: Cálculo de la acción del viento sobre las construcciones. 1971.

Anexos

A. Especificaciones técnicas del Ventilador centrífugo NOVOVENT CR HTE/CR HTE BOX 710/6T.



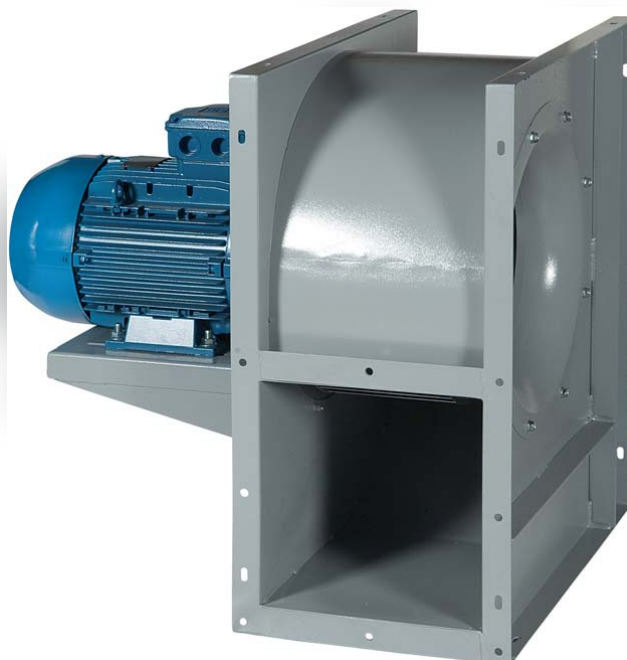
CR HTE CR HTE BOX

Ventilador centrífugo media presión para uso fuera zona riesgo 400 ° C 2h

Single inlet EN 12101-3 certified smoke extract direct driven fan. Motor outside risk area

Moteur à entraînement direct et turbine à réaction. Pour les installations de sécurité anti-incendie (déensfumage) et contre les risques d'explosion

Industrieventilator oder Brandgas-Radialventilatoren zur Montage außerhalb der Risikozone mit rückwärtsgekrümmten Ventilatorschaufeln



Centrífugo de media presión. Para ubicar fuera de la zona de riesgo. De un oído de aspiración, envolvente y turbina metálica.

Aplicaciones: Para instalaciones de ventilación y seguridad contra incendios.

For installation outside the risk area.

Applications: Public buildings, car parks, industries.

Centrifuge de pression moyenne, à installer hors zone à risque. Équipé d'une ouïe d'aspiration, corps et turbine métallique à pâles inclinées vers l'avant.

Application: Pour installation de ventilation et de sécurité anti-incendie.

Brandgas-Radialventilatoren, einseitig saugend, aber auch für Absaugungen oder Maschinenkühlung vielfältiger Art. Rückwärtsgekrümmtes Laufrad für hohen Wirkungsgrad. Mit Schutzgitter auf der Ansaugseite. Die Ausblasrichtung kann bei Bedarf verändert werden.

Anwendungen: Als Brandgasventilator im Brandfall, oder für Absaugungen warmer oder heißer Abgase in der Industrie, Werkstätten, Unterstützung bei Abkühl- oder Trockenprozessen, auch einsetzbar bei sehr langen Rohrsystemen oder gegen hohe.

CARACTERÍSTICAS / CHARACTERISTICS / CARACTERISTIQUES / EIGENSCHAFTEN

- Voluta de chapa de acero pintada epoxy. Modelo CR HTE BOX con caja en chapa galvanizada.
 - Rodete, álabes hacia atrás, en chapa galvanizada.
 - Disposición estandar LG270.
 - Motores con aislamiento clase F y protección IP 55.
 - Temperatura máxima de trasego en funcionamiento continuo; 300 °C (motor emplazado en zona de trabajo a temperatura ambiente). En situación de emergencia soportan 400 °C durante 2 horas.
- OPCIONES:
- Previa consulta pueden servirse para tensiones y frecuencias distintas.
- Housing of epoxy painted metal sheet. Model CR HTE BOX with casing of galvanised metal sheet.
 - BackWard curved wheel of galvanised metal sheet.
 - Standard position LG270.
 - Motor class F, protection IP 55.
 - Max. temperature of airfl ow in continuous operation 300 °C, emergency operation 400 °C 2h.
- OPTIONS:
- Different tensions and frequencies.
- Volute en tôle d'acier. Peinture epoxy. Modèle CR HTE BOX dispose d'un caisson en tôle galvanisée.
 - Turbine, aubes vers l'arrière, en tôle galvanisée.
 - Disposition standard LG270.
 - Moteurs avec isolation classe F et protection IP 55.
 - Température maximale en fonctionnement continu de 300 °C. En cas d'urgence, les fumées sont évacuées à une température maximale de 400 °C 2h.
- OPTIONS:
- Plusieurs fréquences et tensions disponibles.
- Gehäuse aus verzinktem Stahlblech. Modell CR HTE BOX mit Gehäuse aus verzinktem Stahlblech.
 - Rückwärtsgekrümmtes Radiallauftrad aus verzinktem Stahlblech.
 - Standardversion in LG270.
 - Motor Feuchtraumausführung, Schutzart IP 55.
 - Maximale Temperatur des Luftstroms im Dauerbetrieb 300 °C, im Notfall 400 °C 2h.
- AUF ANFRAGE:
- Sonderspannungen oder -frequenzen.

230V50Hz (I~) 1.400 r.p.m. (n: min-1)

		m³/h	kW	P.e. máx. mmcd.a.	dB (A)
CR HTE / CR HTE BOX 400/ 4M	AAC440MHTE	5.700	0,75	42	72
CR HTE / CR HTE BOX 450/ 4M	AAC445MHTE	8.000	1,10	51	73
CR HTE / CR HTE BOX 500/ 4M	AAC450MHTE	10.000	1,50	60	75

440V50Hz (III~) 1.400 r.p.m. (n: min-1)

		m³/h	kW	P.e. máx. mmcd.a.	dB (A)
CR HTE / CR HTE BOX 400/ 4T	AAC440THTE	5.700	0,75	42	72
CR HTE / CR HTE BOX 450/ 4T	AAC445THTE	8.000	1,10	50	73
CR HTE / CR HTE BOX 500/ 4T	AAC450THTE	10.000	1,50	60	76
CR HTE / CR HTE BOX 560/ 4T	AAC456THTE	15.000	3,00	80	80
CR HTE / CR HTE BOX 630/ 4T	AAC463THTE	24.000	5,50	120	82
CR HTE / CR HTE BOX 710/ 4T	AAC471THTE	33.000	11,00	155	85

230V50Hz (I~) 900 r.p.m. (n: min-1)

		m³/h	kW	P.e. máx. mmcd.a.	dB (A)
CR HTE / CR HTE BOX 500/ 6M	AAC650MHTE	7.000	0,75	30	70
CR HTE / CR HTE BOX 560/ 6M	AAC656MHTE	10.000	1,50	40	71

CARACTERÍSTICAS / CHARACTERISTICS / CARACTERISTIQUES / EIGENSCHAFTEN

440V50Hz (III~) 900 r.p.m. (n: min-1)

		m ³ /h	kW	P.e. máx. mmc.d.a.	dB (A)
CR HTE / CR HTE BOX 500/ 6T	AAC650THTE	7.000	0,75	30	70
CR HTE / CR HTE BOX 560/ 6T	AAC656THTE	10.000	1,50	40	71
CR HTE / CR HTE BOX 630/ 6T	AAC663THTE	16.000	1,50	50	72
CR HTE / CR HTE BOX 710/ 6T	AAC671THTE	22.000	3,00	61	77

B. Especificaciones técnicas del Quemador de alta presión EQA 93

Quemador de alta presión

EQA 93

Los quemadores de gas EQA-93 se utilizan en aquellas instalaciones donde la presión disponible es de 0,2 a 3 kg/cm², siendo la energía producida por el propio gas la única necesaria para su funcionamiento, es decir que no requiere ventilador ni compresor. El flujo de gas a alta presión, al pasar a través del venturi, aspira el aire necesario para la combustión, que a su vez se controla y regula por medio del registro de aire primario.

