

**DISEÑO DE UN SISTEMA PARA LA RECUPERACIÓN DEL CALOR RESIDUAL
EN LOS GASES DE COMBUSTIÓN DE LOS HORNOS COLMENA EN LA
EMPRESA LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S.**

ANA CAROLINA MEDINA JIMÉNEZ

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2013

**DISEÑO DE UN SISTEMA PARA LA RECUPERACIÓN DEL CALOR RESIDUAL
EN LOS GASES DE COMBUSTIÓN DE LOS HORNOS COLMENA EN LA
EMPRESA LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S.**

ANA CAROLINA MEDINA JIMÉNEZ

**Trabajo De Grado Para Optar Por El Título De
Ingeniero Mecánico**

Director

PhD JULIAN ERNESTO JARAMILLO IBARRA

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2013

AGRADECIMIENTOS

A la empresa Ladrillos y Acabados S.A.S, especialmente al ingeniero Juan Francisco González Martínez quien estuvo atento durante el proceso.

Al profesor Julian Ernesto Jaramillo Ibarra, director del proyecto, por su colaboración y apoyo incondicional en la realización del proyecto. Por sus consejos, que me ayudaron a forma como persona e investigador.

Al profesor Omar Armando Gélvez Arocha, Ingeniero Mecánico, por su importante aporte y participación activa en el desarrollo de este proyecto. Debo destacar, por encima de todo, su disponibilidad y paciencia.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis patrocinadores, la monita, por siempre estar junto a mi, por enseñarme a ser una mejor persona a través de sus consejos, ejemplos, enseñanzas y amor incondicional.

Mi pá, por siempre recordarme quien soy, depositando su entera confianza en cada reto que se me presentaba sin dudar ni un solo momento en mi inteligencia y capacidad.

Es por ellos que soy lo que soy ahora. Los amo con mi vida.

A mi hermana Audrey, a mis sobrinos Karen, Kevin, Camila y Julián, porque con su alegría y travesuras le ponen interés a cualquier situación.

A TODOS mis amigos por el increíble apoyo, por levantarme el ánimo cada vez que todo va mal, por las risas, la compañía y el enorme cariño. Los aprecio mucho.

Índice

INTRODUCCIÓN	18
1 DESCRIPCIÓN EMPRESA Y SUS PROCESOS	20
1.1 DATOS DE LA EMPRESA	20
1.1.1 Antecedentes	20
1.1.2 Productos	21
1.2 PROCESOS DE FABRICACIÓN DE LOS PRODUCTOS EN LA EMPRESA LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S.	22
1.2.1 Preparación materia prima	23
1.2.2 Moldeo y corte	24
1.2.3 Secado	24
1.2.4 Cargue del horno	26
1.2.5 Cocción	27
1.2.6 Extracción de calor	27
1.2.7 Enfriamiento y descarga	28
1.2.8 Revisión y empaque	28
2 ESTADO DEL ARTE	31
2.1 EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LA INDUSTRIA LADRILLERA .	31
2.1.1 Guías metodológicas	31
2.1.2 Estadísticas nacionales	33
2.1.3 Medidas de ahorro de energía	37
2.2 SISTEMAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR	43
2.2.1 Recuperativos	44
2.2.2 Regenerativos	47
2.3 CORROSIÓN Y ENSUCIAMIENTO	49
2.3.1 Corrosión	49
2.3.2 Ensuciamiento	52

3	ESTUDIOS EXPERIMENTALES	54
3.1	DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA DE MEDICIÓN	54
3.1.1	Descripción de los equipos	55
3.1.2	Montaje Del Experimento	58
3.2	PRESENTACIÓN DE RESULTADOS	58
3.2.1	Medición de temperaturas	59
3.2.2	Emisiones contaminantes	60
4	MODELO MATEMÁTICO DEL HORNO COLMENA	64
4.1	Algunas consideraciones iniciales	65
4.2	Balance de masa sobre el gas	66
4.3	Balance de energía sobre el gas	66
4.4	Balance de energía en paredes	68
4.5	Balance de energía en los productos	71
4.6	Implementación del modelo matemático	73
4.6.1	Resultados del modelo matemático	73
5	ANÁLISIS DE RESULTADOS	76
5.1	COMPARACIÓN DATOS TEÓRICOS Y EXPERIMENTALES	76
5.2	TEMPERATURAS	77
5.2.1	En secaderos	77
5.2.2	En horno colmena	78
5.3	FLUJO MÁSSICO DE GASES	79
5.3.1	Gradiente de presión generado por la chimenea	80
	DISEÑO DEL SISTEMA RECUPERADOR DE CALOR	83
6	DISEÑO CONCEPTUAL	87
6.1	ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN	87
6.1.1	Recuperación de calor usando aceite térmico	87
6.1.2	Recuperación de calor usando un intercambiador de placas ale- teadas en flujo cruzado	89

6.1.3	Recuperación de calor usando un regenerador LJUNGSTROM	90
6.1.4	Recuperación de calor usando tubos de calor (Heat Pipe)	93
6.1.5	Recuperación de calor desviando los humos de combustión	93
6.2	SELECCIÓN DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN	96
7	ANÁLISIS DEL DISEÑO	97
7.1	DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS AL- TEADAS EN FLUJO CRUZADO	97
7.1.1	Metodología de diseño	98
7.2	DISEÑO DUCTOS DE IMPULSIÓN	104
8	DISEÑO DEFINITIVO	105
8.1	INTERCAMBIADOR DE CALOR	106
8.2	SISTEMAS DE IMPULSIÓN	109
8.2.1	Lado aire	109
8.2.2	Lado gases	110
8.3	CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA RECUPERADOR DE CALOR	112
8.4	RETORNO DE LA INVERSIÓN	113
9	SISTEMA RECUPERADOR DE CALOR: PLANOS DE CONS- TRUCCIÓN	116
10	CONCLUSIONES	121
11	RECOMENDACIONES	123
12	REFERENCIAS	124
	ANEXOS	127

Índice de figuras

1	Productos fabricados en la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S	22
2	Proceso fabricación de productos cerámicos	22
3	Laminador y extrusora empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S . .	24
4	Moldeo y corte empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S	25
5	Secado natural LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S	25
6	Nave de secado LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S en el interior	26
7	Cargue horno colmena	27
8	Horno Colmena en fase de caldeo	28
9	Diagrama de flujo de todos los procesos de la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S	29
10	Consumo específico promedio. Participación por tipo de energía . . .	34
11	Ciclo de la bomba de calor aplicado a un secadero cerámico	40
12	Calentador de aire tubular, de tipo vertical	44
13	Algunas disposiciones de calentadores tubulares de aire	45
14	Calentador de aire de láminas, con un paso de humos y dos de aire .	46
15	Funcionamiento Tubos de calor	46
16	Regenerador tipo LJUNGSTRÖM	48
17	Regenerador tipo ROTHEMÜHLE	49
18	Unidad Adquisidora FP-1601	55
19	Unidad Adquisidora FP-TC-120	56
20	Termocupla tipo K	56
21	Termocupla tipo K revestida	57
22	Interfaz gráfica Labview	57
23	Montaje del experimento	58
24	Ubicación Termocuplas en la planta	59
25	Resultados toma de datos temperaturas	60
26	Balance de masa sobre el gas en el interior del horno colmena	66
27	Balance de energía sobre el gas en el interior del horno colmena . . .	67

28	Balance de energía sobre la pared del horno colmena	68
29	Esquema de la pared dividida en secciones Δx	69
30	Balance de energía nodo interior y exterior	69
31	Balance de energía de productos	72
32	Algoritmo global de solución	74
33	Resultados modelo matemático: flujo de carbón constante	75
34	Resultados modelo matemático: flujo de carbón variable	76
35	Resultados modelo matemático: Temperatura	77
36	Comparación de resultados: modelo matemático y experiencia	78
37	Temperaturas necesarias en el proceso de secado	79
38	Temperaturas alcanzadas en el horno colmena	80
39	Gradiente de presión generado por la chimenea	81
40	Chimenea LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S.	82
41	Esquema general recuperación de calor	83
42	Diagrama de procedimiento de diseño	84
43	Montaje recuperador con aceite térmico	87
44	Configuración sistema recuperador de calor con aceite térmico	89
45	Configuración sistema recuperador con placas aleteadas en flujo cruzado	89
46	Intercambiador de calor de placas aleteadas en flujo cruzado	90
47	Montaje recuperador LJUNGSTROM	90
48	Montaje recuperador con tubos de calor	93
49	Desvío de humos	95
50	Costos de bombeo y construcción	102
51	Costos Total	103
52	Interfaz Aplicación	105
53	Resultados condición mínima, cuando $T_{as} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$	106
54	Resultados condición máxima, cuando $T_{as} = 160 \text{ }^\circ\text{C}$	108
55	Circuito de pérdidas del aire	109
56	Pérdidas sistema de impulsión gases de combustión	110
57	Plano 1. Planta LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S.	116

58	Plano 2. Planta LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S.	117
59	Plano 3. Sistema de recuperación de calor	118
60	Plano 4. Intercambiador de calor	119
61	Plano 5. Montaje: sistema de recuperación de calor	120
62	Capa de fluido	135
63	Convección natural sobre pared vertical	137
64	Convección natural canales cilíndricos	138
65	Red equivalente: gas gris isotérmico en el interior de un recinto formado por dos superficies grises	139
66	Modos combinados de transferencia de calor en serie y paralelo	141
67	Configuraciones geométricas del flujo	142
68	volumen de control en el intercambiador de calor	144
69	Distribuciones de temperatura para un intercambiador de calor en Flujo paralelo	146
70	Distribuciones de temperatura para un intercambiador de calor en contracorriente	147
71	Factor de corrección F para diferentes configuraciones	148
72	Gráficas NUT vrs ε en diferentes configuraciones	151
73	Características geométricas	153
74	Coeficiente de pérdida en algunos accesorios	160
75	Coeficiente de pérdida en algunos accesorios	160
76	Componentes asociados a la caída de presión en un paso del intercambiador de calor	162
77	Términos de fuerza e impulso para un diferencial del núcleo de un intercambiador de calor	163
78	Coeficientes pérdida de presión a la entrada y salida	166
79	Selección modelo BIL 450	175
80	Curva característica modelo BIL 450	176
81	Características geométricas modelos BIL	177

Índice de cuadros

1	Consumo específico de energía térmica por tipo de horno. MJ/ton . . .	35
2	Ahorro potencial de energía térmica por tipo de horno y de combustible	35
3	Consumo específico de energía por tipo de combustible MJ/ton	36
4	Características de la fuente monitoreada	54
5	Caracterización de los gases de la chimenea por análisis de combustión	61
6	Condiciones de operación de la fuente	61
7	Resultados de flujo másico y concentración para MP, SO ₂ y NOx . . .	62
8	Resultados de concentración de MP, SO ₂ y NOx con corrección de oxígeno de referencia	62
9	Comparación con la normativa y Unidades de Contaminación Atmosférica (UCA)	63
10	Descripción recuperador con aceite térmico	88
11	Descripción recuperador placas aleteadas en flujo cruzado	91
12	Descripción recuperador LJUNGSTROM	92
13	Descripción recuperador Heat pipe	94
14	Descripción desvío de humos	95
15	Matriz de evaluación	96
16	Resultados opciones de operación, en condición mínima	107
17	Resultados opciones de operación, en condición máxima	108
18	Características: intercambiador de calor del sistema	112
19	Costos de equipos	112
20	Factores de forma en la conducción en régimen estacionario para usarse con la ecuación (44Conducciónequation.12.44)	133
21	Valores recomendados para la resistencia por ensuciamiento en el diseño de intercambiadores de calor	144
22	Relaciones de eficiencia de un intercambiador de calor	151
23	Relaciones del NUT de un intercambiador de calor	152

24	Número de Nusselt y factor de fricción para flujo laminar completamente desarrollado en ductos de diferente sección transversal	158
25	Requerimientos del sistema	174
26	Disponibilidad y condiciones de operación del ventilador BIL 450	174

índice de anexos

Anexo A. Cálculo propiedades de los gases	127
Anexo B. Especificaciones horno colmena	131
Anexo C. Marco teórico modelo matemático	132
Anexo D. Intercambiadores de calor	144
Anexo E. Características geométricas superficiales	156
Anexo F. Caída de presión en tuberías	160
Anexo G. Caída de presión en un intercambiador de placas aleteadas	166
Anexo H. Consideraciones económicas	175
Anexo I. Ventilador	181

RESUMEN

TITULO: DISEÑO DE UN SISTEMA PARA LA RECUPERACIÓN DEL CALOR RESIDUAL EN LOS GASES DE COMBUSTIÓN DE LOS HORNOS COLMENA EN LA EMPRESA LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S. *

AUTOR: ANA CAROLINA MEDINA JIMÉNEZ **

PALABRAS CLAVES: horno, recuperación, transferencia de calor, ambiente, modelo matemático.

CONTENIDO

El creciente costo de la energía obliga a reconsiderar la idoneidad de los procesos y equipos utilizados en la fabricación de piezas cerámicas, para aprovechar al máximo toda la energía que se invierte. Además, el aporte de agentes contaminantes al ambiente por parte de estos procesos contribuyen al deterioro del planeta, por esta razón el gobierno de Colombia en la resolución 909 está aplicando fuertes normatividades ambientales para aquellas empresas que no cumplan con los requerimientos mínimos ambientales.

El siguiente trabajo de investigación busca determinar la viabilidad de implementar un sistema recuperador de calor en una empresa ladrillera Santandereana que reduzca el impacto ambiental reduciendo la temperatura de los gases de combustión y aprovechando este calor recuperado en otro proceso.

Para esto se desarrolla un modelo matemático unidimensional analítico simplificado que simula el comportamiento de los gases de combustión en el interior de un horno colmena. En el horno se modela la combustión y la transferencia de calor y masa a los productos y las pérdidas por las paredes. Esto para determinar las propiedades de los gases a la salida del horno (temperatura, flujo, etc). El modelo matemático es validado con resultados experimentales obtenidos en una industria ladrillera representativa. Con base en los resultados obtenidos, posteriormente se presentan cinco alternativas para el sistema recuperador de calor, y se selecciona la mejor alternativa. Finalmente, conclusiones y recomendaciones son extraídas.

* Proyecto de grado

** Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Ing. Julian Ernesto Jaramillo Ibarra

ABSTRAC

TITLE: DESIGN OF A SYSTEM FOR WASTE HEAT RECOVERY IN THE EX-HAUST OF THE OVENS HIVE IN LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S COMPANY *

AUTHOR: ANA CAROLINA MEDINA JIMÉNEZ **

KEY WORDS: Oven, recovery, heat transfer, environment, mathematical model.

CONTENT

The rising cost of energy necessary to reconsider the adequacy of processes and equipment used in the manufacture of ceramic pieces to make the most of all the energy you invest. In addition, the contribution of pollutants to the environment by these processes contribute to the deterioration of the planet, which is why the government of Colombia in resolution 909 strong environmental regulations being applied to those companies that do not meet the minimum environmental requirements.

The following research seeks to determine the feasibility of implementing a heat recovery system in a company bricked Santandereana to reduce the environmental impact by reducing the temperature of the combustion gases and using this heat recovered by another process.

For this, a mathematical model dimensional simplified analytical simulates the behavior of the combustion gases within a furnace hive. Modeling the combustion furnace and heat and mass transfer products and the losses through the walls. This to determine the properties of the gases at the exit of the oven (temperature, flow, etc). The mathematical model is validated with experimental results on a representative brick industry. Based on the results, then are five alternatives for the heat recovery system, and select the best alternative. Finally, conclusions and recommendations are drawn.

* Degree project

** Department of Physical Mechanical Engineerings. Mechanical Ingeneering School. Director Ing. Julian Ernesto Jaramillo Ibarra

INTRODUCCIÓN

Los procesos productivos utilizados en la actualidad para la fabricación de piezas cerámicas comprenden una serie de operaciones generales, independientemente del producto obtenido y del proceso de fabricación empleado. El consumo energético de estas operaciones es muy variable siendo notablemente superior en el secado y la cocción. El creciente costo de la energía obliga a reconsiderar la idoneidad de los procesos y equipos utilizados en la industria cerámica. En el proceso de cocción se presenta el mayor aporte de agentes contaminantes al ambiente que contribuyen al deterioro del planeta. Los gobiernos de Colombia y en general del mundo, están aplicando normatividades ambientales que implican multas que pueden hacer inviables las industrias o incluso provocar el cierre de aquellas que no cumplan con los requisitos mínimos ambientales [15].

El siguiente trabajo de investigación busca determinar la viabilidad de implementar un sistema recuperador de calor en una empresa de la industria ladrillera que reduzca el impacto ambiental que genera la expulsión de los gases calientes al ambiente y aprovechar este calor recuperado en el proceso de secado de productos húmedos. Como punto de partida se desarrolló un modelo matemático cero-dimensional analítico simplificado que simula el comportamiento de los gases de combustión dentro del horno colmena presente en la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S., con el fin de: estimar la temperatura que alcanzan los humos dentro del horno, estudiar como varía la temperatura de los gases dentro del horno cuando se cambia el suministro de carbón y calcular las propiedades de los gases de combustión necesarias para el diseño del sistema recuperador reduciendo la incertidumbre en el proceso de diseño. El modelo matemático esta enfocado principalmente en la fase de cocción, ya que este proceso es el de mayor consumo energético de los procesos utilizados para la fabricación de productos cerámicos, por esto es importante tener claro cuáles son los fenómenos térmicos que se presentan. Los trabajos encontrados en la literatura científica [20][23] analizan los fenómenos térmicos presentes en algunos hornos, pero no son específicos para hornos colmena que son los hornos que con más frecuencia se

utilizan en la industria ladrillera (cerámica) en Colombia.

Para conocer las temperaturas reales alcanzadas por los gases a través del sistema durante el proceso de cocción de la planta se realizó un estudio experimental, el objetivo principal de este experimento es estudiar la temperatura de los gases en diversos puntos del sistema para determinar si es posible la instalación de un sistema recuperador de calor durante este proceso. El modelo matemático se validó con los resultados obtenidos en este estudio experimental.

La empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S. busca aprovechar el calor residual presente en los gases de combustión que salen del horno. Primero para disminuir la temperatura de los gases, ya que salen a altas temperaturas generando contaminación ambiental. Y segundo, utilizar este calor recuperado en el proceso de secado de productos, con el fin de aumentar la producción de piezas al tener suficiente material para utilizar en la siguiente quema de forma continua. Basados en los resultados arrojados por el estudio experimental de temperaturas realizado en la empresa, se exponen las condiciones de trabajo a las que se diseñó el equipo recuperador de calor que permite disminuir la temperatura de los humos en la etapa de cocción y calentar aire para ser usado en la etapa de secado. Se presenta un análisis de los procesos para ver la simultaneidad entre ellos y conocer los tiempos adecuados donde se utilizará el equipo, con el fin de aprovechar los tiempos muertos que se presentan en la empresa.

1. DESCRIPCIÓN EMPRESA Y SUS PROCESOS

1.1. DATOS DE LA EMPRESA

- **Nombre:** LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S. San Gil
- **NIT:** 804015143-7
- **Ubicación:** Vereda Campohermoso. San Gil
- **Oficina:** Calle 6 No. 9-70 San Gil. Tel. 7242990 Fax. 7242942
- **Gerente:** Mauricio Berardinelli González. Email: mauberar@gmail.com
- **Subgerente:** Juan Francisco González M. Email: gonzalez.juanf@gmail.com
- **Clasificación:** Pequeña empresa (PYME). 11-50 Empleados, Activos totales: Entre 501 y 5001 SMMLV.

1.1.1. Antecedentes

Por escritura pública No. 687 de 2003/04/07 de la notaría 02 del círculo de San Gil, inscrita en la Cámara de Comercio de Bucaramanga el 2003/04/25 bajo el No. 54075 del libro 9, se constituyó la sociedad denominada LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S. MATRICULA MERCANTIL:05-102885-03 DEL 2003/04/25.

Ladrillos y Acabados S.A.S fue comprada a LADRILLERA SAN GIL, chircal que fabricaba ladrillos de arcilla en condiciones precarias de infraestructura tanto de equipos como locativas. A partir del año 2003 los nuevos dueños proyectaron una reconversión de la infraestructura y fue así que se programaron y ejecutaron las siguientes obras:

- Durante los años 2004 y 2005 son construidos 2.500 mts² de cubiertas y dos hornos colmena sustituyendo el horno tipo pampa. Además, son construidos tres secaderos artificiales con dimensiones de 16 × 5 m cada uno (240 m² en total). También es adquirido en leasing una retroexcavadora Caterpillar modelo 426 D para la explotación de la mina.

- En el año 2007 es negociada la compra de todos los equipos de la línea de producción que incluye desterronador, cajón mezclador, laminador, extrusora, cortadora y las bandas transportadoras que interconectan estos equipos. Todos estos equipos fueron adquiridos a Souza- Brasil. La nueva línea de producción entró en funcionamiento en enero del 2008.

El volumen de Producción antes del montaje de los nuevos equipos es decir desde el 2003 hasta el 2007 fue en promedio de 80.000 piezas mensuales. A partir de febrero del 2008 la producción aumentó a un promedio de 100.000 unidades/mes y mejoró sustancialmente la calidad de los productos fabricados. Sin embargo a pesar del incremento de la producción los costos se incrementaron, los precios se han contraído por la oferta de los competidores en la Región Guanentina.

- A mediados del año 2008, la Empresa realizó un análisis DOFA y se definió implementar como estrategia para ejecución a corto y mediano plazo el desarrollo de productos de valor agregado, igualmente se definió implementar un programa de mejoramiento continuo que permitiera mejorar procesos, reducir costos y mejorar la calidad de los productos. Para dar inicio a éste nuevo plan entre octubre y noviembre del 2008 se puso en funcionamiento un molino de martillos, se realizaron visitas a diferentes fábricas en el país, conociendo así, las alternativas que ofrece Colciencias para la investigación e innovación, comenzando de esta forma un vínculo con la vicerrectoría de investigación y extensión de la Universidad Industrial de Santander.

1.1.2. Productos

Los productos de arcilla que se han fabricado tradicionalmente son: ladrillo hueco H10, ladrillo hueco H12, ladrillo hueco H15, medios de ladrillo Hueco H10, H12 y H15, bovedilla, T1 rústico, ladrillo macizo y tejas coloniales. En la figura 1 Productos fabricados en la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A. Sfigure.1 se pueden apreciar algunos de los productos descritos.

Figura 1: Productos fabricados en la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S



Fuente: Autor del proyecto.

1.2. PROCESOS DE FABRICACIÓN DE LOS PRODUCTOS EN LA EMPRESA LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S.

El proceso de fabricación de un producto cerámico está conformado por tres grupos de operaciones. Primero, la preparación de materias primas y productos intermedios (donde se preparan las arcillas con esmaltes y colorantes, y se moldea la pieza). Segundo, la obtención del producto acabado (donde se encuentran el secado y la cocción), el producto queda listo para ser utilizado en el sector de la construcción. Y, en tercer lugar, la distribución, es decir, la colocación del producto acabado en manos del consumidor final.

Figura 2: Proceso fabricación de productos cerámicos



Fuente: [4].

1.2.1. Preparación materia prima

- **Molienda:** En este proceso se realiza la trituración de la arcilla sin tratar, que proviene directamente de la cantera, y se obtiene la materia prima con la granulometría y textura necesarias para su posterior conformado. Se lleva a cabo utilizando el desterronador, este tipo de sistema asegura la obtención de un porcentaje importante de partículas finas que se humectan con más facilidad y rapidez, obteniéndose una masa muy homogénea y de mayor plasticidad. Como consecuencia se obtiene un mejor acabado y una mayor resistencia mecánica, tanto del material seco como del producto cocido.
- **Dosificación:** Con la dosificación se persigue establecer una alimentación constante y regulada en el cajón mezclador para así realizar cualquier tipo de mezcla en cualquier proporción para diferentes arcillas y agregados, según la necesidad de la pieza a fabricar.
- **Molturación:** Para la molturación se puede optar por una de las siguientes soluciones: vía seca y vía húmeda o mejor vía semi-húmeda. La molturación por vía semi-húmeda, en la que se emplean molinos de rulos o desintegradores para la molturación primaria y laminadores (Figura 3 Laminador y extrusora empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A. Sfigure.3), para la secundaria, es la más extensamente utilizada.
- **Amasado y homogeneización:** Para el amasado de la arcilla, en las fábricas de baldosas, tejas y ladrillos, se suelen utilizar amasadoras en continuo, es este caso se utiliza una extrusora. La calidad de los barro obtenidos con las amasadoras extrusoras es muy superior a la conseguida con las amasadoras tradicionales. Del efecto del prensado y extrusionado resulta una mayor absorción del agua por la arcilla, obteniéndose una pasta muy homogénea. El barro es menos pegajoso y se ensila con menores problemas.

Figura 3: Laminador y extrusora empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S



Fuente: Autor del proyecto.

1.2.2. Moldeo y corte

La primera condición para lograr unos buenos resultados en la extrusión es que el material a extruir presente las mínimas variaciones posibles, tanto en lo que respecta a su composición (plasticidad) como a su grado de preparación (granulometría más o menos fina) y a su contenido de humedad. En los moldes o boquillas se debe lograr que:

- La velocidad del flujo arcilloso sea la misma en toda la sección transversal de la barra.
- La resistencia que encuentre al barro al salir a través de la boquilla sea suficiente para lograr una buena compactación. Es decir, que la arcilla quede bien compactada ya que de ello va a depender la resistencia y calidad final del producto acabado.

En Ladrillos y acabados S.A.S. los productos son moldeados (Figura 4 Moldeo y corte empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A. Sfigure.4) y cortados con una humedad aproximada de 16 %.

1.2.3. Secado

El proceso de secado se lleva a cabo de 3 maneras :

Figura 4: Moldeo y corte empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S



Fuente: Autor del proyecto.

1. Secado natural: los productos están expuestos inicialmente al aire ambiente, para ello se aprovecha cualquier espacio disponible en la planta (Figura 5 Secado natural LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S figure.5). De este modo el secado toma entre 10 y 15 días, dependiendo de las condiciones climáticas.

Figura 5: Secado natural LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S



Fuente: Autor del proyecto.

2. Secado artificial principal, utilizando calor remanente en los hornos: la temperatura de secado inicia en 55°C - 60°C y cada 4 horas se incrementa en 5°C hasta llegar a 90°C, se utilizan tres naves de secado de 5 × 16 × 3 m de alto. Dentro de éstos el secado es realizado por medios artificiales, aprovechando el calor remanente que queda dentro de los hornos colmena, luego que se termina la fase de quema plena. Es necesario llevar los gases calientes de los hornos hasta una cámara donde son mezclados con aire ambiente para controlar su temperatura antes de enviarlos a los secaderos.

Figura 6: Nave de secado LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S en el interior



Fuente: Autor del proyecto.

3. Secado artificial auxiliar, con gases que provienen de la hornilla: se quema carbón en la hornilla y se llevan los gases de combustión a los secaderos, se deben alcanzar las mismas condiciones de temperatura y tiempo que en el secado artificial utilizando el calor remanente en los hornos. En la empresa este proceso se implementa solo en casos urgentes donde el secado natural y artificial mencionados antes no cumplan con la producción, utilizar este sistema poco eficiente conlleva un valor agregado al precio del producto.

Si el secado se hace a menos de 55°C el proceso tarda mucho tiempo y no se vería la utilidad de extraer el calor de los hornos, y si el secado se lleva a cabo a más de 110°C se pueden presentar fisuras y agrietamiento en los productos. El tiempo estimado de funcionamiento para una nave de secado con 6000 unidades de bloque H10 (40 Ton de arcilla aproximadamente) es de 24 horas.

1.2.4. Cargue del horno

LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S cuenta con dos hornos tipo colmena de 11 y 9 m de diámetro, respectivamente, para la carga de los hornos se recoge el material desde las cámaras de secado natural y artificial y se apila en el horno, teniendo en cuenta que en la parte inferior se ponen las piezas mas robustas como ladrillos o tabletas y en la parte superior las piezas livianas como tejas . En la Figura 7 Cargue horno colmena figure.7 se observan los ladrillos apilados en el interior del horno colmena.

El proceso de cargue en el horno pequeño (\varnothing 9 m) toma 10 horas y en el horno grande (\varnothing 12 m) toma 12 horas.

Figura 7: Cargue horno colmena



Fuente: www.tejarlosvados.net

1.2.5. Cocción

En el proceso de cocción de sus productos LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S utiliza carbón térmico tipo B y consumen 176.32 Kg carbón/ Kg arcilla cocida. Se fabrican 24 mil piezas por horno aproximadamente. Este proceso tiene dos etapas:

- **Caldeo:** donde se retira la humedad de los productos y se eleva la temperatura del horno hasta 300°C (ver figura 8 Horno Colmena en fase de caldeo figure.8). En el horno pequeño este proceso toma 21 horas y en el horno grande 25 horas.
- **Quema Plena:** donde empieza la cocción de los productos y se desarrollan las propiedades físicas de cada pieza, elevándose la temperatura dentro del horno hasta 1000°C aproximadamente. En el horno pequeño este proceso toma 30 horas y en el horno grande 45 horas.

En esta fase de la producción es donde se quiere implementar el sistema de recuperación, ya que es donde se presentan los problemas de cumplimiento de las normas ambientales porque los humos salen demasiado calientes a la atmósfera.

Figura 8: Horno Colmena en fase de caldeo



Fuente: Autor del proyecto

1.2.6. Extracción de calor

Terminada la quema plena se cierra el paso de los humos a la chimenea y se desvían hacia los secaderos, aprovechando el calor que queda dentro del horno. Con la ayuda de un ventilador instalado cerca a los secaderos se mezclan los gases con aire ambiente para que la temperatura de los gases baje hasta alcanzar la temperatura requerida en los secaderos. Tiene duración de 72 horas.

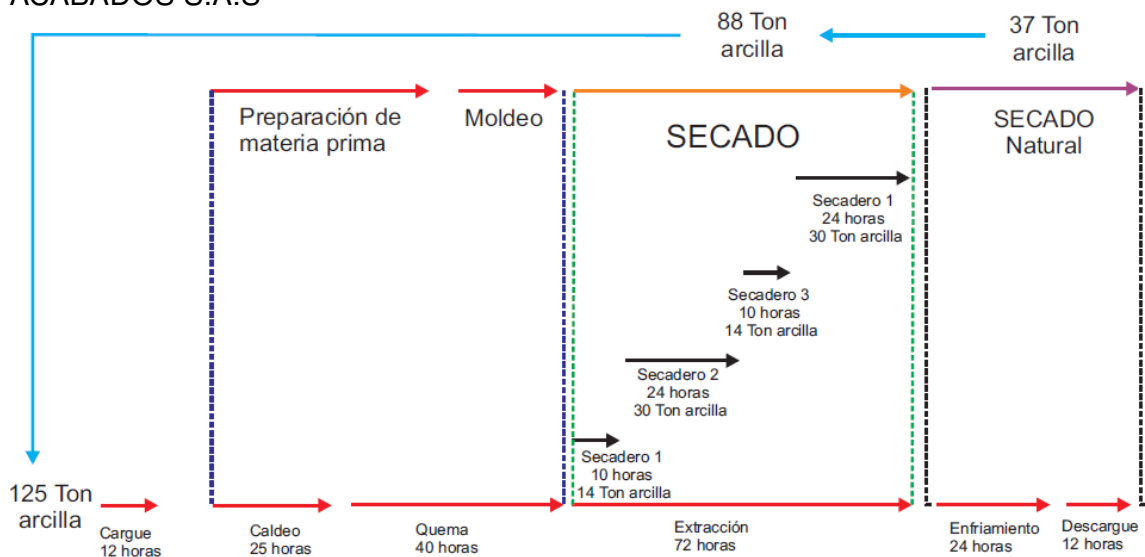
1.2.7. Enfriamiento y descarga

El horno debe ser llevado a temperaturas adecuadas para que el personal de la planta pueda entrar a realizar el descargue sin que se expongan a altas temperaturas, esta fase tiene una duración promedio de 18 horas para el horno pequeño y 24 horas para el horno grande. Finalmente la descarga se realiza en 12 horas.

1.2.8. Revisión y empaque

Las piezas ya terminadas, se revisan para que todas cumplan con las normas de calidad, y se depositan apiladas encima de pellets de madera o de las propias piezas y pueden envolverse con plástico retráctil y fleje para facilitar su posterior distribución.

Figura 9: Diagrama de flujo de todos los procesos de la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S



Fuente: Autor del proyecto.

En la figura 9 Diagrama de flujo de todos los procesos de la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A. Sfigure.9 se puede apreciar el diagrama de los procesos de manufactura involucrados en la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S.. Donde la línea roja corresponde a los procesos presentes en el horno descritos anteriormente, con sus tiempos de duración; en este momento se encuentran en proceso 125 toneladas de arcilla. La línea verde corresponde a los procesos de preparación y moldeo de piezas, este proceso inicia antes de empezar el cargue del horno y termina cuando el horno finaliza la fase de quema; después empieza la fase de extracción de calor del horno, por lo tanto las piezas húmedas deben estar disponibles para empezar a cargar los secaderos y para el secado natural. La línea azul corresponde al proceso de secado artificial que se realiza de forma simultánea con el proceso de extracción de calor, puesto que el calor extraído de los hornos se utiliza en el secado artificial para disminuir la humedad presente en las piezas, este proceso se realiza de forma escalonada puesto que mientras un secadero esta en funcionamiento el segundo está siendo cargado de piezas para empezar el secado y en el tercero se están descargando las piezas ya secas; el proceso de secado artificial produce 88 toneladas de arcilla listas para iniciar la fase de cocción. Se puede apreciar que el proceso de secado arti-

ficial no cumple con el lote de piezas necesarias para la siguiente quema, por lo tanto se implementa el secado natural representado por la línea morada, este proceso es continuo y se desarrolla de forma simultánea con los demás procesos implicados en la fabricación de las piezas, ya que tiene duración de 10 a 15 días dependiendo de las condiciones climáticas. Este proceso completa el lote de piezas necesarias para la siguiente fase de cocción. Como se observa, el proceso de quema dura 45 horas que podrían ser aprovechadas para el secado artificial.

2. ESTADO DEL ARTE

A continuación se presenta un resumen de la literatura recopilada sobre estudios energéticos y ahorro de energía en la industria ladrillera en Colombia. Además se presenta una breve descripción de limpieza de los gases, de los equipos recuperadores calor y los tipos de corrosión y ensuciamiento presentes en ellos, información que se tuvo en cuenta para el proceso de diseño. En la sección 4 MODELO MATEMÁTICO DEL HORNO COLMENA section.4 se presenta una breve descripción de los estudios energéticos aplicados a hornos encontrados y que sirvieron de guía para la realización del modelo matemático.

2.1. EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LA INDUSTRIA LADRILLERA

Se llevó a cabo una investigación y un estudio exhaustivo de proyectos enfocados a eficiencia energética en la industria ladrillera en los últimos años, de los cuales a continuación se presenta un pequeño resumen:

2.1.1. Guías metodológicas

En la actualidad las pequeñas y medianas empresas del sector industrial concentran sus esfuerzos en mejorar el rendimiento de sus procesos, estos procesos están plenamente ligados al consumo de recursos energéticos, donde la mayoría tienen un alto impacto en los costos de operación. Por tal motivo las PYME buscan reducir sus consumos energéticos y a su vez incrementar la productividad de sus procesos mediante la implementación de nuevas tecnologías, optimizando los recursos energéticos tomando como base los diferentes procedimientos y estrategias existentes. Una de las tareas más importantes es el alineamiento de todos los aspectos, metas y fines de la administración de los recursos energéticos, con los objetivos estratégicos de la empresa a través de una política energética.

Las principales deficiencias en la gestión generan importantes incrementos de los consumos y costos energéticos en una empresa. Ellas están relacionadas con los es-

fuerzos aislados, la falta de coordinación, planeación, conocimiento, procedimientos, evaluación, por la dilución de responsabilidades y por la carencia de herramientas de control. El objetivo de la administración de la energía es lograr la mayor reducción posible en los consumos energéticos, utilizando la tecnología disponible en la empresa e implementando las modificaciones necesarias para alcanzar la máxima eficiencia y la mayor rentabilidad. Lograr este objetivo de forma permanente requiere de la implementación de un sistema de gestión, cambios de hábitos y generación de una cultura energética.

La Cámara de Comercio de Bogotá (CCB) es una institución de servicios de carácter privado que representa al sector empresarial y a la comunidad en su conjunto que, en aras del bienestar general de la ciudadanía, promueve programas y desarrolla actividades que contribuyen al desarrollo económico, social y cívico de Bogotá D.C. y su zona de influencia [4]. La CCB suscribió el convenio ATN/ME-11056 con el Banco Interamericano de Desarrollo en su calidad de Administrador del Fondo Multilateral de Inversiones (BID-FOMIN), el cual tiene por objeto la promoción de oportunidades de mercado en energías limpias y eficiencia energética. Dicho convenio es ejecutado por la Corporación Ambiental Empresarial CAEM, filial de la Cámara de Comercio de Bogotá.

La CCB desarrolló un proyecto en el cual se establece unas guías metodológicas para realizar estudios de eficiencia energética. El objetivo principal es brindar un apoyo técnico a los empresarios, gerentes y personal técnico-operativo en los siguientes aspectos:

- Establecer medidas de ahorro por ejecución de buenas prácticas operacionales y de mantenimiento.
- Formular un plan de administración y manejo de energía.
- Referenciar los avances tecnológicos propios del subsector.
- Propuesta de manejo de indicadores energéticos a través de formatos para la aplicación de un plan de control y monitoreo.

Se espera que esta guía permita fomentar una cultura organizacional de ahorro energético, que lleve a la industria PYME a la sostenibilidad y optimización de sus recursos y procesos, alcanzando:

- Reducción de costos, aumento de la eficiencia y disminución del impacto ambiental.
- Mejoramiento continuo del desempeño energético.
- Aumento del compromiso y conocimiento de las consideraciones energéticas.
- Mejora de la comunicación en la administración de los recursos energéticos al interior de la organización.

2.1.2. Estadísticas nacionales

Hasta hace unos pocos años, la industria ladrillera en Colombia tenía un considerable atraso con respecto a los estándares internacionales. A principios de la década del 90, los industriales tuvieron que tecnificar sus procesos, con el objeto de aumentar la capacidad de producción y la calidad de sus productos y de rebajar costos de producción [24]. Esta tecnificación se basó en lo siguiente:

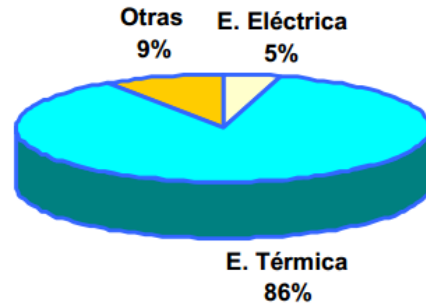
- Uso de maquinas de extrusión de mayor capacidad y eficiencia.
- Cambio de los secaderos naturales por los artificiales, que presentan mayores niveles producción y capacidad de recuperación de calor proveniente del horno.
- Instalación de hornos más eficientes ¹, que consumen menos energéticos y tienen mayor capacidad de producción.

Con esta posibilidad de progreso y modernización, la eficiencia energética en los procesos de cocción mejoró hasta en una tercera parte. Sin embargo, aún se tienen grandes potenciales de ahorro en la industria ladrillera, a partir de cambios tecnológicos y/o de sustitución de combustibles [24]. La fuerte recesión también ha obligado

¹ Hornos intermitentes Hoffmann y Túnel.

a la industria ladrillera a retroceder al uso de combustibles y de tecnologías menos eficientes, por su bajo precio.

Figura 10: Consumo específico promedio. Participación por tipo de energía



Fuente: Ministerio de minas y energía de Colombia

Consumo específico de energía Recopilada la información y calculado el factor de expansión en el análisis estadístico, se obtuvieron para el sector ladrillero el consumo específico promedio en las áreas eléctrica, térmica y otras, y el promedio total nacional, los resultados se muestran en la figura 10 Consumo específico promedio. Participación por tipo de energía figure.10 [24].

Análisis comparativo del consumo específico nacional con índices internacionales El consumo específico de energía eléctrica se refiere al consumo en el funcionamiento de motores, ventiladores, maquinaria e iluminación. La mediana y gran industria nacional tienen consumos específicos de 128 [MJ/Ton] valores menores que los reportados internacionalmente de 150 - 180 [MJ/Ton] [24].

El cuadro 1 Consumo específico de energía térmica por tipo de horno. MJ/tontable.1 presenta la comparación del consumo específico de energía térmica, con rangos internacionales, para cada tipo de horno utilizado en la industria del ladrillo. El indicador corresponde a la energía térmica utilizada en los hornos (proceso de cocción), por tonelada de producto y depende básicamente del tipo de horno. Puede observarse que el consumo específico nacional de energía térmica es similar y en algunos casos inferior al reportado internacionalmente y que los hornos más ineficientes energéticamente son los hornos tipo periódicos (que incluyen hornos tipo Llama dormida, tipo

Colmena y tipo Pampa).

