



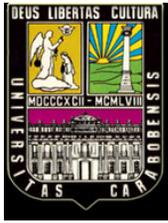
UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO DE UNA CÁMARA DE CIRCULACIÓN DE AIRE CALIENTE
PARA LA FUSIÓN DE PRODUCTOS QUÍMICOS.**

GONZÁLEZ MANUEL
ROJAS STEVENSON

VALENCIA, FEBRERO 2011



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO DE UNA CÁMARA DE CIRCULACIÓN DE AIRE CALIENTE
PARA LA FUSIÓN DE PRODUCTOS QUÍMICOS.**

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

**GONZÁLEZ MANUEL
ROJAS STEVENSON**

VALENCIA, FEBRERO 2011



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo aquí firmantes, miembros del jurado designado para evaluar el trabajo especial de grado titulado **“Diseño de una cámara de circulación de aire caliente para la fusión de productos químicos”**, realizado por los bachilleres **González Manuel**, cédula de identidad: **15.609.085** y **Rojas Stevenson**, cédula de identidad: **17.199.991**, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.

Prof. Nilo Espinoza
Tutor

Prof. Grúber Caraballo
Jurado

Prof. Damelys Zabala
Jurado

VALENCIA, FEBRERO 2011

INDICE GENERAL

Índice general	vii
Índice de figuras	xiii
Índice de tablas	xvi
Nomenclatura	xxii
Introducción.....	1

CAPITULO I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del problema	3
1.2 Objetivos	6
1.2.1 Objetivo General	6
1.2.2 Objetivos Específicos	6
1.3 Justificación.....	6
1.4 Alcance.....	7
1.5 Limitaciones	7

CAPITULO II MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes de la investigación.....	9
2.2 Bases teóricas	10
2.2.1 Fusión	10
2.2.2 Punto de fusión.....	10
2.2.3 Calor específico	11
2.2.4 Calor sensible	11
2.2.5 Transferencia de calor	11
2.2.6 Modos combinados de transferencia de calor	26
2.2.7 Caudal.....	30
2.2.8 Flujo másico	30

2.2.9 Aislante térmico.....	31
2.2.10 Intercambiadores de calor.....	31
2.2.11 Serpentin.....	31
2.2.12 Conducción en estado transitorio para placas y cilindros infinitos	31
2.2.13 Conducción en estado transitorio en más de una dimensión	34
2.2.14 Estimación del tiempo de fusión	35
2.2.15 Controladores lógicos programables	37
2.2.16 Ventajas de los PLC.	38
2.2.17 Funciones básicas de un PLC.....	39

CAPITULO III MARCO METODOLÓGICO

3.1 Nivel de Investigación.....	40
3.2 Diseño de Investigación	40
3.2.1 Fase I: Descripción del proceso de fusión que ocurre en la cámara de circulación de aire caliente	40
3.2.1.1 Calentamiento de la parte sólida desde la temperatura inicial a la temperatura de fusión de 41°C	42
3.2.1.2 Fusión del fenol y calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 77°C	46
3.2.2 Fase II: Establecer los requerimientos para diseñar y ubicar la cámara de circulación de aire caliente	47
3.2.3 Fase III: Proponer opciones de diseño de cámaras de circulación de aire caliente que permitan reducir el tiempo de fusión.....	47
3.2.3.1 Presentación de las propuestas y/o alternativas de solución.	47
3.2.3.2 Estimación del tiempo de fusión de la cámara de fusión con la implementación de las propuestas de solución.....	65
3.2.4 Fase IV: Seleccionar la solución que resuelva de manera más efectiva el problema.....	65

3.2.5 Fase V: Elaborar el diseño de un sistema de control en la cámara seleccionada..	66
3.2.6 Fase VI: Estudiar el costo asociado de la solución seleccionada con el tiempo de retorno de inversión	66

CAPÍTULO IV DESARROLLO.