La regulación de la mezcla aire-gas, que permite obtener el tipo deseado de llama, se efectúa con el registro de aire mencionado, el registro de aire secundario y la válvula esférica del quemador.

Opcionalmente este quemador admite una regulación de gas a través de un sistema tipo aguja que disminuye o aumenta el área de pasaje del inyector.

El diseño altamente especializado del quemador EQA- 93 otorga, entre otras, las siguientes ventajas:

- 1.- Garganta del tubo venturi diseñada aerodinámicamente, a fin de asegurar el mayor arrastre de aire y la ausencia total de turbulencia en el interior del mismo.
- 2.- Tobera de fuego con cámara anular, que produce una alta retención de llama, eliminando la posibilidad de apagado por arrastre de la misma.

APLICACIONES: La eficiencia y rendimiento de los quemadores EQA-93 ha sido ampliamente probada en las más diversas aplicaciones, como hornos de vidrio, de forja, recocido, temple, hornos rotativos, secadores de tierras refractarias o cerámicas, intercambiadores de calor, calentadores de gas o petróleo, hornos cerámicos, etc., pudiendo usarse también como mezclador aire-gas para alimentar varias bocas de fuego, quemadores de llama continua, etc.

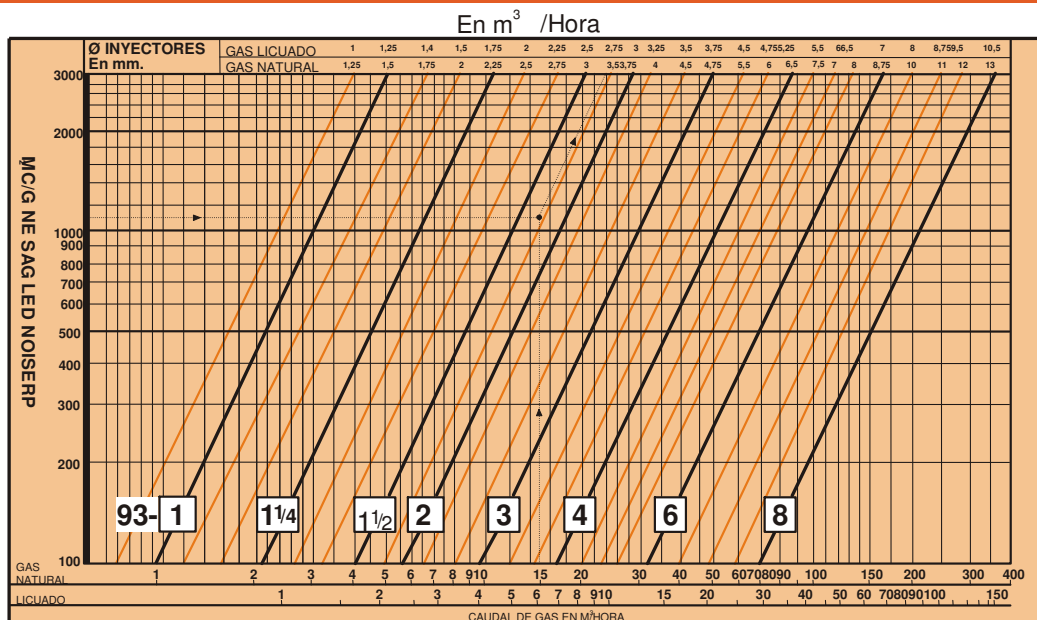
Se fabrica recto o acodado en ocho tamaños distintos, pudiendo obtenerse capacidades de hasta 3.000.000 cal/hora con distintos tipos de bocas de fuego: para bajas y altas temperaturas (hasta 1.200°C).

INSTALACIÓN: El montaje de los quemadores EQA-93 puede realizarse mediante una placa frontal, que se provee en dos tipos: sellada o con registro de aire secundario, según se deba



AUTOMATIZACIÓN: Los quemadores EQA-93 admiten cualquier tipo de automatización y controles de combustión, como ser controles de llama a termocupla, electrónicos por ionización, o fotocélulas ultravioleta como así también válvulas solenoides para corte total o parcial, válvulas modulantes y/o neumáticas, comandadas por controles de seguridad, de presión, temperatura u otros.

GRÁFICO DE CAPACIDADES E INYECTORES



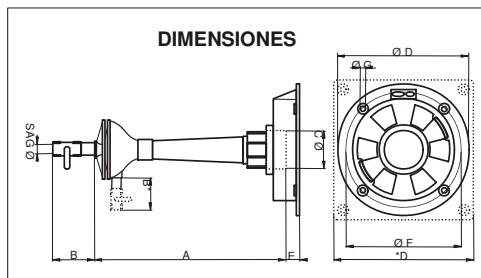
Estas son las curvas de capacidad para gas natural y licuado.

Las curvas en negro representan la máxima capacidad para cada modelo y en el borde superior del gráfico indican el Ø de inyector correspondiente. A la izquierda de cada una están las curvas para el mismo modelo con inyectores más chicos (en naranja).

EJEMPLO: Se necesita quemar 15 m³/hora de gas

natural con una presión disponible de 1,1 kg/cm². Observando el gráfico, el punto de encuentro tiene a la derecha la línea naranja correspondiente al inyector de Ø 3,5 mm. Del modelo 93-2. Así queda definido el quemador a utilizar.

Para quemar otros gases consultar con nuestro Departamento Técnico.



MODELO	A	B	C	D	E	F	G	Ø GAS
93 - 1	250	70	47	-	-	-	-	3/8
93 - 1 1/4	350	100	55	255	34	230	12	3/8
93 - 1 1/2	410	100	70	255	34	234	12	1/2
93 - 2	525	120*	87	300	37	263	12	1/2
93 - 3	640	120	115	365	37	327	14	1/2
93 - 4	780	130	150	387	20	350	14	3/4
93 - 6	980	150	216	524*	41	686	20	1 1/2
93 - 8	1450	180	300	-	-	-	-	1 1/2

A + B + E: Largo con placa frontal.

A + B: Largo sin placa frontal.

CAPACIDAD CALORIFICA DE LOS GASES

GAS NATURAL: 9.300 Kcal/m³


GAS LICUADO: 22.500 Kcal/m³

DISTRIBUIDOR:



C. Especificaciones técnicas del ladrillo refractario INDUCEL 500 base alúmina - sílice.

TABELA DE DIMENSÕES PADRÃO - IND...