Cuadro 1: Consumo específico de energía térmica por tipo de horno. MJ/ton

Tipo de horno	Consumo nacional	Rango internacional
Túnel	1.520	1.400 – 1.600
Hoffmann	1.867	2.000 – 3.000
Intermitente	1.537	1.800 – 2.000
Periódicos	4.165	3.600 – 4.500

Fuente: Ministerio de minas y energía de Colombia

Potencial de ahorro de energía Con el fin de cuantificar el ahorro energético en la industria del ladrillo, se analizaron los consumos de energía por tipo de horno y por tipo de combustible. Para calcular el ahorro, se tomaron como referencia el horno más eficiente (Túnel) y los combustibles líquidos, que se queman con más facilidad [24]. Puesto que en el país el consumo específico promedio ponderado de energía térmica de todos los hornos de la muestra se sitúa en 2.405 MJ/ton y el indicador internacional es de 1.600 MJ/ton, el potencial de ahorro de energía térmica es del orden del 34 % para la industria del ladrillo (ver cuadro 2Ahorro potencial de energía térmica por tipo de horno y de combustibleable.2).

Cuadro 2: Ahorro potencial de energía térmica por tipo de horno y de combustible

Consumo Específico Nacional de Energía con
Hornos Túnel: 1.523 MJ/ton

Tipo de Horno	Producción de Ladrillo Ton/año	Ahorro Potencial de Energía TJ / año	Ahorro Potencial de Energía BEP / año ¹
Hoffmann	1.209.504	410	73.529
Periódicos	1.019.124	2.703	484.756
Intermitentes	179.700	2	359
Subtotal	2.408.328	3.115	558.644

Consumo Específico Nacional de Energía con
Combustibles Líquidos 1.430 MJ/ton

Tipo de Combustible	Producción de Ladrillo Ton/año	Ahorro Potencial de Energía TJ / año	Ahorro Potencial de Energía BEP / año ¹
Carbón	2.551.188	2.801	502.331
Cisco de café	198.000	726	130.201
Subtotal	2.749.188	3.527	632.532
Ahorro total			1.191.176

Fuente: Ministerio de minas y energía de Colombia

El cuadro 3Consumo específico de energía por tipo de combustible MJ/tonable.3

muestra que la quema con carbón y la quema con cisco de café son muy ineficientes. En particular, la quema de cisco es 3,57 veces más ineficiente que la quema de un combustible líquido. Sin embargo, se utilizan estos energéticos por ser más baratos que los combustibles líquidos. El bajo precio del carbón, por ejemplo, hace que el ladrillero de bajos recursos no se preocupe por tecnificarse ni por disminuir el despilfarro de este tipo de recurso no renovable y mucho menos por el nivel de contaminación.

Cuadro 3: Consumo específico de energía por tipo de combustible MJ/ton

Tipos de combustible	Consumo específico	Índice relativo
Líquidos	1.426	1,0
Carbón	2.547	1,79
Cisco de café	5.085	3,57

Fuente: Ministerio de minas y energía de Colombia.

Recomendaciones tecnológicas Algunas recomendaciones para optimizar el consumo de energía térmica en la industria ladrillera y para alcanzar el límite superior del estándar internacional de 1.600 MJ/Ton de producto terminado para hornos tipo Túnel son las siguientes [24]:

1. Emplear hornos con diseños de alta eficiencia térmica y gran capacidad de producción: el horno Túnel (1400 – 1600 MJ/ton), el Hoffman (2000 - 3000 MJ/ton) y hornos intermitentes (1800 – 2000 MJ/ton).
2. Construir secaderos continuos, con aprovechamiento de calor del secadero y hornos con intercambiadores de calor para el aire de combustión, pues presentan un significativo ahorro en el combustible total utilizado. Al tiempo, es necesario hacer el mantenimiento preventivo de los mismos.
3. Disminuir la masa inerte en los hornos, mediante el empleo de los últimos productos de baja masa térmica (tecnología de punta) y el chequeo de salida de productos fríos del horno, para conseguir un máximo aprovechamiento del calor.
4. Emplear sistemas de regulación automática, de control de temperatura y de

presión en el horno. También chequear periódicamente la composición y temperatura de salida de los gases de combustión del horno.

5. Revisar las cifras de consumo de energía en forma periódica y si es necesario crear un comité de manejo energético en cada empresa, con el propósito de alcanzar los índices internacionales o nacionales en todas ellas.
6. Operar, en lo posible, los hornos continuos a plena capacidad y apagarlos cuando la cantidad de productos terminados en almacén sea suficiente para atender una detención prolongada del horno.
7. Utilizar materiales de baja conductividad térmica y de alta refractariedad en los procesos con calor, ya que generan pérdidas de calor considerablemente menores que los materiales de uso común, como ladrillos de arcilla, aislamientos con arena, cenizas y otros.
8. Utilizar en lo posible maquinaria para extrusión dura (stiff) o semidura, que permite disminuir el consumo de energía térmica en los procesos de secado y quema.

2.1.3. Medidas de ahorro de energía

El consumo energético que lleva la fabricación de una pieza cerámica es muy variable siendo notablemente superior en el secado y la cocción. Aunque en las operaciones de preparación de las materias primas y moldeo el consumo energético directo es muy reducido, su incidencia sobre el consumo específico de energía en el secado y la cocción puede ser importante. Con un menor consumo de energía siempre hay un menor impacto ambiental, este impacto dependerá del tipo de energía que se consume y de la que se ahorre y se diversifique. A continuación se presentarán algunas medidas de ahorro que permita la disminución en los consumos [25].

Medidas de ahorro energético en el moldeo Las técnicas de ahorro energético en el moldeo tienden a disminuir el contenido en agua en las piezas producidas mante-

niendo la plasticidad requerida por el equipo. Como mejoras de mayor interés pueden citarse [25]:

- **Aditivos:** El empleo de aditivos tiene por objeto aumentar al máximo la permeabilidad de las piezas para facilitar la migración del agua hacia la superficie. De esta manera se evita la formación de grietas y se disminuye la duración del secado. El ahorro energético conseguido con estas mejoras se puede cifrar en un rango de un 5 - 10 % del consumo del secadero.
- **Reutilización de productos antes de la cocción:** Durante el proceso de extrusión o moldeo, el material es obligado a pasar por una boquilla que es la que da forma a la pieza y posteriormente es cortada para conseguir las dimensiones adecuadas en función del producto que se quiere obtener. Durante este proceso se generan una serie de sobrantes debido al propio corte realizado, que pueden ser reintroducidos en la amasadora sin que se produzca ningún tipo de pérdida de calidad de la materia prima. La cantidad de piezas defectuosas generadas dependerá del tipo de instalación pero puede llegar a ser del orden del 1 % de la producción de la planta. Mediante este sistema se produce un doble ahorro debido a que se reaprovecha este sobrante como materia prima, y además se deja de gestionar como residuo, un producto que puede ser reaprovechado.
- **Amasado con vapor: arcillas muy plásticas:** El amasado con vapor de baja presión (inferior a 4 kg/cm²) en lugar de agua, para lograr la plasticidad adecuada de la arcilla, permite reducir el contenido en agua en un 2-3 %, con el consiguiente ahorro energético en el secadero; además, se reduce el consumo eléctrico en la extrusora.
- **Conformado en seco (Ladrillo prensado o extrusión dura):** Si se prensa el material con la humedad propia de la arcilla, se consigue reducir casi al 100 % el consumo energético del secadero; se podría secar en el prehornos con calor residual. Sin embargo, la compresión hace aumentar el consumo eléctrico, aunque el balance global de energía primaria es favorable para esta medida.

Medidas de ahorro energético en el secado

- **Recuperación de calor sensible de los humos de hornos:** Los gases de combustión de un horno contienen una cierta energía, pues su nivel de temperatura es del orden de 100 - 140°C. Es lógico ahorrar costes recuperando parte de esta energía en otras etapas del proceso donde se pueda utilizar. El objetivo es aumentar la eficacia energética global del proceso. Ahora bien, no todo el calor es recuperable pues depende, entre otras cosas, de la temperatura de salida de los humos, de su contenido de azufre y de la carga del horno. El aprovechamiento de este calor residual puede ser básicamente:
 - Precalentamiento y presecado del material alimentado al prehorno (si existe)
 - Utilización directa en el secadero, en caso de hornos a gas natural
 - Precalentamiento del aire de combustión (mediante intercambio indirecto)

El ahorro esperado oscila entre el 2 y 6 % del consumo global del horno para el aprovechamiento de los gases del horno y del orden del 1-5 % del consumo global del horno en la recuperación del calor residual [25].

- **Recuperación de calores residuales:** En los hornos túnel hay calores residuales que tienen suficiente nivel térmico para ser aprovechados en el proceso. Por ejemplo, el calor de refrigeración de la bóveda y de las vagonetas del horno, sale en forma de una corriente de aire a 100-120°C , que se puede aprovechar en el prehorno (si existe) o en la propia caja de mezclas, mezclándolo con el aire de recuperación directa, o aprovecharse como aire de combustión en las boquillas del horno. El ahorro esperado es del orden del 1-5 % del consumo global del horno.
- **Utilización de aislamientos:** La utilización de aislamientos en el secadero y en los conductos de gases calientes extraídos del horno mejora notablemente el rendimiento energético con una inversión reducida.

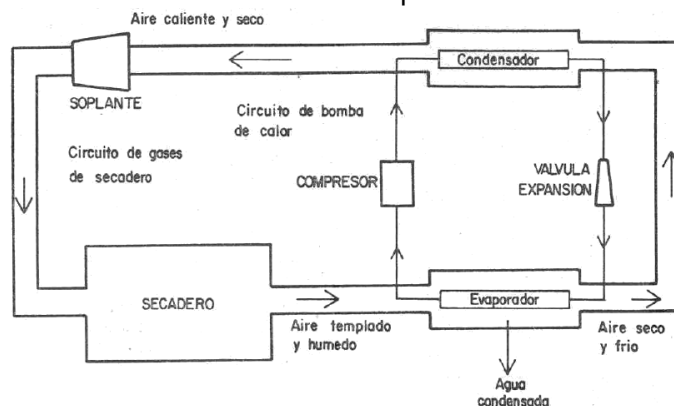
- **Utilización de sistemas de control:** Las características especiales del secado de piezas cerámicas y la necesidad de mantener rigurosas condiciones determinadas de humedad y temperatura configuran el secado como una operación donde tienen un amplio campo de aplicación los sistemas de regulación automática. El empleo conduce a una reducción del consumo energético del secado debido a que permite un mayor ajuste a las condiciones de secado ideal reduciéndose la duración del secado y aumentando la calidad de las piezas (disminuye el índice de roturas).

- **Utilización de secaderos continuos:** Los secaderos continuos presentan una serie de ventajas sobre los otros tipos de secaderos, se puede destacar:
 - Disminución de la mano de obra
 - Aumento de la velocidad de secado
 - Disminución del consumo energético
 - Facilidad de control automático de la humedad y la temperatura
 - Integración óptima con el horno (si el horno es tipo túnel)

- **Empleo de la bomba de calor:** Mediante la bomba de calor se toma calor de un foco frío (aire templado y húmedo a la salida del secadero) y se cede a un foco caliente (aire que va a utilizarse en el secado). En este caso es aconsejable la utilización de un circuito cerrado para el aire. La humedad que se quita a las piezas en el secadero se elimina en el evaporador del circuito de la bomba de calor (Ver figura 11Ciclo de la bomba de calor aplicado a un secadero cerámicofigure.11). El rendimiento real es del 3 al 50 % [25].

- **Mejoras en distribución de aire en secaderos:** En los secaderos túnel continuos o semicontinuos, la distribución de aire en el interior se realiza a través de inyección de aire por la parte superior. Para mejorar la distribución de calor se están instalando ventiladores de tipo cónico, que permiten regular a lo largo de toda la altura de la estantería la entrada de aire caliente, y por tanto la temperatura de secado. Se mejora la calidad final del producto y se reduce así el

Figura 11: Ciclo de la bomba de calor aplicado a un secadero cerámico



Fuente: Colciencias

ciclo de secado del equipo con el consiguiente ahorro energético (del orden del 10-20 % del consumo inicial del secadero) [25].

Medidas de ahorro energético en la cocción La cocción es la operación de mayor importancia en la fabricación de productos cerámicos desde los puntos de vista energético y económico. Se puede lograr un ahorro energético considerable eligiendo el sistema de cocción y el horno adecuados, modificando las materias primas, mejorando la transmisión de calor en el interior del horno y reduciendo las pérdidas de calor. A continuación se detallan una serie de medidas encaminadas a la reducción del consumo energético en la cocción.

- **Encañado óptimo:** Se denomina encañado a la disposición de las piezas en el interior del horno. Las características fundamentales que debe tener un encañado para facilitar la transmisión de calor son: fácil acceso de los gases a cualquier punto de la carga y dificultar la circulación de los gases en la parte alta de la carga (hornos continuos).

La permeabilidad de los apilamientos de piezas facilita el acceso de los gases y por tanto del calor a cualquier punto de la carga homogeneizándose la temperatura con gran rapidez. El factor determinante de la permeabilidad de un encañado es la superficie en contacto con los gases del horno.

- **Recirculación de gases:** La recirculación de gases disminuye la duración del

ciclo de cocción ya que facilita notablemente la transmisión de calor en el interior del horno. Esta mejora permite la producción de piezas de mayor calidad (disminuye el porcentaje de piezas rotas y defectuosas) con un consumo energético menor (disminuye la duración del ciclo de cocción). Las recirculaciones deben calcularse con mucha precisión evitando la aparición de presiones superiores o inferiores que aumenten las fugas de gases calientes o la entrada de aire frío respectivamente.

- **Reducción de pérdidas durante funcionamiento intermitente:** Durante el tiempo de parada, el calor almacenado en las paredes y en la solera del horno se disipa gradualmente constituyendo una pérdida ya que debe suministrarse de nuevo en el siguiente período de marcha.
- **Instalación de quemadores de alta velocidad en el horno:** La instalación de quemadores de alta velocidad en las paredes laterales en la zona de precalentamiento de un horno túnel, permite una mayor homogeneidad de temperaturas entre la parte alta y la parte baja de los paquetes de ladrillos, de esta manera la cocción del material es más rápida y efectiva. Mediante la instalación de este tipo de quemadores, se reduce tanto la duración del ciclo de cocción (con el consiguiente aumento de productividad entre un 20 y un 3 %) como el consumo específico del horno (en aproximadamente un 5 %) [25].

Cambio a gas natural El gas natural es un combustible limpio, de fácil control y regulación. Algunas ventajas de su uso son:

- Ahorro y diversificación energética, y por lo tanto, mejora de la eficiencia energética del proceso.
- Ahorro económico, debido además al elevado precio que están alcanzando los combustibles derivados del petróleo en los últimos años.
- Mejora de los ratios de producción y calidad del producto.
- Reducción del impacto ambiental.

El ahorro que se obtendría con la sustitución de combustibles derivados del petróleo es del orden del 2-10 % del consumo de partida. En el caso de la generación de aire caliente para el secadero, es cercano al 10 % [25]. Muchas industrias cerámicas han instalado quemadores en vena de aire a gas, que satisfacen la demanda de aire caliente del secadero de forma más limpia y eficaz, y permiten mayor facilidad de regulación del proceso de secado y mayor calidad del producto final. Así, este equipo energético ha permitido mejorar su competitividad y contribuir a su modernización tecnológica. Los quemadores laterales de alta velocidad a gas del horno túnel mejoran el precalentamiento del material y permiten aumentar la producción y la calidad del producto.

2.2. SISTEMAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR

La recuperación de calor consiste en un sistema que busca transferir la energía en forma de calor de una corriente de alta temperatura a otra de baja temperatura, con el fin de aprovechar la energía disponible en la corriente de alta temperatura, este sistema debe ser eficaz y económico. Los sistemas de recuperación solo pueden recuperar una fracción de la energía disponible, pero a pesar de ello aumenta significativamente la eficiencia total de las máquinas o equipos. Además de recuperar energía, estos sistemas también presentan otras ventajas tales como la reducción de la temperatura de emisión de gases al ambiente y con ello la disminución del impacto ambiental. Según su principio operativo en el proceso de transferencia de calor, se clasifican en dos grandes grupos [7] [21]:

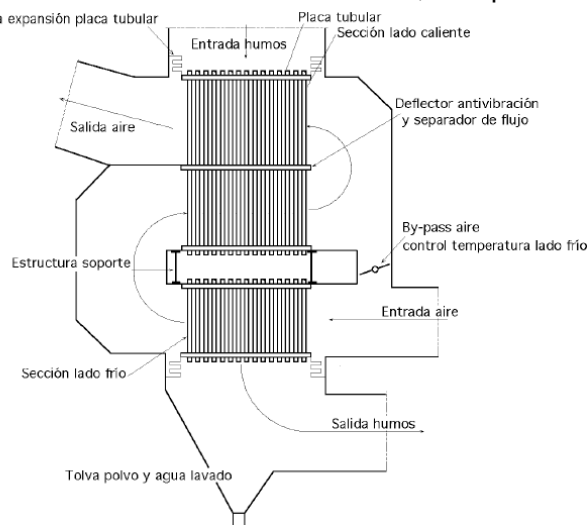
- Recuperativos, en los que la transferencia de calor se verifica de forma directa y continua, a través de la pared que separa los fluidos, lo que garantiza la permanente separación de los flujos que intervienen en el proceso de intercambio térmico.
- Regenerativos, en los que la transferencia de calor es indirecta, haciendo uso de un medio que se expone, alternativamente, al fluido calefactor (para tomar su energía térmica) y al fluido a calentar (para cedérsela).

2.2.1. Recuperativos

El calor se transfiere a través de una superficie de intercambio térmico, que garantiza la separación de los flujos de humos y aire que llegan al calentador; esta superficie puede estar conformada por:

- Un determinado conjunto de tubos, cuya superficie global es la del calentador de aire para el intercambio calorífico
- Un conjunto de placas paralelas que canalizan, por separado, los dos fluidos que intervienen en el proceso

Figura 12: Calentador de aire tubular, de tipo vertical



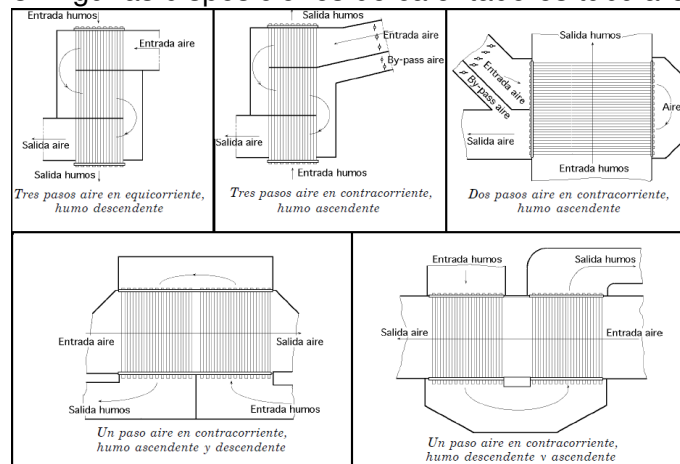
Fuente: Centrales térmicas: Pedro Fernández Díez

Calentadores tubulares de acero La energía térmica se transfiere desde los humos calientes que circulan por el interior de los tubos, al aire que circula por su exterior. La unidad consta de tubos rectos soldados a placas tubulares, en el interior de una carcasa de acero que sirve de cerramiento para el aire que circula por el exterior de los tubos, y que contiene las aberturas de entrada y salida del aire y de los humos. En el calentador tubular vertical de la figura 12, los tubos se soportan desde la placa tubular superior, y se apoyan

en la placa tubular inferior. En cualquier caso, una de las placas tubulares debe ser flotante, para que se pueda mover libremente por la acción de las dilataciones de los tubos.

El diámetro de los tubos varía entre 1,5” – 4” con espesores entre 0,049” – 0,120”. Cuando hay riesgos de corrosión y obstrucción de tubos, se utilizan diámetros y espesores superiores a los indicados. La disposición tubular puede ser en línea o al tresbolillo, siendo esta última la más eficiente [7]. La configuración de flujos normal es en contracorriente, con circulación vertical de humos por el interior de los tubos, y circulación horizontal de aire por uno o más pasos por el exterior de los tubos, existiendo una amplia variedad de disposiciones de pasos simples o múltiples, lo mismo del lado de humo que del lado del aire, para poderse adaptar a las diferentes configuraciones que requieren las plantas energéticas. (ver figura 13 Algunas disposiciones de calentadores tubulares de aire figure.13) [7].

Figura 13: Algunas disposiciones de calentadores tubulares de aire

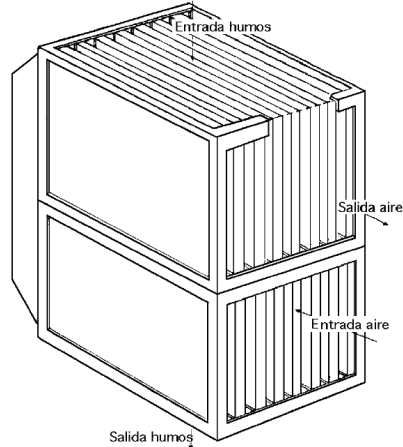


Fuente: Centrales térmicas: Pedro Fernández Díez

Calentadores de láminas Constan de baterías de láminas en paralelo y transfieren el calor, en flujos cruzados, desde los humos calientes que fluyen por un lado de la chapa, al aire frío que fluye por el otro lado (ver figura 14 Calentador de aire de láminas, con un paso de humos y dos de aire figure.14). El sellado entre los flujos de aire y humos se obtiene por soldadura de los bordes de las láminas, o mediante una junta,

muelle y compresión externa de las baterías de láminas. Para una determinada capacidad, los calentadores de aire modernos son de menor volumen que los tubulares y presentan mínimas fugas desde el aire hacia los humos [7].

Figura 14: Calentador de aire de láminas, con un paso de humos y dos de aire

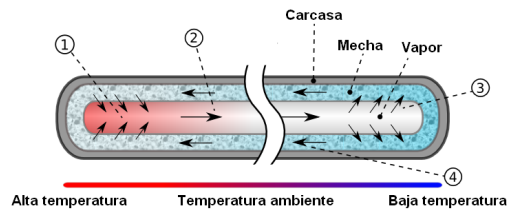


Fuente: Centrales térmicas: Pedro Fernández Díez

Calentadores con tubos de calor El tubo de calor (heat pipe) es un recipiente de alta conductividad y de baja presión, que contiene un líquido que se evaporará al absorber calor en la zona caliente del recipiente. Llegado al otro extremo el vapor por convección, se produce la condensación y se libera el calor transportado. La evaporación se produce por capilaridad. Como recipiente se suele emplear un tubo largo, de un material que sea buen conductor del calor (cobre o aluminio) y que se situará inclinado. Así, tras la condensación del vapor, el líquido regrese al extremo caliente o bien por capilaridad o bien por acción de la fuerza de la gravedad, y se repetirá el ciclo de evaporación y condensación (ver figura 15Funcionamiento Tubos de calorfigure.15) [21].

Los calentadores de aire con tubos de calor se disponen en bancos paralelos. La mitad de la longitud de los tubos se expone al flujo de humos, y la otra mitad al del aire. Mediante una placa divisora se separan los flujos de aire y de humos y se soporta el banco tubular. Se pueden combinar y encerrar dentro de carcasas, para lograr calentadores de aire que se puedan acoplar a una extensa variedad de

Figura 15: Funcionamiento Tubos de calor



1. El fluido de trabajo absorbe energía térmica evaporándose
2. Fluido evaporado se mueve hacia la zona más fría
3. El fluido cede energía térmica al aire y se condensa
4. El fluido condensado regresa a la zona caliente por capilaridad donde inicia el proceso de nuevo

Fuente: Autor del proyecto

configuraciones. Para aplicaciones con humos sucios, como los de la combustión del carbón o del aceite pesado, la disposición de estos bancos es regular, mientras que para el gas natural y aceites ligeros la disposición más eficiente.

2.2.2. Regenerativos

El calor se transfiere indirectamente, ya que disponen de un determinado medio de almacenamiento de calor que, periódica y alternativamente, por rotación o con dispositivos de válvulas de inversión, se expone a los flujos caliente y frío, utilizándose como medio de almacenamiento una gran variedad de materiales, se emplean paquetes de elementos ensamblados, muy tupidos, de láminas de acero corrugado que utilizan la rotación, como procedimiento para sumergir el medio en los respectivos flujos.

El giro puede ser:

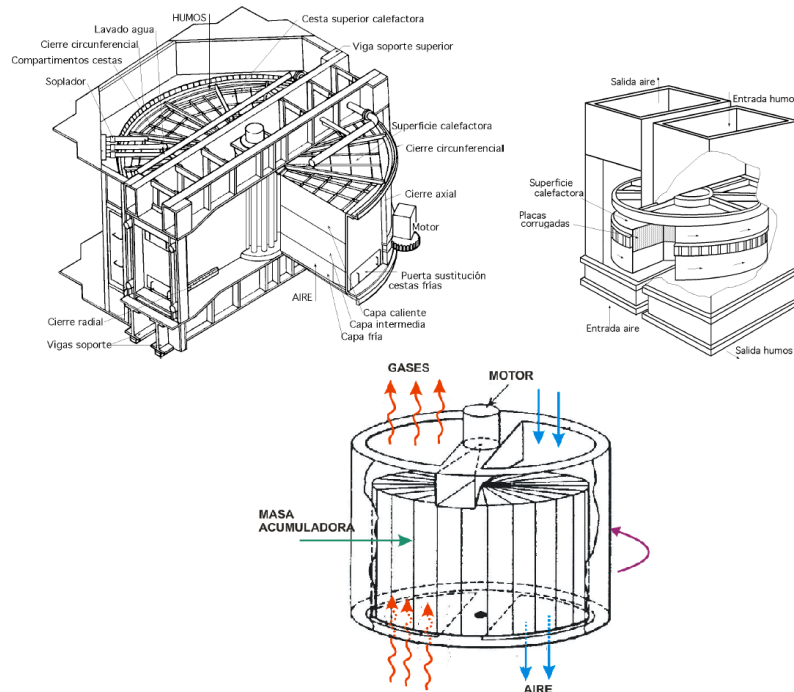
- De las láminas de acero que se exponen sucesivamente a los flujos de aire y humos.
- De los conductos de aire y humos, que por medio de unos conductos giratorios dirigen los flujos de aire y humos, atravesando los elementos estacionarios de la superficie acumuladora del termointercambiador [7] [21].

Calentador Ljungström Los recuperadores de calor tipo LJUNGSTROM son equipos regenerativos con movimiento del fluido a contracorriente, en contraste con los calentadores de aire recuperativos, el calor no se transfiere a través de una pared de una placa o de un tubo, sino que es absorbido y cedido por la misma superficie, el rotor gira de 1 a 3 revoluciones por minuto permitiendo que los fluidos estén en contacto con la misma superficie, cediendo y absorbiendo calor de forma alternativa. Dentro del equipo se encuentra la masa acumuladora, la cual está compuesta por una serie de cestas. Cada una de estas cestas contiene una serie de láminas que conforman el área de transferencia de calor, estas se denominan láminas de calefacción. Tiene una carcasa cilíndrica y un rotor que lleva acoplados paquetes de elementos ensamblados de superficies de caldeo, que gira atravesando los flujos de aire y humos, dispuestos en contracorriente, figura 16 Regenerador tipo LJUNGSTRÖM figure.16; el rotor está alojado en una carcasa que tiene conectados a ambos extremos de sus bases cilíndricas, los conductos de aire y de humos. El flujo de aire atraviesa la mitad del rotor, y el de humos la otra mitad. Para minimizar las fugas de aire hacia los humos, y evitar el bypass del rotor por los flujos de aire y humos, se dispone de cierres metálicos de láminas axiales, radiales y circunferenciales.

El eje de giro cuenta con dos cojinetes, uno de empuje superior y otro guía inferior, apoyados en las vigas soporte superiores e inferiores. La velocidad del rotor es de 1 y 3 rev/min, y se consigue por medio de un piñón accionado por un motor eléctrico que engrana en una cremallera que rodea al rotor. Para poderse acoplar a los diversos sistemas de flujos de aire y humos, se utilizan diseños de eje vertical y de eje horizontal, siendo los verticales los más comunes [21].

Calentador de aire Rothemühle Utiliza unos elementos de superficies acumuladoras de calor estacionarias, y unos conductos giratorios divergentes, figura 17 Regenerador tipo ROTHEMÜHLE figure.17. Los elementos de superficie se alojan y soportan en una carcasa cilíndrica fija (estator); en las bases de ésta gira sincrónicamente una estructura doble de sectores simétricos, que tienen un eje vertical común. Unas carcasas fijas rodean el espacio barrido por los conductos divergentes, superior e

Figura 16: Regenerador tipo LJUNGSTRÖM



Fuente: Centrales térmicas: Pedro Fernández Díez

inferior. El calor se transfiere cuando ambos flujos en contracorriente atraviesan los elementos de la superficie acumuladora. El aire circula por el interior de los conductos divergentes, ya que requiere menor potencia en ventiladores, y los humos por el exterior de los mismos [7].

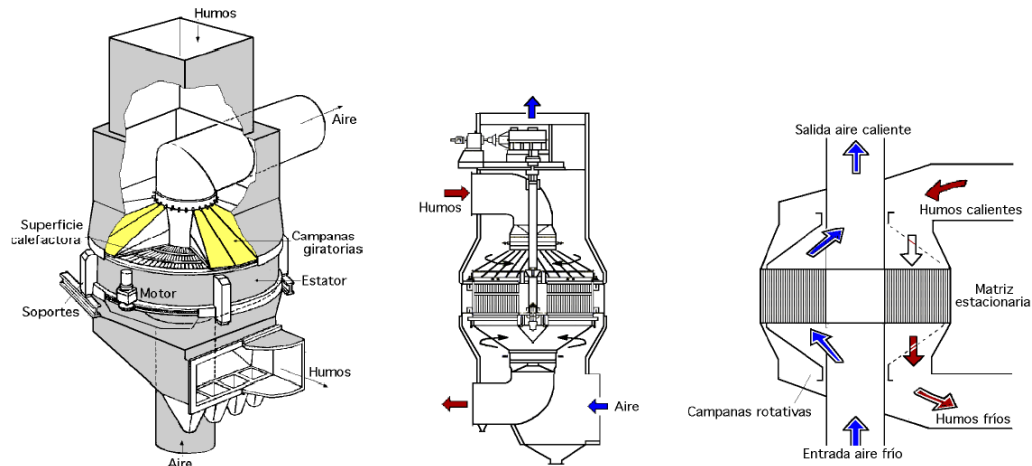
2.3. CORROSIÓN Y ENSUCIAMIENTO

2.3.1. Corrosión

La corrosión como efecto de deterioro de la condición físico-química del material, es un problema que debe ser tenido en cuenta en el diseño, operación y mantenimiento de equipos de transferencia de calor. Son muchos los efectos que lo producen, como también lo son sus mecanismos de falla [21]. Dentro de los factores que afectan la corrosión están:

- Composición química del fluido

Figura 17: Regenerador tipo ROTHEMÜHLE



Fuente: Centrales térmicas: Pedro Fernández Díez

- Temperatura del fluido o del metal
- Caudal
- Junta mecánica
- Frecuencia de mantenimiento
- Ensuciamiento
- Formación de película

Siendo una falla algo que pudiera acarrear costos más graves que el reemplazo del equipo (pérdidas de producción, problemas judiciales), se presenta a continuación los tipos de corrosión y los mecanismos de falla más comunes en equipos de transferencia de calor [21]

1. Corrosión uniforme: es considerado el tipo de corrosión más común. Su principal característica es la velocidad cuasi uniforme a la que se presenta la corrosión sobre una superficie metálica y es el resultado de exposiciones a atmósferas cargadas con ácidos, agua, tierra y en general a ambientes que puedan generar el proceso de oxidación.

2. Corrosión galvánica: la corrosión galvánica o bimetálica, es un defecto producido por el contacto de dos metales diferentes que dan origen a una capa de protección pasiva sobre el elemento con mayor índice de resistencia a la corrosión, este efecto se evidencia en una capa sobre dicho material y una disminución del espesor del elemento menos resistivo (en términos de corrosión). Las consecuencias son representadas en una disminución de la conductividad eléctrica y una disminución de la rigidez mecánica de los elementos. Para que exista la migración de iones de metal a metal, es necesario un medio y este puede ser el agua, entonces es evidente que la selección de materiales es vital para prevenir este defecto.
3. Corrosión por rendija: este tipo de corrosión es producido por la acción química de un electrolito en una rendija o hueco, de una pieza o junta, donde el fluido circulante o el líquido incrustado, es de difícil remoción. Su efecto progresivo va deteriorando los espesores de las piezas y genera el punto por el cual se puede propagar una grieta y posteriormente la falla de todo un sistema.
4. Corrosión bajo tensión: cuando se combinan los efectos electroquímicos en una junta o material con las grietas generadas por las tensiones en el material (tensiones internas o externas), es originado este tipo de corrosión. El efecto de reunir un material susceptible, un entorno de operación crítico y tensiones en el material, genera este tipo de falla, y no debe confundirse con los efectos de la microestructura del material, como los intersticios en la red de átomos.
5. Corrosión por picaduras: se trata de una corrosión galvánica localizada, que se ubica en una pequeña área en donde por algún defecto superficial, de composición o perforación, existe una muy diminuta grieta. Una vez el fluido circulante pasa por ella, el efecto electrolítico aparece creando la desintegración del material. Esta falla hace parte de las más comunes en sistemas de tuberías y su detección temprana es algo difícil de obtener. Cabe aclarar que este tipo de corrosión afecta al acero inoxidable.

6. Corrosión intergranular: este tipo de corrosión afecta al contorno de la microestructura del material, su efecto principal radica en que inhibe la fuerza de cohesión entre moléculas debilitando la estructura. Su detección es posible en un laboratorio y se ha observado que su efecto es más reducido en el acero de bajo contenido de carbono entre ellos el acero inoxidable.

Para evitar o disminuir los efectos de la corrosión se recomienda que al diseñar se escojan materiales de sacrificio en las juntas, tratamientos térmicos, recubrimientos, pinturas, procedimientos de montaje adecuados, selección de materiales compatibles, etc.

2.3.2. Ensuciamiento

El ensuciamiento se define como la creación de deposiciones sobre superficies de transferencia de calor. Con su aparición se vincula inmediatamente una resistencia para el flujo de calor y del mismo fluido (taponamiento). Ciertas aplicaciones requieren que los fluidos sean tratados químicamente, pero en otras aplicaciones que involucren gases de combustión, se presentan efectos sumamente adversos como el material particulado y los compuestos corrosivos de los productos. El material particulado se depositará en los ductos y acarreará un incremento en los consumos de energía para llegar a las condiciones de operación, logrando así un sistema más ineficiente. Entre las consecuencias del ensuciamiento se encuentran [21]:

- Pérdidas de energía del fluido
- Pérdidas de presión
- mayores consumos de energía
- Mayores costos de mantenimiento
- Inutilidad de equipos
- Pérdida de producción

Todos ellos conllevan a que la operación no se haga de la manera más adecuada y que repercuta en mayores pérdidas y disminución de la vida útil de los equipos involucrados. Una vez conocido esto, si se desea evitar esa gran cantidad de consecuencias, es necesario precisar los mecanismos con los que se produce el efecto de ensuciamiento. Los mecanismos de formación del ensuciamiento son [21]

1. Ensuciamiento particulado: puede definirse como la acumulación de partículas que viajan suspendidas en un fluido y que al pasar por las superficies de transferencia de calor, caen depositadas sobre ella. Dependiendo del tipo de fluido (gas o líquido) se tiene que la sustancia de ensuciamiento puede ser arena, barro, sal o material particulado producido en la quema de un combustible como el carbón.
2. Ensuciamiento por reacción química: este ensuciamiento se debe a las reacciones químicas que ocurren entre las moléculas del fluido que es transportado y se desarrollan sobre la superficie del ducto por donde circulan. Procesos como la polimerización o craqueo son ejemplos de este tipo de reacciones, con lo cual se vincula a la temperatura como la propiedad que incita a este tipo de ensuciamiento.
3. Ensuciamiento por corrosión: la corrosión agrega una capa de suciedad que disminuye la transferencia de energía y puede ser producto de la reacción química entre el fluido circulado y el ducto. Este proceso de corrosión utiliza como material de ensuciamiento el mismo ducto y por ello es conveniente que el diseño contemple las condiciones de operación incluyendo las sustancias transportadas, pues una vez presentado este fenómeno, se reemplazan los elementos afectados. Entre los métodos de prevención está la selección de acero inoxidable, recubrimientos y la utilización de inhibidores de corrosión.
4. Ensuciamiento por cristalización: cuando el sistema es de enfriamiento de agua, se produce un efecto llamado cristalización, el cual toma las sales solubles, como el carbonato cálcico, los sobresatura y posteriormente los cristaliza a tal

punto que se depositan en las superficies de transferencia de calor.

5. Ensuciamiento biológico: son conocidos como ensuciamiento biológico, a todas aquellas especies de bacterias, hongos y algas que crecen en el fluido de operación y que al ser impulsadas dentro del circuito se depositan en las superficies de transferencia de calor.

3. ESTUDIOS EXPERIMENTALES

Para determinar las temperaturas de operación en la etapa de cocción se realizó un monitoreo en el horno grande (ya que este presenta más pérdidas de temperatura debido a su tamaño), en el ducto de descarga y en la chimenea. Esta medición tiene como objetivo verificar que las temperaturas obtenidas en el proceso sean favorables para la implementación del sistema recuperador. En el cuadro 4 Características de la fuente monitoreada table.4, se relacionan las características de las fuentes de calor presentes en la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S., ubicada en el Km 7 vía Mogotes, vereda Campo Hermoso, jurisdicción del municipio de San Gil, departamento de Santander, este monitoreo se realizó el día 14 de diciembre de 2012. Durante las mediciones no se presentaron errores que alteraran los resultados obtenidos.

Cuadro 4: Características de la fuente monitoreada

Característica	Unidades	Valor
Proceso evaluado	—	Fabricación de productos de cerámica refractaria no refractaria y de arcilla
Tipo de proceso	—	Físico y continuo
Fuente	—	Horno tipo colmena
Combustible utilizado	—	Carbón mineral
Consumo de combustible	ton	21
Diámetro interno horno	m	11
Longitud ducto horizontal	m	6,7
Altura chimenea	m	17
Horas de trabajo	h/días	24
Días de trabajo	Día/semana	4
Semanas de trabajo	semana/mes	3

Fuente: información suministrada por la empresa, datos de producción para una quema.

3.1. DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA DE MEDICIÓN

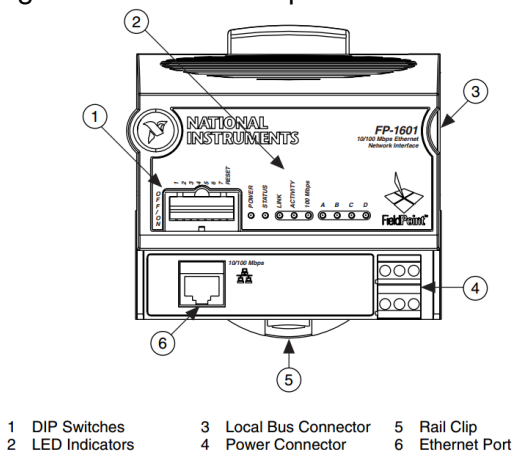
En la presente sección se muestra una breve descripción de los equipos empleados para el muestreo de temperaturas y el procesamiento de datos.

3.1.1. Descripción de los equipos

■ FieldPoint

Unidad adquisidora de datos: Consta de dos unidades de manejo de datos. El módulo **FP-1601** es el encargado de transmitir los datos de las mediciones que realizan los sensores al PC por medio del puerto Ethernet. En la figura 18 Unidad Adquisidora FP-1601 figure.18 se ven las conexiones para este. El módulo FP-160 es alimentado por una fuente de 12 voltios, lo que evita que la alimentación este oscilando y se produzcan mediciones erróneas debido a la perturbación del voltaje.

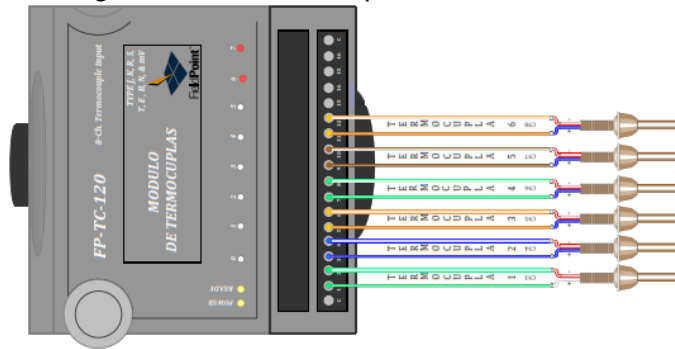
Figura 18: Unidad Adquisidora FP-1601



Fuente: Autor del proyecto

El módulo **FP-TC-120** (figura 19 Unidad Adquisidora FP-TC-120 figure.19) permite medir las temperaturas utilizando termocuplas, contiene 16 canales que permiten conectar 8 termocuplas. Maneja 8 tipos de termocuplas: J, K, R, S, T, N, E y B. Maneja 4 rangos de voltajes: ± 25 , ± 50 , ± 100 y -20 a 80 mV. Cuando alguna termocupla no funciona correctamente o el canal no se está utilizando, el LED del canal se torna rojo como medida de advertencia. En la figura 19 Unidad Adquisidora FP-TC-120 figure.19 se ven las conexiones de este módulo. Es alimentado por el FP-1601. Esta unidad adquisidora contiene un sistema de corrección de acuerdo al tipo de termocupla que se este utilizando, por lo tanto las termocuplas no necesitan corrección de medidas adicional.