4.1 Descripción del proceso de fusión que ocurre en la cámara de circulación de aire actual	68
4.1.1 Tiempo de fusión del fenol.....	74
4.1.1.1 Calentamiento de la parte sólida desde la temperatura ambiente a la temperatura de fusión	75
4.1.1.2 Fusión del fenol y calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 77°C	81
4.1.2 Rango de temperaturas del aire circulante dentro de la cámara	85
4.2 Requerimientos para diseñar y ubicar la cámara de circulación de aire caliente. .86	
4.2.1 Debilidades en el proceso que afecten el tiempo de fusión del producto crítico	86
4.2.2_Requerimientos de producción para la nueva cámara.	87
4.2.3 Espacios disponibles para la ubicación de la nueva cámara.	87
4.2.4_Restricciones en cuanto a diseño de la nueva cámara.	88
4.3 Opciones de diseño de la cámara de circulación de aire caliente.....	88
4.4 Diseño de los intercambiadores de calor de los 3 diseños planteados	89
4.4.1 Diseño 1 (2 Cámaras de 12 paletas y 2 Pisos).....	89
4.4.1.1 Cálculo del coeficiente de convección promedio dentro de la cámara. ...	92
4.4.1.2 Diseño del conducto 1.	94
4.4.1.3 Diseño de la cámara de mezcla de aire.....	102
4.4.1.4 Diseño del conducto 2.	103

4.4.1.5	Diseño del intercambiador de calor.....	104
4.4.1.6	Diseño de las paredes de la cámara de 2 pisos y 12 paletas.	109
4.4.1.6.1	Paredes Laterales.....	110
4.4.1.6.2	Pared trasera.	119
4.4.1.6.3	Techo	120
4.4.1.6.4	Portón.	122
4.4.2	Diseño 2 (1 Cámara de 24 paletas y 2 Pisos).	124
4.4.2.1	Cálculo del coeficiente de convección promedio dentro de la cámara. .	125
4.4.2.2	Diseño del conducto 1.	126
4.4.2.3	Diseño de la cámara de mezcla de aire.....	128
4.4.2.4	Diseño del conducto 2.	129
4.4.2.5	Diseño del intercambiador de calor.....	129
4.4.2.6	Diseño de las paredes de la cámara de 2 pisos y 12 paletas.	131
4.4.2.6.1	Paredes Laterales.....	131
4.4.2.6.2	Pared trasera.	132
4.4.2.6.3	Techo	133
4.4.2.6.4	Portón.	134
4.4.3	Diseño 3 (1 Cámara de 24 paletas y 1 Piso).....	134
4.4.3.1	Cálculo del coeficiente de convección promedio dentro de la cámara. .	135
4.4.3.2	Diseño del conducto 1.	136
4.4.3.3	Diseño de la cámara de mezcla de aire.....	139
4.4.3.4	Diseño del conducto 2.	139
4.4.3.5	Diseño del intercambiador de calor.....	139
4.4.3.6	Diseño de las paredes de la cámara de 2 pisos y 12 paletas.	141
4.4.3.6.1	Paredes Laterales.....	141
4.4.3.6.2	Pared trasera.	142
4.4.3.6.3	Techo	143
4.4.3.6.4	Portón.	144
4.5	Tiempo de fusión del fenol en los 3 diseños planteados.	144

4.5.1 Diseño 1.....	145
4.5.1.1 Calentamiento desde los 34°C hasta la temperatura de fusión de 41°C.	145
4.5.1.2 Fusión del fenol y calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 82°C	147
4.5.2 Diseño 2.....	149
4.5.2.1 Calentamiento desde los 34°C hasta la temperatura de fusión de 41°C.	149
4.5.2.2 Fusión del fenol y calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 82°C	151
4.5.3 Diseño 3.....	153
4.5.3.1 Calentamiento desde los 34°C hasta la temperatura de fusión de 41°C	154
4.5.3.2 Fusión del fenol y calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 82°C	156
4.6 Selección de la solución que resuelva de manera más efectiva el problema.....	159
4.6.1 Alternativas de solución	159
4.6.2 Evaluación de las Soluciones en función del cumplimiento de las restricciones.....	159
4.6.3 Ponderación de Criterios	160
4.6.4 Ponderación de soluciones de acuerdo a cada criterio	160
4.6.5 Sumatoria de las soluciones de acuerdo al grado de aceptación respecto al criterio por el valor del criterio.....	161
4.7 Sistema de control.	162
4.7.1 Funcionamiento del sistema.	163
4.7.2 Variables a monitorear.....	163
4.7.2.1 Temperatura del aire en el conducto 1.....	164
4.7.2.2 Temperatura del aire en la entrada de la cámara.	164
4.7.3 Selección de equipos a utilizar	164
4.7.4 Memoria descriptiva.....	177
4.8 Costo asociado de la solución seleccionada con el tiempo de retorno de inversión.	180