		
GRUPOS	DIMENSÕES (mm)	PESO NETO (kg)
INDUCEL 500 D= 0,5g/cm ³	229X114X32	0,42
	229X114X38	0,50
	229X114X51	0,67
	229X114X63	0,82
	229X114X76	0,99
	229X114X63/44	0,70
	229X114X63/54	0,76
	229X114X76/63	0,91
	229X114X76/70	0,95
	229X152X63	1,10
	229X152X76	1,32
	229X229X63	1,65
	229X229X76	1,99
	250X250X63	1,97
	250X250X76	2,38
	610X229X63	4,40
610X229X76	5,31	
INDUCEL 600 D= 0,6g/cm ³	229X114X32	0,50
	229X114X38	0,60
	229X114X51	0,80
	229X114X63	0,99
	229X114X76	1,20
	229X114X63/44	0,84
	229X114X63/54	0,92
	229X114X76/63	1,09
	229X114X76/70	1,14
	229X152X63	1,32
	229X152X76	1,59
	229X229X63	2,03
	229X229X76	2,39
	250X250X63	2,36
	250X250X76	2,85
	610X229X63	5,28
610X229X76	6,40	

D. Especificaciones técnicas del bloque microporoso MICROTHERM.



Microtherm® Standard Block

TYPICAL PRODUCT CHARACTERISTICS

Size Availability

Normally specified by customer but limited by available tooling.
Thickness in the range 3 - 80 mm (1/8" to 3 1/8") in 1.0 mm steps.

Performance

Maximum temperature limits Microtherm Super G - 1000 °C (1832 °F) for long term exposure

Thermal conductivity (ISO 8302, ASTM C177) - Microtherm Super G @ 320 kg/m³ density

- 0.0221 W/m.K at 100 °C mean
- 0.0222 W/m.K at 200 °C mean
- 0.0230 W/m.K at 300 °C mean
- 0.0244 W/m.K at 400 °C mean
- 0.0260 W/m.K at 500 °C mean
- 0.0281 W/m.K at 600 °C mean
- 0.0343 W/m.K at 800 °C mean

Specific heat capacity

- 680 J/kg.K at 0 °C
- 920 J/kg.K at 200 °C
- 1000 J/kg.K at 400 °C
- 1040 J/kg.K at 600 °C
- 1080 J/kg.K at 800 °C

Compressive Modulus (ASTM C 165) @ 350 kg/m³ density - 4.4 MPa

Resistance at 10% deformation (ASTM C 165) @ 350 kg/m³ density - 0.42 MPa

Manufacturing Tolerances

Tolerance on block dimensions typically

± 3 mm (1/8")

Tolerance on thickness

- ± 0.5 mm (± 0.02") below 10 mm (3/8")
- ± 0.8 mm (± 0.03") 10 - 29.9 mm (3/8" to 1 1/8")
- ± 1.5 mm (± 0.06") 30 - 49.9 mm (1 1/8" to 2")
- ± 2.0 mm (0.08") for 50 mm (2") or above.

Density

Microtherm Super G 320 - 400 kg/m³

Standard finish styles available

Plain uncoated block.

Typical Values

Performance values quoted here are for general guidance.

For additional information and assistance with design please contact our materials specialists.

The information contained in this datasheet/brochure is intended to assist in designing with Microtherm products. It is not intended to and does not create any warranties, express or implied, including any warranty of merchantability or fitness for a particular purpose or that the results shown on this datasheet will be achieved by a user for a particular purpose. The user is responsible for determining the suitability of Microtherm products for each application. No known health hazards in normal use.

www.microthermgroup.com

Issue ref.121108/02

Microtherm NV België, Industriepark Noord 1, BE-9100 Sint-Niklaas, T+32 (0)3 760 19 80, F+32 (0)3 760 19 99, info@microthermgroup.com, BTW BE 0407.566.878 - FPR Sint-Niklaas

Microtherm Inc U.S.A., 3269 Regal Drive, Alcoa, Tennessee 37701, T+1 865 681 0155, F+1 865 681 0016, sales@microthermus.com

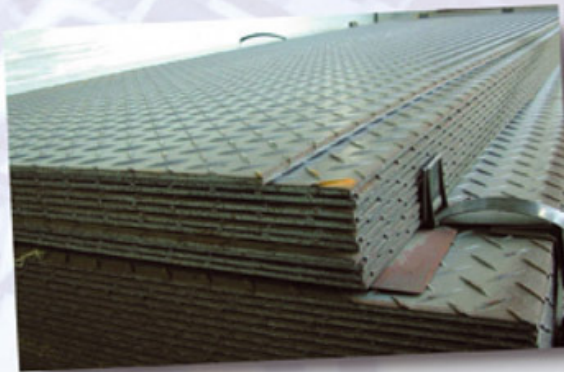
Nippon Microtherm Co. Ltd Japan, Korakuen Shinjuku Bldg, 4-15-7, Nishi-Shinjuku, Shinjuku-Ku, Tokyo 160-0023, T+81 3 3377 2821, F+81 3 3378 2821, sales@microtherm.co.jp

Microtherm is a registered trademark of Microtherm (GB) Ltd.

• BTW BE 0407.566.878 - FPR Sint-Niklaas

4.690

E. Catálogo de planchas gruesas – SACK



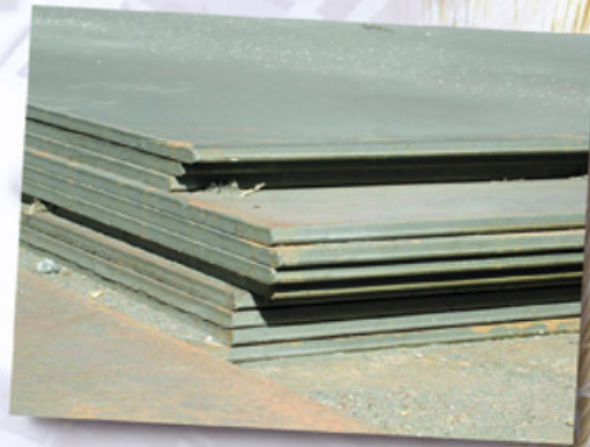
Planchas Diamantadas

Espesor mm.	Peso teórico kg/m ²
2,0	17,87
2,5	21,30
3,0	25,20
4,0	33,00
5,0	43,90
6,0	51,70
8,0	67,40

Ancho: 1000 mm.
Se entrega en plancha de largos de 3 y 6 m.

Planchas Gruesas

Espesor mm.	Peso teórico kg/m ²
6,0	48,00
8,0	64,00
10,0	80,00
12,0	96,00
14,0	112,00
16,0	128,00
18,0	144,00
20,0	160,00
22,0	176,00
25,0	200,00
28,0	224,00
32,0	256,00
35,0	280,00
38,0	304,00
45,0	360,00
50,0	400,00
63,0	504,00
75,0	600,00
100,0	800,00



Calidades: Casco Barco.
ASTM A - 36, T - 500
Anchos : 2000, 2440, 3000
Largos : 6 y 12 m. y largos especiales.



F. Especificaciones técnicas de la bomba para fluido térmico MAGNATEX Serie MPH.



High Temperature Pump | Low Flow Gear Pump | Gear Pump

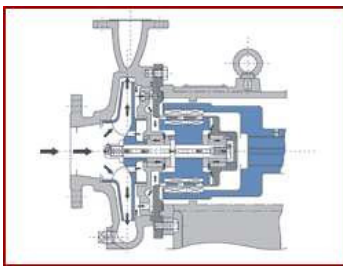
Products MPH Series

The Magnatex MPH Series Pumps are designed for low flow, medium to high head, high-temperature applications. MPH Series pumps save valuable space, eliminate alignment problems and reduce installation costs without external cooling jackets.