Figura 19: Unidad Adquisidora FP-TC-120

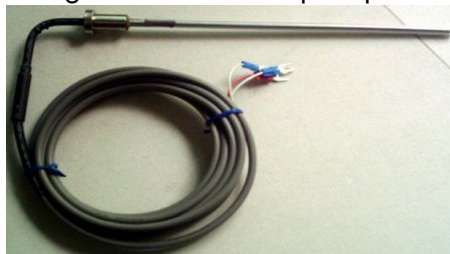


Fuente: Autor del proyecto

- **Termocupla tipo K de 20 [cm]:**

Diseñada para soportar temperaturas de 0 a 1500 C. También llamada Termocupla Chromel - Alumel, el chromel es una aleación de aproximadamente 90 % de níquel y 10 % de cromo, el alumel es una aleación de 95 % de níquel, más aluminio, silicio y manganeso. La tipo K es la termocupla que más se utiliza en la industria, debido a su capacidad de resistir mayores temperaturas y ambientes contaminantes que las otras (ver figura 20 Termocupla tipo K figure.20).

Figura 20: Termocupla tipo K



Fuente: Autor del proyecto

- **Termocupla tipo K revestida:**

Posee todas las características de la tipo K sencilla, solo que esta termocupla tiene dos niveles de protección, en el primer nivel es revestida con pequeñas cerámicas en toda su longitud y en el segundo nivel se introduce en un tubo donde la primera mitad es acero y la segunda mitad es cerámica (ver figura 21 Termocupla tipo K revestida figure.21). Estos niveles de protección se deben

a que el ambiente de trabajo es altamente corrosivo . Van conectadas al módulo FP-TC-120.

Figura 21: Termocupla tipo K revestida



Fuente: Autor del proyecto

■ **Computador:**

Con dispositivos de entrada y salida: Mouse, teclado y pantalla. El módulo FP-1601 encargado de transmitir las mediciones de las termocuplas, es conectado al computador por un cable ethernet, donde son almacenados los datos. Necesita un procesador capaz de soportar un sistema operativo XP o vista, capacidad de 10 Gb en el disco duro donde almacena la información y 2 Gb de memoria RAM.

■ **National Instruments LabVIEW:**

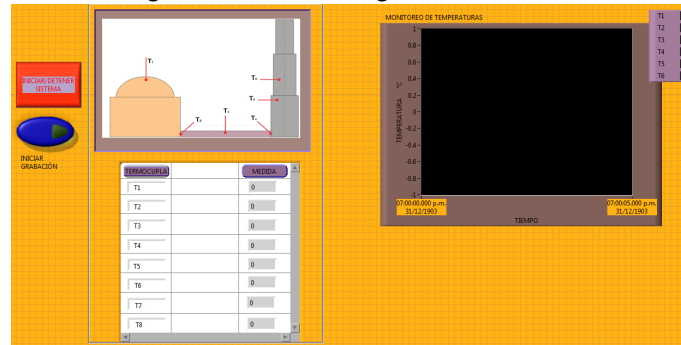
Permite el procesamiento de datos dentro del computador. Utilizando Measurement & Automation Explorer se puede reconocer la unidad Field Point, para así enlazar la unidad adquisidora con un código LabVIEW implementado por los Autor del proyecto, este código permite procesar los datos de forma ordenada y clara. En la figura 22 Interfaz gráfica Labviewfigure.22 se puede ver la interfaz gráfica del código.

3.1.2. Montaje Del Experimento

El montaje del experimento se puede apreciar en la figura 23 Montaje del experimentofigure.23.

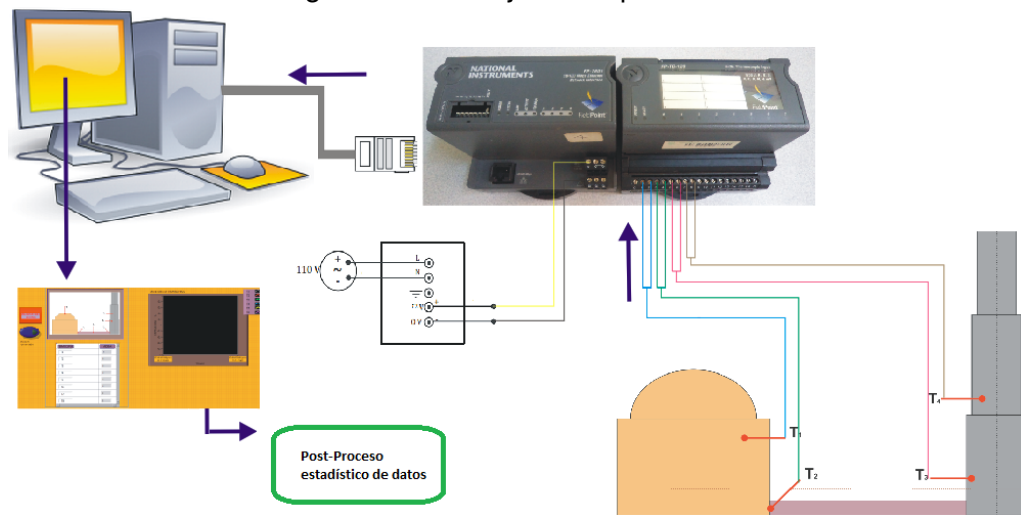
El experimento consiste en instalar termocuplas en el horno tipo colmena, ducto de transporte de los gases y en la chimenea como se ve en la figura 24 Ubicación

Figura 22: Interfaz gráfica Labview



Fuente: Autor del proyecto

Figura 23: Montaje del experimento

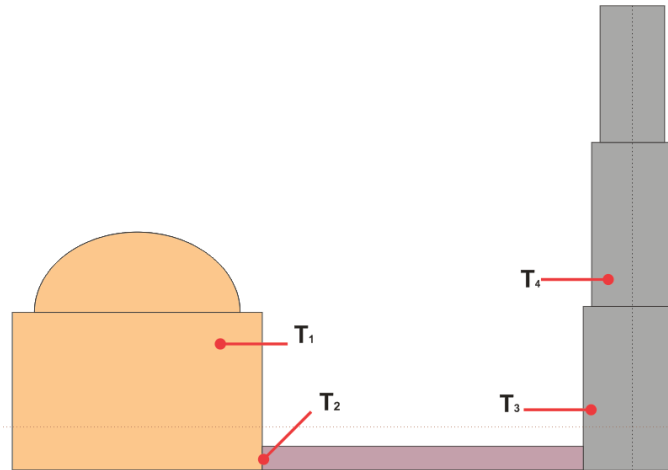


Fuente: Autor del proyecto

Termocuplas en la plantafigure.24, estos lugares de medición son los necesarios para verificar si las temperaturas en el proceso de quema plena son favorables para la implementación del sistema recuperador. Las termocuplas envían una carga eléctrica que es leída por el sistema de adquisición Field point, el módulo FP-TC-120 convierte la señal analógica enviada por la termocupla en digital para luego enviarla al módulo FP-1601 que está conectado con el computador, donde está información será almacenada. Para utilizar la información almacenada es necesario someterla a post-proceso estadístico de datos.

Después de terminado el experimento, las termocuplas quedan a disposición de la empresa para ser instaladas donde se consideren necesarias.

Figura 24: Ubicación Termocuplas en la planta



Fuente: Autor del proyecto

3.2. PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

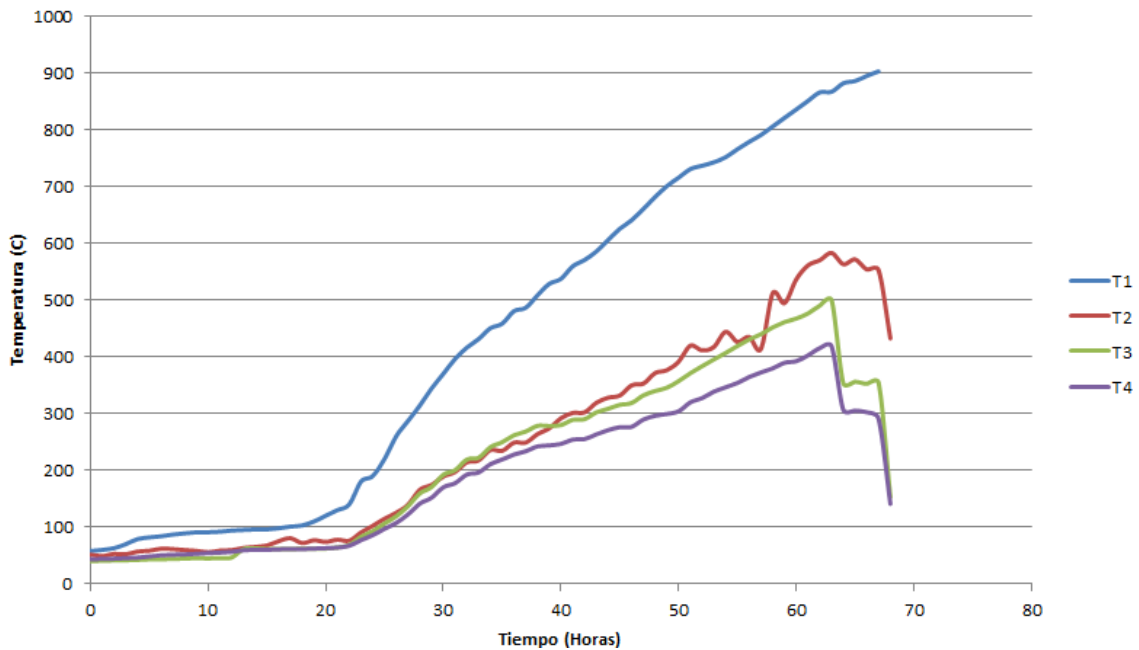
A continuación se presentan los datos obtenidos con las termocuplas involucradas en la medición y los datos obtenidos en el estudio de las emisiones contaminantes realizados por la empresa Ladrillos y Acabados S.A.S. posteriormente.

3.2.1. Medición de temperaturas

La gráfica 25 Resultados toma de datos temperaturas figure.25 muestra el comportamiento real de las temperaturas en los cuatro puntos de medición descritos, siendo la curva azul la temperatura en la puerta del horno (T1), la curva roja la temperatura a la salida del horno (T2), la curva verde la temperatura en la base de la chimenea (T3) y la curva morada la temperatura a 7.5 m de la base de la chimenea (T4).

En la gráfica se pueden observar variaciones de temperatura en los 4 puntos de medición, estas variaciones se deben principalmente a la apertura de las bocas de alimentación, en el momento de alimentar las bocas con carbón se deja ingresar un mayor flujo de aire afectando la temperatura de los gases. La temperatura medida a la salida del horno (T2) tiene una variación más alta debido a que por el diseño mismo de la termocupla y los recubrimientos que tiene presenta mayor inercia, lo que la hace responder más lento a los cambios de temperatura.

Figura 25: Resultados toma de datos temperaturas



Fuente: Autor del proyecto

Durante la etapa de caldeo (entre 0 y 1500 minutos) el incremento en la temperatura no es tan notorio debido a que el gasto energético necesario para evaporar el agua presente en los productos es alto. Acompañado de ello el flujo de carbón en esta etapa inicial es casi la mitad del flujo de carbón utilizado en la etapa de quema plena.

3.2.2. Emisiones contaminantes

En la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S. se realizó un monitoreo isocinético: estudio de las emisiones contaminantes de los gases producidos por el horno grande como parte del desarrollo de un proyecto de grado titulado "Desarrollo de una propuesta de optimización energética de los hornos colmena de la empresa ladrillos y acabados S.A.S"[10]. A continuación se presentan los resultados de las pruebas, esta información se tomó del proyecto de grado mencionado. La descripción de las condiciones de chimenea incluyendo el flujo, velocidad, temperatura, presiones, contenido de humedad y composición de los gases de combustión se presentan en los cuadros 5 Caracterización de los gases de la chimenea por análisis de combustión table.5 y

6 Condiciones de operación de la fuente table.6.

Cuadro 5: Caracterización de los gases de la chimenea por análisis de combustión

Contaminante	Concentración	Valor
CO ₂	%	7.92500
CO	%	0.02105
O ₂	%	12.50000
N ₂	%	79.55395

Fuente: Desarrollo de una propuesta de optimización energética de los hornos colmena de la empresa ladrillos y acabados S.A.S.

Cuadro 6: Condiciones de operación de la fuente

Característica de los gases de emisión	Unidades	Valor
Caudal de los gases en chimenea en condiciones de referencia base seca	m ³ /s	1.52
Velocidad	m/s	9.46
Humedad	%	5.62
Temperatura	°C	376.42
Presión absoluta	mmHg	620.77

Fuente: Desarrollo de una propuesta de optimización energética de los hornos colmena de la empresa ladrillos y acabados S.A.S.

Dado que todos los estándares máximos, por los cuales se establecen las normas y estándares de emisión admisibles de contaminantes a la atmósfera por fuentes fijas del Ministerio De Ambiente, Vivienda Y Desarrollo Territorial en la Resolución 909 de 2008, están establecidos a condiciones de referencia de 25°, 760 mmHg y oxígeno de referencia que depende del tipo de actividad industrial; los resultados obtenidos a condiciones locales fueron corregidos a dichas condiciones. A continuación se muestran los resultados de flujo másico y concentración obtenidos a condiciones de referencia para MP (material particulado), SO₂ (dióxido de azufre) y NO_x (óxidos de nitrógeno)

de la fuente evaluada, las concentraciones presentadas en el cuadro 7 Resultados de flujo másico y concentración para MP, SO₂ y NOx table.7 no se encuentran corregidas por oxígeno de referencia.

Para la fuente evaluada, los resultados de SO₂ no son presentados por reportarse en el laboratorio cantidades inferiores al límite de detección del método (LDM), este límite es 137,5 mg/m³.

Cuadro 7: Resultados de flujo másico y concentración para MP, SO₂ y NOx

Concentración MP _(ref) [mg/m ³]	Flujo Másico MP _(ref) [kg/h]	Concentración SO _{2(ref)} [mg/m ³]	Flujo Másico SO _{2(ref)} [kg/h]	Concentración NOx _(ref) [mg/m ³]	Flujo Másico NOx _(ref) [kg/h]
930.24	5.10	<LDM	<LDM	64.24	0.35

Fuente: Desarrollo de una propuesta de optimización energética de los hornos colmena de la empresa ladrillos y acabados S.A.S.

En el cuadro 8 Resultados de concentración de MP, SO₂ y NOx con corrección de oxígeno de referenciable.8 se muestran las concentraciones de cada uno de los contaminantes MP, SO₂ y NOx con la corrección de oxígeno de referencia aplicable.

Cuadro 8: Resultados de concentración de MP, SO₂ y NOx con corrección de oxígeno de referencia

Fuente	Concentración MP. [mg/m ³]	Concentración SO ₂ . [mg/m ³]	Concentración NO _x . [mg/m ³]
Horno colmena	328.32	<LDM	22.67

Fuente: Desarrollo de una propuesta de optimización energética de los hornos colmena de la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S.

Mediante la caracterización de los gases de chimenea a través del análisis de combustión, la fuente reporta un 12.5 % de oxígeno en promedio, valor menor comparado con el porcentaje de oxígeno de referencia del 18 % establecido en el Artículo 30 de la Resolución 909 de 2008. Este valor presentado en el gas de emisión disminuye las concentraciones de los contaminantes en un 64.7 % cuando son corregidas por el oxígeno de referencia respecto al valor sin corrección por oxígeno de referen-

cia.

En el cuadro 9 Comparación con la normativa y Unidades de Contaminación Atmosférica (UCA) table.9 se presenta la comparación *Indicativa* de los resultados con la normatividad vigente, las Unidades de Contaminación Atmosférica (UCA) y la frecuencia de evaluación de los contaminantes evaluados, acatando las disposiciones de la Resolución 909 de 2008 y el Protocolo para el Control y Vigilancia de la Contaminación Atmosférica generada por Fuentes Fijas versión 2.

Cuadro 9: Comparación con la normativa y Unidades de Contaminación Atmosférica (UCA)

Fuente	Cont.	Conc. Prom. [mg/m ³]	Norma [mg/m ³]	UCA	Comparación respecto a la norma [%]	Frecuencia de monitoreo [Año]	Cumple
Horno colmena	MP	328.32	250.00	1.3133	131.33	½ (6 meses)	NO CUMPLE
	SO ₂	<LDM	550.00	<0.25	ND	3	CUMPLE
	NO _x	22.67	550.00	0.0412	4.12	3	CUMPLE

Fuente: Desarrollo de una propuesta de optimización energética de los hornos colmena de la empresa ladrillos y acabados S.A.S.

La información acerca del estado de los gases de combustión es necesaria para establecer las condiciones de trabajo a las cuales estará sometido el sistema recuperador de calor. De acuerdo a la información del cuadro 9 Comparación con la normativa y Unidades de Contaminación Atmosférica (UCA) table.9 se determina que el material particulado en los gases de combustión supera los límites establecidos, siendo este el factor crítico del diseño del sistema recuperador de calor, produciendo ensuciamiento por material particulado sobre el área de transferencia.

4. MODELO MATEMÁTICO DEL HORNO COLMENA

El horno es el elemento donde más se presenta consumo de energía, puesto que dentro de él se deben alcanzar temperaturas de hasta 1000°C para cumplir con los requerimientos del proceso. Por esto es necesario tener claro su funcionamiento. El libro *Industrial and Process Furnaces* [18] proporciona un estudio detallado de los hornos para la cocción de productos cerámicos, presenta los elementos más importantes para su modelado, diseño y los procesos de transferencia de calor involucrados. Otros autores suministran un estudio detallado de los procesos involucrados en la combustión [16], [3], ellos presentan de forma detallada los componentes que hacen parte de la combustión del carbón, que es el combustible utilizado en este proceso. Se desarrolló un modelo cero-dimensional analítico simplificado capaz de simular el comportamiento de los gases dentro del horno colmena. Esto con el fin de determinar la temperatura de los gases a la salida del horno, para desarrollar el modelo matemático se realiza:

- Algunas consideraciones iniciales.
- El balance de masa y energía a los gases de combustión, para conocer los aportes de cada componente que constituye la quema y la temperatura de los gases a la salida del horno.
- El balance de energía de la pared del horno colmena, para conocer el valor de la temperatura al interior y exterior en cada instante de tiempo, y por lo tanto el intercambio de calor entre los gases y la pared al interior.
- El balance de energía a los productos presentes en el horno, con el fin de determinar su temperatura en cada instante de tiempo, el vapor de agua que sale de ellos y el intercambio de calor entre los gases y los productos.
- La implementa del modelo matemático. El modelo matemático se validó con resultados experimentales descritos en la sección3ESTUDIOS EXPERIMENTALESsection.3.

4.1. Algunas consideraciones iniciales

El horno colmena grande presente en la empresa Ladrillos y acabados S.A.S consume 176.32 Kg carbón/ Kg arcilla cocida para producir 127 toneladas de producto (ladrillos y tejas). En el anexo 2 se presentan las dimensiones del horno colmena. Para el desarrollo del modelo se asume que:

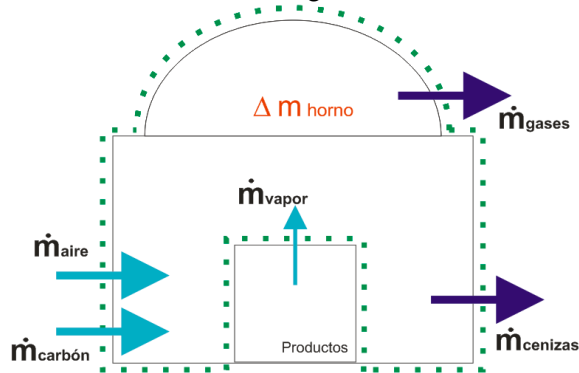
- El flujo es estacionario.
- Las propiedades físicas de los gases de combustión varían con la temperatura (Anexo 1).
- La variación de temperatura y flujos máxicos en la dirección vertical no se tienen en cuenta.
- La transferencia de calor entre el gas y los productos y el gas y las paredes es por convección y radiación.
- La temperatura de los productos, paredes y gases es uniforme dentro del horno.
- El suministro de carbón es función del tiempo.
- La acumulación de agua presente en los productos no se tiene en cuenta.
- Se desprecia el cambio de energía por energía cinética y potencial.
- Gas dentro del horno participante en la radiación.
- La combustión tiene una eficiencia del 80 %

Para caracterizar los fenómenos presentes en el horno es necesario utilizar como volumen de control el interior de éste mismo. En este volumen de control se identifican de forma clara los aportes energéticos del aire y el combustible, las pérdidas de calor por paredes y cenizas, la transferencia de calor y masa entre gases y productos y la acumulación de calor dentro del horno.

4.2. Balance de masa sobre el gas

Se realiza un balance de masa al gas presente en el interior del horno colmena (figura 26 Balance de masa sobre el gas en el interior del horno colmena figure.26) con el fin de identificar los caudales de las distintas corrientes de entrada y salida del sistema, así como las cantidades totales y composiciones medias que están en el interior del mismo en un instante dado.

Figura 26: Balance de masa sobre el gas en el interior del horno colmena



Fuente: Autor del proyecto

$$\frac{d}{dt}(m_{vc}) = \dot{m}_{int} - \dot{m}_{out}$$

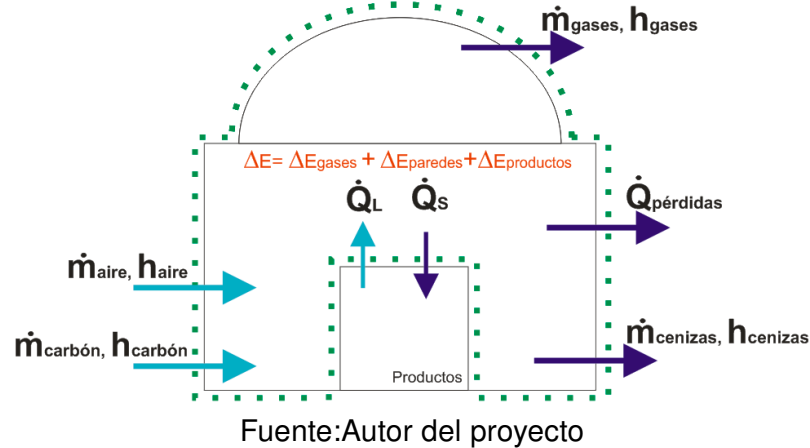
$$\frac{d}{dt}(V\rho)_{vc} = \dot{m}_{aire} + \dot{m}_{carbon} + \dot{m}_{vapor} - \dot{m}_{cenizas} - \dot{m}_{gases} \quad (1)$$

4.3. Balance de energía sobre el gas

Se realiza un balance de energía al gas presente en el interior del horno colmena, este balance permite conocer las cantidades de energía que se intercambian y acumulan dentro del sistema, y con esto obtener una aproximación del valor de la temperatura en el horno en el tiempo, que será la temperatura de los gases a la salida del horno. Se tuvo en cuenta la energía entregada por la combustión del carbón, el calor entregado por el vapor que sale de los productos, el calor cedido por los gases de combustión a los productos dentro del horno, las pérdidas de calor por paredes,

la energía pérdida en las cenizas del carbón y la energía que conservan los gases (Figura 27 Balance de energía sobre el gas en el interior del horno colmena (Figura 27).)

Figura 27: Balance de energía sobre el gas en el interior del horno colmena



$$\frac{d}{dt} E_{vc} = \sum \dot{m}_{int} h_{int} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \dot{Q}_{perdidas} \quad (2)$$

$$\sum \dot{m}_{int} h_{int} = \dot{m}_{aire} h_{aire} + \dot{m}_{carbon} q_{ci} + \dot{Q}_L \quad (3)$$

$$\sum \dot{m}_{out} h_{out} = \dot{m}_{cenizas} h_{cenizas} + \dot{m}_{gases} h_{gases} + \dot{Q}_S \quad (4)$$

Donde la acumulación de energía dentro del horno en un instante de tiempo es:

$$\frac{d}{dt} E_{vc} = \frac{dT}{dt} (m_{gas} C_{v_{gas}}) = \frac{(T_g^{i+1} - T_g^i)}{\Delta t} (m_{gas} C_{v_{gas}}) \quad (5)$$

Las pérdidas de calor de los gases están asociadas a las paredes del horno y al calor cedido a los productos para su cocción.

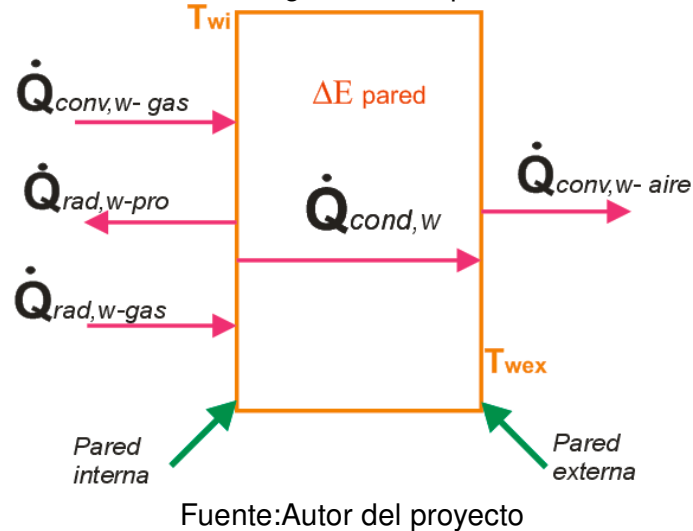
$$\dot{Q}_{perdidas} = \dot{Q}_{perdidas,pared}$$

Reemplazando (3) Balance de energía sobre el gas (equation.4.3), (4) Balance de energía sobre el gas (equation.4.4) y (5) Balance de energía sobre el gas (equation.4.5) en (2) Balance de energía sobre el gas (equation.4.2) se predice la temperatura de los

gases en el horno en un instante de tiempo.

4.4. Balance de energía en paredes

Figura 28: Balance de energía sobre la pared del horno colmena



Los gases presentan una pérdida considerable de energía por las paredes del horno, el calor es cedido a las paredes por convección natural y radiación, haciendo que la temperatura de los gases disminuya. Algunos autores presentan correlaciones que se pueden aplicar para modelar estos fenómenos de transferencia de calor en el análisis del horno [22][14][9].

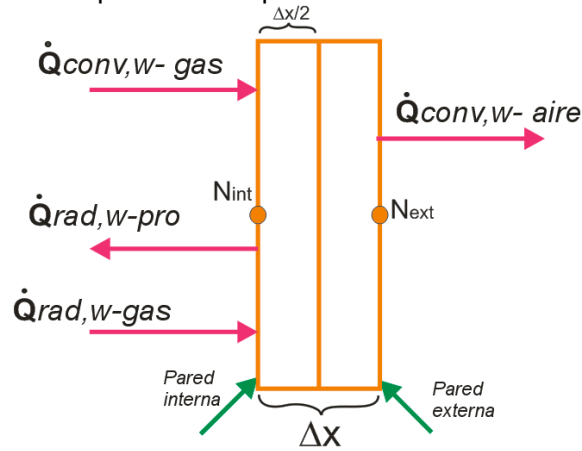
Se hizo un análisis en las paredes para cuantificar estas pérdidas (Figura 28 Balance de energía sobre la pared del horno colmena figure.28). Donde se tiene en cuenta la acumulación y la conducción transitoria presente en las paredes del horno. El balance de energía en la pared se presenta en la figura 28 Balance de energía sobre la pared del horno colmena figure.28. La transferencia de calor de los gases hacia las paredes viene dado por:

$$\dot{Q}_{perdidas,pared} = \dot{Q}_{conv,w-gas} + \dot{Q}_{rad,w-gas} \quad (6)$$

Para predecir las temperatura de las paredes interior y exterior del horno, se utiliza el método de diferencias finitas por el método implícito como solución numérica

para la conducción transitoria en las paredes del horno. Se asume que la pared está dividida en secciones Δx resultando dos nodos para analizar (figura 29 Esquema de la pared dividida en secciones Δx figure.29).

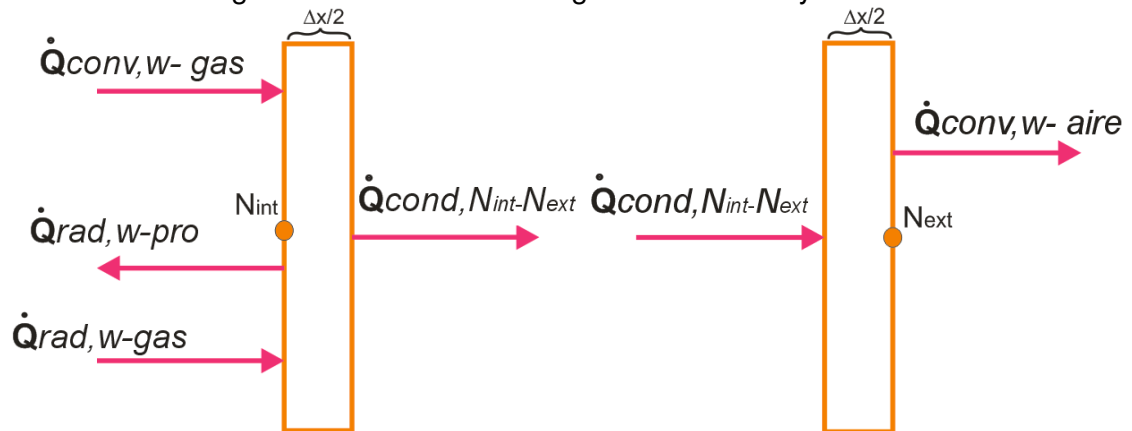
Figura 29: Esquema de la pared dividida en secciones Δx



Fuente: Autor del proyecto

Se aplica el balance de energía en régimen transitorio para el elemento de volumen del nodo superficial interior y exterior (Figura 30 Balance de energía nodo interior y exterior figure.30).

Figura 30: Balance de energía nodo interior y exterior



Fuente: Autor del proyecto

Donde para el nodo interior el balance se describe con la ecuación (7 Balance de energía en pared equation.4.7) y para el nodo exterior con la ecuación (8 Balance

de energía en paredesequation.4.8).

$$\dot{Q}_{conv,w-gas} + \dot{Q}_{rad,w-gas} - \dot{Q}_{rad,w-pro} - \dot{Q}_{cond,N_{int}-N_{ext}} = \left(\rho_w A_w \frac{\Delta x}{2} \right) C_{pw} \frac{(T_{wi}^{i+1} - T_{wi}^i)}{\Delta t} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{cond,N_{int}-N_{ext}} - \dot{Q}_{conv,w-aire} = \left(\rho_w A_w \frac{\Delta x}{2} \right) C_{pw} \frac{(T_{wex}^{i+1} - T_{wex}^i)}{\Delta t} \quad (8)$$

Los calores vienen dados por:

- Calor por convección entre los gases y la pared interior del horno.

$$\dot{Q}_{conv,w-gas} = h_{cw} A_w (T_g^i - T_{wi}^i) \quad (9)$$

- Calor por radiación entre los gases y la pared interior del horno.

$$\dot{Q}_{rad,w-gas} = h_{rw} A_w (T_g^i - T_{wi}^i) \quad (10)$$

- Calor por radiación entre la pared y los productos en el interior del horno.

$$\dot{Q}_{rad,w-pro} = h_{rp} A_p (T_{wi}^i - T_{pr}^i) \quad (11)$$

- Calor por convección natural entre el aire ambiente y la pared exterior del horno.

$$\dot{Q}_{conv,w-aire} = h_{c_{wex}} A_{wex} (T_{wex}^i - T_a) \quad (12)$$

- Calor por conducción a través de la pared del horno.

$$\dot{Q}_{cond,N_{int}-N_{ext}} = k_w s (T_{wi}^i - T_{wex}^i) \quad (13)$$

Donde:

- h_{cw} es el coeficiente de transferencia de calor convectiva, se calculó teniendo en

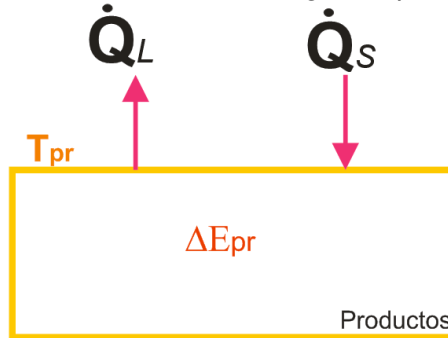
cuenta las correlaciones empíricas de convección natural en canales cerrados del anexo 3.

- h_{rw} es el coeficiente de transferencia de calor por radiación, se calculó teniendo en cuenta la correlación para la radiación entre un gas y un recinto de una sola superficie del anexo 3.
- T_g^i es la temperatura de los gases en el interior del horno en el primer instante de tiempo.
- T_{wi}^i es la temperatura de la pared interior del horno en el primer instante de tiempo.
- A_w es el área superficial interna
- k_w es la conductividad térmica de la pared del horno.
- s es el factor de forma de conducción en régimen estacionario, caso 2 en el anexo 3.
- T_{wex}^i es la temperatura de la pared exterior del horno en el primer instante de tiempo.
- $h_{c_{wex}}$ es el coeficiente de convección entre el aire ambiente y la pared exterior, convección natural sobre una pared plana del anexo 3.
- A_w y A_{wex} son el área superficial interna y externa del horno colmena, respectivamente.
- T_a es la temperatura del aire ambiente.
- $h_{r_{wp}}$ es el coeficiente de transferencia de calor por radiación, se calculó teniendo en cuenta la correlación para la radiación entre dos superficies del anexo 3.
- A_p es el área superficial de los productos.
- T_{pr}^i es la temperatura de los productos en el primer instante de tiempo.

4.5. Balance de energía en los productos

La pérdida de energía de los gases en los productos se deben también a la transferencia de calor por convección y radiación de los gases con ellos, esta energía ganada por los productos se utiliza para evaporar el agua presente en ellos volviéndose un fenómeno de transferencia de masa. El libro Mass Transfer from fundamentals to modern industrial applications [1]] proporciona un estudio detallado de los elementos que se deben tener en cuenta para una correcta implementación del fenómeno. Con este balance se obtiene una aproximación del valor de la temperatura en la superficie de los productos en el tiempo. Se puede observar en la figura 31 Balance de energía de productos que la temperatura de los gases es mayor que la de los productos, se produce una transferencia de calor sensible hacia los productos, y la humedad que está siendo removida de los productos hacia los gases se transforma en un flujo de calor llamado calor latente.

Figura 31: Balance de energía de productos



Fuente: Autor del proyecto

$$(m_p C_{p_p}) \frac{dT}{dt} = (m_p C_{p_p}) \frac{(T_{pr}^{i+1} - T_{pr}^i)}{\Delta t} = \dot{Q}_S - \dot{Q}_L$$

El calor sensible ganado por los productos está dado por:

$$\dot{Q}_S = \dot{Q}_{conv,gas-pr} + \dot{Q}_{rad,gas-pr} + \dot{Q}_{rad,w-pr}$$

$$\dot{Q}_S = h_{c_g} A_{pr} (T_g^i - T_{pr}^i) + h_{r_g} A_{pr} (T_g^i - T_{pr}^i) + h_{r_w p} A_{pr} (T_{wi}^i - T_{pr}^i) \quad (14)$$

El calor latente que sale de los productos está dado por:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_v h_{fg} + \dot{m}_v C_{pv} (T_g^i - T_{v_{sat}}) \quad (15)$$

Donde:

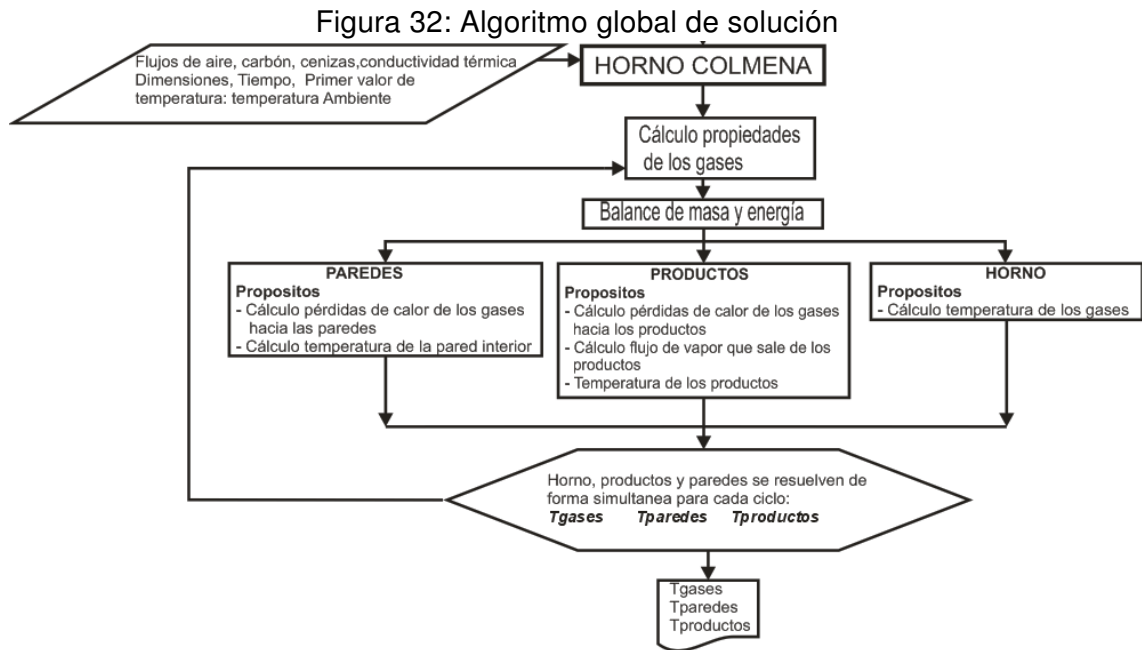
- h_{c_g} es el coeficiente de transferencia de calor convectiva, se calcula teniendo en cuenta las correlaciones empíricas de convección natural en una pared plana del anexo 3.
- h_{r_g} es el coeficiente de transferencia de calor por radiación, se calcula teniendo en cuenta la correlación para la radiación entre un gas y una superficie del anexo 3.
- A_{pr} es el área superficial de los productos.
- \dot{m}_v es la masa de vapor que sale de los productos en el tiempo.
- h_{fg} es la entalpía de evaporación del agua a la temperatura de los productos T_{pr} .
- C_{pv} es la capacidad calorífica del vapor.
- $T_{v_{sat}}$ es la temperatura de saturación del vapor.

El sobrecalentamiento que sufre el vapor al elevar su temperatura por encima de la temperatura de saturación $\dot{Q}_{sobrec} = \dot{m}_v C_{pv} (T_g - T_{v_{sat}})$ se desprecia debido a que la capacidad calorífica del vapor C_{pv} es de 4.2 [KJ/Kg K], generando aportes a la transferencia de calor bajos. Además, el aporte debido al cambio de estado relacionado con la entalpía de evaporación es de 2257 [KJ/Kg], que comparado con el aporte del sobrecalentamiento es mayor.

4.6. Implementación del modelo matemático

Las ecuaciones (1Balance de masa sobre el gasequation.4.1) al (15Balance de energía en los productosequation.4.15) se resuelven de forma secuencial. Las pro-

propiedades físicas de los gases varían con la temperatura, esto con el fin de no cometer errores en el procedimiento. A continuación se muestra el algoritmo global de solución.



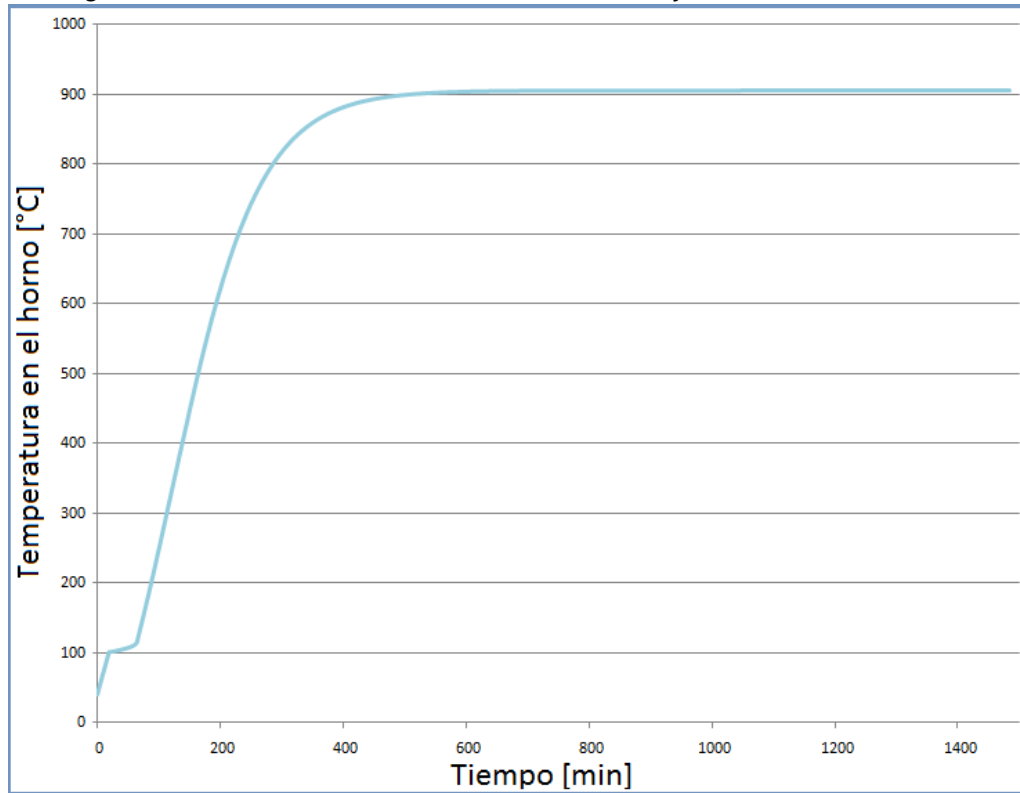
Fuente: Autor del proyecto

4.6.1. Resultados del modelo matemático

A continuación se presentan los resultados de temperatura de los gases dentro del horno cuando se cambia el suministro de carbón. En la figura 33 Resultados modelo matemático: flujo de carbón constante se presentan los datos de temperatura obtenidos cuando se ingresa el flujo másico de carbón constante (carbón total gastado en la quema dividido en el tiempo total de quema) en el modelo matemático. Se observa que la temperatura de los gases se eleva hasta 905°C en tan solo 500 min, esto quiere decir que el horno alcanzaría temperaturas muy elevadas en corto tiempo afectando la correcta cocción de los productos.