4.8.1 Estimación de la Inversión Inicial	180
4.8.2 Rentabilidad.....	183
4.8.2.1 Estimación de la ganancia bruta	183
4.8.2.2 Porcentaje de Retorno de la Inversión.....	186
4.8.2.3 Tiempo de retorno de inversión.....	187
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
Conclusiones	188
Recomendaciones	192
Referencias Bibliográficas.....	193
Anexo A	195
Anexo B.....	207
Anexo C.....	213
Anexo D	224

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Cámara de Circulación de Aire Caliente.....	4
Figura 1.2 Interior de la Cámara de Circulación de Aire Caliente.....	5
Figura 2.1 Convenio de signos para la transmisión del calor por conducción.....	12
Figura 2.2 Pared plana.....	14
Figura 2.3 Configuraciones de haz de tubos.....	22
Figura 2.4 Circuito en serie.....	28
Figura 2.5 Circuito en paralelo.....	28
Figura 2.6 Convección y conducción en una pared compuesta.....	29
Figura 2.7 Intersección de Cilindro con una placa infinita.....	35
Figura 2.8 Controlador Lógico Programable.....	37
Figura 3.1 Vista general de la Cámara 2 pisos y 12 paletas.....	48
Figura 3.2 Detalle del flujo de aire de la cámara de 2 pisos y 12 paletas.....	49
Figura 3.3 Vista Superior de la Cámara.....	50
Figura 3.4 Vista Frontal de la Cámara.....	51
Figura 3.5 Detalle de Paredes del Ducto.....	56
Figura 3.6 Cámara de mezcla.....	59
Figura 4.1 Interior de la Cámara de Circulación de Aire Caliente.....	69
Figura 4.2 Disposición de los tambores dentro la cámara de circulación de aire.....	70
Figura 4.3 Temperatura del aire circulante dentro de la cámara.....	86
Figura 4.4 Conducto de Entrada a la Cámara de Mezcla del diseño 1.....	95
Figura 4.5 Detalle de Paredes Laterales.....	110
Figura 4.6 Diagrama de resistencias de Pared lateral.....	115
Figura 4.7 Diagrama de resistencias de Pared Trasera.....	119
Figura 4.8 Diagrama de resistencias del Techo.....	121
Figura 4.9 Diagrama de resistencias del portón.....	123

Figura 4.10 Diagrama Físico del PLC.....	168
Figura 4.11 Arquitectura del sistema de control	172
Figura 4.12 Diagrama de potencia del moto reductor del portón.....	173
Figura 4.13 Diagrama de potencia del motor del ventilador	174
Figura 4.14 Diagrama de potencia de las válvulas	175
Figura 4.15 Diagrama de programación del PLC.....	176
Figura A.1 Tabla de propiedades del Aire	196
Figura A.2 Tabla de propiedades del gas ideal Aire	197
Figura A.3 Tabla de agua saturada	198
Figura A.4 Tabla de coeficientes transitorios.....	199
Figura A.5 Tabla de conductividad térmica de distintos materiales	200
Figura A.6 Tabla de propiedades del acero AISI 3021.....	201
Figura A.7 Funciones de Bessel	202
Figura A.8 Conductividad Térmica del Fenol.....	203
Figura A.9 Propiedades Físicas y Químicas del Fenol.....	204
Figura A.10 Propiedades Físicas y Químicas del Fenol.....	205
Figura A.11 Exponentes que deben usarse en las ecuaciones para corregir los coeficientes de propiedades y de temperaturas (flujo interior en un tubo).....	206
Figura B.1 Especificaciones del Ventilador Centrífugo de Diámetro 22”	208
Figura B.2 Especificaciones del Ventilador Centrífugo de Diámetro 49”	208
Figura B.3 Especificaciones de los pulsadores sin retención	209
Figura B.4 Especificaciones del termostato bimetalico	210
Figura B.5 Especificaciones del sensor inductivo de posición.....	211
Figura B.6 Especificaciones del sensor de posición magnético para cilindro neumático	212
Figura B.7 Especificaciones de los contactores telemecanique	212
Figura B.8 Especificaciones de electro válvulas	213
Figura B.9 Especificaciones de cilindro neumático	214
Figura B.10 Especificaciones de actuador para válvula.....	215