The straddle-mounted double bearing design reduces shaft load and bearing wear.

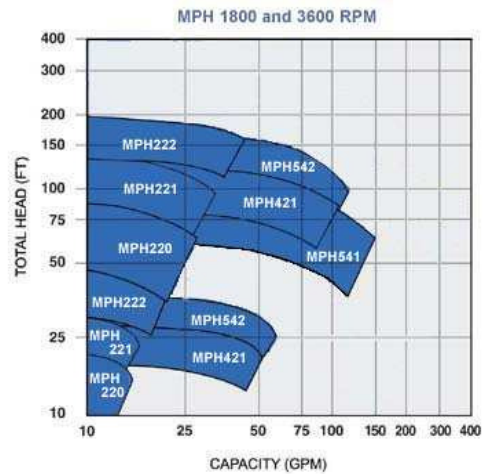
Specifications:

- ▶ Max. Flow: 150 gpm
- ▶ Max. Head: 190 feet TDH
- ▶ Temperature: -40° to 535°F
- ▶ Max. Power: 5 hp
- ▶ Working Pressure: 150 psig
- ▶ Materials of Construction:
 - 316 Stainless Steel
 - Alloy 20
 - Hastelloy®
- ▶ Connections: 125 LB RF Flanges
- ▶ Bearings: Silicon Carbide Dry-Run
- ▶ Impeller: Enclosed
- ▶ Speeds: 1800 and 3600 rpm
- ▶ Magnets: Samarium Cobalt
- ▶ Motor: Close-coupled, standard C-face



Click for internal flow path view

High Temperature Pump | Low Flow Gear Pump | Gear Pump



G. Cálculo Térmico y Fluidodinámico - Rutina Matlab

%Propiedades

%Densidades

densidad_ch4=0.7174; %[Kg/Nm3]
densidad_aire=1.293; %[Kg/Nm3]
densidad_o2=1.429; %[Kg/Nm3]
densidad_co2=1.97; %[Kg/Nm3]

%Masas molares

C=12.001; %[Kg/Kmol]
H2=2.016; %[Kg/Kmol]
O2=31.99; %[Kg/Kmol]
N2=28.013; %[Kg/Kmol]
CH4=16.033; %[Kg/Kmol]

%Entalpías estándares de formación

entalpia_formacion_CO2=-94.1; %[Kcal/mol]
entalpia_formacion_H2O=-57.8; %[Kcal/mol]
entalpia_formacion_CH4=-17.9; %[Kcal/mol]

%CONDICIONES DE OPERACIÓN

flujo_biogas=100; %[Nm3/h]

%Composición del biogás

concentracion=30; %[%]

%Combustión con exceso de aire

exceso_aire=100; %[%]

%Aceite térmico

t_aceite_entrada=343; %[K](70°C)
t_aceite_salida=493; %[K](220°C)
Cp_aceite=(0.0038*((t_aceite_salida+t_aceite_entrada)/2)+0.7709)*1000; %[J/KgK]
flujo_masico_aceite=0.71; %[Kg/s]
densidad_aceite=(-0.0007*((t_aceite_salida+t_aceite_entrada)/2)+1.0696)*1000; %[Kg/m3]
viscosidad_aceite=-8*(10^-8)*((t_aceite_salida+t_aceite_entrada)/2)+4*10^-5; %[m2/s]
conductividad_aceite=-8*(10^-5)*((t_aceite_salida+t_aceite_entrada)/2)+0.1578; %[W/mK]
Prantld_aceite=Cp_aceite*viscosidad_aceite*densidad_aceite/conductividad_aceite;

%Condiciones ambientales

t_ambiente=313; %[K](40°C)
altitud=500; %[m.s.n.m]
v_viento=0; %[m/s]

%Otros

R=300; %[J/KgK] Elasticidad gases de escape

%Materiales

%Acero

espesor_acero=0.008; %[m]
conductividad_acero=40; %[W/mK]
emisividad_pintura=0.95;

%Manto Aislante

espesor_manto_refrac_zonaI=0.23; %[m]
espesor_manto_refrac_zonaII=0.23; %[m]
espesor_manto_aislan_zonaI=0.105; %[m]
espesor_manto_aislan_zonaII=0.09; %[m]
conductividad_refractario=0.2; %[W/mK]
conductividad_aislante=0.03; %[W/mK]
r=3; %[mm] Rugosidad manto refractario
emisividad_refractario=0.65;

%Intercambiador de calor (AISI 1010)

diametro_tuberia=0.0254; %[m]
espesor_tuberia=0.002; %[m]

```

conductividad_tuberia=50; %[W/mK]
radio_interno_aceite=(diametro_tuberia-2*espesor_tuberia)/2; %[m]
radio_externo_aceite=diametro_tuberia/2; %[m]

%-----
%Dimensiones antorcha

%Zona I

diametro_interno=1.5;
diametro_externo=diametro_interno+2*(espesor_manto_refrac_zonaI+espesor_manto_aislan_zonaI+espesor_acero);
 %[m]
diametro_entre=diametro_externo-2*(espesor_acero);
 %[m] (Entre acero y manto refractario)
diametro_entreI=diametro_externo-2*(espesor_acero+espesor_manto_aislan_zonaI);
 %[m]
r_externo=diametro_externo/2; %[m]
r_interno=diametro_interno/2; %[m]
r_entre=diametro_entre/2; %[m]
r_entreI=diametro_entreI/2; %[m]
seccion_interna=(diametro_interno^2)*pi/4; %[m2]
altura=6.5; %[m]
manto_interno=diametro_interno*pi*altura; %[m2]
manto_externo=diametro_externo*pi*altura; %[m2]

%Zona II
ancho=diametro_externo; %[m]
largo=diametro_externo+0.8; %[m]
alto=diametro_externo; %[m]
seccion_internaII=(largo-ancho)*ancho;
 %[m2]
seccion_externaII=((largo+espesor_acero+espesor_manto_refrac_zonaII+espesor_manto_aislan_zonaII)-
 (an-
 cho+espesor_acero+espesor_manto_refrac_zonaII+espesor_manto_aislan_zonaII))*(ancho+espesor_acero+espesor_m
 anto_refrac_zonaII+espesor_manto_aislan_zonaII); %[m2] %[m2]
diametro_interno_hidraulicoII=4*seccion_internaII/(2*(largo-ancho)+2*ancho);
 %[m]
diametro_externo_hidraulicoII=4*seccion_externaII/(2*(largo-
 ancho)+2*(largo+espesor_acero+espesor_manto_refrac_zonaII+espesor_manto_aislan_zonaII)); %[m]
manto_internoII=largo*alto*2+ancho*alto*2;
 %[m2]
man-
 to_externoII=(largo+espesor_acero+espesor_manto_refrac_zonaII+espesor_manto_aislan_zonaII)*alto*2+(largo+e
 spesor_acero+espesor_manto_refrac_zonaII+espesor_manto_aislan_zonaII)*alto*2; %[m2]
%-----
%-----
%REQUERIMIENTOS DE AIRE

%Flujo de biogás
flujo_combustible=flujo_biogas*(concentracion/100)*densidad_ch4/CH4;
 %[kmol_CH4/h]

%Combustión estequiométrica
aire_necesario=2*(O2+((79/21)*N2));
 %[Kg_aire/kmol_CH4]
relacion_airefuel=aire_necesario/CH4;
 %[Kg_aire/Kg_CH4]
Flujo_masico_aire_teorico_requerido=relacion_airefuel*densidad_ch4*flujo_biogas*concentracion/100;
 %[Kg/h]

%Combustión c/ exceso
aire_necesario_exceso=aire_necesario*(1+(exceso_aire/100));
 %[Kg_aire/kmol_CH4]
relacion_airefuel_exceso=aire_necesario_exceso/CH4;
 %[Kg_aire/Kg_CH4]
Flujo_masico_aire_exceso=relacion_airefuel_exceso*densidad_ch4*flujo_biogas*concentracion/100;
 %[Kg/h]
Caudal_aire_exceso=Flujo_masico_aire_exceso/densidad_aire;