En la figura 34 Resultados modelo matemático: flujo de carbón variable se presentan los datos de temperaturas que alcanzan los humos dentro del horno teniendo en cuenta el ingreso del flujo másico del carbón en el modelo matemático

Figura 33: Resultados modelo matemático: flujo de carbón constante

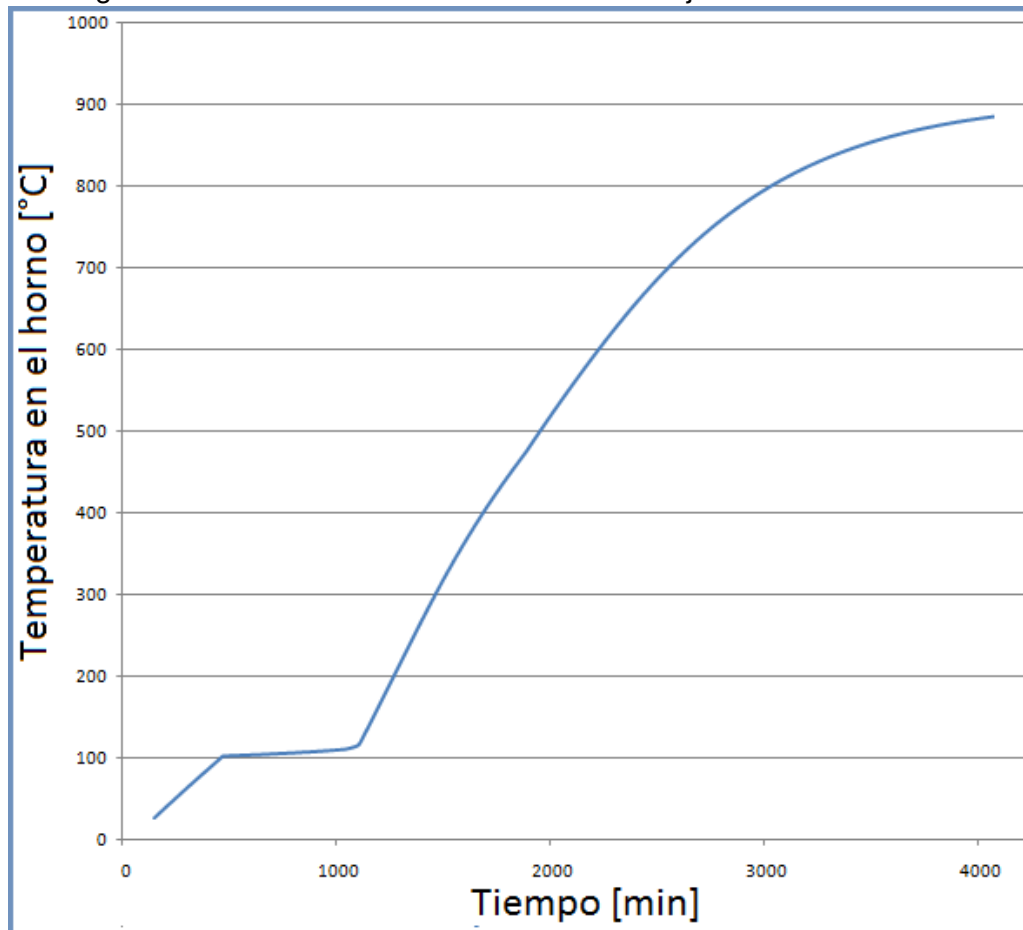


Fuente: Autor del proyecto

como una función lineal del tiempo derivada del carbón total entregado. Se observa que la temperatura de los gases se eleva rápidamente desde 1200 min a 4000 min, esta pendiente elevada de temperatura rebasa los datos de operación del horno dentro de este rango de tiempo, solo que al final de la quema si alcanza los valores de operación. El aumento de temperatura después de los 1200 min afecta la etapa de caldeo, ya que por 500 min la temperatura de los gases dentro del horno es aproximadamente 150°C más que la necesaria.

En la gráfica 35 Resultados modelo matemático: Temperaturafigure.35 se presentan los datos de temperaturas que alcanzan los humos dentro del horno teniendo en cuenta el ingreso del flujo másico del carbón en el modelo matemático como una función del tiempo derivada del área bajo la curva del carbón total entregado. Se observa que de 0 a 1500 min (fase de caldeo) la temperatura de los gases se eleva lentamente, luego de 1500 a 3900 (fase de quema plena) la temperatura sube más

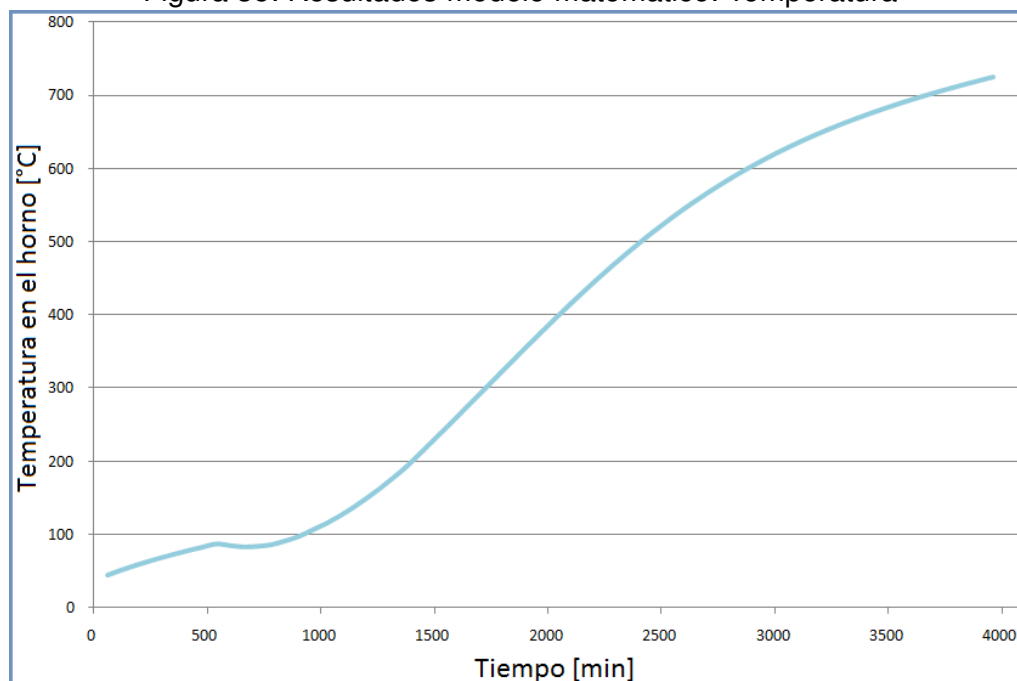
Figura 34: Resultados modelo matemático: flujo de carbón variable



Fuente: Autor del proyecto

rápido, alcanzando un valor máximo de 725°C. Se puede decir que los resultados son favorables ya que la curva cumple con el perfil de temperatura que se espera y aproxima a las temperaturas que se tienen realmente.

Figura 35: Resultados modelo matemático: Temperatura



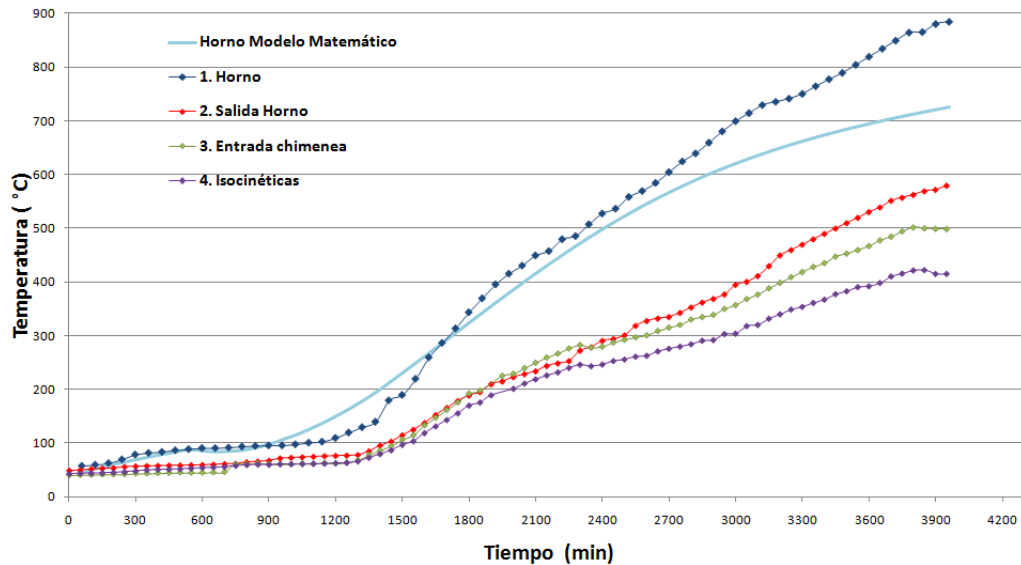
Fuente: Autor del proyecto

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1. COMPARACIÓN DATOS TEÓRICOS Y EXPERIMENTALES

En la gráfica 36 Comparación de resultados: modelo matemático y experiencia [figure.36](#) se puede observar que las temperaturas obtenidas con el modelo matemático se aproximan bastante a los datos experimentales, con lo cual se puede considerar que el modelo matemático es capaz de reproducir los fenómenos físicos presentes en el horno y su sistema de escape. La gráfica además muestra que la temperatura de los gases en el horno están en medio de los datos experimentales de la puerta y de la salida del horno, esto se debe a que los gases medidos en la puerta del horno aún no han cedido calor a los productos y paredes por eso son más altos, y en la salida del horno los gases entregaron el calor a las paredes y productos para luego pasar por una serie de ductos para su expulsión, por esto son más bajos.

Figura 36: Comparación de resultados: modelo matemático y experiencia



Fuente: Autor del proyecto

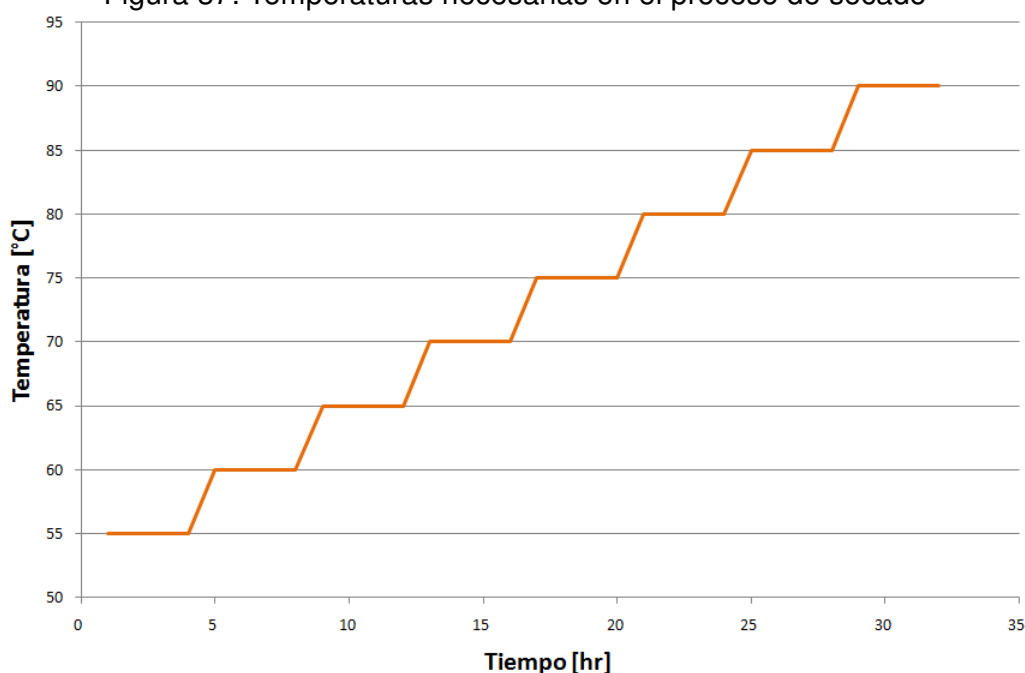
5.2. TEMPERATURAS

5.2.1. En secaderos

Para el correcto secado de los productos dentro de las naves de secado se debe cumplir con ciertos requerimientos de temperatura. El proceso de secado comienza con una temperatura de 55°C , luego cada 4 horas se hace un incremento de 5°C , hasta alcanzar una temperatura aproximada de 90°C . En la figura 37 Temperaturas necesarias en el proceso de secado se observa la curva de secado, donde se aprecia que el secado tiene intervalos de tiempo de 4 horas con temperatura constante, esto se debe a que el secado debe hacerse de forma lenta ya que si se incrementa la temperatura de forma brusca la pieza puede presentar grietas.

El control de la temperatura se da en la cámara de mezcla donde los gases calientes (a más de 200°C) provenientes del horno se mezclan con aire ambiente (a 24°C) para reducir su temperatura hasta la adecuada para el proceso.

Figura 37: Temperaturas necesarias en el proceso de secado

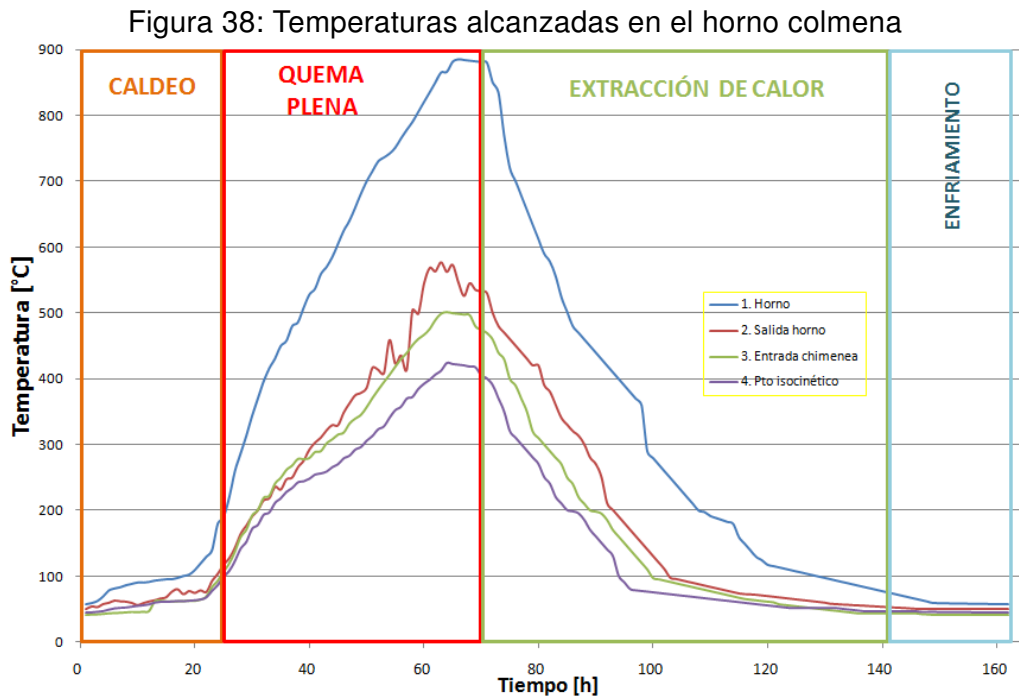


Fuente: Autor del proyecto

5.2.2. En horno colmena

En la figura 38 Temperaturas alcanzadas en el horno colmena. En la figura 38 se pueden apreciar las temperaturas que alcanza el horno colmena durante su funcionamiento en diferentes etapas. En la etapa de caldeo (cuadro naranja) que tiene duración de 25 horas, la temperatura en el horno aumenta lentamente mientras se extrae el exceso de agua de los productos. En la fase de quema plena (cuadro rojo) con duración de 75 horas, la temperatura de los gases aumenta considerablemente llegando a 885° C cocinando los productos. La fase de extracción de calor (cuadro verde) que dura 72 horas, es un procedimiento de recuperación empleado por la empresa para aprovechar el calor que queda en los hornos después de la quema, por esta razón la temperatura de los gases presentes en el horno baja de forma precipitada durante esta etapa. La fase de enfriamiento (cuadro azul) que dura 24 horas, es de vital importancia para la empresa ya que es estrictamente necesario bajar la temperatura de los gases dentro del horno para que los operarios puedan extraer los productos terminados, la temperatura durante esta etapa cae aproximadamente 30 ° C después

de la etapa de extracción de calor.



Fuente: Autor del proyecto

Observando los datos experimentales obtenidos en la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S. y basados en la información suministrada por distintos autores [21] [18] sobre los rangos de temperatura ideal para que un sistema de recuperación de calor sea útil, se concluyó que las temperaturas alcanzadas por los gases de combustión durante la etapa de quema plena son adecuadas y permiten implementar un sistema de recuperación de calor.

5.3. FLUJO MÁSSICO DE GASES

Con la temperatura de los gases en la chimenea es posible conocer el flujo másico de los gases que ésta es capaz de extraer, teniendo en cuenta el gradiente de presión o tiro generado.

5.3.1. Gradiente de presión generado por la chimenea

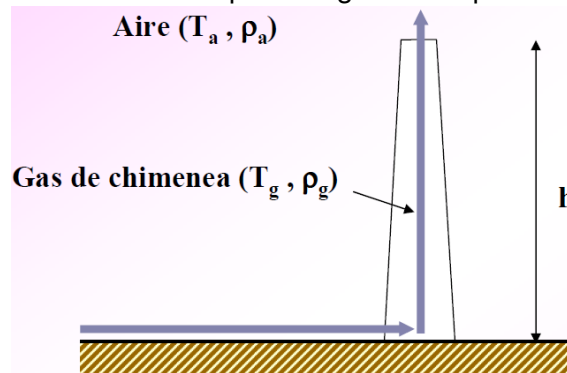
Es el diferencial de presión creado por la diferencia de densidades entre el gas de chimenea y el aire exterior (Figura 39 Gradiente de presión generado por la chimenea figure.39).

$$\Delta P_{ch} = (\rho_a - \rho_g)gh$$

Suponiendo gases ideales a presiones similares [26].

$$\Delta P_{ch} = \rho_a \left(1 - \frac{T_a}{T_g}\right) gh \quad (16)$$

Figura 39: Gradiente de presión generado por la chimenea



Fuente: Autor del proyecto

El tiro natural ha de garantizar una velocidad mínima de salida del gas y la expulsión de estos gases a la atmósfera [26], por lo tanto se debe cumplir que:

$$\Delta P_{ch} \geq E_c + \Sigma f \quad (17)$$

- Energía cinética del gas: velocidad mínima establecida según altura

$$E_c = \frac{1}{2} \rho_g V_g^2 \quad (18)$$

- Caída de presión por rozamiento, debido a la fricción con la superficie y a las

contracciones presentes en la chimenea [11]

$$\Sigma f = \frac{V_g^2}{2} f \rho_g \frac{L}{D} \quad (19)$$

Donde:

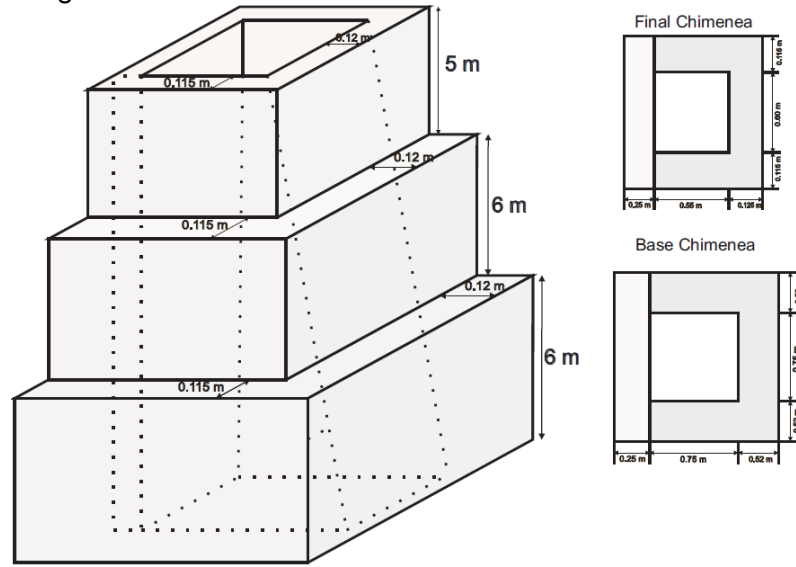
- V_g Velocidad de los gases [m/s]
- f Coeficiente de rozamiento
- L_c Longitud tramo recto o longitud característica [m]
- D Diámetro hidráulico [m]

El flujo másico de los gases [Kg/s] está definido por:

$$\dot{m}_g = V_g A_c h \rho_g \quad (20)$$

Donde V_g se calcula reemplazando 18 Gradiente de presión generado por la chimenea equation.5.18, 19 Gradiente de presión generado por la chimenea equation.5.19 en 17 Gradiente de presión generado por la chimenea equation.5.17 y $A_c h$ es el área transversal de la chimenea, en este caso será un promedio del área puesto que no es constante como se aprecia en la figura 40 Chimenea LADRILLOS Y ACABADOS S.A. Sfigure.40. En la figura 40 Chimenea LADRILLOS Y ACABADOS S.A. Sfigure.40 se observa la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S.

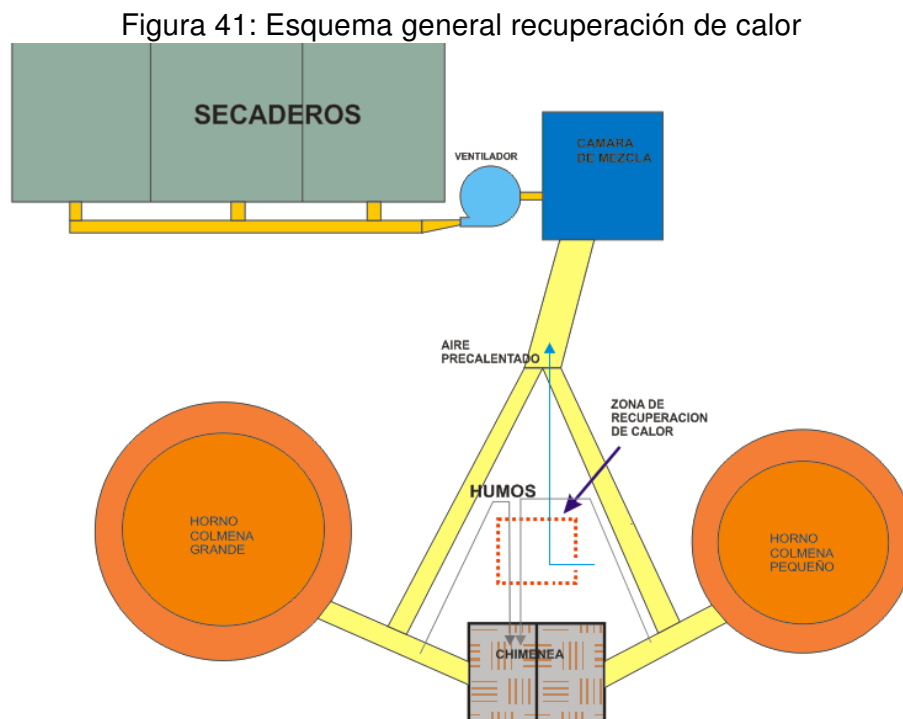
Figura 40: Chimenea LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S.



Fuente: Autor del proyecto

DISEÑO DEL SISTEMA RECUPERADOR DE CALOR

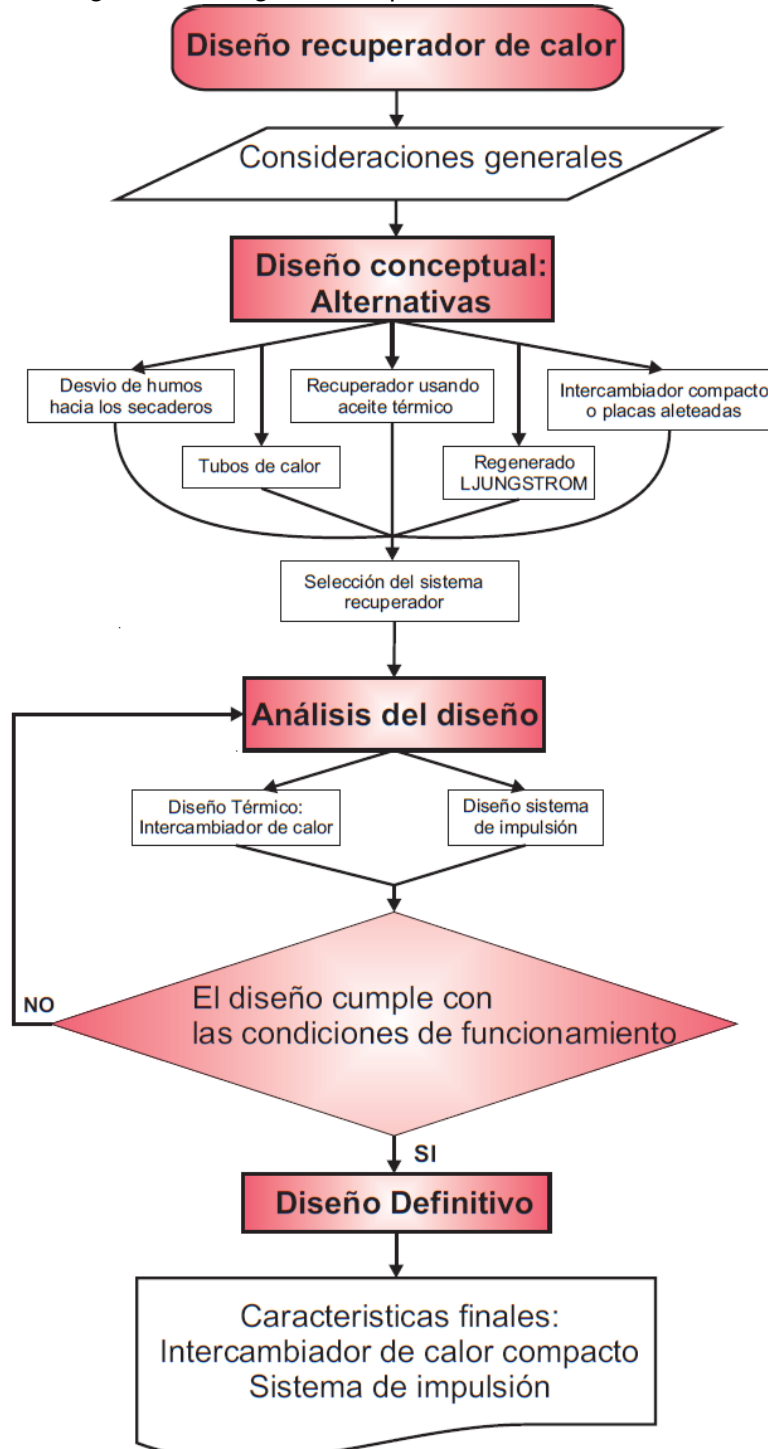
Como se manifestó anteriormente se busca implementar un sistema recuperador de calor en la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S. que aproveche el calor residual de los gases de combustión que salen de los hornos colmena, en la etapa de quema plena. En la industria existen diferentes sistemas recuperadores de calor, los cuales permiten aprovechar este calor residual. Se quiere encontrar el sistema idóneo para la empresa. Basados en la información recolectada de la empresa Ladrillos y Acabados S.A.S. en la figura 41 Esquema general recuperación de calor figure.41 se muestra el esquema general de la planta y el lugar donde se quiere implementar la recuperación de calor. El sistema de recuperación de calor solo se usará en la etapa de quema plena ya que en la etapa de enfriamiento resulta más eficiente la recuperación implementada en la empresa que consiste en extraer el calor que queda en los hornos. Se debe mantener un gradiente de presión similar al actual generado por el tiro de la chimenea, si este se ve afectado puede dañar la quema y por lo tanto los productos dentro del horno.



Fuente: Autor del proyecto

En la figura 42 Diagrama de procedimiento de diseño figure.42 se ilustra el procedimiento general a tener en cuenta para la selección y diseño del sistema recuperador de calor.

Figura 42: Diagrama de procedimiento de diseño



Fuente: Autor del proyecto

El recuperador de calor trabaja con los siguientes parámetros de diseño:

- Temperatura de entrada de los gases T_{gi} , mínima 250°C y máxima 500°C.

- Para cumplir con las normas ambientales la temperatura de los gases a la salida del recuperador T_{gs} debe ser menor que 180°C .
- El flujo másico de los gases depende de la temperatura de los gases alcanzada en la chimenea como se ve en la sección 5.3 FLUJO MÁSIICO DE GASES subsection.5.3, siendo 2.642 Kg/s un promedio de los flujos alcanzados
- Las propiedades de los gases dependen de la temperatura, el calor específico a 300°C es 1121.5 J/Kg K .
- En el proceso de secado el aire debe estar en un rango de temperatura de 50°C hasta 90°C , temperaturas que se debe alcanzar en el recuperador, T_{as} .
- Temperatura del aire ambiente 24°C , temperatura a la cual entra el aire al recuperador, T_{ai} .
- El flujo másico del aire varía con la temperatura, siendo 7.28 Kg/s un promedio de los flujos alcanzados
- El factor de impureza para gases de combustión de carbón se considera $R_f=0.881$ (anexo 4).
- El calor residual máximo y mínimo disponible en los gases de combustión q :

$$q = \dot{m}_g \times C_{pg} \times (T_{gi} - T_{go}) \quad [kW]$$

$$q_{min} = \mathbf{207.4} \qquad q_{max} = \mathbf{984.1} \quad [kW] \qquad (21)$$

Para el sistema recuperador de calor se considera:

- La disponibilidad de los materiales dentro del mercado.
- Los diferentes materiales a emplear deben ser de bajo costo y alta resistencia a la corrosión e incrustaciones principalmente.

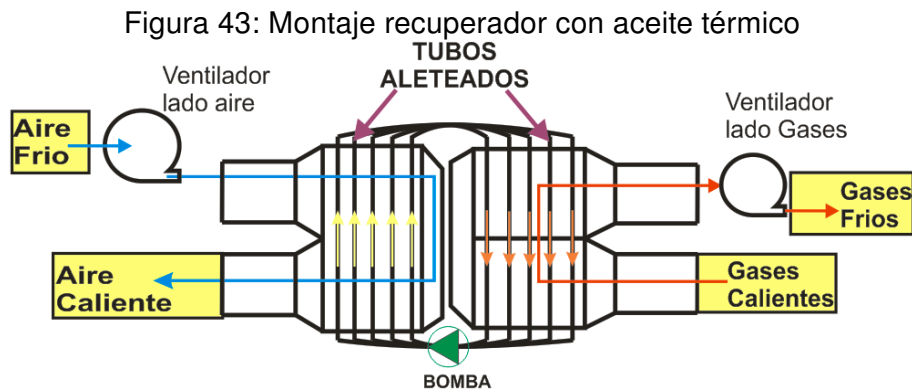
- Utilizar los equipos presentes en la empresa
- Aprovechar al máximo el espacio disponible en la empresa

6. DISEÑO CONCEPTUAL

Del trabajo de investigación presentado en la sección 2 ESTADO DEL ARTE section.2, la teoría de recuperación de calor provee múltiples alternativas de solución para emplear en el ahorro de energía en la industria, basado en esto, se plantearon cinco (5) posibles sistemas de recuperación. Estas alternativas serán analizadas por los Autor del proyecto y la empresa para seleccionar la solución que mejor se acomode a las necesidades de la empresa basándose en los puntos claves anteriormente expuestos. A continuación se describen estas alternativas.

6.1. ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

6.1.1. Recuperación de calor usando aceite térmico



Fuente: Autor del proyecto

En la figura 43 Montaje recuperador con aceite térmico se muestra un esquema de esta alternativa. La instalación básicamente consiste en un sistema donde el aceite térmico fluye por tubos aleteados bien distribuidos. La recuperación empieza cuando el aceite térmico pasa por un sistema de tubos aleteados que están en contacto con los gases de combustión absorbiendo el calor residual presente en ellos, reduciendo la temperatura de los gases. Luego el aceite térmico es transportado por una bomba hacia otro sistema de tubos aleteados que están en contacto con el aire frío, acá el calor ganado por el aceite es entregado a el aire. El aceite térmico se utili-

Cuadro 10: Descripción recuperador con aceite térmico

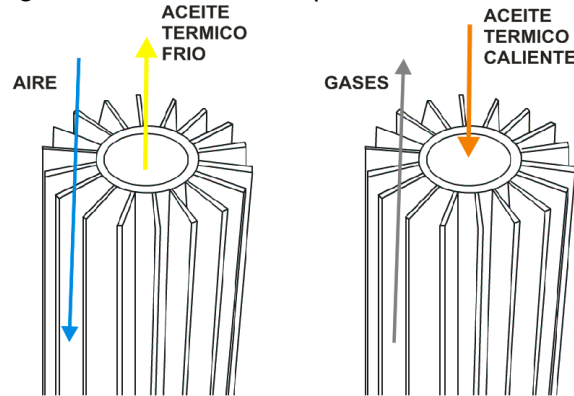
ITEM	SUBITEM	DESCRIPCIÓN
Capacidad Intercambio de Calor	Eficiencia	Tubos aleteados ofrecen un área de transferencia de calor buena, alcanzando eficiencias del 70 %
	Tipo de fluido	Fluidos de trabajo: Gases de combustión, aceite térmico Metatron 570s y aire ambiente.
Operación	Puesta en marcha	En quema plena se encienden la bomba de aceite, el ventilador que impulsa el aire y los gases a través del equipo y se abren los ductos que llevan el aire precalentado a la cámara de mezcla; allí se verifica la temperatura que va a los secaderos.
	Apagado	Al acabar la quema plena se apagan todos los equipos y se desvían los humos por la chimenea.
	Nivel de ruido	Muy alto, ya que cuenta con dos ventiladores y una bomba
	Seguridad	Se pueden presentar fugas de aceite, siendo peligroso para los operarios
Caída presión	Tiro de la chimenea	Se ve afectado, por lo tanto se debe inducir con un ventilador, que será el mismo que impulsa los gases a través del sistema
Mantto	Mantenibilidad	según el daño puede tomar de 24 hr a 1 semana
	Confiabilidad	Adecuado mantenimiento garantiza el funcionamiento del equipo durante un periodo aproximado de 1 mes de manera óptima
	Disponibilidad	Amplia gama de empresas colombianas proveen de partes para cualquier reparación
Resistencia	Temperatura	Materiales de alta calidad y alto punto de fusión, garantizan funcionamiento hasta 600°C
	Corrosión y ensuciamiento	Alto, debido al material particulado y sales que contienen los gases, Materiales de alta calidad podrían garantizar el funcionamiento durante un corto periodo de tiempo
Costos	Adquisición y mantenimiento	Muy alto, cuenta con doble área de transferencia, dos ventiladores y una bomba

Fuente: Autor del proyecto

za en un circuito cerrado, de forma que tras ceder calor al aire vuelve hasta el sistema en contacto con los gases para iniciar de nuevo el proceso. El aire es llevado a los secaderos por los ductos utilizados para la recuperación de calor en la fase de enfriamiento. Las principales características de este sistema recuperador se presentan en el cuadro 10 Descripción recuperador con aceite térmico table.10.

El sistema de recuperación se hará de tubos aleteados con movimiento de fluido en contracorriente para obtener una transferencia de calor alta entre los fluidos participantes como se ve en la figura 44 Configuración sistema recuperador de calor con aceite térmico figure.44.

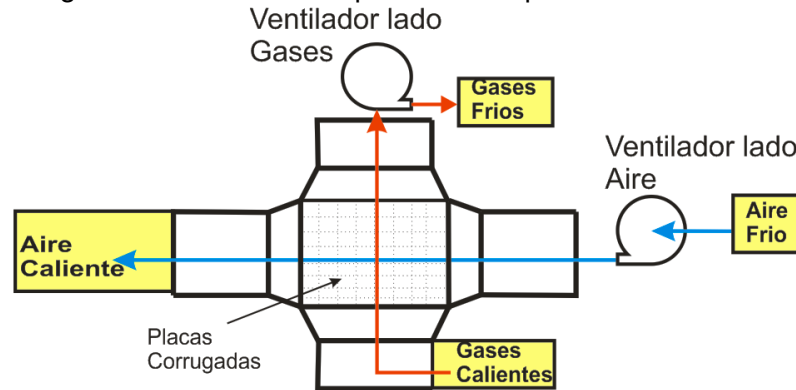
Figura 44: Configuración sistema recuperador de calor con aceite térmico



Fuente: Autor del proyecto

6.1.2. Recuperación de calor usando un intercambiador de placas aleteadas en flujo cruzado

Figura 45: Configuración sistema recuperador con placas aleteadas en flujo cruzado

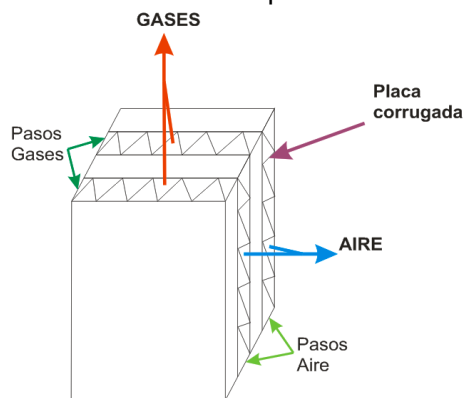


Fuente: Autor del proyecto

En la figura 45 Configuración sistema recuperador con placas aleteadas en flujo cruzado figure.45 se muestra un esquema de esta alternativa. Consiste en la instalación de un intercambiador de calor de placas aleteadas en flujo cruzado, a través del cual pasarán los gases de combustión y el aire ambiente. La recuperación empieza cuando se desvían los gases de combustión por cierto número de placas aleteadas, la superficie constituida por estas placas absorberá el calor residual presente en los gases reduciendo su temperatura. Al mismo tiempo se hará pasar aire ambiente por placas aleteadas junto a las placas de los gases, que absorberá el calor cedido por

los gases. Las principales características de este sistema recuperador se presentan en el cuadro 11 Descripción recuperador placas aleteadas en flujo cruzado table.11. La configuración en flujo cruzado permite alcanzar mayor eficiencia. El aire precalentado es llevado a los secaderos por los ductos utilizados para la recuperación de calor en la fase de enfriamiento. El sistema de recuperación estará integrado por una serie de placas aleteadas orientadas en el sentido de los flujos. Cada flujo tendrá un número definido de pasos, óptimos para garantizar la recuperación más eficiente (Ver figura 46 Intercambiador de calor de placas aleteadas en flujo cruzado figure.46).