Figura B.11 Especificaciones del PLC siemens S7-200	216
Figura C.1 Cotizaciones de equipos (Vatek)	218
Figura C.2 Cotizaciones de equipos (Neumática Aragua)	219
Figura C.3 Cotizaciones de equipos (Guía de costos de construcción).....	220
Figura C.4 Cotización de metro cuadrado del portón (Ingeniería construcciones G & M)	221
Figura C.5 Cotización del portón (Ingeniería construcciones G & M)	222
Figura C.6 Cotización de instalación del metro cuadrado de loza nervada (Ingeniería construcciones G & M)	223
Figura C.7 Cotización de instalación del metro cuadrado de paredes de ladrillo (Ingeniería construcciones G & M).....	224
Figura C.8 Cotización de instalación metro lineal de tuberías (Ingeniería construcciones G & M)	225
Figura C.9 Cotización de instalación de ventiladores centrífugos (Ingeniería construcciones G & M)	226
Figura C.10 Cotización de instalación de rejillas metálicas (Ingeniería construcciones G & M)	227
Figura D.1 Vista general de la cámara de fusión	229
Figura D.2 Vista Frontal de la cámara de fusión.....	229
Figura D.3 Vista Superior de la cámara de fusión	230
Figura D.4 Detalle de la chimenea de la cámara de fusión	230
Figura D.5 Detalle de la compuerta de la cámara de fusión.....	231
Figura D.6 Detalle del flujo de aire de la cámara de fusión	231
Figura D.7 Detalle de uno de los intercambiadores de calor de la cámara de fusión	232
Figura D.8 Vista de Planta Frontal de la cámara de fusión.....	233
Figura D.9 Vista de Planta Superior de la cámara de fusión.....	233

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Correlaciones para el calentamiento de sólidos hasta la temperatura de fusión.....	32
Tabla 3.1 Descripción de las temperaturas en la cámara de circulación de aire	52
Tabla 3.2 Descripción de las temperaturas en el conducto 1	56
Tabla 4.1 Resultados obtenidos de los análisis experimentales del aire en la cámara de circulación de aire.....	70
Tabla 4.2 Propiedades del aire dentro de la cámara a la temperatura promedio	71
Tabla 4.3 Distintos parámetros para arreglo de banco de tubos.....	73
Tabla 4.4 Propiedades Térmicas del Fenol	74
Tabla 4.5 Tiempo de calentamiento aproximado del fenol hasta temperatura de fusión	77
Tabla 4.6 Resultado de las primeras cinco raíces para funciones de Bessel de primer orden	80
Tabla 4.7 Tiempo de calentamiento exacto del fenol hasta temperatura de fusión.....	81
Tabla 4.8 Tiempo de fusión del fenol.....	83
Tabla 4.9 Tiempo total de fusión del fenol desde la temperatura ambiente.....	84
Tabla 4.10 Resultados obtenidos en el campo de los tiempos de fusión en la cámara de circulación de aire.....	84
Tabla 4.11 Disposiciones y medidas internas de los diseños planteados	89
Tabla 4.12 Propiedades del aire a la temperatura promedio dentro de la cámara del diseño 1.....	92
Tabla 4.13 Distintas propiedades de la configuración de los tambores dentro de la cámara en el diseño 1	93
Tabla 4.14 Propiedades del aire a la temperatura de entrada a conducto N° 1 del diseño 1.....	97