```

```

%[Nm3/h]

%-----

%GASES GENERADOS
total_productos=C+O2+2*(H2+(O2/2))+2*(exceso_aire/100)*O2+2*(1+(exceso_aire/100))*(79/21)*N2;
%[Kg_gases] (Combustión de 1 kmol de CH4)
CO2_en_biogas_concentracion=((CH4/densidad_ch4)/(concentracion/100))*(1-(concentracion/100))*densidad_co2;
%[Kg_CO2/Kmol_CH4]

Total_productos_incl_CO2_biogas_CH4=total_productos+CO2_en_biogas_concentracion;
%[kg_gases/kmol_CH4]
fraccion_O2_concentracion=2*(exceso_aire/100)*O2/Total_productos_incl_CO2_biogas_CH4;
fraccion_CO2_concentracion=((C+O2)+CO2_en_biogas_concentracion)/Total_productos_incl_CO2_biogas_CH4;
fraccion_N2_concentracion=2*(1+(exceso_aire/100))*(79/21)*N2/Total_productos_incl_CO2_biogas_CH4;
fraccion_H2O_concentracion=2*(H2+(O2/2))/Total_productos_incl_CO2_biogas_CH4;

flujo_masico_productos=Total_productos_incl_CO2_biogas_CH4*flujo_combustible;
%[Kg/h]

%-----

%TERMOQUÍMICA

%potencias
calor_de_combustion=(2*entalpia_formacion_H2O+entalpia_formacion_CO2)-entalpia_formacion_CH4;
%[Kcal/mol]
lhv_ch4=calor_de_combustion*1000/(CH4*238.84);
%[MJ/Kg]
potencia=-1*flujo_biogas*(concentracion/100)*densidad_ch4*lhv_ch4/3600;
%[MW]

%temperaturas de combustión
flujo_masico_ch4=flujo_biogas*densidad_ch4*(concentracion/100);
%[Kg/h]

temperatura_combustion=1000; %(supuesto)
t_combustion_comparacion=500; %(supuesto)

for i=1:1000

    cp_temperatura_gases=0.0002*temperatura_combustion+0.9828;
%[KJ/KgK]
    temperatura_combustion=t_ambiente+(flujo_masico_ch4*-
1*lhv_ch4*1000)/(flujo_masico_productos*cp_temperatura_gases);    %[K]
    if(abs(t_combustion_comparacion-temperatura_combustion)<0.001)
        break
    end
    t_combustion_comparacion=temperatura_combustion;
end

%-----

%PÉRDIDAS TÉRMICAS
%.....
%Zona I

U_comparacion=0.5;                %[W/m2K] (suponemos)
Cp_gases_escape=1;                %[KJ/KgK] (suponemos)
hr=50;                             %[W/m2K] (suponemos)
hrf=100;                            %[W/m2K] (suponemos)

for i=1:500

    %h radiativo externo

    t_pared_externa_promedio=343;
    hreI=emisividad_pintura*(4.9*10^-8)*(t_pared_externa_promedio^4-
t_ambiente^4)/(t_pared_externa_promedio-t_ambiente);

```

```

%h externo convección natural

t_pelicula=(t_pared_externa_promedio+t_ambiente)/2;%[K]
Pr=((2*10^-12)*t_pelicula^4)-((4*10^-9)*t_pelicula^3)+((2*10^-6)*t_pelicula^2)-
((0.0004)*t_pelicula)+0.7154;
conductividad_aire=-((3*10^-8)*t_pelicula^2)+((8*10^-5)*t_pelicula)+0.0238;%[W/mK]
viscosidad_aire=((7*10^-11)*t_pelicula^2)+((9*10^-8)*t_pelicula)+10^-5;%[m2/s]
Rah_DeltaT=85;
Rah=Rah_DeltaT*altura*(t_pared_externa_promedio-t_ambiente);
Nu_cl=((4/3)*(7*Rah*Pr/5*(20+21*Pr))^(1/4))+4*(272+315*Pr)*altura/(35*(64+63*Pr)*diametro_externo);
hcl=Nu_cl*conductividad_aire/altura;%[W/m2K]

%h externo convección forzada

Re_hex=diametro_externo*v_viento/viscosidad_aire;

Nu_hex=0.3+((0.62*(Re_hex^0.5)*(Pr^(1/3)))/(1+(0.4/Pr)^(2/3)))^(1/4)*(1+(Re_hex/282000)^(5/8))^(4/5);%Bejan
n
hcex=Nu_hex*conductividad_aire/diametro_externo;

%Perdidas térmicas zona I

Q_perdidas=(hcl+hreI+hcex)*manto_externo*(t_pared_externa_promedio-t_ambiente);%[W]

%h interno convección forzada

temperatura_productos_salida=temperatura_combustion-
Q_perdidas/((flujo_masico_productos/3600)*Cp_gases_escape*1000);%[K]
temperatura_productos_media=(temperatura_combustion+temperatura_productos_salida)/2;%[K]
Cp_gases_escape=0.0002*temperatura_productos_media+0.9828;%[KJ/KgK]
conductividad_productos=0.023+0.000085*(temperatura_productos_media-273);%[W/mK]
viscosidad_productos=(-6.361)*(10^-6)+(4.426)*(10^-8)*temperatura_productos_media+(7.523)*(10^-
11)*temperatura_productos_media^2;%[m2/s]
densidad_productos=101325*(1-0.00042*altitud)/(R*temperatura_productos_media);%[Kg/m3]
flujo_productos=flujo_masico_productos/densidad_productos;%[m3/h]
velocidad_productos=flujo_productos/(seccion_interna*3600);%[m/s]
Re_hi=velocidad_productos*diametro_interno/viscosidad_productos;
a=1.011665+0.152502*r-0.014167*r^2;
Nu_hi=0.0354*a*(Re_hi^0.75)-180;
hi=Nu_hi*conductividad_productos/diametro_interno;%[W/m2K]

%h radiativo gases interno

p=0.1;%[Mpa]
S=0.9*diametro_interno;%[m]
r_gases=fraccion_H2O_concentracion+fraccion_CO2_concentracion;
kg_gases=10*((0.78+1.6*fraccion_H2O_concentracion)/(10*p*S*r_gases)^0.5)-0.1*(1-
0.37*temperatura_productos_salida/1000);
k_gases=kg_gases*r_gases;
ag=1-exp(-1*k_gases*p*S);
t_pared_interna_promedio=temperatura_productos_media-Q_perdidas/(manto_interno*(hi+hr+hrf));%[K]
hr=1000*5.1*(10^-11)*ag*(temperatura_productos_media^3)*(1-
(t_pared_interna_promedio/temperatura_productos_media)^3.6)/(1-
t_pared_interna_promedio/temperatura_productos_media);%[W/m2K]

%h radiativo llama interno

emisividad_llama_metano=0.23;
hrf=(1/((1/emisividad_llama_metano)+(1/emisividad_refractario)-1))*(4.9*10^-
8)*(temperatura_combustion^4-t_pared_interna_promedio^4)/(temperatura_combustion-
t_pared_interna_promedio);

%Coeficientes globales y perdida

U=1/((1/(hi+hr+hrf))+((r_interno*log(r_entreI/r_interno)/conductividad_refractario)+(r_entreI*log(r_entre/r
_entreI)/conductividad_aislante)+(r_entre*log(r_externo/r_entre)/conductividad_acero)+(r_entre/((hreI+hcI+
hcex)*r_externo)));%[W/m2K]
if(abs(U-U_comparacion)<0.001)
break