Figura 46: Intercambiador de calor de placas aleteadas en flujo cruzado



Fuente: Autor del proyecto

6.1.3. Recuperación de calor usando un regenerador LJUNGSTROM

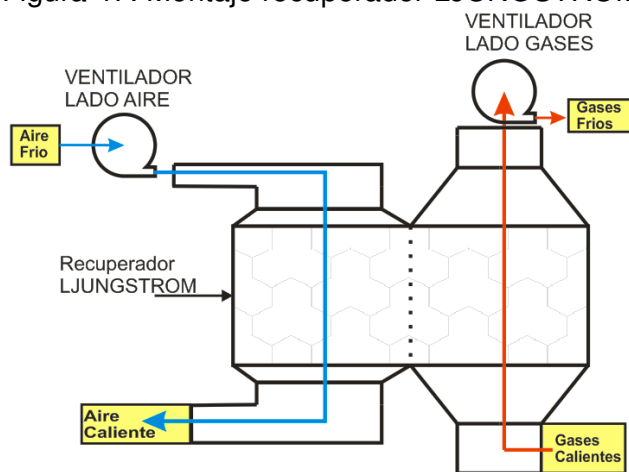
En la figura 47 Montaje recuperador LJUNGSTROM figure.47 se muestra un esquema de esta alternativa. Consiste en la instalación de un regenerador tipo LJUNGSTROM en un lugar amplio de la planta, ya que es un equipo bastante grande y en movimiento. Los gases se desvían y se hacen pasar por el regenerador que posee una superficie de transferencia de calor grande, esta superficie absorbe el calor residual de los gases reduciendo su temperatura. Como en un equipo rotativo el aire pasa por la misma superficie, donde capta el calor absorbido por la superficie, los gases jamás se mezclan. El aire precalentado es llevado a los secaderos por los ductos utilizados para la recuperación de calor en la fase de enfriamiento. Las principales características de este sistema recuperador se presentan en el cuadro 12 Descripción recuperador

Cuadro 11: Descripción recuperador placas aleteadas en flujo cruzado

ITEM	SUBITEM	DATOS
Capacidad Intercambio de Calor	Eficiencia	Placas corrugadas brindan gran superficie garantizando buena y rápida transferencia de calor, alcanzando eficiencias entre el 70 y 80 %
	Tipo de fluido	Gases de combustión y aire ambiente
Operación	Puesta en marcha	En quema plena se encienden los ventiladores que impulsan el aire y los gases, se abren los ductos que llevan el aire precalentado a la cámara de mezcla; allí se verifica la temperatura que va a los secaderos
	Apagado	Al acabar la quema plena se apagan todos los equipos (ventiladores) y se cierran las entradas al intercambiador.
	Nivel de ruido	Alto, cuenta con dos ventiladores para el funcionamiento
	Seguridad	Muy seguro, no posee partes móviles.
Caída de presión	Tiro de la chimenea	Se ve afectado, placas con secciones reducidas generan gran caída de presión, por lo tanto se debe instalar un ventilador para forzar el tiro, que será el mismo que impulsa los gases a través del sistema
Mantto	Mantenibilidad	Según el daño puede tomar de 24 hr a 1 semana
	Confiabilidad	Adecuado mantenimiento garantiza el funcionamiento del equipo durante un periodo de 1 mes, pueden presentar bloqueos por el material particulado
	Disponibilidad	Amplia gama de empresas colombianas proveen de partes para cualquier reparación
Resistencia	Temperatura	Materiales de alta calidad garantizan funcionamiento hasta 600°C
	Corrosión y Ensuciamiento	Alto, debido al material particulado y sales que contienen los gases. Materiales de alta calidad podrían garantizar el funcionamiento durante un corto periodo de tiempo
Costos	Adquisición y mantenimiento	Alto, área de transferencia de calor grande para garantizar funcionamiento y dos ventiladores

Fuente: Autor del proyecto

Figura 47: Montaje recuperador LJUNGSTROM

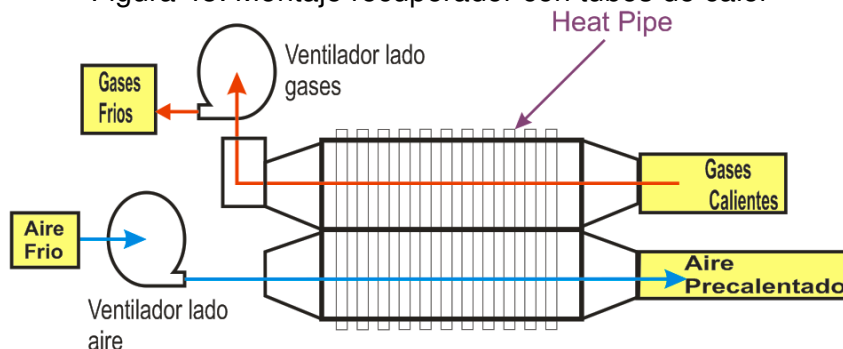


Fuente: Autor del proyecto

LJUNGSTROMtable.12. Las principales características del sistema recuperador son:

6.1.4. Recuperación de calor usando tubos de calor (Heat Pipe)

Figura 48: Montaje recuperador con tubos de calor



Fuente: Autor del proyecto

En la figura (figura 48Montaje recuperador con tubos de calorfigure.48) se muestra un esquema de esta alternativa, basada en tubos de calor, donde un lado de los tubos estará ubicado en el flujo de los gases donde captan el calor residual presente en ellos reduciendo su temperatura. El otro lado de los tubos estará ubicado en el paso del aire para transferir el calor ganado por los gases y precalentarlo. El aire precalentado es llevado a los secaderos por los ductos utilizados para la recuperación de calor en la fase de enfriamiento. Las principales características de este sistema recuperador

Cuadro 12: Descripción recuperador LJUNGSTROM

ITEM	SUBITEM	DATOS
Capacidad Intercambio de Calor	Eficiencia	Aparato regenerativo que utiliza una superficie de intercambio muy grande alcanzando una eficiencia de 80 %
	Tipo de fluido	Gases de combustión y aire ambiente
Operación	Puesta en marcha	En quema plena, se encienden el motor del regenerador y los ventiladores que impulsan los fluidos y se abren los ductos que llevan el aire precalentado a la cámara de mezcla; allí se verifica la temperatura que va a los secaderos.
	Apagado	Al acabar la quema plena se apagan todos los equipos (motor y ventiladores) y se cierran las entradas al equipo regenerador
	Nivel de ruido	Muy Alto, posee varias partes móviles
	Seguridad	Esta completamente sellado, especial cuidado ya que es un elemento en continuo movimiento
Caída de presión	Tiro chimenea	Se ve afectado, por lo tanto se debe instalar un ventilador que induzca el tiro, que será el mismo que impulsa los gases a través del intercambiador
Mantto	Mantenibilidad	Según el daño puede tomar de 24 horas a 2 semanas
	Confiabilidad	Adecuado mantenimiento garantiza el funcionamiento del equipo durante un periodo de 1 mes, pueden presentar bloqueos por el material particulado
	Disponibilidad	Pocas empresas en Colombia proveen partes para este tipo de aparatos.
Resistencia	Corrosión y Ensuciamiento	Alto, debido al material particulado y sales que contienen los gases. Materiales de alta calidad podrían garantizar el funcionamiento durante un corto periodo de tiempo
	Altas temperaturas	Materiales de alta calidad garantizan funcionamiento hasta 800°C
Costos	Adquisición y mantenimiento	Muy alto, no se consigue en Colombia y su construcción general altos costos, además de los ventiladores.

Fuente: Autor del proyecto

Cuadro 13: Descripción recuperador Heat pipe

ITEM	SUBITEM	DATOS
Capacidad Intercambio de Calor	Eficiencia	Se basa especialmente en que fluido comparado con otros posee el mayor calor latente de evaporación, alcanzando eficiencias del 75 %
	Tipo de fluido	gases de combustión, agua dentro del tubo de calor y el aire ambiente
Operación	Puesta en marcha	En quema plena se encienden los ventiladores que impulsan el aire y los gases a través de los tubos de calor, se abren los ductos que llevan el aire precalentado a la cámara de mezcla; allí se verifica la temperatura que va a los secaderos
	Apagado	Al acabar la quema plena se apagan todos los equipos (ventiladores) y se sellan todas las entradas a los tubos de calor
	Nivel de ruido	Alto, posee dos ventiladores para su funcionamiento.
	Seguridad	Muy seguro, no posee partes móviles
Caída de presión	Tiro chimenea	Se ve afectado, se debe instalar un ventilador que induzca el tiro, que será el mismo que impulsa los gases a través del intercambiador
Mantto	Mantenibilidad	Según el daño puede tomar de 24 a 1 semana
	Confiabilidad	Adecuado mantenimiento garantiza el funcionamiento del equipo durante un periodo de 1 mes
	Disponibilidad	Amplia gama de empresas colombianas proveen de partes para cualquier reparación
Resistencia	Corrosión y Ensuciamiento	Alto, debido a sales que contienen los gases. Materiales de alta calidad podrían garantizar el funcionamiento durante un periodo de tiempo medio
	Altas temperaturas	Materiales de alta calidad garantizan el funcionamiento hasta 450°C
Costos	Adquisición y mantenimiento	Alto, banco de tubos de calor, de gran longitud para permitir el contacto con los gases y el aire, y dos ventiladores.

Fuente: Autor del proyecto

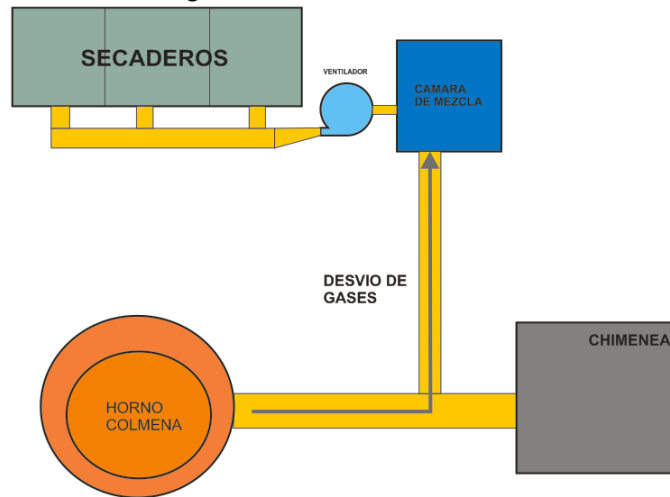
se presentan en el cuadro 13 Descripción recuperador Heat pipe table.13.

6.1.5. Recuperación de calor desviando los humos de combustión

Consiste en desviar los humos de la combustión en la fase de quema plena directamente a los secaderos, haciendo una mezcla previa con aire ambiente en la cámara de mezcla, para bajar la temperatura de los gases hasta alcanzar las temperaturas de trabajo de los secaderos.

Las principales características del sistema recuperador con desvío de gases se presentan en el cuadro 14 Descripción desvío de humos table.14.

Figura 49: Desvío de humos



Fuente: Autor del proyecto

Cuadro 14: Descripción desvío de humos

ITEM	SUBITEM	DATOS
Capacidad Intercambio de Calor	Tipo de fluido	Mezcla de gases de combustión y aire ambiente. Los gases llegan a la cámara de mezclado con una temperatura grande se puede alcanzar una buena eficiencia, requiere de un flujo de aire grande para enfriar los gases
Operación	Puesta en marcha	En quema plena se dirigen los gases hacia la cámara de mezcla y se sellan los ductos que van a la chimenea. En la cámara de mezcla se verifica la temperatura de operación y se dirige el fluido hacia los secaderos.
	Apagado	Al acabar la quema se procede a extraer el calor que queda en los hornos.
	Nivel de ruido	Medio
Presión	Seguridad	Puede afectar la salud de los operarios, ya que los humos contienen material particulado, ácidos, sales y están a altas temperaturas.
	Tiro chimenea	El tiro sería reemplazado por un ventilador.
Mantto	Mantenibilidad	Se aplica al ventilador ya que manejará temperaturas más altas. Según el daño puede tomar de 24 a 1 mes.
	Confiabilidad	Adecuado mantenimiento garantiza el funcionamiento del equipo durante un periodo de 1 mes
	Disponibilidad	Amplia gama de empresas colombianas proveen partes para cualquier reparación.
Resistencia	Altas temperaturas	Materiales de alta calidad garantizan el funcionamiento hasta 450°C
	Corrosión y Ensuciamiento	Los ductos y el ventilador estarían sometidos a el material particulado de los gases, se deben hacer inspecciones periódicas para evitar obstrucción y deterioro

Fuente: Autor del proyecto

6.2. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN

Para seleccionar la mejor alternativa se tuvieron en cuenta los criterios descritos anteriormente para cada una de las alternativas, esta información se compartió con la empresa para conocer su punto de vista. Se generó una matriz de decisión, en la cual según el criterio que se esté evaluando se asigna una puntuación siendo:

- Fuerte: 9 pts
- Medio: 3 pts
- Bueno: 1 pts
- Nulo: 0 pts

A continuación se presentan los resultados de la evaluación

Cuadro 15: Matriz de evaluación

		Aceite térmico	Compacto	Ljustrom	Tubos de calor	Desvio
Eficiencia		3	3	9	3	1
Económico en	Construcción o adquisición	1	3	0	3	9
	Equipos de impulsión	1	3	1	3	3
Mantenimiento económico		1	1	1	1	3
Normas ambientales		3	9	9	3	1
Normas de seguridad		3	9	3	9	1
Operación económica		1	3	1	3	9
Cumple con puntos de operación		9	9	9	1	3
TOTAL		22	40	33	26	30

Fuente: Autor del proyecto.

En el cuadro 15 Matriz de evaluación table.15 se puede apreciar que la alternativa de solución que mejor cumple con las necesidades de la empresa es el sistema basado en un intercambiador de placas aleteadas en flujo cruzado.

7. ANÁLISIS DEL DISEÑO

A continuación se presenta el proceso de diseño del sistema recuperador, el cual tiene como equipo principal un intercambiador de placas aleteadas en flujo cruzado, cuenta con un sistema de impulsión integrado por una serie de ductos y dos ventiladores para el transporte de los fluidos como se ve en la figura 45 Configuración sistema recuperador con placas aleteadas en flujo cruzado figure.45.

7.1. DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS ALETEADAS EN FLUJO CRUZADO

Se deben tener varias consideraciones iniciales para el dimensionamiento del intercambiador de calor de placas aleteadas en flujo cruzado, entre estas se tiene:

- El coeficiente global de transferencia de calor es constante a lo largo de todo el intercambiador y se considera que cada fluido está a la temperatura media de entrada y de salida.
- Se establece que el intercambiador trabaja a condiciones estacionarias. Las temperaturas y velocidades de los fluidos son uniformes en todo el canal, el caudal está repartido de manera equitativa entre los distintos canales, para cada fluido.
- Las pérdidas de calor al exterior son despreciables. No existe transferencia de calor longitudinal (en la dirección del flujo).

Cuando se diseña un intercambiador de calor de placas aleteadas en flujo cruzado, se deben considerar varios factores; área, coeficientes de transferencia de calor, volumen, costos de bombeo y de fabricación del equipo, etc., y realizar un balance entre todos ellos para encontrar la combinación óptima. Se diseñó un intercambiador de flujo cruzado y fluidos sin mezclar.

7.1.1. Metodología de diseño

El proceso de cálculo que se llevó a cabo para el diseño de la alternativa a desarrollar [21] [8], tuvo los siguientes pasos:

1. Con las temperaturas de entrada y salida de cada fluido se calcula la temperatura media de los gases en el intercambiador y se determinan las propiedades termo físicas de cada fluido (anexo 1).
2. Se halla el valor de \dot{m}_{aire} , conociendo las propiedades de cada fluido y que el calor entregado por los gases es igual al calor que gana el aire. Igualando (22 Metodología de diseño equation.7.22) con (23 Metodología de diseño equation.7.23) se tiene el flujo másico del aire.

$$q_{gas} = \dot{m}_{gas} C_{pg} (T_{gi} - T_{gs}) \quad (22)$$

$$q_{aire} = \dot{m}_{aire} C_{pa} (T_{as} - T_{ai}) \quad (23)$$

3. Sabemos que el C_{min} es el de los gases de combustión o sea el fluido caliente, por lo tanto C_{max} es el del aire. Se calcula la relación de capacidades caloríficas R:

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\dot{m}_{gas} C_{pg}}{\dot{m}_{aire} C_{pa}}$$

4. Delta de temperatura máximo, para el caso de flujo cruzado tenemos:

$$\Delta T_{max} = T_{gi} - T_{ai} \quad (24)$$

Conociendo el delta de temperatura máximo y C_{min} , es posible conocer el calor máximo posible.

$$q_{max} = C_g (T_{gi} - T_{ai}) \quad (25)$$

5. Se calcula la eficiencia del intercambiador:

$$\epsilon = \frac{Q_{real}}{Q_{max}} \quad (26)$$

$$\epsilon = \frac{Q_{aire}}{Q_{max}} = \frac{Q_{gas}}{Q_{max}}$$

6. Se determinan las características geométricas superficiales para un intercambiador de placas y aletas descritas en el anexo 5 como punto de partida, con estos parámetros geométricos se realiza el análisis de transferencia de calor, pérdidas de presión y eficiencia del intercambiador.
7. Cálculo de los grupos adimensionales que se necesitan para determinar las características de la transferencia de calor y fricción para cada lado de los fluidos.

- **Número de Reynolds R_e y el factor de fricción f** se calcularon con las correlaciones pertinentes presentadas en el anexo 6, según la configuración de los ductos en las placas.
- **Número de Prandtl P_r :** la mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica es por medio de este número adimensional definido como la difusividad térmica de la cantidad de movimiento sobre la difusividad molecular del calor [5] :

$$P_r = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (27)$$

Los números de prandtl para los gases son alrededor de 1, lo cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido a más o menos la misma velocidad.

- **Número de Nusselt Nu** número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción. El número de Nusselt

también puede verse como un gradiente adimensional de temperatura en la superficie. Para flujo laminar el número de Nusselt tiene un valor constante teniendo en cuenta la sección transversal de los ductos que se van a utilizar (ver anexo 6).

Para flujo turbulento completamente desarrollado es recomendable usar la fórmula de Gnielinski [14]:

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} (Re - 1000) Pr}{\left[1 + 12,7 \left(\sqrt{\frac{f}{8}} \left(Pr^{2/3} - 1 \right) \right) \right]} \quad (28)$$

- **Coefficiente de transferencia de calor por convección h (W/m^2K):** se define como la velocidad de transferencia de calor por unidad de área por unidad de temperatura entre la superficie sólida y un fluido.

$$h = \frac{Nu k}{D_h} \quad (29)$$

donde: k es la conductividad térmica del fluido [W/mK], y D_h el diámetro hidráulico.

8. Se calcula el coeficiente global de transferencia de calor total teniendo en cuenta las impurezas depositadas en la superficie por los humos de combustión del carbón R_f y los efectos de aletas (superficie extendida). El cual puede ser expresado como:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o h A)_c} + R_f + \frac{d_w}{A_w k_w} + \frac{1}{(\eta_o h A)_h} \quad (30)$$

donde:

- $\eta_{o,c}$ Eficiencia de la superficie aleteada lado aire
- $\eta_{o,h}$ Eficiencia de la superficie aleteada lado gases
- A_c Área total lado aire [m^2]
- A_h Área total lado gases [m^2]

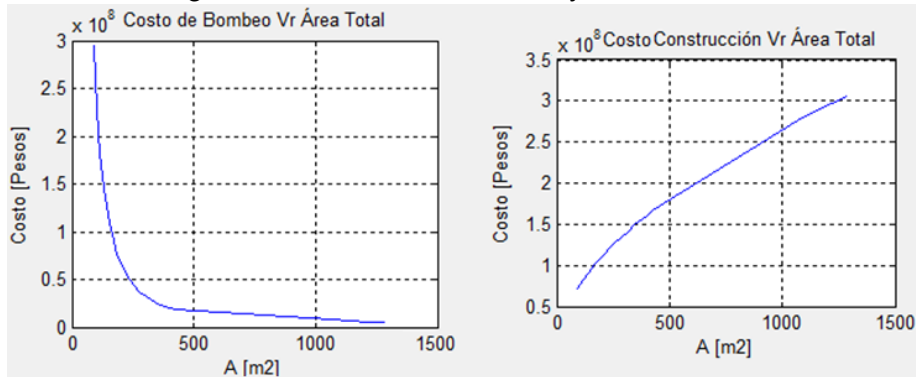
A_w	Área de la pared [m ²]
h_c	Coeficiente transferencia de calor convectivo lado aire [W/m ² K]
h_h	Coeficiente transferencia de calor convectivo lado gases [W/m ² K]
d_w	Espesor de la placa [m]
k_w	Conductividad térmica de la placa [W/m K]

9. Cálculo del número de unidades de transferencia de calor $NUT=UA/C_{min}$, con el valor de NUT se calcula el valor de la eficiencia en un intercambiador de calor de flujo cruzado con los dos fluidos sin mezclar (anexo 4). Esta eficiencia es la alcanzada por el intercambiador con la geometría que se supuso en el paso 4.

$$\varepsilon = 1 - e^{\left[\left(\frac{1}{R} \right) NUT^{0,22} \left(e^{\left[-R(-NUT)^{0,78} \right]} - 1 \right) \right]} \quad (31)$$

10. Se compara el valor de la eficiencia del paso 5 con la eficiencia entregada por el intercambiador calculada en el paso anterior. Si la diferencia entre estas es significativa se asume un área de transferencia diferente (aumentando el número de pasos para cada fluido) en el paso 6 y se realiza nuevamente el proceso iterativo del paso 6 al 10 hasta que las eficiencias seas similares.
11. Después de conocer el área real del intercambiador se calcula la caída de presión para cada fluido a través de el, utilizando la teoría del anexo 7 y la caída de presión en los sistemas de impulsión con la información suministrada en el anexo 6.
12. Cálculo de costos. Determinar el precio de construcción, adquisición y operación de los elementos que componen el sistema como punto de partida para la selección del equipo.
- Precio de construcción del intercambiador de calor de placas aleteadas en flujo cruzado, para conocer el valor de construcción se utiliza la infor-

Figura 50: Costos de bombeo y construcción



Fuente: Autor del proyecto.

mación suministrada por la página MATCHES ². El precio de construcción del intercambiador (CIC) se basa en una función exponencial $CIC = K A^n$ donde A es el área de transferencia de calor, teniendo en cuenta la información entregada por esta página para el tipo de intercambiador que se diseña. Se obtiene la siguiente función:

$$CIC = (6 \times 10^6) A^{0,5494} \quad (32)$$

- El precio del bombeo es un factor muy importante para tener en cuenta en los costos de operación ya que el sistema posee un ventilador que debe vencer las pérdidas generadas en el sistema, el costo de bombeo se calcula de la siguiente manera,

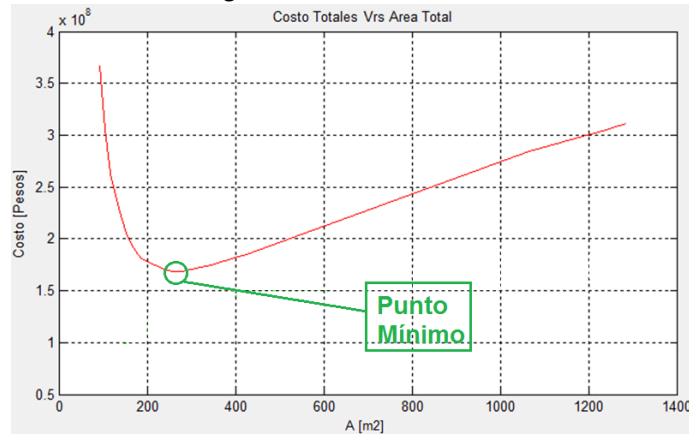
$$CB = \left(\frac{\Delta p \dot{V}}{e} \right) t \left(\frac{C_{kWh} F}{1000} \right) \quad (33)$$

Donde:

Δp	Presión que debe levantar [Pa]
\dot{V}	Caudal [m ³ /s]
e	Eficiencia de bombeo

² MATCHES. Página web que ofrece servicios de ingeniería de proceso conceptual, costos y optimización para la industria metalúrgica y química. Además, contiene material educativo útil en la evaluación de alternativas de proceso.

Figura 51: Costos Total



Fuente: Autor del proyecto.

- t Tiempo de trabajo del elemento [hora]
- C_{kWh} Precio Kilovatios hora de energía eléctrica [*pesos/kW · h*]
- F Factor valor presente ecuación (Anexo 8)

También se debe tener en cuenta el precio de adquisición del ventilador (CA), conociendo las condiciones de operación que va a soportar y la presión que debe vencer.

El costo total del bombeo será,

$$CBT = CB + CA \tag{34}$$

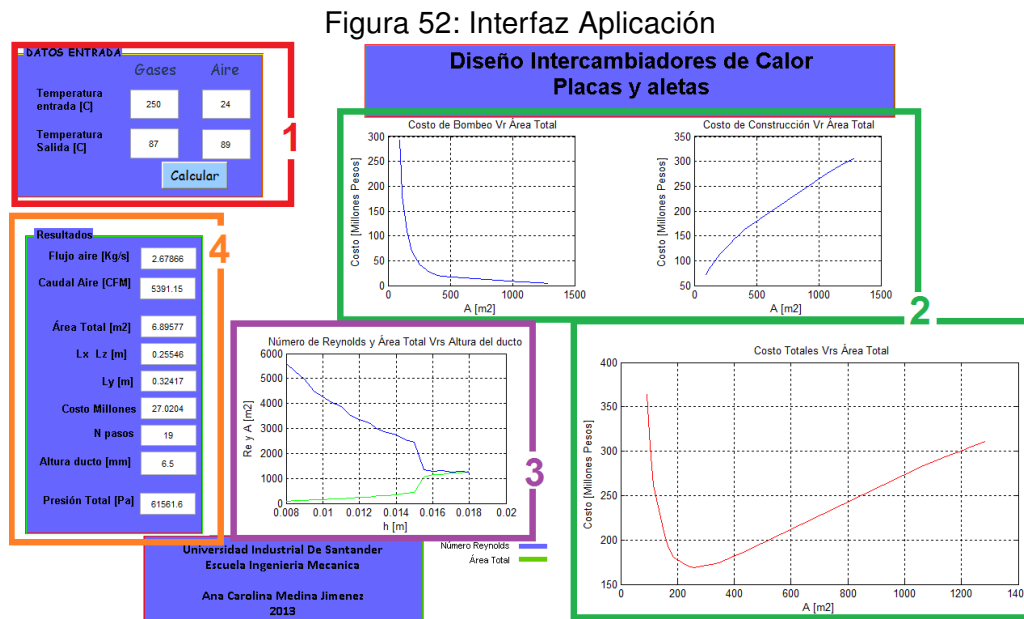
En la figura 50 Costos de bombeo y construcción figure.50 se presentan los costo de bombeo y construcción. Con este análisis se busca comparar el precio de bombeo con el precio de construcción del intercambiador, sumando ambos precios, por lo tanto el costo de adquisición y manejo será $CT = CIC + CBT$, la suma de estos precios se grafican como se ve en la figura 51 Costos Total figure.51, el punto mínimo resultante de la suma de los costos será el equipo mas económico en términos de adquisición y manejo.

7.2. DISEÑO DUCTOS DE IMPULSIÓN

Para el diseño de los ductos, se tuvo en cuenta la ubicación del equipo, pues de ella depende la longitud óptima de los tramos y su incidencia en las pérdidas de presión. Los ductos a tener en cuenta en el diseño son los que transportan el aire caliente que sale del intercambiador y llegan al ducto subterráneo que va hacia los secaderos, y por otra parte están, los ductos que transportan los gases que salen del intercambiador y se descargan al ambiente pasando por la chimenea. Con ello definido, se calculó la caída de presión para cada tramo del sistema de impulsión utilizando la teoría del anexo 6.

8. DISEÑO DEFINITIVO

Para el análisis de los puntos de operación se desarrolló una herramienta de diseño utilizando Matlab³, se generó una aplicación que permite conocer las condiciones geométricas del equipo, el caudal necesario del aire, y las pérdidas de presión, a partir de las temperaturas de entrada y salida del aire y el gas.



Fuente: Autor del proyecto.

En la figura 52 Interfaz Aplicación figura.52 se puede apreciar la interfaz gráfica de la aplicación; donde en el cuadro rojo (1) se ingresan los valores de las temperaturas de los gases y el aire. En los cuadros Vrs verdes (2) se tiene el análisis de costos, están las gráficas de área Vs costos de bombeo, área Vs costo de construcción y la gráfica con la suma de los costos donde se escoge la opción justa para las necesidades. En el cuadro morado (3) se genera una gráfica donde se compara la altura de la aleta (canal) y el área de transferencia de calor. Y por último en el cuadro naranja (4) se observan los valores numéricos de la geometría, presión, flujo y costo de la mejor opción para este punto. Esta aplicación se desarrollo teniendo en cuenta el procedi-

³ MATLAB® es un lenguaje de alto nivel y un entorno interactivo para el cálculo numérico, visualización y programación. Usando MATLAB, puede analizar los datos, desarrollar algoritmos y crear modelos y aplicaciones. El lenguaje, las herramientas y las funciones integradas de matemáticas le permiten explorar múltiples enfoques y llegar a una solución más rápida que con las hojas de cálculo o lenguajes de programación tradicionales.

miento de la sección 7.1 DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS ALETEADAS EN FLUJO CRUZADO subsection.7.1.

8.1. INTERCAMBIADOR DE CALOR

A continuación se presentan los resultados obtenidos con esta aplicación, para las condiciones requeridas:

- Condición mínima de operación donde:

$$T_{gi} = 250 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{gs} = 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ai} = 24 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{as} \text{ se analiza para varias temperaturas: } 70^{\circ}\text{C, } 90^{\circ}\text{C, } 110^{\circ}\text{C, } 130^{\circ}\text{C y } 150^{\circ}\text{C}$$

En la gráfica 53 Resultados condición mínima, cuando $T_{as} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$ figure.53 se presentan los resultados obtenidos para la condición mínima de operación cuando la temperatura del aire es de 150°C , se observa que la opción más económica es la que entrega un área de 13.0716 m^2 .



Fuente: Autor del proyecto.

En el cuadro 16 Resultados opciones de operación, en condición mínimatable.16 se presentan los resultados obtenidos con cada opción de temperatura.

Cuadro 16: Resultados opciones de operación, en condición mínima

Temperatura Aire salida T_{as} °C	Área [m ²]	Costo [Millon]	Caudal [CFM]	Caída de presión [Pa]	Altura de los canales [mm]
70	9.342	26.32	8438.79	31563.7	10
90	7.693	25.92	6064.81	48129.3	7.5
110	6.922	28.18	4796.18	72064.5	6
130	10.620	28.27	4001.65	42025.9	6
150	13.072	30.51	3461.27	38847.6	5.5

Fuente: Autor del proyecto

Como se observa en en cuadro 16 Resultados opciones de operación, en condición mínimatable.16 con áreas pequeñas de transferencia de calor, se cumple con la normatividad medio ambiental y además se entrega una cierta cantidad de aire caliente que se puede utilizar en los secaderos.

■ **Condición máxima de operación** donde:

$$T_{gi} = 500 \text{ °C}$$

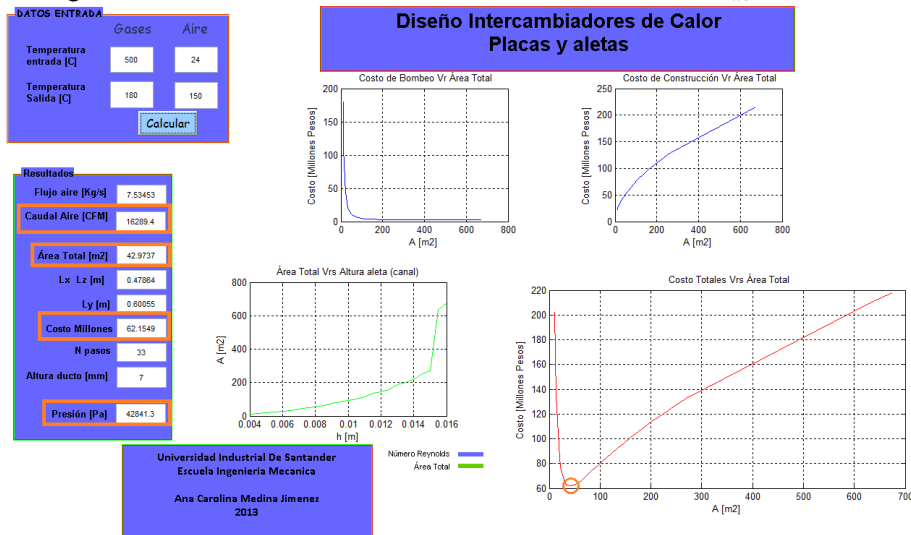
$$T_{gs} = 180 \text{ °C}$$

$$T_{ai} = 24 \text{ °C}$$

$$T_{as} \text{ se analiza para varias temperaturas: } 70\text{°C, } 90\text{°C, } 110\text{°C, } 130\text{°C y } 150\text{°C}$$

En la gráfica 54 Resultados condición máxima, cuando $T_{as} = 160 \text{ °C}$ figure.54 se presentan los resultados obtenidos para la condición máxima de operación cuando la temperatura de los gases es de 500°C, se observa que la opción más económica en este punto es la que entrega un área de 42.9737 m².

Figura 54: Resultados condición máxima, cuando $T_{as} = 160\text{ }^{\circ}\text{C}$



Fuente: Autor del proyecto.

En el cuadro 17 Resultados opciones de operación, en condición máximate. 17 se presentan los resultados obtenidos con diferentes temperaturas para determinar el área que se obtendría en cada caso.

Cuadro 17: Resultados opciones de operación, en condición máxima

Temperatura Aire salida T_{as} [°C]	Área [m ²]	Costo [Millon]	Caudal [CFM]	Presión Total [Pa]	Altura de los canales [mm]
70	80.29	129.17	39714.6	69801.2	14
90	62.76	88.9	28542.2	48364.9	11
110	52.46	72.74	22571.8	40493.3	9.5
130	46.02	65.86	18832.5	41372.7	8
150	42.97	62.15	16289.4	42841.4	7

Fuente: Autor del proyecto

Con la información del cuadro 17 Resultados opciones de operación, en condición máximate. 17 se concluye que cuando los gases están a $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ se obtienen áreas de transferencia de calor que cumplen con las temperaturas de funcionamiento, pero son mayores a las obtenidas con la condición mínima de operación, haciendo que la condición clave para la selección del sistema sea la máxima. Ahora, teniendo en cuenta que uno de los aspectos importantes al momento de seleccionar el equipo es

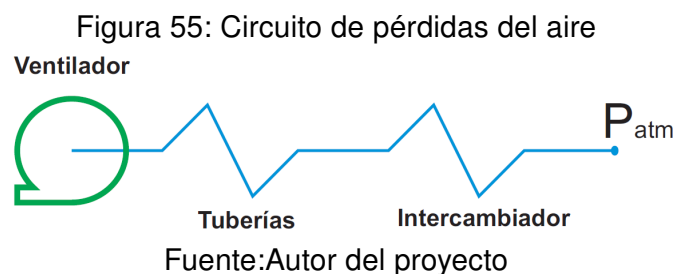
el costo de adquisición y operación, se incluye en la selección, el ventilador presente en la empresa. Este ventilador maneja 22954.53 CFM y posee un motor de 30 hp. Considerando el uso del ventilador presente en la empresa se observa que la opción más económica es la que tiene 52.46 m², puesto que no es necesario un variador de velocidad que modifique el caudal del ventilador para que cumpla con el funcionamiento. Un variador de velocidad que maneja la potencia del motor del ventilador tiene un precio aproximado de 7 millones de pesos, por lo tanto comprar este variador aumenta el precio de adquisición y operación de el sistema haciendo aún más factible esta opción.

8.2. SISTEMAS DE IMPULSIÓN

A continuación se presentan los resultados de caída de presión generada por los ductos que transportan el aire y los gases a través del sistema recuperador de calor. Para conocer la caída de presión en el sistema se empleó la aplicación utilizada para el diseño del intercambiador.

8.2.1. Lado aire

En la figura 55 Circuito de pérdidas del aire figure.55 se presenta el circuito de pérdidas en el sistema de impulsión del aire.



La caída de presión generada por el paso del aire través del sistema recuperador es de $\Delta P = 37.454$ Kpa. Como se explicó antes se usa el ventilador centrifugo

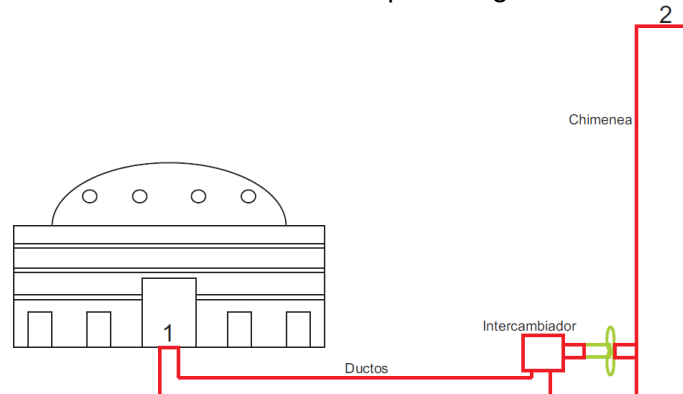
presente en la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S. El ventilador tiene las siguientes características:

- ◆ Potencia del motor: 30 hp
- ◆ Velocidad del motor: 1765 rpm
- ◆ Polea del motor: 6"
- ◆ Polea del eje del ventilador: 13.750"
- ◆ Diámetro de la turbina: 45.250"
- ◆ Relación de transmisión: $i=0.436$

8.2.2. Lado gases

Para la determinación del sistema de impulsión de los gases se debe mantener un gradiente de presión similar al actual generado por la chimenea, puesto que, si no se considera este aporte en la aspiración, se afecta la quema y por lo tanto el producto final. El gradiente de presión o tiro de la chimenea se explica en la sección 5.3 FLUJO MÁSSICO DE GASES subsection.5.3. Se tiene en cuenta la caída de presión generada por los gases al paso por ductos, intercambiador de calor y chimenea para calcular el ventilador. En la figura 56 Pérdidas sistema de impulsión gases de combustión figure.56 se presenta el circuito de pérdidas en el sistema de impulsión de los gases.

Figura 56: Pérdidas sistema de impulsión gases de combustión



Fuente: Autor del proyecto

Se aplica la ecuación de continuidad en el sistema, para conocer la altura que debe levantar el ventilador, como se describe a continuación:

$$Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{g\rho_g} + H_{req} = Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{g\rho_g} + H_L - \frac{\Delta P_{chimenea}}{g\rho_g} + \frac{\Delta P_{col}}{g\rho_g} \quad (35)$$

Donde:

- Z_1 Es la altura del horno que es la referencia $Z_1=0$
- V_1 Velocidad de los gases en el horno es inferior a la alcanzada a la salida de la chimenea por lo tanto se desprecia
- $P_1=P_2$ Es la presión atmosférica
- H_{req} Altura (metros columna de aire) a levantar por el ventilador
- Z_2 Altura de la chimenea
- V_2 Velocidad de los gases a la salida de la chimenea
- H_L Pérdidas en el sistema
- $\Delta P_{chimenea}$ Gradiente de presión generado por la chimenea
- ΔP_{col} Peso de la columna de gas presente en la chimenea

El punto de operación crítico se presenta cuando la temperatura de los gases a la salida del recuperador es de 180°, puesto que genera mayor caída de presión, el sistema debe vencer una presión de 3.22 Kpa. Se selecciona un ventilador marca SOLER & PALAU ⁴ del tipo centrifugo tubular, puesto que este tipo presenta mejor rendimiento a estas condiciones de operación. El modelo seleccionado fue BIL 450 y tiene las siguientes características:

- ◆ Caudal: 2.31 m³/s
- ◆ Presión: 3.7 KPa
- ◆ Diámetro de la turbina: 455 mm
- ◆ Velocidad del motor: 2885 rpm
- ◆ Potencia del motor: 9.94 Hp

En el anexo 9 se presentan los puntos de operación, las especificaciones y dimensiones detalladas del ventilador.

⁴ Soler & Palau ventilation group ofrece una gama de productos de ventilación, tanto industrial como doméstica, con soluciones adecuadas para cada necesidad y con un constante trabajo de actualización para facilitar a los usuarios no sólo la elección del modelo idóneo, sino el diseño preciso para realizar instalaciones de una manera cómoda, segura y con garantías.

8.3. CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA RECUPERADOR DE CALOR

En el cuadro 18 Características: intercambiador de calor del sistema table.18 se presentan las características geométricas del intercambiador de calor del sistema de recuperación de la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S.

Cuadro 18: Características: intercambiador de calor del sistema

ITEM	VALOR
Área superficial	52.46 [m ²]
Alto	0.669 [m]
Ancho	0.563 [m]
Largo	0.563 [m]
Número pasos aire	29
Número de pasos gases	28
Número de aletas entre placas	57
Distancia entre placas	9.5 [mm]
Materiales	Acero inoxidable AISI 304L
Materiales ductos de impulsión	Acero galvanizado

Fuente: Autor del proyecto

En el cuadro 19 Costos de equipostable.19 se presenta el precio de los equipos que integran el sistema recuperador de calor.

Cuadro 19: Costos de equipos

ITEM	REFERENCIA	PRECIO [pesos]
Intercambiador de calor	Acero Inoxidable AISI 304L	52,848,900
Ductos de impulsión	Acero galvanizado	2,100,000
Ventilador centrífugo tubular	BIL 450	13,000,000

Fuente: Autor del proyecto

El costo total del sistema recuperador de calor para la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S. que incluye las especificaciones del cuadro 18 Características: intercambiador de calor del sistema table.18, los equipos del cuadro 19 Costos de equipostable.19, costo de bombeo anual (el cuadro 54 Resultados condición máxima, cuando $T_{as} = 160$ °C figure.54 incluye costo de bombeo y construcción) y el costo del montaje, es de 97,000,000 pesos.

8.4. RETORNO DE LA INVERSIÓN

En el sistema actual para el secado artificial auxiliar se utiliza una hornilla, que se pone en funcionamiento cuando el secado artificial principal y el secado natural no cumplen con las demandas de la producción. Lo que se pretende es que el sistema recuperador disminuya el impacto ambiental que genera el sistema actual y por otra parte, que reemplace el consumo de carbón en la hornilla. Siendo este último objetivo el que representa beneficio económico para la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S., por lo tanto el retorno de la inversión del sistema recuperador involucra los costos asociados al consumo de energía en la hornilla. Para determinar el tiempo de retorno de inversión del sistema recuperador se tiene en cuenta:

- Calor cedido por el recuperador de calor al aire que irá a los secaderos: $Q_a=549.9$ kW.
- Tiempo de operación del sistema recuperador de calor: 45 horas.
- Pérdidas de calor generadas por convección y radiación de los gases con la pared de la hornilla y pérdida de calor generada por infiltraciones, aproximadamente el 30 % del calor entregado por el carbón.
- Poder calorífico del carbón: $q_c=29545$ KJ/Kg.
- La combustión tiene una eficiencia del 80 %.
- Precio del carbón: 100,700 pesos por 1.55 toneladas.
- Costo del sistema recuperador de calor: 97,000,000 pesos.