Tabla 4.15 Propiedades del aire a la temperatura promedio en el exterior del conducto 1 en el diseño 1	98
Tabla 4.16 Resistencia térmica total del conducto 1 en el diseño 1	101
Tabla 4.17 Entalpías del aire en la cámara de mezcla en el diseño 1	102
Tabla 4.18 Temperatura a la salida de cámara de mezcla en el diseño 1	103
Tabla 4.19 Propiedades del aire a la temperatura promedio en el intercambiador de calor del diseño 1	105
Tabla 4.20 Calor de evaporación del vapor a 100° C.....	109
Tabla 4.21 Propiedades del aire a la temperatura promedio en el lado interior de la pared lateral del diseño 1	111
Tabla 4.22 Propiedades del aire a la temperatura promedio en el lado exterior de la pared lateral del diseño 1	114
Tabla 4.23 Distintos coeficientes de convección y radiación en la pared trasera del diseño 1.....	119
Tabla 4.24 Distintos coeficientes de convección y radiación en el techo del diseño 1	120
Tabla 4.25 Distintos coeficientes de convección y radiación en el portón del diseño 1	123
Tabla 4.26 Propiedades del aire a la temperatura promedio dentro de la cámara del diseño 2.....	125
Tabla 4.27 Coeficiente de convección promedio del aire dentro de la cámara del diseño 2.....	125
Tabla 4.28 Temperatura del aire en la 4ta fila de tambores del diseño 2.....	126
Tabla 4.29 Flujo másico de aire dentro de la cámara del diseño 2.....	126
Tabla 4.30 Flujo másico del aire dentro del conducto 1 del diseño 2	127
Tabla 4.31 Coeficientes de convección en el conducto 1 del diseño 2	127
Tabla 4.32 Espesor mínimo del aislante del conducto 1 en el diseño 2	128
Tabla 4.33 Variación de la temperatura del aire en el conducto 1 del diseño 2.....	128
Tabla 4.34 Temperatura del aire a la salida de la cámara de mezcla del diseño 2....	129

Tabla 4.35 Propiedades del aire a la temperatura promedio en el intercambiador de calor del diseño 2.....	130
Tabla 4.36 Dimensiones del intercambiador del diseño 2.....	130
Tabla 4.37 Potencia térmica del intercambiador del diseño 2.....	130
Tabla 4.38 Flujo másico de vapor necesario para alimentar el intercambiador del diseño 2.....	131
Tabla 4.39 Distintos coeficientes de convección y radiación en las paredes laterales del diseño 2.....	131
Tabla 4.40 Espesor mínimo del ladrillo refractario en las paredes laterales del diseño 2.....	132
Tabla 4.41 Distintos coeficientes de convección y radiación en la pared trasera del diseño 2.....	132
Tabla 4.42 Espesor mínimo del ladrillo refractario en la pared trasera del diseño 2	132
Tabla 4.43 Distintos coeficientes de convección en el techo del diseño 2.....	133
Tabla 4.44 Espesor mínimo del bloque de arcilla del techo en el diseño 2.....	133
Tabla 4.45 Distintos coeficientes de convección y radiación en el portón del diseño 2	134
Tabla 4.46 Espesor mínimo del aislante del portón en el diseño 2	134
Tabla 4.47 Propiedades del aire a la temperatura promedio de circulación dentro de la cámara del diseño 3	135
Tabla 4.48 Coeficiente de convección promedio dentro de la cámara del diseño 3 .	136
Tabla 4.49 Temperatura del aire en la 4ta fila de tambores del diseño 3	136
Tabla 4.50 Flujo másico del aire dentro de la cámara en el diseño 3.....	137
Tabla 4.51 Flujo másico de aire dentro del conducto 1 en el diseño 3.....	137
Tabla 4.52 Coeficientes de convección del conducto 1 en el diseño 3	137
Tabla 4.53 Espesor mínimo del aislante del conducto 1 en el diseño 3	138
Tabla 4.54 Variación de la temperatura del aire circulante del conducto 1 en el diseño 3	138
Tabla 4.55 Temperatura del aire a la salida de la cámara de mezcla en el diseño 3	139