```

```

end
U_comparacion=U;
tiempo_retencion=altura/velocidad_productos;%[s]

end

U_conductiva=1/((r_interno*log(r_entreI/r_interno)/conductividad_refractario)+(r_entreI*log(r_entre/r_entr
eI)/conductividad_aislante)+(r_entre*log(r_externo/r_entre)/conductividad_acero));%[W/m2K]
t_pruebaI=t_pared_interna_promedio-(Q_perdidas/(((manto_interno+manto_externo)/2)*U_conductiva));

%.....
%Zona II

%[W/m2K](suponemos)
U_comparacionII=0.5;
%[W/m2K](suponemos)
Cp_gases_escapeII=1;
%[KJ/KgK](suponemos)
Q_recuperadoII=0;%flujo_masico_aceite*Cp_aceite*(t_aceite_salida-t_aceite_entrada);           %[W]
hrII=50;
%[W/m2K](suponemos)
temperatura_productos_entradaII=temperatura_productos_salida;

for i=1:500

%h radiativo externo

t_pared_externa_promedioII=343;%[K]
t_pelriculaII=(t_pared_externa_promedioII+t_ambiente)/2;%[K]
PrII=((2*10^-12)*t_pelriculaII^4)-((4*10^-9)*t_pelriculaII^3)+((2*10^-6)*t_pelriculaII^2)-
((0.0004)*t_pelriculaII)+0.7154;
conductividad_aireII=-((3*10^-8)*t_pelriculaII^2)+((8*10^-5)*t_pelriculaII)+0.0238;%[W/mK]
viscosidad_aireII=((7*10^-11)*t_pelriculaII^2)+((9*10^-8)*t_pelriculaII)+10^-5;%[m2/s]
hreII=emisividad_pintura*(4.9*10^-8)*(t_pared_externa_promedio^4-
t_ambiente^4)/(t_pared_externa_promedio-t_ambiente);

%h externo cl

Rah_DeltaTII=85;
RahII=Rah_DeltaTII*alto*(t_pared_externa_promedioII-t_ambiente);
Nu_clII=0.517*RahII^(1/4);
hcII=Nu_clII*conductividad_aireII/alto;%[W/m2K]

%h externo convección forzada

Re_hexII=diametro_externo_hidraulicoII*v_viento/viscosidad_aireII;
Nu_hexII=0.3+((0.62*(Re_hexII^0.5)*(PrII^(1/3)))/(1+(0.4/PrII)^(2/3)))^(1/4)*(1+(Re_hexII/282000)^(5/8))^(
4/5);%Bejan
hcexII=Nu_hexII*conductividad_aireII/diametro_externo_hidraulicoII;

%Perdidas térmicas zona II

Q_perdidasII=(hcII+hreII+hcexII)*manto_externoII*(t_pared_externa_promedioII-t_ambiente);%[W]

%h interno

temperatura_productos_salidaII=temperatura_productos_entradaII-
((Q_perdidasII+Q_recuperadoII)/((flujo_masico_productos/3600)*Cp_gases_escapeII*1000));%[K]
temperatura_productos_mediaII=(temperatura_productos_entradaII+temperatura_productos_salidaII)/2;%[K]
Cp_gases_escapeII=0.0002*temperatura_productos_mediaII+0.9828;%[KJ/KgK]
conductividad_productosII=0.023+0.0000085*(temperatura_productos_mediaII-273);%[W/mK]
viscosidad_productosII=(-6.361)*(10^-6)+(4.426)*(10^-8)*temperatura_productos_mediaII+(7.523)*(10^-
11)*temperatura_productos_mediaII^2;%[m2/s]
densidad_productosII=101325*(1-0.00042*altitud)/(R*temperatura_productos_mediaII);%[Kg/m3]
flujo_productosII=flujo_masico_productos/densidad_productosII;%[m3/h]
velocidad_productosII=flujo_productosII/(seccion_internaII*3600);%[m/s]
Re_hiII=velocidad_productosII*diametro_interno_hidraulicoII/viscosidad_productosII;

```

```

a=1.011665+0.152502*r-0.014167*r^2;
Nu_hiII=0.0354*a*((Re_hiII^0.75)-180);
hiII=Nu_hiII*conductividad_productosII/diametro_interno_hidraulicoII; %[W/m2K]

%h interno aceite

seccion_interna_intercambiador=(pi()*(diametro_tuberia-2*espesor_tuberia)^2)/4;          %[m2]
velocidad_aceite=flujo_masico_aceite/(densidad_aceite*seccion_interna_intercambiador);    %[m/s]
Re_aceite=velocidad_aceite*(diametro_tuberia-2*espesor_tuberia)/viscosidad_aceite;
Nu_aceite=0.023*(Re_aceite^(4/5))*PrantId_aceite^0.4;
hi_aceite=Nu_aceite*conductividad_aceite/(diametro_tuberia-2*espesor_tuberia);          %[W/m2K]

%h radiativo perdidas pared (solo gases)

p=0.1; %[Mpa]
SII=1.8/((1/ancho)+(1/largo)+(1/alto)); %[m]
r_gases=fraccion_H2O_concentracion+fraccion_CO2_concentracion;
kg_gasesII=10*((0.78+1.6*fraccion_H2O_concentracion)/(10*p*SII*r_gases)^0.5)-0.1*(1-
0.37*temperatura_productos_salidaII/1000);
k_gasesII=kg_gasesII*r_gases;
agII=1-exp(-1*k_gasesII*p*SII);
t_pared_interna_promedioII=temperatura_productos_mediaII-
Q_perdidasII/(manto_internoII*(hiII+hrII)); %[K]
hrII=1000*5.1*(10^-11)*agII*(temperatura_productos_mediaII^3)*(1-
(t_pared_interna_promedioII/temperatura_productos_mediaII)^3.6)/(1-
t_pared_interna_promedioII/temperatura_productos_mediaII); %[W/m2K]

%h radiativo intercambiador (solo gases, equivalente)

hr_aceite=hrII;

%h externo intercambio

RiiII=velocidad_productosII*diametro_tuberia/viscosidad_productosII;
Cii=0.683;
mii=0.466;
PrII=Cp_gases_escapeII*1000*viscosidad_productosII*densidad_productosII/conductividad_productosII;
NuIII=C*(RiiII^mii)*PrII^(1/3);
h_externo_intercambio=NuIII*conductividad_productosII/diametro_tuberia;

%Temperatura logaritmica

DeltaT=((temperatura_productos_salidaII-t_aceite_entrada)-(temperatura_productos_entradaII-
t_aceite_salida))/log((temperatura_productos_salidaII-t_aceite_entrada)/(temperatura_productos_entradaII-
t_aceite_salida));

%Coeficientes globales y perdida

UII=1/((1/(hiII+hrII))+(espesor_manto_refrac_zonaII/conductividad_refractario)+(espesor_manto_aislan_zonaI
I/conductividad_aislante)+(espesor_acero/conductividad_acero)+(1/(hreII+hclIII+hcexII))); %[W/m2K]
if(abs(UII-U_comparacionII)<0.01)
    break
end
U_comparacionII=UII;
Q_perdidasII_comparacion=UII*manto_internoII*(temperatura_productos_mediaII-t_ambiente); %[W]
tiempo_retencionII=alto/velocidad_productosII; %[s]

U_recuperacion=1/((1/(hi_aceite))+(radio_interno_aceite*log(radio_externo_aceite/radio_interno_aceite)/con
ductividad_tuberia)+(1/(h_externo_intercambio+hr_aceite))); %[W/m2K]
Area_intercambio=Q_recuperadoII/(DeltaT*U_recuperacion);

end

U_conductivaII=1/((espesor_manto_refrac_zonaII/conductividad_refractario)+(espesor_manto_aislan_zonaII/con
ductividad_aislante)+(espesor_acero/conductividad_acero)); %[W/m2K]
t_pruebaII=t_pared_interna_promedioII-
(Q_perdidasII/((manto_internoII+manto_externoII)/2)*U_conductivaII);
% %.....
% %Perfil de temperaturas Zona I