Se determina la cantidad de carbón m_c que genera la misma energía otorgada por el sistema recuperador de calor. Donde se tiene en cuenta la energía entregada por el carbón y las pérdidas de calor generadas en la hornilla.

$$Q_a = 0,8 (\dot{m}_c q_c) + Q_{perdidas,hornilla} \quad (36)$$

Despejando 36RETORNO DE LA INVERSIÓNequation.8.36 y teniendo en cuenta el tiempo de operación, se obtiene que la cantidad de carbón por quema es de $m_c=6.28$ Ton. En total al año se hacen 48 quemas, por lo tanto el costo anual de carbón utilizado en la hornilla es de 19,600,000 pesos. Encontrando así, que el tiempo de retorno de la inversión es el costo total del equipo dividido en el ahorro que genera anualmente retirar el funcionamiento de la hornilla, y es equivalente a 5 años.

9. SISTEMA RECUPERADOR DE CALOR: PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

Figura 57: Plano 1. Planta LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S.

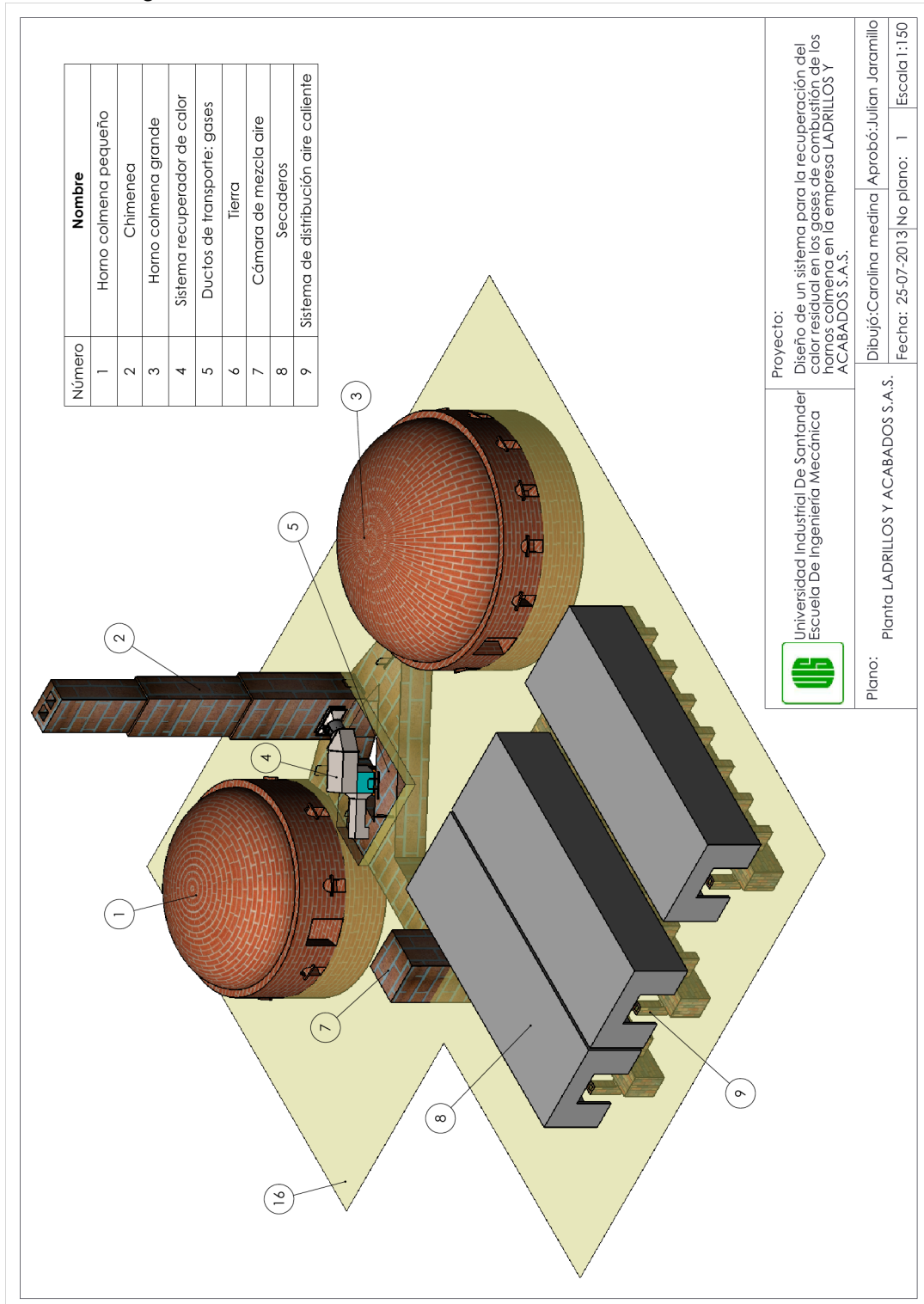


Figura 58: Plano 2. Planta LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S.

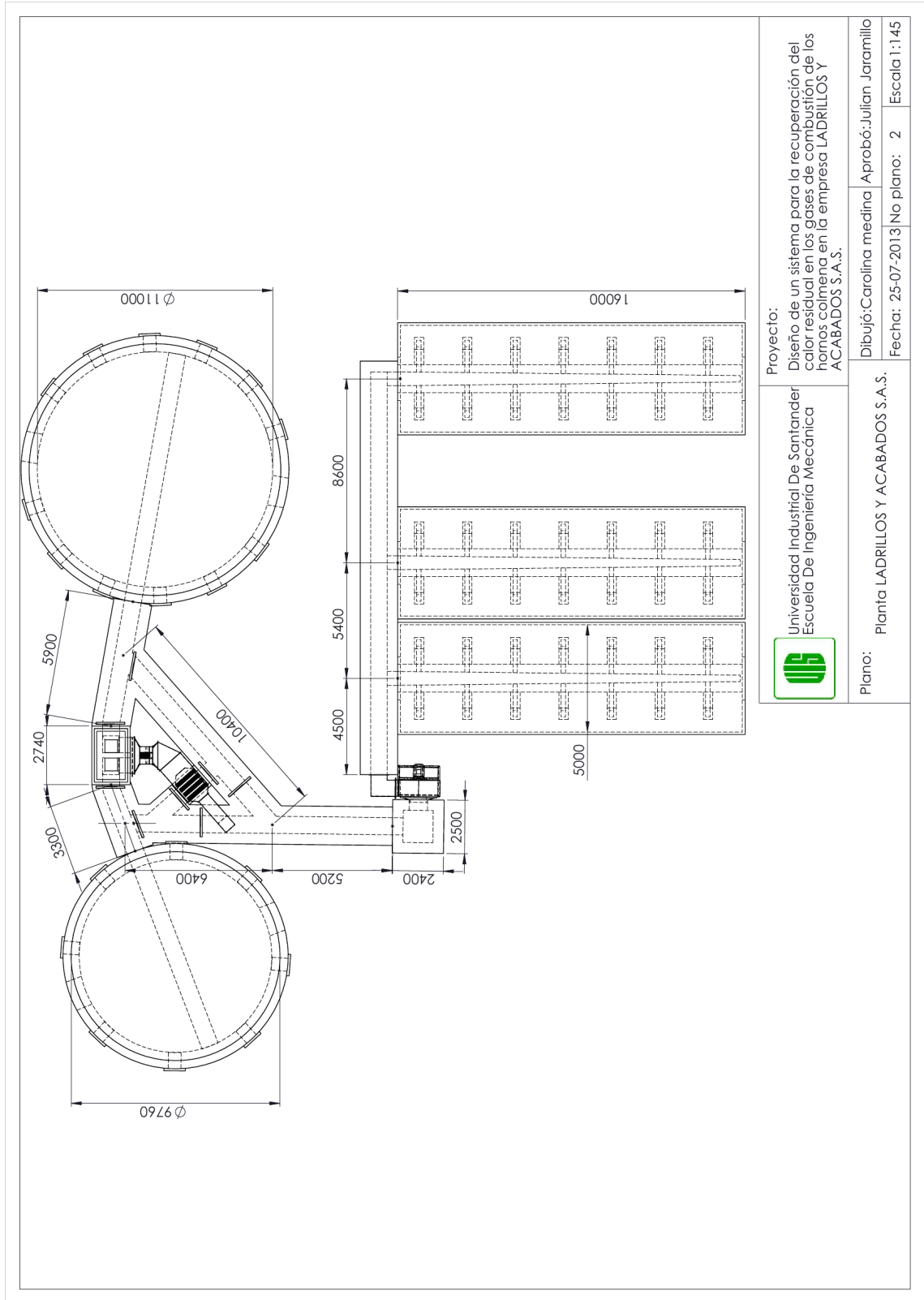


Figura 59: Plano 3. Sistema de recuperación de calor

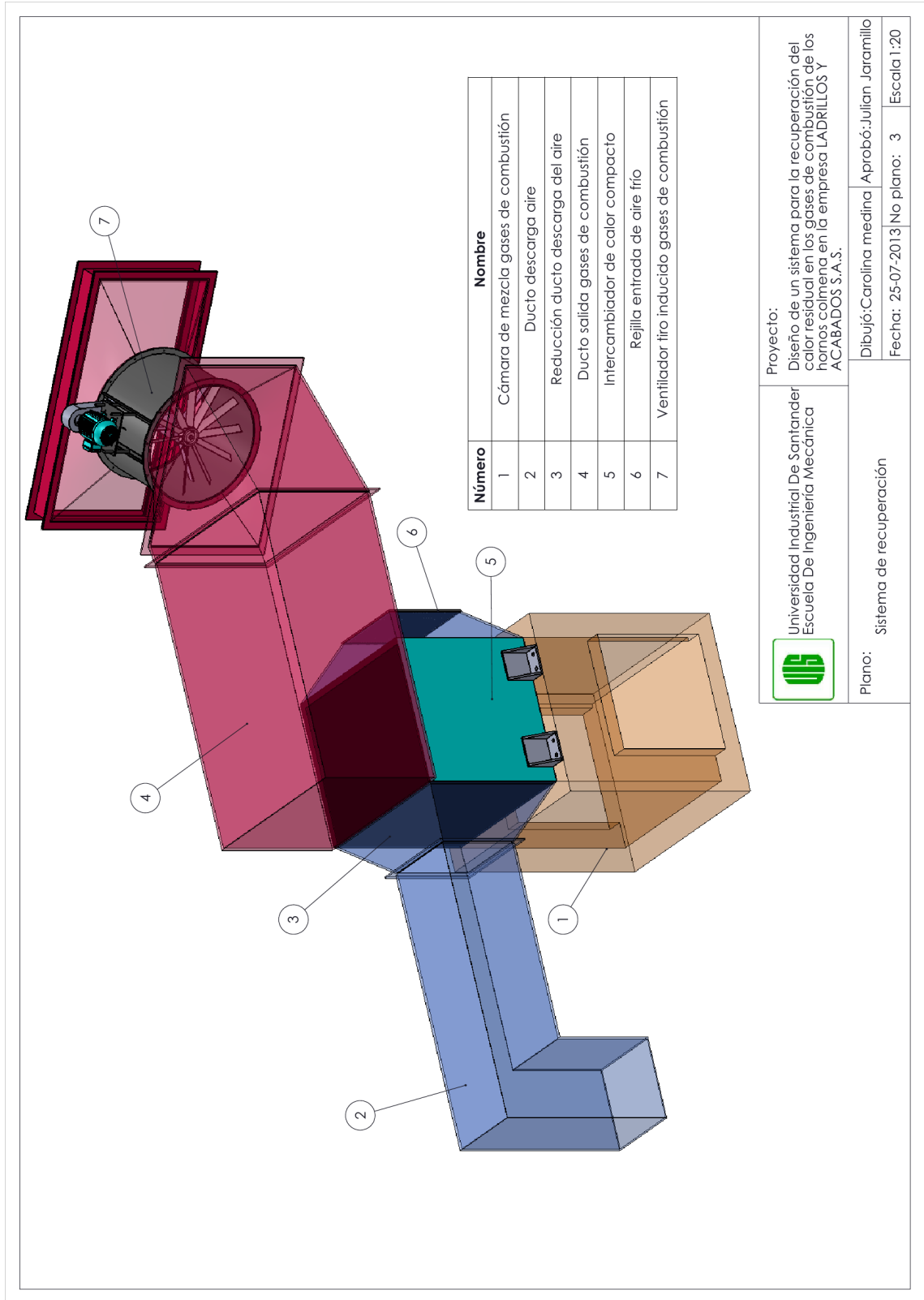


Figura 60: Plano 4. Intercambiador de calor

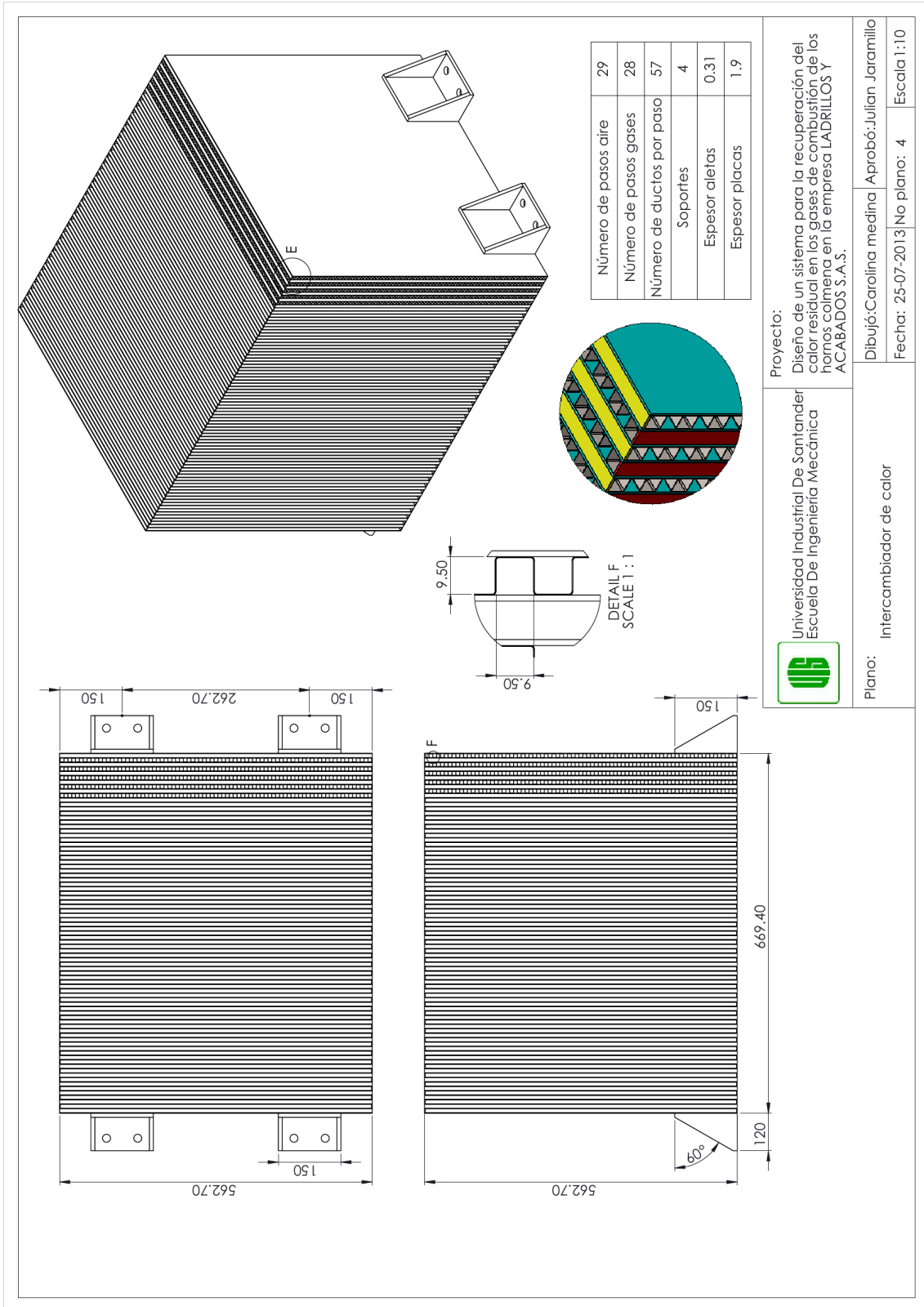
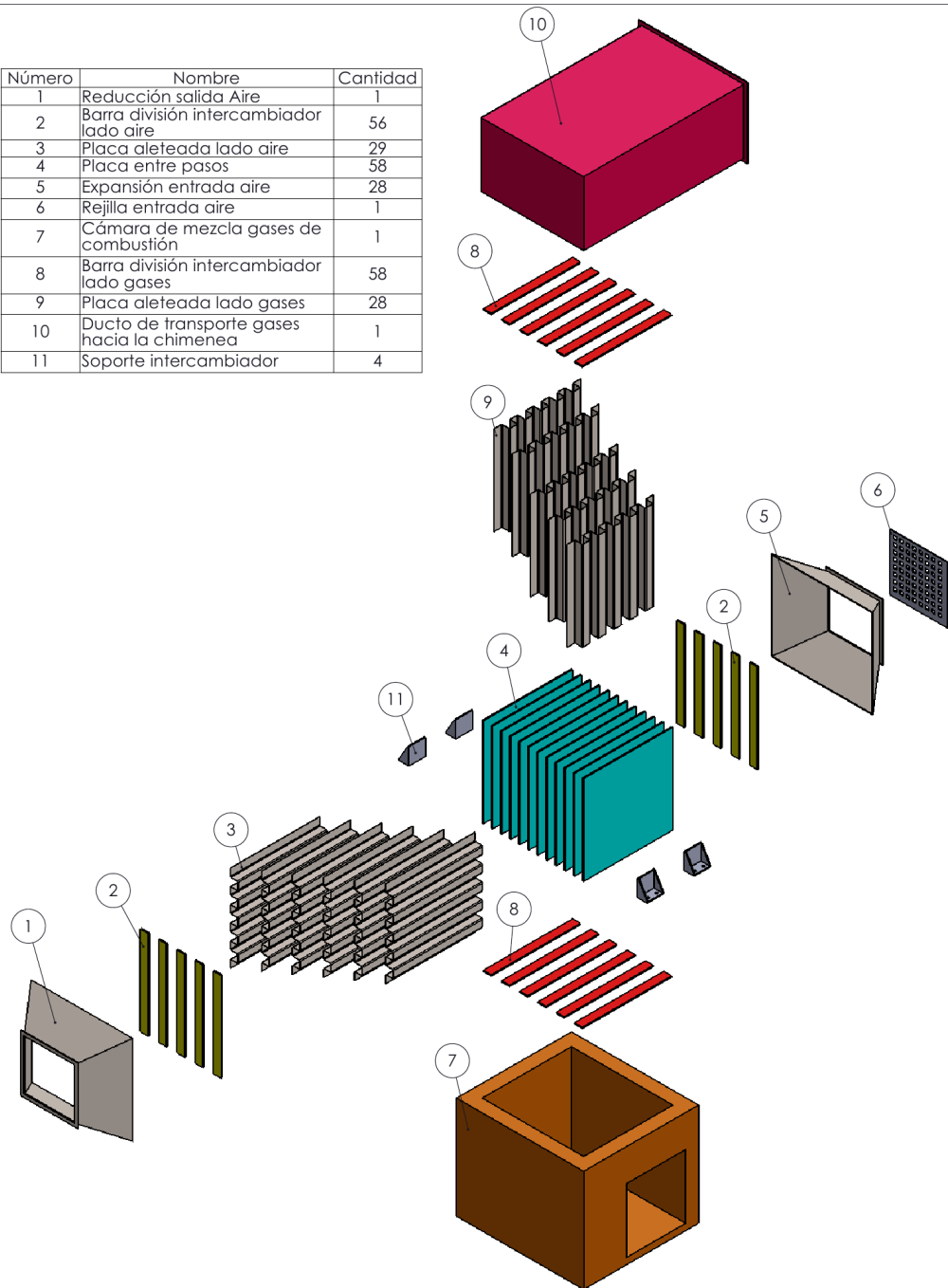


Figura 61: Plano 5. Montaje: sistema de recuperación de calor

Número	Nombre	Cantidad
1	Reducción salida Aire	1
2	Barra división intercambiador lado aire	56
3	Placa aleteada lado aire	29
4	Placa entre pasos	58
5	Expansión entrada aire	28
6	Rejilla entrada aire	1
7	Cámara de mezcla gases de combustión	1
8	Barra división intercambiador lado gases	58
9	Placa aleteada lado gases	28
10	Ducto de transporte gases hacia la chimenea	1
11	Soporte intercambiador	4



Universidad Industrial De Santander
Escuela De Ingeniería Mecánica

Proyecto:

Diseño de un sistema para la recuperación del calor residual en los gases de combustión de los hornos colmena en la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S.

Plano:

Montaje del sistema recuperador de calor

Dibujó: Carolina medina

Aprobó: Julian Jaramillo

Fecha: 25-07-2013

No plano: 5

Escala 1:20

10. CONCLUSIONES

- Se diseñó un sistema para la recuperación del calor residual en los gases de combustión generados en la etapa de quema plena.
- Se encontraron tres proyectos enfocados en eficiencia energética en la industria ladrillera: Colciencias, ahorro de energía en la industria cerámica [25]; Ministerio de minas y energía de Colombia, determinación de la Eficiencia Energética del Subsector Industrial de Ladrillo, Vidrio y Cerámica [24]; Cámara de comercio de Bogotá, Guía metodológica para el uso eficiente de la energía en el sector: Producción de Ladrillos [4]. Para que la empresa tenga como referencia estos proyectos cuando se vaya a implementar alguna mejora en la eficiencia energética.
- Se desarrolló un modelo matemático el cual calcula la temperatura de los gases dentro del horno colmena, teniendo en cuenta los fenómenos de transferencia de calor y masa y cálculo de propiedades de los gases.
- Se realizó un estudio de datos de temperatura experimentales en el horno colmena, en el ducto de descarga y en la chimenea de la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S. y se compararon con el modelo matemático validando los resultados de este.
- Se encontró un estudio para la optimización energética en la fabricación de baldosas cerámicas mediante el uso de aceite térmico [13], donde se usa combustible gas natural, esta alternativa se tuvo en cuenta en el estudio preliminar del diseño del sistema de recuperación.
- Se elaboró un diagrama de flujo de los procesos llevados a cabo para la fabricación de los distintos productos, donde se demostró que se puede aprovechar el tiempo de quema plena para implementar de forma simultánea la recuperación de calor.

- Se definieron cinco (5) alternativas para el sistema de recuperación, basados en el estudio experimental de temperatura realizado en la empresa. La alternativa viable teniendo en cuenta planta física, capacidad de adquisición y la relación costo - beneficio, es el sistema recuperador de calor utilizando un intercambiador de placas aleteadas en flujo cruzado.
- El aumento de la eficiencia al poner en funcionamiento el sistema recuperador de calor se ve reflejado en la capacidad del proceso de fabricación. Se contaría con mas piezas para la siguiente quema o para poner los dos hornos en funcionamiento al mismo tiempo, generando más productos en proceso.
- Al implementar este sistema recuperador de calor en el proceso de cocción, la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S. cumplirá con el artículo 33 de la resolución 909: normas y estándares de emisión admisibles de contaminantes a la atmósfera por fuentes fijas del Ministerio De Ambiente, Vivienda Y Desarrollo Territorial 2008, donde se comunica que la temperatura de los gases emitidos por las industrias de fabricación de productos de cerámica refractaria, no refractaria y de arcilla no deben exceder los 180°C durante la etapa de máximo consumo de combustible.

11. RECOMENDACIONES

- Complementar el estudio del proceso de difusión del agua dentro de los productos presentes en el horno en el modelo matemático.
- Cerrar el modelo matemático realizado para el horno con el sistema de escape de los gases de combustión al ambiente.
- Construir un prototipo del intercambiador de calor e instalarlo en la empresa para:
 - Analizar los efectos de los gases de combustión sobre la superficie de transferencia de calor.
 - Detallar como el gradiente de presión generado por la chimenea se ve afectado al obstruir o desviar los gases a través del intercambiador.
 - Observar y registrar el comportamiento de la temperatura antes y después del intercambiador
- Se debe tener especial cuidado en la aplicación del mantenimiento en el equipo, ya que el combustible utilizado contiene suficiente material particulado como para dañar la superficie del sistema de recuperación de calor.
- Considerar el gradiente de presión generado por la chimenea al momento de instalar el sistema, puesto que si se ve alterado por cualquier obstáculo o desviación y no se induce el tiro, el producto final se verá afectado.

12. REFERENCIAS

- [1] ASANO, K. *Mass Transfer from fundamentals to modern industrial applications*. WILEY-VCH. 2006.
- [2] ASHRAE. *Handbook : HVAC Applications, chapter 37*. USA & Canadá: ASHRAE, 2011. p 37.1 – 37.14.
- [3] BAUKAL, C. *Heat Transfer in Industrial Combustion*. CRC Press, 2000.
- [4] Cámara de comercio de Bogotá. *Guía metodológica para el uso eficiente de la energía en el sector: Producción de Ladrillos*. Bogotá febrero 1 de 2011.
- [5] CENGEL, Y. *Heat and mass transfer. A practical approach*, 1^{er}a edición. Mc Graw Hill, 2007. 853p.
- [6] D'ADAMO, J. *Transferencia de calor y masa: Tablas*, Universidad de Buenos Aires. Buenos Aires, Argentina.
- [7] FERNÁNDEZ, P. *Centrales Térmicas*, 1^{er}a edición. <http://libros.redsauce.net/>. 568-593 p.
- [8] GELVEZ, O. *Transferencia de calor*. Versión no publica. Colombia, 2006.
- [9] INCROPERA, F. *Fundamentals of heat and mass transfer*, 7^{ma} edición. USA: John Wiley & Sons, 2011. p 67-861.
- [10] MANTILLA, S. & ARDILA, L. *Desarrollo de una propuesta de optimización energética de los hornos colmena de la empresa ladrillos y acabados S.A.S*. Bucaramanga, 2011. Trabajo de grado(Ingeniero

Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica.

- [11] División de ingeniería de CRANE *Manual: Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. Universidad de Guadalajara: McGraw-Hill. 16-42p.
- [12] MARADEY, J. *Termodinámica aplicada*, 1^{ra} edición. Colombia: Universidad industrial de Santander, 2002. 641 p.
- [13] MEZQUITA, A y otros. *Optimización energética en la fabricación de baldosas cerámicas mediante el uso de aceite térmico*. Boletín de la sociedad española de cerámica y vidrio. España. 2012.
- [14] MILLS, A. *Transferencia de calor*. University of California, Los Angeles: McGraw-Hill, 1997. 922p.
- [15] Ministerio de ambiente, vivienda y desarrollo territorial *Resolución 909: normas y estándares de emisión admisibles de contaminantes a la atmósfera por fuentes fijas*. Colombia, 2008.
- [16] MORAN, M. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley and Sons, 2006.
- [17] MOTT, R. *Mecánica de Fluidos*, 6^{ta} edición. México, DF: Pearson Educación, 2006. p 242.
- [18] MULLINGER, P. & JENKIS, B. *Industrial and process furnaces: Principles, Design and Operation*. Elsevier. 2008.
- [19] PERRY, R. & GREEN, Don W.. *Perry's Handbook of CHEMICAL ENGINEER'S*, 8^{ra} edición. University of Kansas: McGraw-Hill, 2008. p 5.30 – 5.34.

- [20] RAMÍREZ, M., HUACÚZ, L & TRÁPAGA, G. *Mathematical modeling of pottery production in different industrial furnaces, Journal of materials engineering and performance*. vol.17 no.5, 2008.
- [21] RAMESH, S. & DUŠAN, S. *Fundamentals of heat exchangers design*, 1^{ra} edición. New Jersey: John Wiley & Sons, 2003. p 912.
- [22] ROHSENOW, W., HARTNETT, J. & CHO, Y. *Handbook of HEAT TRANSFER*, 3^{ra} edición. Massachusetts Institute of Technology: McGraw-Hill, 1998. p 4.34.
- [23] SUNIL, G. *Simulation of ceramic furnaces using one-dimensional model of heat transfer - Part I: Model development and validation*. Indian Institute of Technology, New Delhi. Department of Mechanical Engineering, India.
- [24] Trabajo investigativo Ministerio de minas y energía. *Determinación de la Eficiencia Energética del Subsector Industrial de Ladrillo, Vidrio y Cerámica*. Colombia Octubre de 2011.
- [25] UPME y COLCIENCIAS. *Ahorro de energía en la industria cerámica*. Universidad del atlántico, Universidad Autónoma de Occidente Colombia. 15 – 23p.
- [26] VILLASEÑOR, J. *Tema 5: Chimeneas*. Universidad de castilla – La Mancha, 2008.

ANEXOS

ANEXO A: PROPIEDADES DE LOS GASES

El cálculo de las propiedades se realizó teniendo en cuenta el aporte de cada gas que componen los gases de combustión. Para conocer el tipo y cantidad de estos gases, se hizo un análisis de la combustión [6][19] [12]; para esto necesitamos el análisis último del carbón mineral, este nos permitió conocer el contenido en porcentaje de carbono (C), nitrógeno (N), oxígeno (O), hidrógeno (H), agua y otros componentes presentes en el combustible.

Composición del combustible y los productos

El número de moles de un componente en una solución se define como:

$$n_i = \frac{m_i}{M_i} \quad (37)$$

Donde:

n_i es el número de moles del componente en la solución

m_i es la masa del componente en la solución

M_i Peso molecular del componente en [g/mol]

Existen varias formas de especificar la composición de una solución compuesta por las especies químicas **1,2,..., k**. La cantidad relativa de un componente cualquiera **i** se puede expresar en términos de su fracción molar x_i , definida por

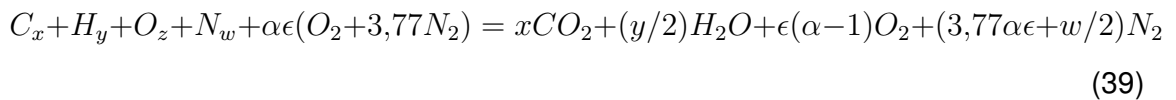
$$X_i = \frac{n_i}{n} \quad (38)$$

Donde, $n = \sum_i n_i$ es el número total de moles de todas las especies en la solución. Se cumple que la suma de las fracciones es igual a la unidad, es decir $\sum_i X_i = 1$.

Estequiometría de la combustión

En la combustión, como en toda reacción química, se forman nuevos compuestos a partir de los que originaron la reacción. Sin embargo, el número de átomos de cada

elemento involucrado permanece invariable. A las sustancias que inician la reacción se las llama reactivos, y a aquellas que resultan de ella se las llama productos. Los productos que se forman son dióxido de carbono (CO_2), agua (H_2O), nitrógeno (N_2), oxígeno (O_2), dióxido de azufre (SO_2) (si el combustible contiene azufre) y pueden aparecer óxidos de nitrógeno (NO_x), dependiendo de la temperatura, la cantidad de oxígeno en la reacción y, sobre todo de la presión. La ecuación general para la combustión completa de un combustible con aire en exceso es:



Donde:

- x, y, z, w Son las moles de los elementos que contiene el carbón
- α es el aire en exceso necesario para una combustión completa
- ϵ es el número de moles de oxígeno teórico

$$\epsilon = x + y/4 - z/2 \quad (40)$$

El balance de esta ecuación permite encontrar los coeficientes para cada compuesto, estos coeficientes serán las moles de cada compuesto. Esta ecuación puede balancearse rápidamente si se cuenta en primer lugar los átomos de C, después los de H y, por último, los de O.

Cálculo de las propiedades de los gases

Con el análisis último del carbón utilizado en la empresa LADRILLOS Y ACABADOS S.A.S. y un exceso de aire de 120 %, se hizo el balance estequiométrico de la ecuación de combustión (39 Estequiometría de la combustión equation.12.39), con el fin de conocer la composición de los productos. Se trabajó en términos de fracciones molares.

La densidad ρ de una solución gaseosa ideal a la temperatura T , es la suma de las densidades ρ_i por las fracciones molares X_i de los componentes puros que la constituyen a la temperatura:

$$\rho = \sum_i X_i \rho_i \quad (41)$$

Esto se puede aplicar para evaluar cualquier propiedad de los gases necesaria para calcular coeficientes de transferencia de calor, acumulación de energía, etc. A partir de la temperatura que llevan los gases, de tablas se obtienen las propiedades para cada elemento puro y del balance de la ecuación de combustión se conoce las fracciones molares de cada componente de los gases de combustión.

Calculo del Poder Calorífico

La entalpía o calor estándar de combustión a presión constante ΔH° expresa el flujo de calor por Kg de combustible arrojado por la combustión. El negativo del calor de combustión es llamado poder calorífico del combustible.

$$-\Delta H^\circ = q^\circ$$

Para los combustibles que contienen hidrógeno, si el agua de los productos está en fase líquida a la temperatura T , el calor desprendido será mayor que cuando el agua se encuentra en fase gaseosa a esa misma temperatura. Esto debido a que una cantidad extra de energía, igual a la necesaria para vaporizar el agua, se libera cuando ocurre el cambio de fase a T . Esta diferencia define los llamados poder calorífico superior q_s° y poder calorífico inferior q_i° .

El poder calorífico superior e inferior en $[KJ/Kg]$ para combustibles sólidos se calculan mediante la ley de Dunlong y Petit de la siguiente manera:

$$q_s^\circ = 33830C + 144300(H - \frac{1}{8} * O) + 9420S \quad (42)$$

$$q_i^\circ = q_s^\circ - 22000H - 2440W \quad (43)$$

Donde C ,H, O, S y W son los porcentajes en masa de carbono, hidrógeno, oxígeno, azufre y humedad respectivamente, dichos valores se obtienen del análisis ultimo del carbón.

ANEXO B: ESPECIFICACIONES HORNO COLMENA

Especificaciones geométricas y propiedades del horno colmena grande

- Diámetro interno: 11 [m]
- Espesor de las paredes: 0.76 [m]
- Espesor de la cúpula: 0.3 [m]
- Dimensiones de las puertas: 2×1.5 [m]
- Espesor de la puerta: 0.1 [m]
- Altura del horno: 5.75 [m]
- Consumo de carbón: 21 [Ton]
- Conductividad Térmica de las paredes del horno: 0.658 [W/m K]
- Conductividad Térmica de los productos: 0.94 [W/m K]
- Conductividad Térmica de las puertas: 0.658 [W/m K]
- Conductividad Térmica de la tierra: 1.5 [W/m K]
- Emisividad Térmica de las paredes del horno: 0.91
- Emisividad Térmica de los productos: 0.94
- Emisividad Térmica de las puertas: 0.91

ANEXO C: MARCO TEÓRICO MODELO MATEMÁTICO

MODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

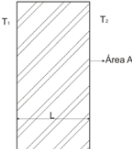
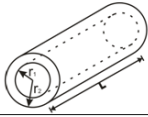
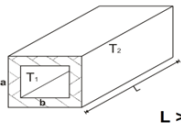
Conducción

El flujo de calor es con frecuencia multidimensional, o sea ocurre en dos o tres dimensiones distintas. Para resolver problemas de conducción entre dos superficies isotermas se puede definir un factor de forma para ciertas configuraciones. El factor de forma para la conducción **S** se define de manera que el flujo de calor \dot{Q} sea:

$$\dot{Q} = kS\Delta T \quad (44)$$

Donde, $k [W/mK]$ es la conductividad térmica y $\Delta T [K]$ es el delta de temperatura. En el cuadro 20 Factores de forma en la conducción en régimen estacionario para usarse con la ecuación (44) se observan algunos factores de forma, se debe tener en cuenta que para aplicar estos factores no debe existir generación de calor interna y la conductividad térmica k debe ser constante.

Cuadro 20: Factores de forma en la conducción en régimen estacionario para usarse con la ecuación (44)

Configuración	Factor de forma S
Caso 1. Pared plana	 $S = \frac{A}{L}$
Caso 2. Cilindros concéntricos	 $\frac{2\pi L}{\ln(r_2/r_1)}$
Caso 3. Prismas cuadrados concéntricos	 $S = \frac{2\pi L}{0,93 \ln(\frac{b}{a}) - 0,0502} \quad \text{Para } \frac{b}{a} > 1,4$ $S = \frac{2\pi L_{ch}}{0,785 \ln(\frac{b}{a})} \quad \text{Para } \frac{b}{a} < 1,4$ <p style="text-align: center;">$L \gg a$</p>

Fuente: Autor del proyecto.

Convección

La transferencia de calor convectiva es el término que se usa para describir la transferencia de calor de una superficie a un fluido en movimiento o viceversa. El flujo puede ser forzado o natural (libre), así como puede ser laminar o turbulento. Los cálculos relacionados con la transferencia de calor por convección son de naturaleza distinta a la conducción ya que se deben calcular los coeficientes de transferencia de calor a partir de correlaciones de datos experimentales; esto se debe a que las ecuaciones diferenciales que rigen la convección sólo tienen solución analítica para los flujos más sencillos. Para la mayor parte de los flujos que se encuentran en la práctica la solución debe obtenerse a partir de datos experimentales. La mejor manera de correlacionar los datos experimentales para el coeficiente de transferencia de calor convectiva es en función de los grupos adimensionales Reynolds, Grashof y Nusselt.

La velocidad de transferencia de calor por convección es aproximadamente proporcional a la diferencia entre la temperatura de la superficie T_s y la temperatura de la corriente libre del fluido T_e , el área de la superficie A_s y la constante de proporcionalidad que se conoce como coeficiente de transferencia de calor por convección h_c :

$$\dot{Q}_c = A_s h_c (T_e - T_s) \quad (45)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección cuantifica la influencia de las propiedades del fluido, de la superficie y del flujo cuando se produce transferencia de calor por convección. Depende del tipo de flujo, laminar o turbulento.

Convección Natural

Un fluido caliente tiende a elevarse. Esto se debe a la fuerza de empuje producida por la acción conjunta de las diferencias de densidad y el campo gravitatorio terrestre. Cuando aparecen estos flujos se dice que hay convección natural, libre o por

empuje. Siempre que un fluido se calienta o enfría en un campo gravitatorio, existe la posibilidad de que se produzca la convección natural. Los flujos por convección natural pueden ser externos o internos. Un ejemplo de flujo externo son el desplazamiento vertical de un fluido sobre una pared caliente o el flujo de una columna de humo que sale de la chimenea. Las velocidades asociadas con la convección natural son relativamente pequeñas; su valor no es muy superior a 2 [m/s]. Por lo tanto, los coeficientes de transferencia de calor en la convección natural tienden a ser mucho menores que los de la convección forzada.

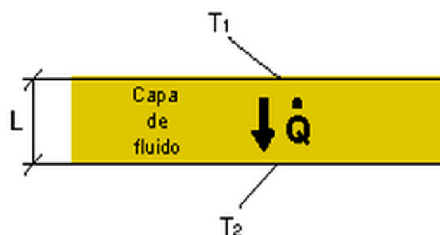
A continuación se presentan los números adimensionales necesarios para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectiva:

- **Coefficiente de expansión volumétrica β** : representa la variación de la densidad respecto a la temperatura, a presión constante para un gas ideal.

$$\beta = \frac{1}{T_{media}} \quad (46)$$

- **Número de Nusselt N_u** : representa la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si sólo existiese conducción. Se considera una capa de fluido de espesor L con sus superficies a diferentes temperaturas T_1 y T_2 , $T_1 > T_2$, $DT = T_1 - T_2$, como se muestra en la figura 62. Capa de fluido figure.62.

Figura 62: Capa de fluido



Fuente: Autor del proyecto.

El flujo de calor debido a la convección será: $\dot{q}_{conveccion} = h DT$, mientras que el flujo de calor si sólo existiera conducción sería $\dot{q}_{conduccion} = \frac{k}{L} DT$. Dividiendo

ambas expresiones:

$$\frac{\dot{q}_{conveccion}}{\dot{q}_{conduccion}} = \frac{hDT}{\frac{k}{L}DT} = \frac{hL}{k} = Nu \quad (47)$$

Por lo general $L=L_c$ longitud característica, para un tubo circular $L=D$ diámetro interior del tubo y para un tubo no circular $L=D_h$ diámetro hidráulico. El diámetro hidráulico se define como $D_h = \frac{4A_c}{P_m}$, donde A_c es el área sección transversal del tubo y P_m perímetro de la sección transversal.

- **Número de Grashof G_r :** representa la relación de las fuerzas de flotación respecto a las viscosas. Proporciona un criterio para determinar si el flujo es laminar o turbulento en convección natural.

$$G_{rL} = \frac{g\beta(T_{sup} - T_{amb})L_c^3}{\nu^2} \quad (48)$$

Donde:

g	Cte gravedad 9.81 [m/s ²]
β	Coeficiente de expansión volumétrica [K ⁻¹]
T_{sup}	Temperatura superficie [K]
T_{amb}	Temperatura ambiente [K]
L_c	Longitud característica
ν	Viscosidad cinemática [m ² /s]

La transición de la capa límite en convección natural depende de la magnitud relativa de la flotabilidad y las fuerzas viscosas del fluido y se relaciona con el **Número de Rayleigh**.