Tabla 4.56 Propiedades del aire a temperatura promedio en el intercambiador del diseño 3.....	140
Tabla 4.57 Dimensiones del intercambiador de calor en el diseño 3	140
Tabla 4.58 Potencia térmica del intercambiador en el diseño 3	140
Tabla 4.59 Flujo másico del vapor necesario para alimentar al intercambiador del diseño 3.....	141
Tabla 4.60 Distintos coeficientes de convección y radiación en las paredes laterales en el diseño 3	141
Tabla 4.61 Espesor mínimo del ladrillo refractario en las paredes laterales del diseño 3	142
Tabla 4.62 Distintos coeficientes de convección y radiación en la pared trasera del diseño 3.....	142
Tabla 4.63 Espesor mínimo del ladrillo refractario de la pared trasera en el diseño 3	142
Tabla 4.64 Distintos coeficientes de convección y radiación en el techo del diseño 3...	143
Tabla 4.65 Espesor mínimo del bloque de arcilla del techo en el diseño 3.....	143
Tabla 4.66 Distintos coeficientes de convección y radiación en el portón del diseño 3	144
Tabla 4.67 Espesor mínimo del aislante del portón en el diseño 3	144
Tabla 4.68 Número de Biot del fenol sólido para la placa en el diseño 1	145
Tabla 4.69 Coeficientes transitorios de la placa en el diseño 1	146
Tabla 4.70 Número de Biot del fenol sólido del cilindro en el diseño 1	146
Tabla 4.71 Coeficientes transitorios del cilindro en el diseño 1.....	146
Tabla 4.72 Tiempo de calentamiento del fenol desde los 34°C hasta los 41°C en el diseño 1.....	147
Tabla 4.73 Longitud efectiva del tambor en el diseño 1	147
Tabla 4.74 Número de Biot del fenol liquido en el tambor del diseño 1	148
Tabla 4.75 Número de Stefan del tambor en el diseño 1.....	148

Tabla 4.76 Difusividad térmica del fenol líquido en el diseño 1.....	148
Tabla 4.77 Tiempo de fusión del tambor de fenol en el diseño 1	148
Tabla 4.78 Tiempo total de fusión del tambor de fenol en el diseño 1	149
Tabla 4.79 Número de Biot del fenol sólido para la placa en el diseño 2.....	150
Tabla 4.80 Coeficientes transitorios de la placa en el diseño 2.....	150
Tabla 4.81 Número de Biot del fenol sólido del cilindro en el diseño 2.....	150
Tabla 4.82 Coeficientes transitorios del cilindro en el diseño 2.....	151
Tabla 4.83 Tiempo de calentamiento del fenol desde los 34°C hasta los 41°C en el diseño 2.....	151
Tabla 4.84 Longitud efectiva del tambor en el diseño 2	152
Tabla 4.85 Número de Biot del fenol líquido en el tambor del diseño 2	152
Tabla 4.86 Número de Stefan del tambor en el diseño 1.....	152
Tabla 4.87 Difusividad térmica del fenol líquido en el diseño 2.....	153
Tabla 4.88 Tiempo de fusión del tambor de fenol en el diseño 2	153
Tabla 4.89 Tiempo total de fusión del tambor de fenol en el diseño 2	153
Tabla 4.90 Número de Biot del fenol sólido para la placa en el diseño 3	154
Tabla 4.91 Coeficientes transitorios de la placa en el diseño 3.....	154
Tabla 4.92 Número de Biot del fenol sólido del cilindro en el diseño 3.....	155
Tabla 4.93 Coeficientes transitorios del cilindro en el diseño 3.....	155
Tabla 4.94 Tiempo de calentamiento del fenol desde los 34°C hasta los 41°C en el diseño 3.....	156
Tabla 4.95 Longitud efectiva del tambor en el diseño 3	156
Tabla 4.96 Número de Biot del fenol líquido en el tambor del diseño 3	156
Tabla 4.97 Número de Stefan del tambor en el diseño 3.....	157
Tabla 4.98 Difusividad térmica del fenol líquido en el diseño 3.....	157
Tabla 4.99 Tiempo de fusión del tambor de fenol en el diseño 3	157
Tabla 4.100 Tiempo total de fusión del tambor de fenol en el diseño 3	157
Tabla 4.101 Resultados relevantes del análisis térmico de los 3 diseños.....	158
Tabla 4.102 Tabla de posible soluciones.....	159