```



```

%%
%% paso=0.1;[m]
%% n_y=(altura/paso)+1; %numero de puntos muestrales
%% n_x=(fix(diametro_interno/(paso*2)))+1; %same
%% n_x_manto=fix((espesor_manto_refrac_zonaI+espesor_manto_aislan_zonaI)/paso)+2;
%% n_x_acero=fix(espesor_acero/paso)+1;
%%
%% T_matrix_manto=zeros(n_y,n_x_manto);
%% T_matrix_acero=zeros(n_y,n_x_acero);
%%
%% temperatura_entre_manto_y_acero=t_pared_interna_promedio-
Q_perdidas*log(r_entre/r_interno)/(2*pi()*altura*conductividad_aislante);
%%
%%
%% for j=1:n_y
%%     for k=1:n_x_manto
%%         T_matrix_manto(j,k)=temperatura_entre_manto_y_acero;
%%     end
%%     for p=1:n_x_acero
%%         T_matrix_acero(j,p)=t_pared_externa_promedio;
%%     end
%% end
%%
%% T_matrix=zeros(n_y,n_x);
%% radiointerno=fix(10*diametro_interno)/20;
%%
%% for j=1:n_y
%%     y=(j-1)/10;
%%     T_matrix(j,1)=t_ambiente+exp(((
U*pi*diametro_interno*y)/((flujo_masico_productos/3600)*Cp_gases_escape*1000))+log(temperatura_combustion-
t_ambiente));%[K]
%%     T_matrix(j,n_x)=t_pared_interna_promedio;%[K]
%% end
%%
%% for t=1:100
%% T_matrix(2:n_y-1,2:n_x-1)=(T_matrix(1:n_y-2,1:n_x-2)+T_matrix(1:n_y-2,3:n_x)+T_matrix(3:n_y,1:n_x-
2)+T_matrix(3:n_y,3:n_x))*(1/4);
%% T_matrix(1:1,2:n_x-1)=(T_matrix(1:1,1:n_x-2)+T_matrix(1:1,3:n_x)+T_matrix(2:2,2:n_x-1))*(1/3);
%% T_matrix(n_y:n_y,2:n_x-1)=(T_matrix(n_y:n_y,1:n_x-2)+T_matrix(n_y:n_y,3:n_x)+T_matrix(n_y-1:n_y-
1,2:n_x-1))*(1/3);
%% end
%%
%% T_matrix1=[T_matrix,T_matrix_manto,T_matrix_acero];
%%
%%
%% n = n_x+n_x_manto+n_x_acero;
%% m = n_y;
%% X = ones(n,m);
%% Y = ones(n,m);
%% for i = 1:n
%%     X(i,1:m) = [0:1:m-1]*0.1;
%% end
%% for i = 1:m
%%     Y(1:n,i) = [0:1:n-1]'*0.1;
%% end
%%
%% X=X';
%% Y=Y';
%% surf(Y,X,T_matrix1);
%%
%% shading interp;
%% view([0 90]);
%% axis equal;
%% set(gca,'CLim',[1390,1400])
%% colorbar;
%% %title('Perfil térmico de la zona I')
%% axis([0 radiointerno+(espesor_manto_refrac_zonaI+espesor_manto_aislan_zonaI)+espesor_acero 0 altura]);
%% xlabel('Radio de la antorcha [m]')
%% ylabel('Altura de la antorcha [m]')