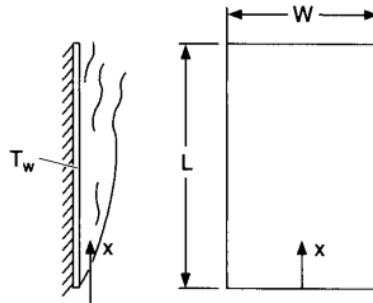
$$Ra_L = G_{rL}Pr \quad (49)$$

Correlaciones Empíricas en la convección natural interna y externa

Para conocer los efectos de la convección natural en superficies internas y externas es necesario utilizar correlaciones empíricas que proveen el número de Nusselt promedio para diferentes configuraciones.

■ Convección natural sobre una placa vertical [22]

Figura 63: Convección natural sobre pared vertical



Fuente: Warren Rohsenow: Handbook of HEAT TRANSFER

En la figura 63 Convección natural sobre pared vertical figure.63 se aprecia una capa límite de convección natural sobre una placa vertical. En el extremo inferior se forma una capa límite laminar y la transición a una capa límite turbulenta que ocurre cuando el número de Rayleigh alcanza un valor crítico de $R_{ax} \simeq 10^9$. El número de Nusselt se calcula para diferentes rangos del R_a .

- Si $R_a \leq 10^9$ el flujo es laminar

$$N_{u\infty} = 0,68 + \frac{0,67 R_a^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \quad (50)$$

- Si $R_a > 10^9$ El flujo es turbulento

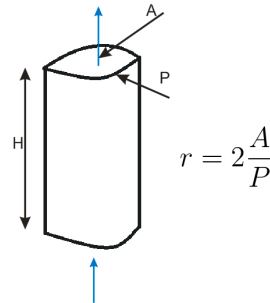
$$N_{u\infty} = 0,825 + \frac{0,387 R_a^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \quad (51)$$

■ Convección natural en canales cerrados [22]

El análisis de la convección natural presente en canales cilíndricos es de gran

importancia para la ingeniería, ya que permite estudiar el fenómeno que se produce en colectores solares de placa plana, paredes con cámaras de aire, ventanas con doble vidrio y chimeneas de tiro natural.

Figura 64: Convección natural canales cilíndricos



Fuente: Warren Rohsenow: Handbook of HEAT TRANSFER

El número de Rayleigh depende de la configuración del canal (figura 64 Convección natural canales cilíndricos figure.64).

$$R_{ar} = \frac{g\beta(T_{humos} - T_{pared})r^3}{\nu^2} \left(\frac{r}{H}\right)P_r \quad (52)$$

El número de Nusselt se puede calcular para $0,1 < R_a < 10^5$.

$$N_u = \left[\left(\frac{R_a}{16}\right)^m + \left(1,2 \frac{0,67}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{P_r}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{19}}}\right) R_a^{\frac{1}{4}}\right]^{\frac{1}{m}} \quad (53)$$

Donde $m = -1,03$

Radiación

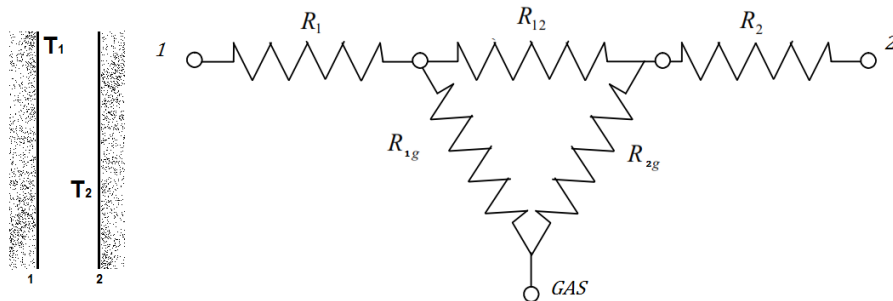
La radiación puede considerarse desde dos puntos de vista: como ondas electromagnéticas o bien en función del transporte de fotones. El medio en que se propaga puede ser o no participante. Los compuestos gaseosos de moléculas no simétricas pueden emitir y absorber radiación; las especies más importantes son: H_2O , CO , CO_2 , SO_2 y NH_3 . Un gas puede participar en el proceso de intercambio de radiación en virtud de los aerosoles que contiene. Estos aerosoles pueden ser gotas líquidas,

partículas de polvo y, lo que es muy importante, hollín en los productos de combustión. Los aerosoles no sólo pueden emitir y absorber radiación, sino que también pueden dispersarla.

Radiación entre un gas y dos superficies

Para analizar el intercambio de calor entre estas es necesario utilizar redes equivalentes (Figura 65 Red equivalente: gas gris isotérmico en el interior de un recinto formado por dos superficies grises figure.65). Donde R_1 y R_2 son las resistencias internas por radiación de las superficies 1 y 2 respectivamente, R_{12} es la resistencia interna por radiación entre la superficie 1 y 2, R_{1g} y R_{2g} son las resistencias internas por radiación entre el gas y la superficie 1 y 2 respectivamente [14].

Figura 65: Red equivalente: gas gris isotérmico en el interior de un recinto formado por dos superficies grises



Fuente: Autor del proyecto.

$$R_1 = \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1}$$

$$R_2 = \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2}$$

$$R_{12} = \frac{1}{1 - \epsilon_{gases}}$$

$$R_{1g} = R_{2g} = \frac{1}{\epsilon_{gases}}$$

Usando leyes de Kirchoff se simplifica el circuito de la figura 65 Red equivalente: gas gris isotérmico en el interior de un recinto formado por dos superficies grises figure.65, y se obtiene una resistencia térmica equivalente:

$$R_{eq} = \frac{R_{12}(R_{1g} + R_{2g})}{R_{12} + R_{1g} + R_{2g}} + R_1 + R_2$$

La transferencia de calor entre las superficies está dada por:

$$\dot{Q}_{12} = \frac{\sigma A(T_1^4 - T_2^4)}{R_{eq}} \quad (54)$$

Radiación entre un gas y un recinto de una sola superficie gris

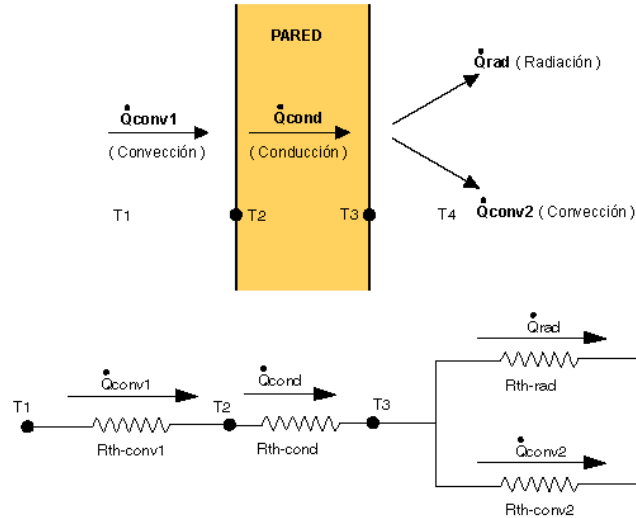
Una aproximación adecuada para el intercambio de calor bajo estas condiciones viene dada por [14]:

$$\dot{Q}_r = A_s \frac{\sigma \epsilon_s [(\epsilon_g T_g^4) - (\alpha_g T_s^4)]}{(\epsilon_s + \alpha_g) - (\epsilon_s * \alpha_g)} \quad (55)$$

- σ Constante de Stefan-Boltzmann 5.67×10^{-8} [W/m² K⁴]
- ϵ_s Emisividad de la superficie
- ϵ_g Emisividad de los gases
- α_g Absortividad de los gases
- T_s Temperatura de la superficie
- T_g Temperatura de los gases

Modos combinados de transferencia de calor en serie y paralelo

Figura 66: Modos combinados de transferencia de calor en serie y paralelo



Fuente: Autor del proyecto.

Los procesos de transmisión del calor por medio de la conducción, convección y radiación, junto con la eventual acumulación, se producen de forma simultánea y concurrente, por lo tanto es difícil discernir con exactitud la contribución de cada mecanismo en la transmisión de calor entre los ambientes y el cerramiento [9]. Normalmente la energía térmica se transmite en etapas a través de un cierto número de secciones conectadas en serie, intercalando entre ellas otras situaciones en paralelo.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv1} = \dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv2+rad}$$

$$\dot{Q} = UA(T_1 - T_4)$$

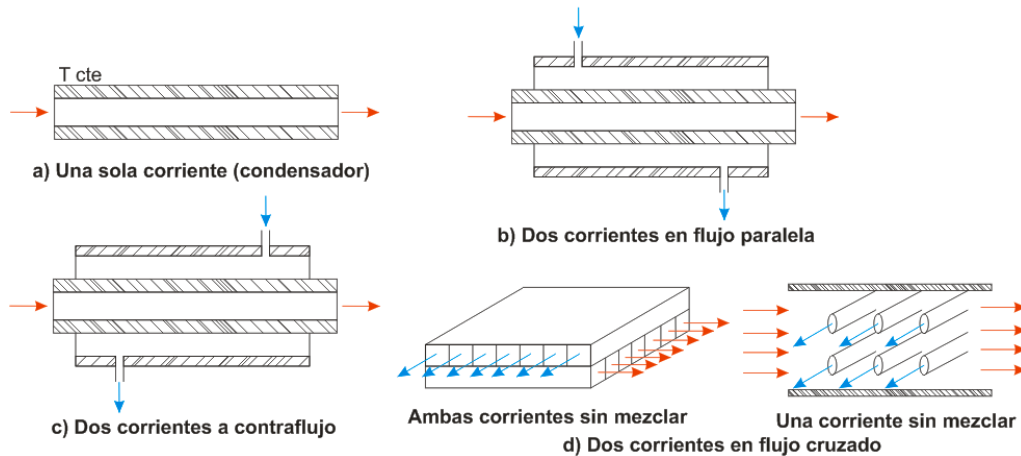
Donde U [$W/m^2 K$] es el **coeficiente global de transferencia de calor**, entonces $1/U$ es la resistencia total dada por:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{ci}} + \frac{L}{k} + \frac{1}{(h_{co} + h_r)} \quad (56)$$

ANEXO D: INTERCAMBIADORES DE CALOR

Configuraciones Geométricas Del Flujo

Figura 67: Configuraciones geométricas del flujo



Fuente: Autor del proyecto.

Las más importantes son:

- **Una sola corriente:** es un intercambiador en el que cambia sólo la temperatura de un fluido; la dirección del flujo carece de importancia. (ver figura 67 Configuraciones geométricas del flujo figura.67a)
- **Dos corrientes en flujo paralelo:** los dos fluidos fluyen en direcciones paralelas y en el mismo sentido. Su forma más simple consta de dos tubos concéntricos. En la práctica, un gran número de tubos se colocan en una coraza para formar lo que se conoce como intercambiador de coraza y tubos. El intercambiador tipo placa consiste en varias placas separadas por juntas y resulta más adecuado para bajas presiones. (ver figura 67 Configuraciones geométricas del flujo figura.67b)
- **Dos corrientes en contracorriente:** Los fluidos se desplazan en direcciones paralelas pero en sentidos opuestos. Los intercambiadores de coraza y tubos o de placas también son los más comunes. La efectividad de estos es ma-

yor que la de flujos paralelos. (ver figura 67Configuraciones geométricas del flujofigure.67c)

- **Dos corrientes en flujo cruzado:** las corrientes fluyen en direcciones cruzadas. Una o ambas corrientes pueden estar sin mezclar. Tiene una efectividad intermedia entre el flujo en contracorriente y el flujo paralelo, pero su construcción es más sencilla. (ver figura 67Configuraciones geométricas del flujofigure.67d)

Coeficiente Global De Transferencia De Calor

Este coeficiente se define en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos. El coeficiente se determina al tener en cuenta las resistencias de conducción y convección entre fluidos separados por paredes planas y cilíndricas compuestas, respectivamente. Durante la operación normal de un intercambiador, a menudo las superficie están sujetas a obstrucción por impurezas, formación de moho, u otras reacciones entre el fluido y el material de la pared. Esta deposición puede aumentar mucho la resistencia a la transferencia de calor entre los fluidos. Este efecto se puede tratar mediante la introducción de una resistencia térmica adicional, denominada factor de impureza R_f , en el cuadro 21Valores recomendados para la resistencia por ensuciamiento en el diseño de intercambiadores de calortable.21 se enumeran algunos factores de impureza. El coeficiente global de transferencia de calor se puede expresar como:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(Ah)_c} + R_f + R_w + \frac{1}{(Ah)_h} \quad (57)$$

Los subíndices c y h denotan frío y caliente respectivamente.

Cuadro 21: Valores recomendados para la resistencia por ensuciamiento en el diseño de intercambiadores de calor

Fluido	Resistencia por ensuciamiento R_f [W/m ² K] ⁻¹	Fluido	Resistencia por ensuciamiento R_f [W/m ² K] ⁻¹
Gas natural	0,0881 – 0,5528	Petroleo 6	0,528 – 1,23
Propano	0,176 – 0,528	Petroleo Crudo	0,704 – 2,64
Butano	0,176 – 0,528	Residuo Petroleo	0,881 – 3,52
Gas turbina	0,176	Coal	0,881 – 8,81
Petroleo 2	0,352 – 0,704		

Fuente: Shah Ramesh K: Fundamentals of heat exchangers design

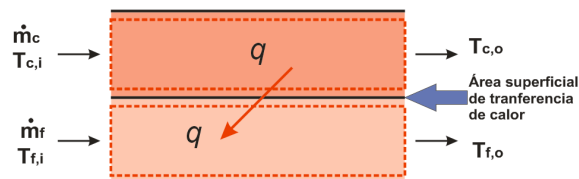
Para analizar intercambiadores de calor, existen dos métodos que se aplican de acuerdo a la relación térmica entre los fluidos.

- El método de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD siglas en ingles) que consiste en determinar un diferencia media de temperatura entre los fluidos del intercambiador de calor.
- El método de las eficiencias o relación ε vs. NTU que consiste en determinar la razón entre la máxima transferencia de calor que puede ocurrir en un intercambiador de calor y la transferencia de calor que ocurre realmente.

Método de la diferencia media logarítmica LMTD

Es esencial relacionar en la transferencia de calor las temperaturas de entrada y salida de los fluidos con el coeficiente global de transferencia de calor (U) y el área superficial total para transferir el calor. Estas relaciones se pueden obtener haciendo balances de energía globales a cada fluido. Ver figura 68 volumen de control en el intercambiador de calor figure.68.

Figura 68: volumen de control en el intercambiador de calor



Fuente: Autor del proyecto.

Para el fluido caliente

$$q = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,i} - T_{c,o})$$

Para el fluido frío

$$q = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h,o} - T_{h,i})$$

Al producto de la masa con el C_p se le llamara **C** de ahora en adelante, osea $C = \dot{m}C_p$.

Se puede obtener otra expresión útil al relacionar la transferencia de calor con la diferencia de temperatura ΔT entre los fluidos, $\Delta T = T_h - T_f$. Sin embargo como ΔT_m varia con la posición en el intercambiador, es necesario trabajar con la diferencia de temperatura media adecuada.

$$q = UA\Delta T_m$$

Intercambiador de calor de flujo paralelo

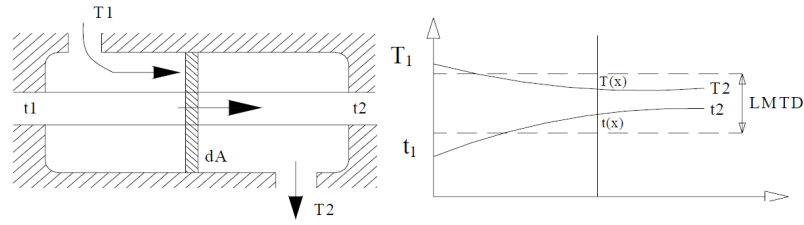
Se hace un balance de energía para cada fluido (ver figura 69 Distribuciones de temperatura para un intercambiador de calor en Flujo paralelo figure.69), teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- La única transferencia de calor es entre los dos fluidos.
- La conducción axial a lo largo del IC es insignificante.
- Los calores específicos se toman constantes.
- El producto UA es constante.
- Se trabajan con valores promedios de U y C_p .

Para un diferencial de área dA tenemos el siguiente balance de energía:

$$\delta q = -C_h \delta T \qquad \delta T = \frac{-\delta q}{C_h} \qquad (58)$$

Figura 69: Distribuciones de temperatura para un intercambiador de calor en Flujo paralelo



Fuente: Omar Gelvez: Transferencia de calor

$$\delta q = -C_c \delta t \quad \delta t = \frac{-\delta q}{C_c} \quad (59)$$

$$\delta q = U(T - t)\delta A \quad (60)$$

Restando las ecuaciones 59 e intercambiador de calor de flujo paralelo equation.12.59 y 60 e intercambiador de calor de flujo paralelo equation.12.58:

$$\delta(T - t) = -\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h}\right) \delta q \quad (61)$$

y reemplazando 60 e intercambiador de calor de flujo paralelo equation.12.60 en 61 e intercambiador de calor de flujo paralelo equation.12.61:

$$\delta(T - t) = -\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h}\right) U(T - t)\delta A \quad (62)$$

Reordenando la ecuación anterior

$$\frac{\delta(T - t)}{(T - t)} = -\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h}\right) U \delta A$$

E integrando

$$\int -d\left(\frac{T - t}{T - t}\right) = \int U \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h}\right) \delta A$$

$$\ln\left(\frac{T_2 - t_2}{T_1 - t_1}\right) = -UA \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h}\right) \quad (63)$$

Al despejar C_c y C_f de las ecuaciones del balance de energía global y sustituyendo en 63 Intercambiador de calor de flujo paralelo equation.12.63 tenemos:

$$\ln\left(\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}\right) = UA \frac{(T_2 - t_2) - (T_1 - t_1)}{q}$$

Despejando Q :

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$

$$q = UA \Delta_{LMTD} \quad (64)$$

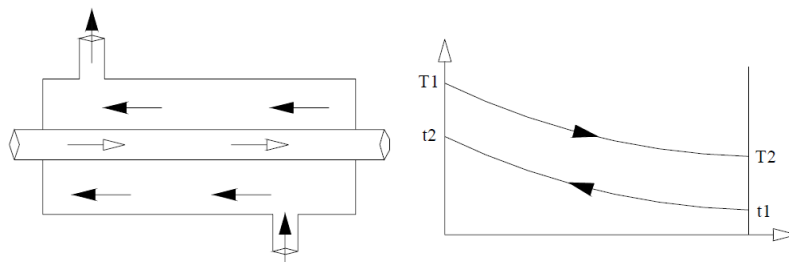
Por lo tanto la LMTD es la temperatura media adecuada. Recuerde que, para el intercambiador de flujo paralelo,

$$\Delta T_1 = (T_1 - t_1) \text{ y } \Delta T_2 = (T_2 - t_2)$$

A menudo no es conveniente suponer que el UA es constante a lo largo del intercambiador, lo que puede deberse a los efectos de entrada (mientras se desarrolla la capa límite) y a variaciones de las propiedades del fluido. Si las variaciones de las propiedades del fluido también son importantes entonces es necesario integrar la ecuación (61 Intercambiador de calor de flujo paralelo equation.12.61) en forma numérica, ya que U, C_c y C_h varían a lo largo del intercambiador.

Intercambiador de calor en contracorriente

Figura 70: Distribuciones de temperatura para un intercambiador de calor en contracorriente



Fuente: Omar Gelvez: Transferencia de calor

Con el mismo análisis del intercambiador anterior se puede demostrar que la ecuación 64 Intercambiador de calor de flujo paralelo equation.12.64 también se aplica

a este caso, pero la diferencia de temperatura en los flujos extremos la hace variar un tanto. Sin embargo, para el intercambiador en contracorriente las diferencias de temperatura en los puntos extremos se deben definir ahora como:

$$\Delta T_1 = (T_1 - t_2) \text{ y } \Delta T_2 = (T_2 - t_1)$$

Advierta que con las mismas temperaturas de entrada y salida se tiene que la LMTD en contracorriente ($LMTD_{cc}$) es mayor que la LMTD en paralelo ($LMTD_u$).

Intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado

Aunque las condiciones de flujo son más complicadas en los intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado, la ecuación 64 Intercambiador de calor de flujo paralelo equation.12.64 habitualmente se puede usar si se hace la siguiente modificación a la diferencia de temperaturas media logarítmica:

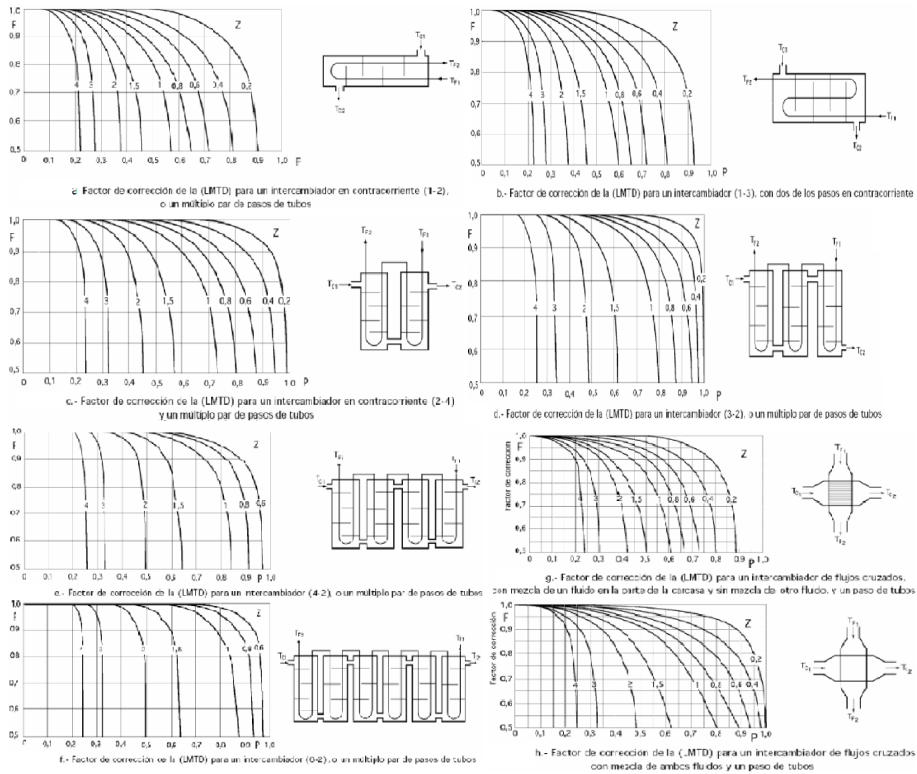
$$\Delta T_{LMTD} = F LMTD_{cc} \quad (65)$$

Es decir, la forma apropiada ΔT_{LMTD} se obtiene al aplicar un factor de corrección. Donde F es un factor que se puede determinar de gráficas, para varias configuraciones de intercambiadores de calor en función de las temperaturas. (Ver figura 71 Factor de corrección F para diferentes configuraciones figure.71)

Método de la eficiencia - NUT

Para definir la eficiencia de un intercambiador de calor, debemos determinar la transferencia de calor máxima posible q_{max} para el intercambiador. Esta transferencia se puede alcanzar en principio en un intercambiador de calor en contraflujo de longitud infinita. En tal intercambiador uno de los fluidos obtiene el ΔT máximo posible, (la temperatura de entrada del fluido caliente debe ser igual a la temperatura de salida del fluido frío o viceversa). Para ilustrar este punto, considere una situación en que $C_c < C_h$ en cuyo caso, los balance de energía globales a cada fluido $q = C_c(t_1 - t_2)$ y $q = C_h(T_1 - T_2)$, tenemos $dt > dT$. El fluido frío experimentaría entonces el cambio

Figura 71: Factor de corrección F para diferentes configuraciones



Fuente: Autor del proyecto.

de temperatura más grande y como $L \rightarrow \infty$ se calentaría a la temperatura de entrada del fluido caliente ($t_2 = T_1$). En consecuencia obtenemos:

$$q_{max} = C_c(T_1 - t_1)$$

De manera similar, si $C_c > C_h$, el fluido caliente experimenta el cambio de temperatura más grande y se enfriaría a la temperatura de entrada del fluido frío ($T_2 = t_1$), obtenemos entonces

$$q_{max} = C_h(T_1 - t_1)$$

A partir de los resultados anteriores podemos escribir la siguiente expresión general para el calor máximo

$$q_{max} = C_{min} \Delta T_{max} \quad (66)$$

Ahora se puede definir la eficiencia como la razón entre la transferencia real de calor para un intercambiador de calor y la transferencia de calor máxima posible:

$$\text{Efectividad} = \text{Calor realmente transferido} / \text{Calor máximo}$$

$$\varepsilon = \frac{q_{real}}{q_{max}} \quad (67)$$

Si el fluido frío es el que posee el C_{min} entonces: $\varepsilon = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)}$

Si el fluido caliente es el que posee el C_{min} entonces: $\varepsilon = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - t_1)}$

Relación de capacidades caloríficas

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \begin{cases} \text{Cuando el fluido caliente es el mínimo} & R = \frac{C_h}{C_c} = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} \\ \text{Cuando el fluido frío es el mínimo} & R = \frac{C_c}{C_h} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \end{cases} \quad (68)$$

Número de unidades de transferencia de calor NUT

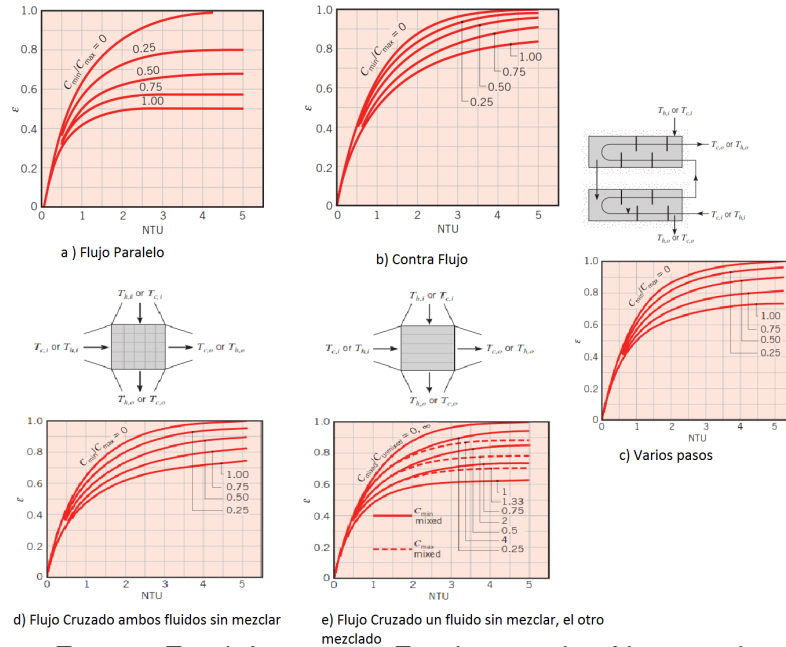
El número de unidades de transferencia de calor NUT es un parámetro adimensional que se usa ampliamente para el análisis de un intercambiador de calor y se define como:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (69)$$

Cuando tenemos área infinita en un intercambiador, el NUT se hace infinito, por lo que en un intercambiador de flujo paralelo la efectividad tiende a cero. Para cualquier intercambiador se puede demostrar que $\varepsilon = f(NUT, C_{min}/C_{max})$ donde estas relaciones se pueden encontrar en gráficas (ver figura 72 Gráficas NUT vrs ε en diferentes configuraciones figure.72) o en tablas (ver cuadros 22 Relaciones de eficiencia

de un intercambiador de calortable.22 y 23Relaciones del NUT de un intercambiador de calortable.23).

Figura 72: Gráficas NUT vrs ϵ en diferentes configuraciones



Fuente: Frank Incropera: Fundamentals of heat and mass transfer.

Cuadro 22: Relaciones de eficiencia de un intercambiador de calor

Arreglo de flujo	Relación
Tubos concéntricos	
Flujo paralelo	$\epsilon = \frac{1 - \exp(-NUT(1+R))}{1+R}$
Contraflujo	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-R)]}{1 - R \exp(-NUT(1-R))}; \quad R < 1$ $\epsilon = \frac{NUT}{1 + NUT}; \quad R = 1$
Coraza y tubos	
Un paso por la coraza (2,4... pasos de tubos)	$\epsilon = 2 \left\{ 1 + R + (1 + R^2)^{1/2} \frac{1 + \exp[-NUT(1+R^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1+R^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$
N pasos por la coraza (2n,4n... pasos por la coraza)	$\epsilon = \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 R}{1 - \epsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 R}{1 - \epsilon_1} \right)^n - R \right]^{-1}$
Flujo cruzado (un solo paso)	
Ambos fluidos sin mezclar	$\epsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{R} \right) NUT^{0.22} \left\{ \exp[-R(-NUT)^{0.78}] - 1 \right\} \right]$
C_{\min} (mezclado)	$\epsilon = \frac{1}{R} (1 - \exp\{-R[1 - \exp(NUT)]\})$
C_{\min} (sin mezclar)	$\epsilon = 1 - \exp(-R^{-1} \{1 - \exp[-R(NUT)]\})$
Todos los intercambiadores n ($C_1=0$)	$\epsilon = 1 - \exp(-NUT)$

Fuente: Omar Gelvez: Transferencia de calor

Cuadro 23: Relaciones del NUT de un intercambiador de calor

Arreglo de flujo	Relación
Tubos concéntricos	
Flujo paralelo	$NUT = \frac{-\ln(1 - \varepsilon(1 + R))}{1 + R}$
Contraflujo	$NUT = \frac{1}{R-1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon * R - 1}\right); \quad R < 1$ $NUT = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}; \quad R = 1$
Coraza y tubos	
Un paso por la coraza (2, 4... pasos de tubos)	$NUT = -(1 + R^2)^{-1/2} \ln\left[\frac{E - 1}{E + 1}\right]$ $E = \frac{2/\varepsilon 1 - (1 + R)}{(1 + R^2)^{1/2}}$
N pasos por la coraza (2n, 4n... pasos por la coraza)	Use las ecuaciones del intercambiador anterior con $\varepsilon 1 = \frac{F - 1}{F - R}$ $F = \left(\frac{\varepsilon * R - 1}{\varepsilon - 1}\right)$
Flujo cruzado (un solo paso)	
C_{\min} (mezclado) C_{\min} (sin mezclar)	$NUT = -\ln\left[1 + \frac{1}{R} \ln(1 - \varepsilon * R)\right]$
C_{\min} (mezclado) C_{\max} (sin mezclar)	$NUT = -\frac{1}{R} \ln[R(\ln(1 - \varepsilon * R))]$
Todos los intercambiadores con $C_r=0$	$NUT = -\ln(1 - \varepsilon)$

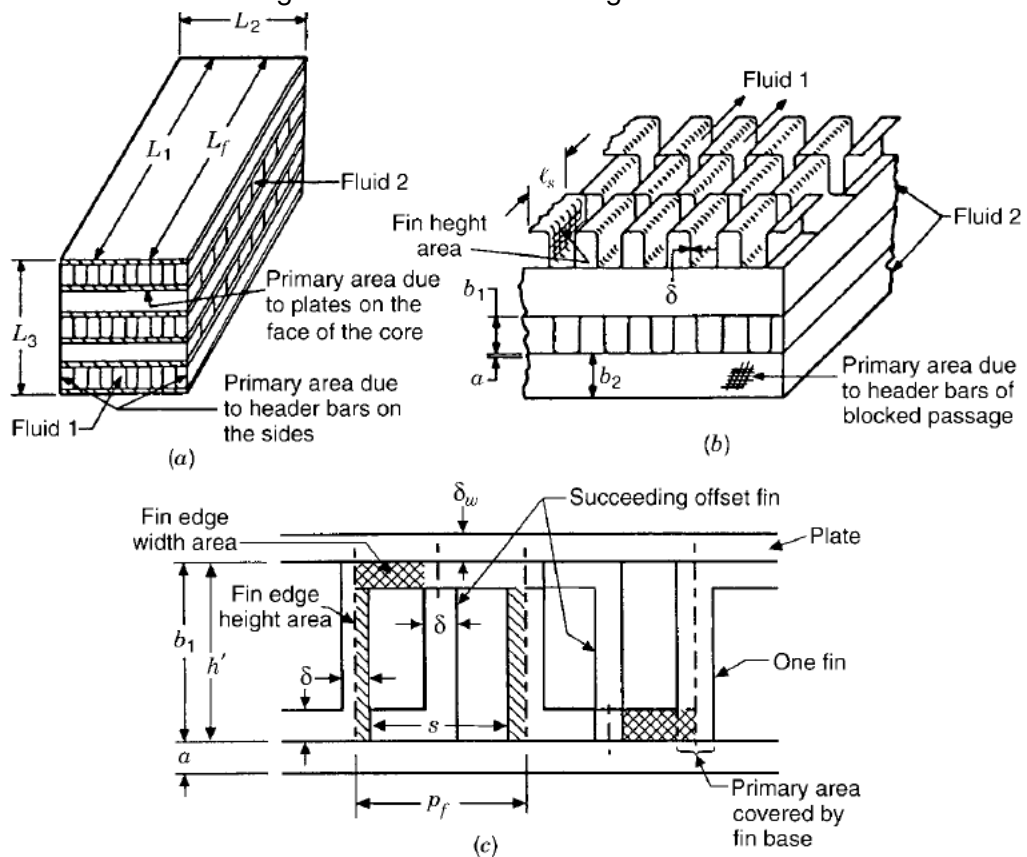
Fuente: Omar Gelvez: Transferencia de calor

ANEXO E: CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS SUPERFICIALES

INTERCAMBIADOR DE PLACAS Y ALETAS

A continuación se describen los parámetros geométricos del intercambiador compacto, estas características geométricas superficiales son importantes para determinar las correlaciones presentes en el cálculo de la transferencia de calor y las pérdidas de presión presentes en el equipo. Las características geométricas importantes son:

Figura 73: Características geométricas



Fuente: Shah Ramesh, Fundamentals of heat exchangers design

- δ espesor de la aleta
- δ_w espesor de la placa

- s altura de la aleta y ancho de la aleta
- N_{ca} número de pasos del lado aire
- N_{cg} número de pasos del lado gases
- N número de ductos entre placas

diámetro hidráulico

$$D_h = \frac{4A_{transversal}}{2P_{mojado}} = s \quad (70)$$

Espacio entre placas

$$b_1 = s + \delta + \delta_w \quad (71)$$

Altura barra lateral

$$b_2 = s + \delta + \delta_w \quad (72)$$

Intercambiador cuadrado, por lo tanto el largo y ancho de la placa es el mismo.

$$L_1 = 2\delta_w + sN + \delta(N - 1) = L_2 = L_f \quad (73)$$

Altura total del intercambiador de calor

$$L_3 = b_1(N_{ca} + N_{cg}) + \delta_w \quad (74)$$

número de placas que están presentes en la transferencia de calor

$$N_{placas} = 2N_{ca} - 2 \quad (75)$$

área primaria de transferencia de calor

$$A_i = N_{placas}L_1L_2 \quad (76)$$

área superficial de las aletas

$$A_f = 2sL_fN(N_{ca} + N_{cg}) \quad (77)$$

área total será

$$A_{total} = A_i + A_f \quad (78)$$

área superficial para la conducción

$$A_w = L_1 L_2 N_{placas} \quad (79)$$

La cantidad η_o se denomina eficiencia superficial global de una superficie con aletas y se determina con la siguiente expresión:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_T} (1 - \eta_f) \quad (80)$$

A_f y A_T son el área superficial y total de la aleta respectivamente, η_f es la eficiencia de una sola aleta y se puede expresar como:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (81)$$

El parámetro de la aleta m se define teniendo en cuenta que k es la conductividad de la aleta, δ el espesor y h_c es el coeficiente de transferencia de calor por convección:

$$m = \sqrt{\frac{2h_c}{k\delta}} \quad (82)$$

$$L = \frac{b_1}{2} - \delta \quad (83)$$

ANEXO F: CAÍDA DE PRESIÓN EN TUBERÍAS

El flujo de los fluidos en tuberías está siempre acompañado de rozamiento de las partículas del fluido entre sí y, consecuentemente, por la pérdida de energía disponible; en otras palabras, tiene que existir una pérdida de presión en el sentido del flujo. La ecuación general de la pérdida de presión, conocida como la fórmula de Darcy y que se expresa en metros de fluido [11], es:

$$h_f = f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g} \quad (84)$$

Donde:

- f Factor de fricción
- L Longitud del ducto [m]
- D Diámetro del ducto [m]
- V Velocidad del fluido [K]
- g Cte gravedad 9.81 [m/s²]

Esta ecuación también puede escribirse para obtener la pérdida de presión en pascales [Pa] sustituyendo las unidades correspondientes de la manera siguiente:

$$\Delta P_f = f \rho \left(\frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2} \quad (85)$$

La ecuación de Darcy es válida tanto para flujo laminar como turbulento de cualquier fluido en una tubería. Con la ecuación 85ANEXO F: CAÍDA DE PRESIÓN EN TUBERÍASequation.12.85 se obtiene la pérdida de presión debida al rozamiento y se aplica a tubería de diámetro constante por la que pasa un fluido cuya densidad ρ permanece razonablemente constante, a través de una tubería recta, ya sea horizontal, vertical o inclinada.

Número de Reynolds Re

Este número es adimensional y puede utilizarse para definir las características del flujo dentro de ductos. El número de Reynolds proporciona una indicación de la pérdida de energía causada por efectos viscosos. Si $Re < 2300$ el flujo se considera laminar, si $Re > 4000$ el flujo se considera turbulento.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{\dot{m}_i D}{A_s \mu} \quad (86)$$

Donde:







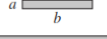

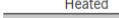


- μ Viscosidad dinámica [Kg/m s]
- \dot{m}_i Flujo másico del fluido [Kg/s]
- A_s Área de la sección del ducto [m²]

Factor de fricción f

Coeficiente de resistencia de Darcy-Weisbach, es un parámetro que se utiliza para calcular la pérdida de carga en una tubería debido a la fricción. El factor de fricción para condiciones de flujo laminar es función sólo del número de Reynolds; mientras que para el flujo turbulento es también función del tipo de pared de la tubería.

Para el flujo laminar donde el flujo está totalmente desarrollado, el factor de fricción tiene un valor constante teniendo en cuenta la sección transversal de los ductos que se van a utilizar, algunas de estas configuraciones se presentan en el cuadro 24. Número de Nusselt y factor de fricción para flujo laminar completamente desarrollado en ductos de diferente sección transversal. 24.

Cuadro 24: Número de Nusselt y factor de fricción para flujo laminar completamente desarrollado en ductos de diferente sección transversal

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$		f_{e, D_h}
		(Uniform q_s'')	(Uniform T_s)	
	D	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	57
	1.43	3.73	3.08	59
	2.0	4.12	3.39	62
	3.0	4.79	3.96	69
	4.0	5.33	4.44	73
	8.0	6.49	5.60	82
	∞	8.23	7.54	96
	∞	5.39	4.86	96
	∞	5.39	4.86	96
	D	3.11	2.49	53

Fuente: Frank Incropera: Fundamentals of heat and mass transfer.

El factor de fricción en flujo turbulento completamente desarrollado es recomendable utilizar la fórmula desarrollada por P.K. Swamee y A.K. Jain [17] que depende de Re y de la rugosidad relativa $\frac{D_h}{e}$ (razón de la altura media de la rugosidad e del tubo al diámetro de éste).

$$f = \frac{0,25}{\left(\text{Log} \left(\frac{1}{3,7 \frac{D_h}{e}} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right)^2} \quad (87)$$

pérdidas Menores

Cuando un fluido se desplaza uniformemente por una tubería recta, larga y de diámetro constante, la configuración del flujo indicada por la distribución de la velocidad sobre el diámetro de la tubería adopta una forma característica. Cualquier obstáculo en la tubería cambia la dirección de la corriente en forma total o parcial, altera la configuración característica de flujo y ocasiona turbulencia, causando una pérdida de energía mayor de la que normalmente se produce en un flujo por una tubería recta. Ya que las válvulas y accesorios en una línea de tuberías alteran la configuración de

flujo, producen una pérdida de presión adicional.

Existen datos sobre pruebas de pérdida de presión para una amplia variedad de válvulas y accesorios, fruto del trabajo de muchos investigadores. Los conceptos que a menudo se usan para llevar a cabo esto son la longitud equivalente L/D , coeficiente de resistencia K , y coeficiente de flujo C_v o K_v . El flujo por una válvula o accesorio en una línea de tubería causa también una reducción de la altura estática, que puede expresarse en función de la altura de velocidad y el coeficiente de resistencia K así:

$$h_f = K \frac{V^2}{2g} \quad (88)$$

La pérdida de altura de velocidad para una válvula o accesorio está siempre asociado con el diámetro al cual se refiere la velocidad. En la mayor parte de las válvulas o accesorios las pérdidas por fricción, a lo largo de la longitud real de flujo, son mínimas comparadas con las demás. Por ello, el coeficiente de resistencia K se considera independiente del factor de fricción y del número de Reynolds, que puede tratarse como constante para cualquier obstáculo dado (por ejemplo, válvula o accesorio) en un sistema de tuberías bajo cualquier condición de flujo, incluida la de régimen laminar. Esta ecuación también puede escribirse para obtener la pérdida de presión en pascales [Pa] sustituyendo las unidades correspondientes de la manera siguiente:

$$\Delta P_k = K \rho \frac{V^2}{2} \quad (89)$$

En las figuras 74 Coeficiente de pérdida en algunos accesorios figure.74 y 75 Coeficiente de pérdida en algunos accesorios figure.75 se observan los valores de K para diferentes accesorios.