Tabla 4.103	Tabla de sumatoria de soluciones.....	161
Tabla 4.104	Controlador lógico programable (plc).....	165
Tabla 4.105	Listado de direcciones del Simatic! (salidas).....	165
Tabla 4.106	Listado de direcciones del Simatic! (entradas).....	166
Tabla 4.107	Listado de componentes del sistema de control.	169
Tabla 4.107	Listado de componentes del sistema de control. (Continuación).....	170
Tabla 4.107	Listado de componentes del sistema de control. (Continuación).....	171
Tabla 4.108	Costo de equipos y herramientas requeridas	180
Tabla 4.108	Costo de equipos y herramientas requeridas (continuación).....	182
Tabla 4.109	Costo de Instalación	182
Tabla 4.110	Inversión Inicial.....	182
Tabla 4.110	Inversión Inicial (continuación)	183
Tabla 4.111	Tabla de consumo de vapor de la cámara actual	184

NOMENCLATURA

- A : Área de transferencia de calor del objeto (m^2)
- A_{camb} : Área del conducto de aire ambiental (m^2)
- A_{c1} : Área del conducto 1 (m^2)
- A_s : Área superficial (m^2)
- A_t : Área Transversal (m^2)
- A_n : Coeficiente transitorio de solución exacta
- A_{1cil} : Coeficiente Transitorio del cilindro
- A_{1pla} : Coeficiente Transitorio de la placa
- A_1 : Área interna del conducto 1 (m^2)
- A_2 : Área interna del aislante del conducto 1 (m^2)
- A_3 : Área externa del aislante del conducto 1 (m^2)
- a_{c1} : Lado del conducto 1 (m)
- a_{vent} : Lado del conducto de entrada al ventilador (m)
- Bi : Número de Biot
- C_{al} : Costo del arkopal líquido (Bsf)
- C_{as} : Costo del arkopal sólido (Bsf)
- C_{la} : Calor latente, por ejemplo de fusión. (J/kg)
- C_p : Calor específico (KJ/Kg K)
- C_v : Costo del vapor (Bsf)
- D : Diámetro (m)
- Dh : Diámetro húmedo del conducto por donde pasa el fluido (m)
- e_1 : Espesor del acero galvanizado en el conducto 1 (m)

e_2 : Espesor del aislante en el conducto 1 (m)

e_3 : Espesor del ladrillo refractario (m)

e_4 : Espesor del bloque de arcilla (m)

e_5 : Espesor de la capa de cemento (m)

e_6 : Espesor del acero galvanizado en el portón (m)

e_7 : Espesor del aislante en el portón (m)

Fo : Número de Fourier

f : Factor de fricción

Gr : Número de Grashof.

g : Aceleración de la gravedad (m/s^2)

H_4 : Entalpía del aire en interior del conducto 1 (KJ/Kg)

H_{amb} : Entalpía del aire en interior del conducto de aire ambiental (KJ/Kg)

H_5 : Entalpía del aire en el conducto a la salida de la cámara de mezcla (KJ/Kg)

h : Coeficiente de convección ($W/m^2 K$)

h_c : Coeficiente de convección para un intercambiador de flujo cruzado con mas de 10 filas de tubos ($W/m^2 K$)

h_i : Coeficiente de intercambio térmico frío ($W/m^2 K$)

h_0 : Coeficiente de intercambio térmico caliente ($W/m^2 K$)

h_r : Coeficiente de convección del aire circulante en el interior de las paredes ($W/m^2 K$)

h_{amb} : Coeficiente de convección del aire circulante en el exterior de las paredes ($W/m^2 K$)

h_{rad} : Coeficiente de radiación ($W/m^2 K$)

h_1 : Coeficiente de convección del aire en el interior del conducto 1 ($W/m^2 K$)

h_2 : Coeficiente de convección del aire en el exterior del conducto 1 ($W/m^2 K$)