```

```

% %
% %.....
%Fluidodinámica

fs=1.5; %factor seguridad (UNE)
etaII=1.0; %(UNE)

%Perdidas Zona I
fI=0.118*(r^0.25)/diametro_interno^0.4; %Norma UNE
perdidasI=(densidad_productos*((velocidad_productos^2)/2)*fI*altura/diametro_interno)*fs; %[Pa]

%Perdidas Zona II
fII=0.118*(r^0.25)/diametro_interno_hidraulicoII^0.4; %Norma UNE
perdida-
sII=(densidad_productosII*((velocidad_productosII^2)/2)*((fII*alto/diametro_interno_hidraulicoII)+etaII))*
fs; %[Pa]

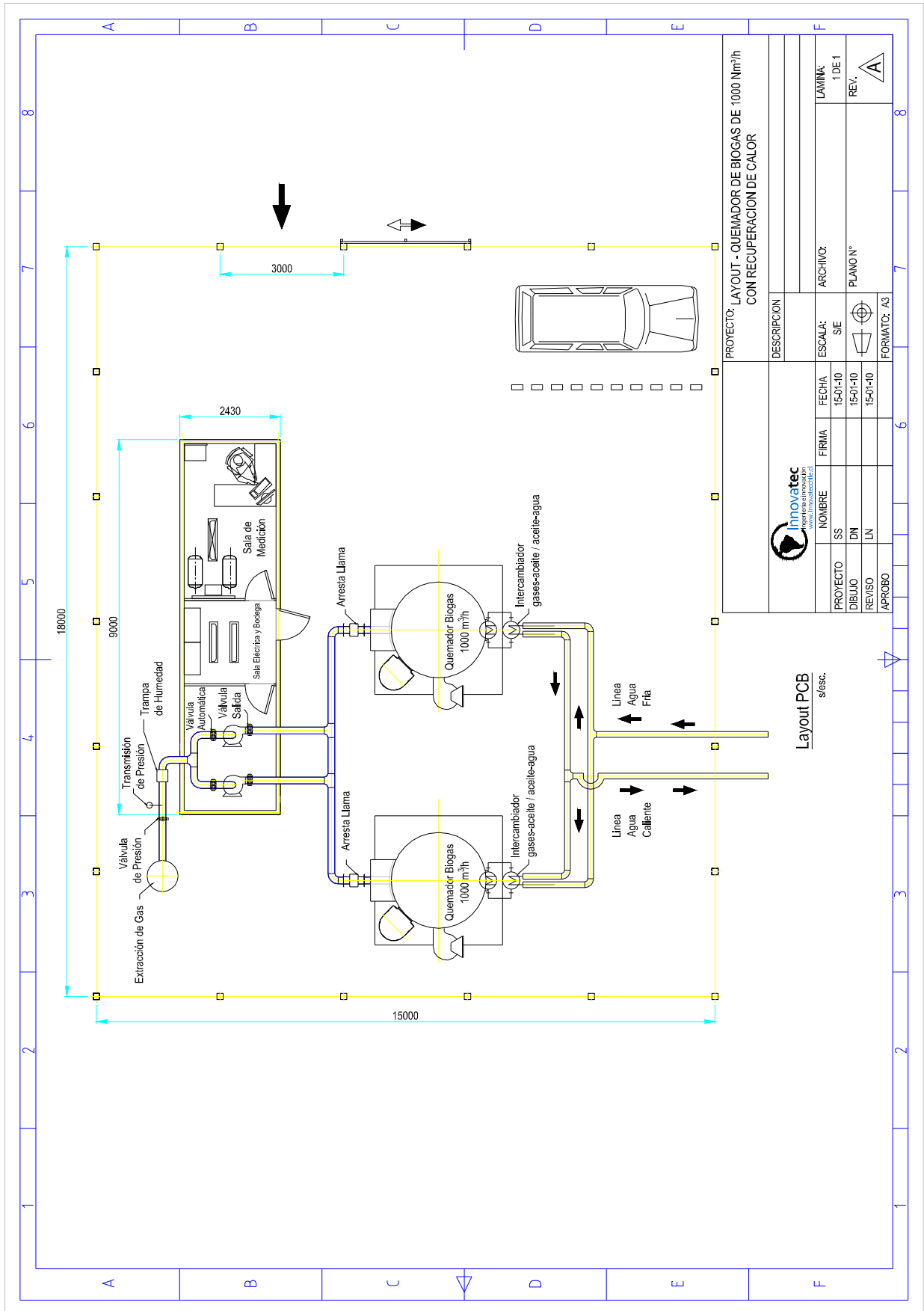
%Tiros
Tiro_teorico=9.8*(altura+alto)*(densidad_aire-((densidad_productos+densidad_productosII)/2)); %[Pa]
Tiro_disponible=Tiro_teorico-(perdidasII+perdidasI); %[Pa]
Velocidad_disponible_entrada=sqrt(2*Tiro_disponible/densidad_aire); %[m/s]

Seccion_maxpaso_aire=0.7; %[m2] DATO DISEÑO
Caudal_aire_maximo_disponible=Seccion_maxpaso_aire*Velocidad_disponible_entrada*3600; %[Nm3/hr]

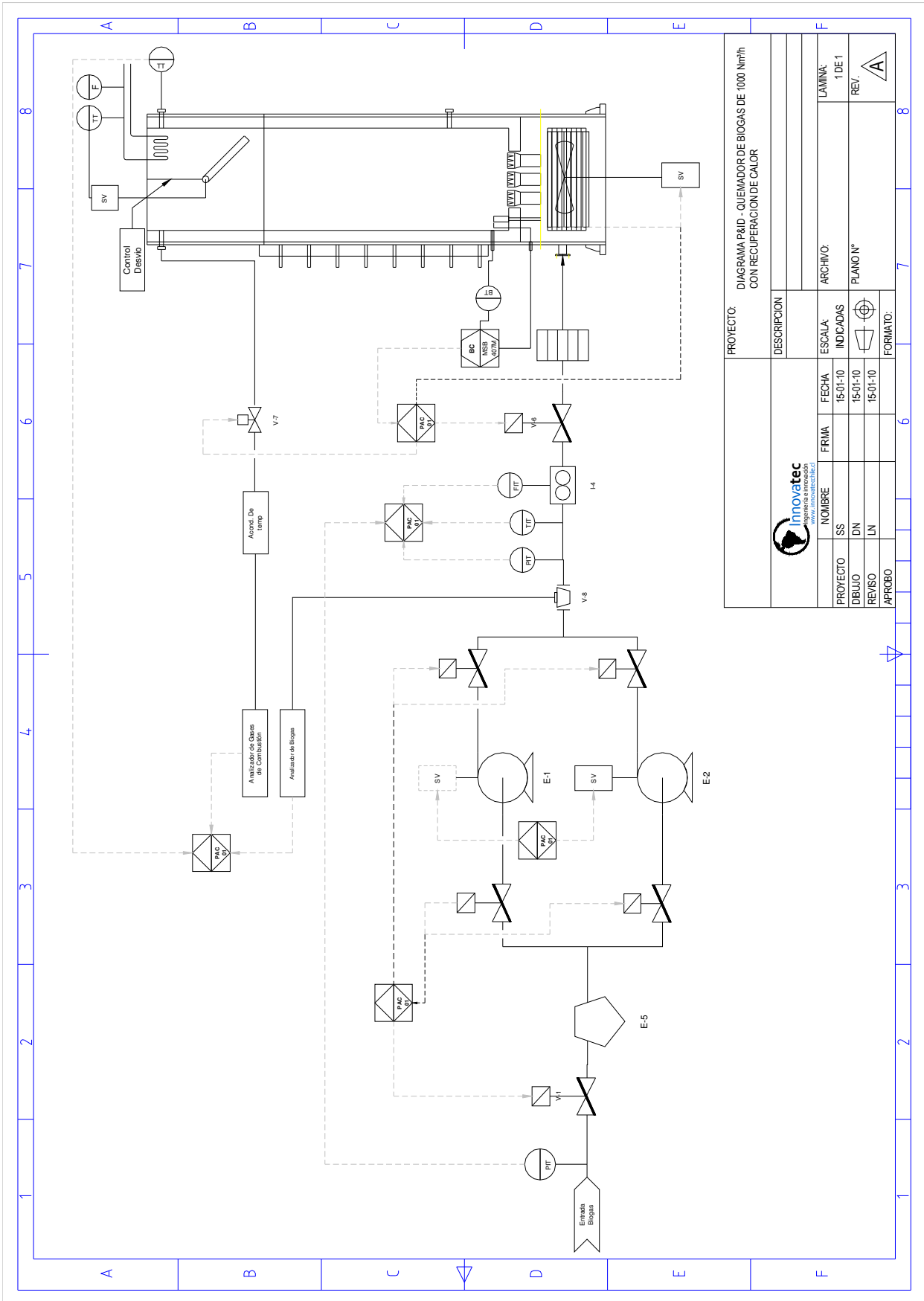
```

H. Planos de referencia

i. Layout general de la instalación de destrucción de metano



ii. Diagrama de control (P&ID)



PROYECTO: DIAGRAMA P&ID - QUEMADOR DE BIOGAS DE 1000 Nm³/h CON RECUPERACION DE CALOR

DESCRIPCION		FECHA	FRIMA	INDICADAS	ARCHIVO
PROYECTO	SS	15-01-10			LAMINA
DBLLO	DN	15-01-10			1 DE 1
REVISO	LN	15-01-10			REV.
APROBO					PLANO N°
FORMATO:					A



iii. Plano general conjunto