Figura 74: Coeficiente de pérdida en algunos accesorios
FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR "K" PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON SECCIONES DE PASO REDUCIDO

Fórmula 1

$$K_2 = \frac{0.8 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)}{\beta^4}$$

Fórmula 2

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - \beta^2) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}}}{\beta^4}$$

Fórmula 3

$$K_2 = \frac{2.6 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

Fórmula 4

$$K_2 = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

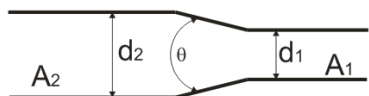
$$\beta^2 = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 = \frac{A_1}{A_2}$$

El subíndice 1 define dimensiones y coeficientes para el diámetro menor.
 El subíndice 2 se refiere al diámetro mayor.

Fuente: Manual: Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. División de ingeniería de Crane.

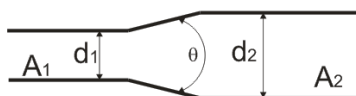
Figura 75: Coeficiente de pérdida en algunos accesorios

ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



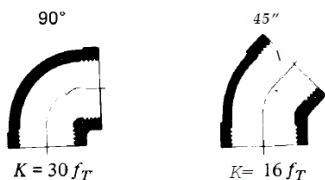
Si $\theta < 45$ $K_2 = \text{Formula 1}$
 Si $45 < \theta < 180$ $K_2 = \text{Formula 2}$

ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL

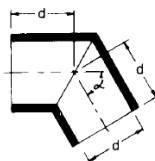


Si $\theta < 45$ $K_2 = \text{Formula 3}$
 Si $45 < \theta < 180$ $K_2 = \text{Formula 4}$

CODOS ESTÁNDAR

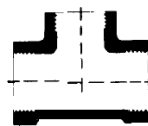


CURVAS EN ESCUADRA
 O FALSA ESCUADRA



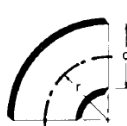
θ	K
0°	2 fT
15°	4 fT
30°	8 fT
45°	15 fT
60°	25 fT
75°	40 fT
90°	60 fT

CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"



Flujo directo $K = 20 f_T$
 Flujo desviado a 90° . . . $K = 60 f_T$

CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS
 O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE



r/d	K	r/d	K
1	20 fT	8	24 fT
1.5	14 fT	10	30 fT
2	12 fT	12	34 fT
3	12 fT	14	38 fT
4	14 fT	16	42 fT
6	17 fT	20	50 fT

El coeficiente de resistencia K_B , para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

$$K_B = (n - 1) \left(0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

n = número de curvas de 90°

K = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

Fuente: Manual: Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. División de ingeniería de Crane.

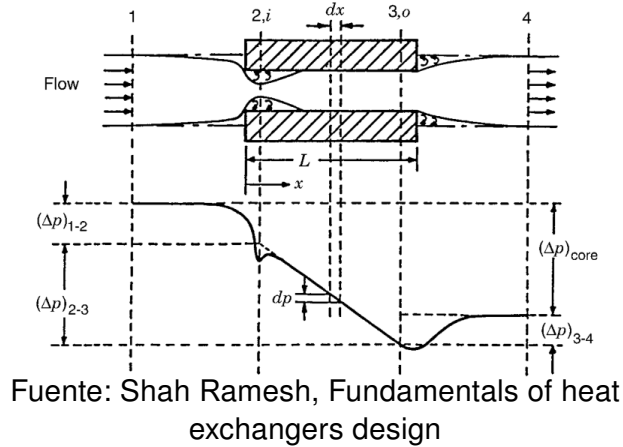
ANEXO G: CAÍDA DE PRESIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS ALETEADAS

En la figura 76 Componentes asociados a la caída de presión en un paso del intercambiador de calor figure.76 se muestra un pasaje en un intercambiador de calor de placas aleteadas, junto con el flujo de fluido y la distribución de la presión estática a lo largo de la trayectoria de flujo. Se asume el flujo de entrada para el paso uniforme. A medida que entra en el paso, se contrae debido a la variación de la superficie de flujo libre. La separación del flujo se lleva a cabo a la entrada seguido de una expansión libre irreversible. En el núcleo, el fluido experimenta no solo fricción superficial, sino que también puede experimentar resistencia por la forma de los bordes anterior y posterior de las aletas, también puede experimentar contracciones y expansiones internas dentro del núcleo. Si calentamiento o enfriamiento tiene lugar en el núcleo, como en cualquier intercambiador de calor, la densidad y la velocidad del fluido cambian a lo largo de la longitud del flujo. Por lo tanto, el fluido dentro del paso de flujo acelera o desacelera dependiendo de si está siendo calentado o enfriado. A la salida del núcleo, la separación de flujo se lleva a cabo seguida de una expansión debido a la variación de la superficie de flujo libre. A continuación, la caída de presión total en un lado del intercambiador, a partir de la figura 76 Componentes asociados a la caída de presión en un paso del intercambiador de calor figure.76 es:

$$\Delta p = \Delta p_{1-2} + \Delta p_{2-3} - \Delta p_{3-4} \quad (90)$$

Donde los subíndices 1, 2, 3 y 4 representan los lugares lejos de la entrada, a la entrada, a la salida y lejos de la salida del intercambiador. El Δp_{1-2} es la caída de presión por contracción a la entrada, Δp_{2-3} es la caída de presión en el núcleo y Δp_{3-4} es el aumento de presión a la salida.

Figura 76: Componentes asociados a la caída de presión en un paso del intercambiador de calor



Caída de presión en el núcleo

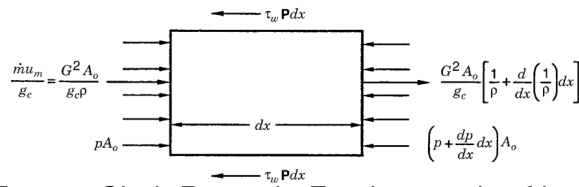
La caída de presión dentro del núcleo consta de dos contribuciones: la pérdida de presión causada por la fricción del fluido, y el cambio de presión debido a la variación del impulso en el núcleo. Considerando diferencial del fluido d_x de la figura 76 Componentes asociados a la caída de presión en un paso del intercambiador de calor figure.76, varios términos de fuerza e impulso a la salida y a la entrada se muestran en la figura 77 Términos de fuerza e impulso para un diferencial del núcleo de un intercambiador de calor figure.77. Aplicando la segunda ley de movimiento de Newton tenemos:

$$\frac{G^2 A_o}{g_c} \left[\frac{1}{\rho} + \frac{d}{d_x} \left(\frac{1}{\rho} \right) d_x \right] - \frac{G^2 A_o}{g_c \rho} = p A_o - \left(p + \frac{d_p}{d_x} d_x \right) A_o - \tau_w P d_x \quad (91)$$

Donde τ_w tensión de cizalladura efectiva debida a la fricción, P es el perímetro mojado y la velocidad de masa se define $G = \dot{m}/A_o$. El factor de fricción de Fanning f se define como la relación entre la tensión de cizallamiento y la energía cinética de flujo por unidad de volumen.

$$f = \frac{\tau}{\rho u_m^2 / 2g_c} = \frac{\tau}{G^2 / 2g_c \rho} \quad (92)$$

Figura 77: Términos de fuerza e impulso para un diferencial del núcleo de un intercambiador de calor



Fuente: Shah Ramesh, Fundamentals of heat exchangers design

Note que el diámetro hidráulico $D_h = 4r_h$, además el radio hidráulico se define como:

$$r_h = \frac{A_o}{P} \quad (93)$$

Simplificando y reemplazando las ecuaciones (92) Caída de presión en el núcleo equation.12.92 y (93) Caída de presión en el núcleo equation.12.93 en la ecuación 91 Caída de presión en el núcleo equation.12.91 y usando $d(1/\rho) = -(1/\rho^2)d\rho$ tenemos:

$$-\frac{d\rho}{\rho^2} = \frac{G^2}{2g_c} \left(-\frac{2}{\rho^2} \frac{d\rho}{dx} + f \frac{1}{\rho r_h} \right) \quad (94)$$

Integrando esta ecuación desde $x = 0$ ($\rho = \rho_i$, $p = p_2$) hasta $x = L$ ($\rho = \rho_o$, $p = p_3$), tendremos la expresión para la caída de presión $\Delta p_{2-3} = p_2 - p_3$ como

$$\Delta p_{2-3} = \frac{G^2}{2g_c \rho_i} \left[2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{L}{r_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho} \right)_m \right] \quad (95)$$

donde g_c es la constante de proporcionalidad en la segunda ley de movimiento de Newton $g_c = 1$ en unidades SI y el volumen específico medio para cualquier tipo de arreglo excepto para flujo paralelo se puede expresar de la siguiente manera,

$$\left(\frac{1}{\rho} \right)_m = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o} \right) \quad (96)$$

caída de presión a la entrada del núcleo

La caída de presión a la entrada del núcleo se compone de dos contribuciones:

1. la caída de presión debido al cambio de área de flujo, y 2. las pérdidas de presión

asociadas con la expansión libre que siguen a la contracción repentina. Para evaluar las pérdidas de entrada, se supondrá que el cambio de temperatura en la entrada es pequeña y que la velocidad del fluido es pequeña en comparación con la velocidad del sonido. Así, el fluido se trata como incompresible. La caída de presión en la entrada, debido solo a la zona de cambio, para un fluido incompresible sin fricción, está dada por la ecuación de Bernoulli como

$$p_1 - p'_2 = \rho_i \left(\frac{u_2^2}{2g_c} - \frac{u_1^2}{2g_c} \right) = \frac{\rho_i u_2^2}{2g_c} \left[1 - \left(\frac{u_1}{u_2} \right)^2 \right] \quad (97)$$

donde ρ_i es la densidad del fluido a la entrada, $\rho_i = \rho_1 = \rho_2$ y P'_2 es la presión estática hipotética en el punto 2 (ver figura 76 Componentes asociados a la caída de presión en un paso del intercambiador de calor figure.76). Si la caída de presión se hubiera dado solo debido a la variación de la superficie. A partir de la ecuación de continuidad,

$$\rho_i A_{o,1} u_1 = \rho_i A_{o,2} u_2 \quad (98)$$

Introduciendo el valor de σ como la relación entre el área de flujo libre mínima y el área frontal del núcleo, y G como la velocidad de masa:

$$\sigma = \frac{A_{o,2}}{A_{o,1}} = \frac{A_{o,3}}{A_{o,4}} \quad (99)$$

$$G = \rho_i u_2 = \frac{\dot{m}}{A_{o,2}} \quad [Kg/m^2s] \quad (100)$$

Sustituyendo las ecuaciones 98 caída de presión a la entrada del núcleo equation.12.98 - 100 caída de presión a la entrada del núcleo equation.12.100 en la ecuación 97 caída de presión a la entrada del núcleo equation.12.97 la caída de presión queda,

$$p_1 - p'_2 = \frac{G^2}{2g_c \rho_i} (1 - \sigma^2) \quad (101)$$

La segunda contribución en la caída de presión a la entrada está asociada con la expansión libre que siguen a la contracción repentina. Una región de separación

del flujo y los flujos secundarios (como se muestra en la figura 76 Componentes asociados a la caída de presión en un paso del intercambiador de calor figure.76 vena contracta ¹) produce pérdidas de presión irreversibles, y el cambio en la tasa de impulso (debido a cualquier flujo no uniforme) también producirá pérdidas de presión. El cambio de presión resultante es debido al cambio en la tasa de impulso aguas abajo de la vena contracta. La caída de presión debido a estas pérdidas se toma en cuenta con el coeficiente de pérdida por contracción K_c multiplicado por la altura de la velocidad dinámica en la entrada del núcleo de la siguiente manera:

$$\Delta p_{loss} = K_c \frac{G^2}{2g_c \rho_i} \quad [Pa] \quad (102)$$

K_c esta en función de σ , el número de Reynold R_e y la geometría de la sección transversal. Los valores de K_c para diferentes secciones de paso se encuentran en la figura 78 Coeficientes pérdida de presión a la entrada y salida figure.78.

La caída de presión total $\Delta p_{1-2} = p_1 - p_2$ a la entrada del núcleo es la suma de las ecuaciones 101 caída de presión a la entrada del núcleo equation.12.101 y 102 caída de presión a la entrada del núcleo equation.12.102:

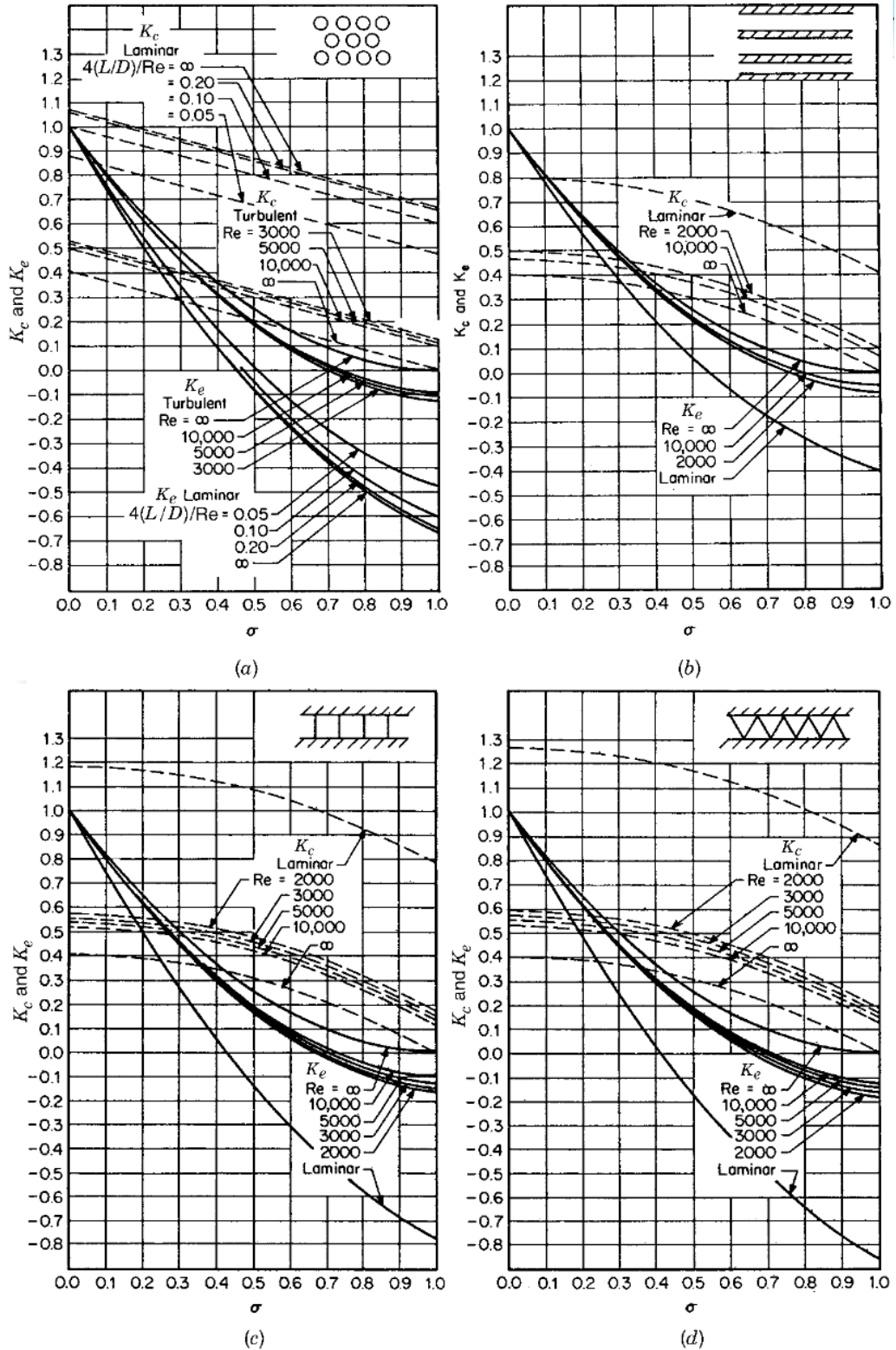
$$\Delta p_{1-2} = \frac{G^2}{2g_c \rho_i} (1 - \sigma^2 + K_c) \quad [Pa] \quad (103)$$

Caída de presión a la salida del núcleo

El incremento de la presión ($p_4 - p_3$) está dividido en dos contribuciones idealizando el fluido incompresible como a la salida de núcleo ($\rho_3 = \rho_4 = \rho_o$) en la figura 76 Componentes asociados a la caída de presión en un paso del intercambiador de calor figure.76. La primera contribución es el aumento de presión debido a la desaceleración asociada con el aumento de la superficie y está dado por una expresión

¹Vena contracta: es el punto en una corriente de fluido, donde el diámetro de la corriente es el menor, y la velocidad del fluido está en su máximo.

Figura 78: Coeficientes pérdida de presión a la entrada y salida



Fuente: Shah Ramesh, Fundamentals of heat exchangers design

similar a la ecuación 101 caída de presión a la entrada del núcleo equation.12.101:

$$\Delta p_{rise} = \frac{G^2}{2g_c \rho_o} (1 - \sigma^2) \quad (104)$$

La segunda contribución es la pérdida de presión asociada con la expansión libre irreversible y los cambios el impulso tras una expansión brusca, y es similar a la ecuación 102 caída de presión a la entrada del núcleo equation.12.102.

$$\Delta p_{loss} = K_e \frac{G^2}{2g_c \rho_o} \quad (105)$$

Los valores de K_e para diferentes secciones de paso se encuentran en la figura 78 Coeficientes pérdida de presión a la entrada y salida figure.78. Cabe destacar que dos efectos se agrupan en la definición de K_e : (1) pérdida de presión debido a la expansión libre irreversible a la salida de núcleo, y (2) aumento de presión debido a las variaciones del tipo de impulso, teniendo en cuenta el perfil de velocidad parcial o totalmente desarrollado en la salida principal y el perfil de velocidad uniforme hasta abajo. Por lo tanto, la magnitud de K_e será positivo o negativo, dependiendo de si la suma de los dos efectos anteriores representa una pérdida de presión o un aumento de presión. El aumento de la presión neta a la salida del núcleo $\Delta p_{3-4} = p_4 - p_3$

$$\Delta p_{3-4} = \frac{G^2}{2g_c \rho_o} (1 - \sigma^2 - K_e) \quad [Pa] \quad (106)$$

Caída de presión total

La caída de presión total viene dado por la suma de las ecuaciones 103 caída de presión a la entrada del núcleo equation.12.103, 95 Caída de presión en el núcleo equation.12.95 y 106 Caída de presión a la salida del núcleo equation.12.106.

$$\Delta p = \Delta p_{1-2} + \Delta p_{2-3} - \Delta p_{3-4} \quad [Pa] \quad (107)$$

$$\frac{\Delta p}{p_i} = \frac{G^2}{2g_c \rho_i p_i} \left[\underbrace{1 - \sigma^2 + K_c}_{\text{Efecto de entrada}} + \underbrace{2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right)}_{\text{Efecto de momento}} + \underbrace{f \frac{L}{r_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho} \right)_m}_{\text{fricción en el núcleo}} - \underbrace{(1 - \sigma^2 - K_c) \frac{\rho_i}{\rho_o}}_{\text{Efecto de salida}} \right] \quad (108)$$

ANEXO H: CONSIDERACIONES ECONÓMICAS

Los sistemas de recuperación aire - aire son usados en aplicaciones nuevas y de modernización. Estos sistemas deben ser diseñados para el menor costo del ciclo de vida expresado sobre la vida útil o anualmente y con un periodo de retorno de la inversión aceptable. El sistema anualizado del costo de propiedad, de operación y mantenimiento son una función compleja del valor futuro del dinero, así como todas las variables de diseño en la relación energía/ intercambiador de calor. Estas variables incluyen la masa de cada material utilizado, el costo de la formación de estos materiales en una energía altamente eficiente, el costo de los equipos auxiliares y su control, y el costo de instalación.

Un sistema bien diseñado debe ser económico, pero esto es difícil de evaluar debido a las complejidades que rodean la administración del dinero efectivo y la dificultad inherente de predecir el futuro, los gastos de mantenimiento y funcionamiento. Estructuras fiscales complejas y el valor temporal del dinero puede afectar a la decisión final de ingeniería. Esto no implica el uso de cualquiera de los dos el más barato o el sistema más caro, sino que exige el análisis inteligente de los objetivos financieros y los requisitos del propietario. Algunos costos y beneficios tangibles e intangibles también deben tenerse en cuenta al evaluar los costos de posesión y operación. Esto podría ser un costo significativo durante la vida del sistema. Del mismo modo, los elementos intangibles, como la estática, la acústica, la comodidad, la seguridad, la seguridad, la flexibilidad y el impacto ambiental pueden variar según la ubicación y pueden ser importante para la instalación.

Costos de adquisición

La evaluación debe conducir a un conocimiento profundo de los costos de instalación y requisitos de accesorios para el sistema en cuestión. Listas detalladas de materiales, controles, espacio disponible y requisitos estructurales, servicios, mano de obra de instalación, etc se pueden preparar para aumentar la precisión en las es-

timaciones preliminares de costos. Una estimación razonable del costo de capital de los componentes se puede derivar de registros de costos de instalaciones recientes de diseño comparables o de citas presentados por los fabricantes y los contratistas, o por consultoría disponibles comercialmente guizas y software de estimación de costos.

Período de análisis

El marco de tiempo durante el cual un análisis económico se lleva a cabo en gran medida afecta a los resultados. El período de análisis se determina generalmente por objetivos específicos, tales como la longitud prevista de la propiedad o período de amortización del préstamo. El período de análisis elegido a menudo no está relacionados con el período de amortización del equipo sino con el período de la vida de servicio, estos factores pueden ser importantes en el análisis.

Período de vida

La mayoría de las diferencias de los períodos de vida están en el orden de uno a cinco años. La vida útil estimada de los nuevos equipos o componentes de los sistemas se puede obtener de los fabricantes, asociaciones, consorcios o agencias gubernamentales. Debido a la naturaleza de la información de alguna de estas fuentes, la variedad de los criterios utilizados en la compilación de los datos, y los diversos objetivos en la difusión de ellos, es necesario tener mucho cuidado y comparar la vida de servicio de diferentes fuentes. diseños, materiales y componentes de aparatos cambian con el tiempo y pueden haber alterado las vidas útiles. Por lo tanto, el establecimiento de comparaciones equivalentes de la vida de servicio es importante. Como se ha señalado, la vida de servicio es una función del tiempo cuando se sustituya el equipo. La sustitución puede ser por cualquier motivo, incluyendo, pero no limitado a, el fracaso, la obsolescencia en general, la reducción de fiabilidad, coste de mantenimiento excesivo, y los requisitos del sistema cambiado (por ejemplo, la construcción de características, precios de la energía, las consideraciones ambientales).

Ubicaciones en ambientes potencialmente corrosivos y variables de mantenimiento únicos afectan la vida útil de servicio es importante saber si las emisiones de la planta industrial contienen productos de la combustión de carbón, fueloil o emisiones de óxidos de azufre (SO_3) y óxidos de nitrógeno (NO_x) a la atmósfera. Estos gases se acumulan típicamente y vuelve a la tierra en forma de lluvia ácida o el rocío. El diseño del sistema requiere una extraordinaria protección contra la corrosión o el reconocimiento de una vida útil reducida del equipo.

Costos de operación

Los costos de operación son los ocasionados por el funcionamiento real del sistema. Se incluyen los costos de combustible y electricidad, salarios, suministros, agua, materiales, partes y servicios de mantenimiento. La energía es una parte importante de los costos totales de operación. Porque la mayoría de las actividades de gestión de la energía son dictadas por la economía, el gerente de la instalación debe entender las tarifas de servicios públicos que se aplican a cada instalación. Las tarifas eléctricas suelen ser más complejas que las de gas o de agua. además de las tarifas eléctricas comerciales o institucionales generales, las tasas especiales pueden existir como la hora del día, el servicio interrumpible, on-peak/off-peak, verano / invierno, y la demanda máxima.

Energía eléctrica

El costo total de la electricidad está determinado por un programa de tasas y suele ser una combinación de varios componentes: el consumo (megajulios), la demanda (kilovatios) gastos de ajuste de combustible, las prestaciones especiales u otros ajustes, y los impuestos aplicables. De éstos, el consumo y la demanda son los componentes principales del coste, y los del propietario o gestor de instalación pueden ser capaces de afectar.

Costos de mantenimiento

La calidad del mantenimiento y supervisión del mantenimiento puede ser un factor importante en el costo del ciclo de vida global de un sistema mecánico. El costo de mantenimiento de los sistemas mecánicos varía ampliamente dependiendo de la configuración, ubicación de equipos, la accesibilidad, la complejidad del sistema, el deber de servicio, la geografía, y los requisitos de confiabilidad del sistema. Los costos de mantenimiento pueden ser difíciles de predecir, ya que cada sistema o instalación es única. Aunque los programas de mantenimiento preventivo de rutina y extenso o profundo son más caros de administrar, por lo general se extienden la vida del equipo, mejoran la fiabilidad y reducen el tiempo de inactividad del sistema, los costos de energía y los costos totales del ciclo de vida.

Técnicas para el análisis económico

El análisis económico debe tener en cuenta los detalles positivos tanto como costos negativos durante el período de análisis, como por ejemplo variación de tasas de inflación, de capital e intereses, costos de rescate, los costos de reemplazo, deducciones de intereses, amortizaciones, impuestos, créditos fiscales, y todos los otros costos asociados a un determinado sistema.

Valor presente

Todos los métodos sofisticados de análisis económicos utilizan los principios básicos de valor presente que es un análisis para tener en cuenta el valor temporal del dinero. Por lo tanto, una buena comprensión de estos principios es importante. El valor actual total (valor actual) para cualquier análisis se determina sumando los valores actuales de todos los artículos que tenga en examen, tanto a los futuros productos de un solo pago y de la serie de pagos iguales futuros. El escenario de mayor valor presente es la alternativa preferida.

El costo o valor de el dinero es una función de la tasa de interés disponible y la tasa de inflación. El factor F para actualizar el valor de una suma de dinero presente P

durante n períodos con tasa de interés compuesto i por periodo y g IPC (índice de precios al consumidor) es:

$$F = \frac{1 - \left(\frac{1+g}{1+i}\right)^n}{(1-g)} \quad (109)$$

ANEXO I: VENTILADOR

Leyes de semejanza

Las leyes de semejanza permiten determinar las características del sistema variando uno o varios parámetros de operación. Para este caso se varía la frecuencia de alimentación del motor para conocer la presión y caudal disponible en el ventilador, utilizando las siguientes ecuaciones:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (110)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (111)$$

Donde:

- Q_1 Es el caudal teórico
- Q_2 Es el caudal requerido
- n_1 Es la velocidad teórica
- n_2 Es la velocidad requerida
- P_1 Es la presión teórica
- P_2 Es la presión requerida

Requerimientos del sistema y disponibilidad del ventilador

Los requerimientos del sistema se trabajan bajo el principio de continuidad de Bernoulli, lo cuales se comparan con la capacidad disponible del sistema de ventilación seleccionado, incluyendo el factor de corrección por altura y temperatura. Las leyes de semejanza para ventiladores (ecuaciones (110) Leyes de semejanza equation.12.110) y (111) Leyes de semejanza equation.12.111)) permiten determinar si el ventilador cumple con los requerimientos del sistema recuperador de calor. En el cuadro 25 Requerimientos del sistema table.25 se presentan los requerimientos del sistema recuperador

de calor.

Cuadro 25: Requerimientos del sistema

Temperatura gases T_g [°]	Presión P_s [KPa]	Caudal Q_r [m ³ /s]
87	2.51	2.14
100	2.64	2
140	2.91	1.76
180	3.22	1.55

Fuente: Autor del proyecto

El ventilador seleccionado presenta las siguientes características:

- Caudal: 2.31 m³/s
- Presión: estática 2.118 KPa
- Velocidad de giro: 2885 RPM
- Potencia: 9.94 Bhp

Teniendo en cuenta el factor de corrección por altura y temperatura se presentan en el cuadro 26 Disponibilidad y condiciones de operación del ventilador BIL 450 table.26 las características disponibles del ventilador y las condiciones a las cuales debe trabajar para cumplir con los requerimientos del sistema recuperador de calor.

Cuadro 26: Disponibilidad y condiciones de operación del ventilador BIL 450

Temperatura gases T_g [°]	Factor de corrección	Velocidad de operación n_p [KPa]	Caudal de operación Q_p [m ³ /s]
87	0.7143	2655	2.12
100	0.6897	2673	2.14
140	0.6226	2670.5	2.14
180	0.5693	2683.5	2.155

Fuente: Autor del proyecto

La velocidad de operación n_p es a la cual debe girar el ventilador para cumplir con la presión y caudal requeridos por el sistema recuperador de calor. Comparando la información de los cuadros 25 Requerimientos del sistema table.25 y 26 Disponibilidad y condiciones de operación del ventilador BIL 450 table.26 se determina que el ventilador BIL 450 cumple con todas las condiciones de operación del sistema.

Características del ventilador

Ventilador centrífugo tubular BIL 450

Figura 79: Selección modelo BIL 450

BIL 450



CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

Diámetro de rolete: 455 mm (17 15/16 inch) Área de salida: 0.312 m² (3.354 ft²) Armazón máx. de motor: Clase I 213T, Clase II 254T
 Diámetro del eje: Clase I 38.1 mm (1 1/2 inch) BHP máximos: Clase I 5.36, Clase II 13.4 RPM máximas: Clase I 2200, Clase II 2900
 Clase II 35.0 mm (1 3/8 inch) Peso del equipo: 86 Kg (190 Lb)

CFM m ³ /hr	Vel. salida PPM	PRESION ESTÁTICA mmca - inwg.																							
		152.4mm/6.0"		165.1mm/6.5"		171.5mm/6.75"		177.8mm/7.0"		190.5mm/7.5"		203.2mm/8.0"		216.0mm/8.5"		228.6mm/9.0"		241.3mm/9.5"		244.4mm/9.62"		247.6mm/9.75"		254.0mm/10.0"	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
1508	450	2130	2.78	2218	3.21	2273	3.21	2303	3.42	2388	3.74	2454	4.06	2538	4.49	2617	4.81	2674	5.13	2483	5.02	2703	5.11	2739	5.56
2562	506	89	90	90	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95	95	94	95	95	95	96	95	95	96	96	
1696	506	2142	2.99	2229	3.21	2282	3.42	2314	3.63	2399	3.96	2466	4.28	2549	4.60	2627	5.02	2685	5.35	2694	5.23	2715	5.31	2750	5.77
2882	562	89	90	90	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95	95	95	95	95	95	96	95	95	96	96	
1885	562	2151	3.21	2238	3.42	2291	3.63	2325	3.74	2408	4.17	2478	4.49	2560	4.81	2639	5.24	2697	5.56	2707	5.44	2726	5.54	2763	5.99
3203	617	89	90	90	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95	95	95	95	95	95	96	95	95	96	96	
2071	617	2161	3.31	2247	3.46	2301	3.63	2331	3.80	2414	4.34	2484	4.71	2568	4.84	2645	5.43	2703	5.58	2712	5.67	2731	5.77	2767	6.19
3519	674	89	90	90	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95	95	95	95	95	95	96	95	95	96	96	
2261	674	2171	3.42	2259	3.74	2306	3.96	2339	4.17	2419	4.49	2487	4.92	2575	5.35	2651	5.67	2708	6.09	2718	5.90	2734	5.99	2772	6.41
3842	730	89	90	90	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95	95	95	95	95	95	96	95	95	96	96	
2448	730	2182	3.49	2264	3.82	2314	4.00	2347	4.17	2426	4.53	2497	5.14	2579	5.56	2655	5.87	2715	6.38	2724	6.14	2740	6.24	2779	6.45
4159	787	89	90	90	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95	95	95	95	95	95	96	95	95	96	96	
2639	787	2201	3.85	2279	4.17	2318	4.38	2357	4.60	2433	5.02	2508	5.35	2584	5.77	2658	6.20	2720	6.63	2729	6.40	2745	6.50	2785	7.06
4483	842	89	90	90	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95	95	95	95	95	95	96	95	95	96	96	
2825	842	2222	4.06	2299	4.38	2337	4.60	2374	4.81	2448	5.13	2520	5.67	2591	5.99	2661	6.41	2731	6.84	2748	6.65	2766	6.76	2801	7.27
4799	899	89	90	90	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95	95	95	95	95	95	96	95	95	96	96	
3016	899	2245	4.28	2322	4.70	2359	4.92	2396	5.13	2467	5.45	2538	5.88	2607	6.41	2674	6.73	2741	7.16	2757	6.95	2774	7.05	2807	7.48
5124	954	89	90	90	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95	95	95	95	95	95	96	95	95	96	96	
3201	954	2272	4.32	2346	4.65	2379	5.14	2419	5.37	2489	5.48	2558	5.18	2628	6.68	2691	6.98	2756	7.51	2772	7.23	2788	7.34	2820	7.56
5438	1012	89	90	90	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95	95	95	95	95	95	96	95	95	96	96	
3393	1012	2301	4.81	2374	5.24	2410	5.35	2445	5.67	2514	5.99	2582	6.41	2649	6.95	2713	7.38	2776	7.80	2792	7.55	2808	7.66	2839	8.34
5765	1124	89	90	90	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95	95	95	95	95	95	96	95	95	96	96	
3769	1124	2361	5.35	2432	5.77	2467	5.99	2501	6.20	2569	6.63	2634	7.16	2699	7.48	2761	8.02	2823	8.55	2838	8.22	2853	8.34	2883	8.98
6404	1236	91	91	91	91	92	92	92	92	93	93	94	94	95	95	95	95	95	95	96	95	95	96	96	
4147	1236	2429	5.88	2497	6.31	2531	6.63	2564	6.84	2629	7.27	2693	7.80	2758	8.34	2816	8.77	2876	9.30	2891	8.96				
7045	1349	92	93	93	93	93	93	93	93	94	94	94	94	95	95	95	95	95	95	96	95	95	96	96	
4524	1349	2505	6.52	2566	7.06	2601	7.27	2633	7.48	2695	8.02	2757	8.55	2814	9.08	2876	9.62								
7896	1461	94	94	94	94	94	94	94	94	95	95	95	95	96	96	96	96	96	96	96	96	96	96	96	
4091	1461	2587	7.21	2648	7.80	2679	8.02	2709	8.34	2768	8.87	2827	9.41	2885	9.94										
8327	1573	95	95	95	95	95	95	95	95	96	96	96	96	96	96	96	96	96	96	96	96	96	96	96	
9271	1686	2014	6.12	2133	6.50	2162	6.91	2191	7.09	2240	7.62														
8966	1686	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	
5655	1798	2763	8.98	2845	9.62	2849	9.73	2877	9.09																
9607		98	98	98	98	98	98	98	98																
6032		2854	9.94																						
10248		99																							

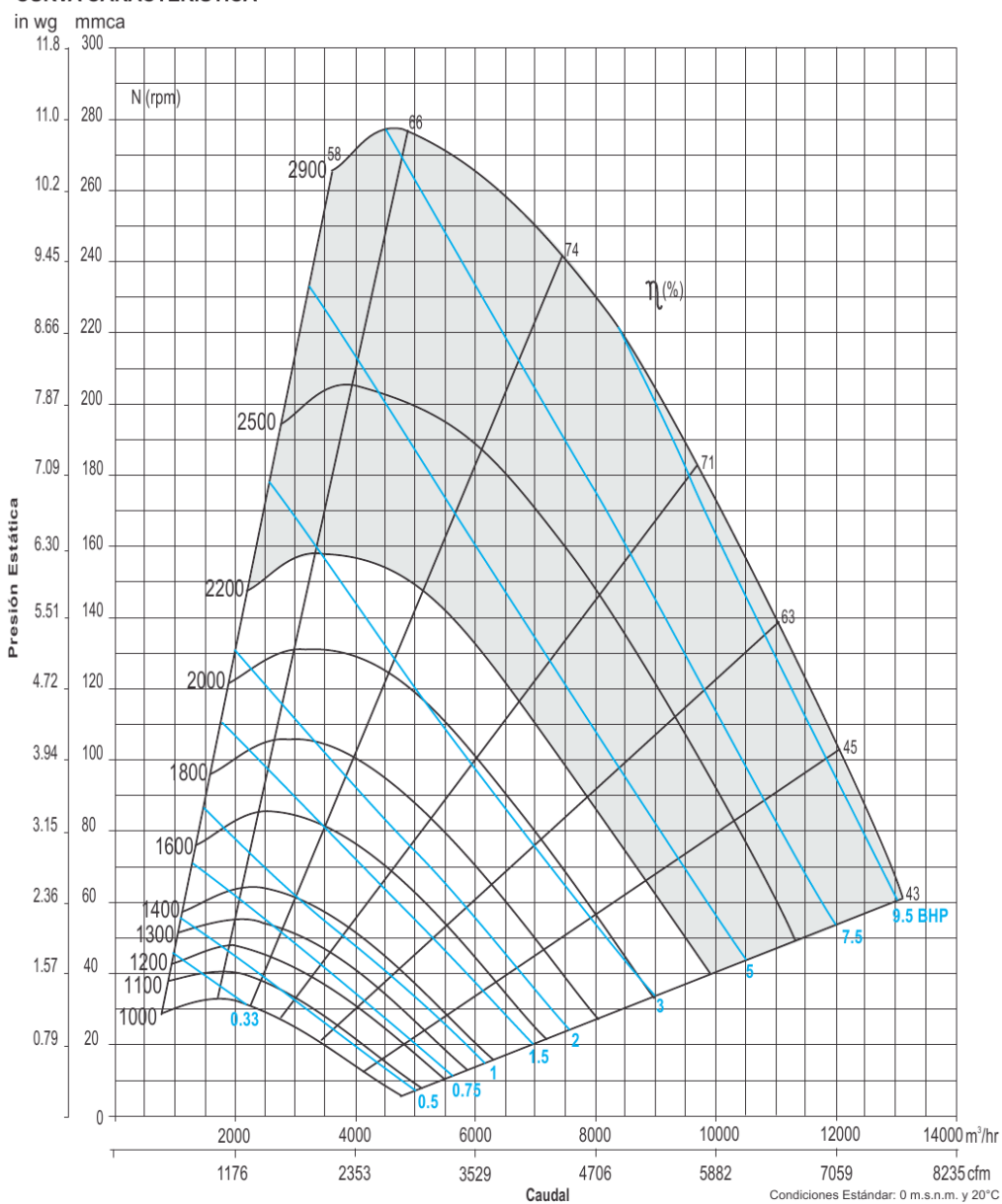
Fuente: Soler & Palau

Figura 80: Curva característica modelo BIL 450

BIL 450



CURVA CARACTERÍSTICA



Fuente: Soler & Palau

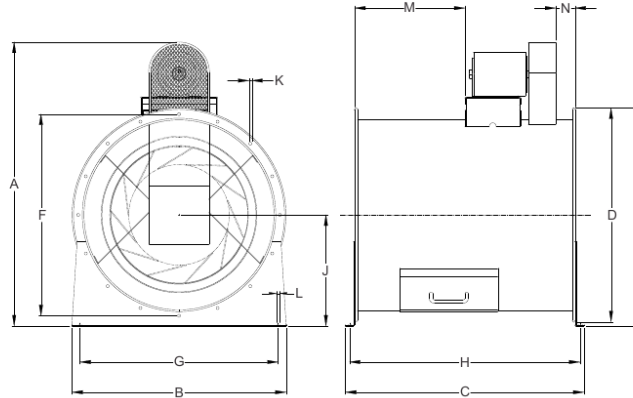
Figura 81: Características geométricas modelos BIL

BIL

VENTILADORES CENTRÍFUGOS TUBULARES
RODETE DE ÁLABES ATRASADOS
TRANSMISIÓN POLEAS-BANDAS



DIMENSIONES
Modelos del 280 al 1120



Dimensiones en mm.

MODELO	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	*NB
BIL 280	707	472	690	472	495	437	372	860	259	11	13	223	71	8
BIL 315	782	534	679	548	573	494	474	649	299	11	13	216	71	8
BIL 355	834	579	713	601	623	544	519	683	323	11	13	285	71	12
BIL 400	898	649	741	649	680	604	549	711	355	11	13	299	71	12
BIL 450	990	719	852	719	753	675	619	822	393	11	13	372	71	12
BIL 500	1060	800	891	799	815	754	741	861	415	11	13	413	71	12
BIL 560	1166	895	923	889	920	844	835	893	475	11	13	437	71	12
BIL 630	1360	998	1043	995	1021	945	938	1013	524	11	13	521	71	12
BIL 710	1432	1112	1101	1112	1127	1049	972	1071	571	13	14	535	71	16
BIL 800	1567	1220	1151	1232	1256	1179	1120	1121	640	13	14	577	71	16
BIL 900	1685	1360	1342	1362	1377	1299	1220	1292	696	13	14	736	71	16
BIL 1000	1837	1512	1415	1512	1528	1449	1372	1365	772	13	14	807	71	16
BIL 1120	2139	1712	1548	1712	1728	1649	1572	1498	835	13	14	773	71	16

Fuente: Soler & Palau