J_0 y J_1 : Son funciones de Bessel del primer tipo de órdenes 0 y 1 respectivamente

k : conductividad térmica ($W/m K$)
 k_{acero} : Conductividad térmica del acero galvanizado ($W/m K$)
 $k_{aislante}$: Conductividad térmica del aislante ($W/m K$)
 k_{A-C} : Conductividad térmica de los materiales de las paredes ($W/m K$)
 L : Espesor (m)
 L_{A-C} : Espesores de las paredes (m)
 L_c : Longitud característica del producto a estudiar (m)
 L_{ca} : Longitud característica (Solomón) (m)
 L_{c1} : Largo del conducto 1 (m)
 L_{re} : Longitud recorrida por el fluido sobre la placa (m)
 N : Número de tubos del intercambiador
 N_l : Número de filas de tubos longitudinales en el intercambiador
 N_t : Número de filas de tubos transversales del intercambiador
 Nu : Número de Nusselt
 Nut : Número de unidades de transferencia de calor
 Nu_D : Número de Nusselt corregido
 \overline{Nu}_D^{10+} : Número de Nusselt en un haz de tubos con 10 o más filas
 N_f : Número de tubos por fila
 \dot{m}_c : Flujo másico del aire en el interior de la cámara (Kg/s)
 \dot{m}_1 : Flujo másico del aire en el conducto 1 (Kg/s)
 \dot{m}_2 : Flujo másico del aire en el conducto de aire ambiental (Kg/s)
 \dot{m}_3 : Flujo másico del aire a la salida de la cámara de mezcla (Kg/s)
 \dot{m}_4 : Flujo másico del aire en el conducto de los intercambiadores (Kg/s)
 Pr : Número de Prandtl.
 P_l : Paso longitudinal adimensional
 P_t : Paso transversal adimensional
 \dot{Q} : Calor (W)

\mathcal{Q}_f : Calor que absorbe el aire circulante (W)

\mathcal{Q}_c : Calor que cede el vapor (W)

Q_{dal} : Caudal (m^3/s).

Ra : Número de Rayleigh

Re : Número de Reynolds

R_{cond1} : 1era resistencia térmica por conducción de las paredes (K/W)

R_{cond2} : 2da resistencia térmica por conducción de las paredes (K/W)

R_{cond3} : 3era resistencia térmica por conducción de las paredes (K/W)

R_{conv1} : Resistencia térmica por convección en el interior de las paredes (K/W)

R_{conv2} : Resistencia térmica por convección en el exterior de las paredes (K/W)

R_{eq} : Resistencia térmica equivalente (K/W)

R_{rad} : Resistencia térmica por radiación (K/W)

Rt : Resistencia térmica (K/W)

R_{total} : Resistencia térmica total (K/W)

r : Radio (m)

S_l : Distancia longitudinal entre tubos (m)

S_t : Distancia transversal entre tubos (m)

Ste : Número de Stefan

Ste_l : Número de Stefan para el producto en estado líquido

t : Tiempo (h)

t_f : Tiempo de fusión (h)

t_t : Tiempo total del proceso (h)

T_A : Temperatura del aire a la entrada de la cámara actual (°C)

T_B : Temperatura del aire en 4ta fila de tambores de la cámara actual (°C)

T_C : Temperatura del aire en 8va fila de tambores de la cámara actual (°C)

T_{amb} : Temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$)

T_a : Temperatura promedio del aire circulante dentro del conducto 1

T_b : Temperatura de la superficie interna del conducto 1

T_c : Temperatura de la superficie externa de la lamina galvanizada

T_d : Temperatura de la superficie externa del conducto 1 ($^{\circ}\text{C}$)

T_e : Temperatura del fluido a medida que entra al banco de tubos ($^{\circ}\text{C}$)

T_{em} : Temperatura de la superficie del cuerpo emisor (K)

T_i : Temperatura del fluido frío (K)

T_{inc} : Temperatura inicial del cuerpo ($^{\circ}\text{C}$)

T_f : Temperatura a la cual llega el cuerpo ($^{\circ}\text{C}$)

T_0 : Temperatura del fluido caliente (K)

T_j : Temperatura promedio del fluido (K)

T_{re} : Temperatura del cuerpo receptor (K)

T_{sp} : Temperatura superficial (K)

T_{st} : Temperatura de la superficie de los tubos ($^{\circ}\text{C}$)

T_0 : Temperatura del fluido a medida que sale del banco de tubos ($^{\circ}\text{C}$)

T_1 : Temperatura del aire circulante a la entrada de la cámara ($^{\circ}\text{C}$)

T_2 : Temperatura del aire circulante en 3era fila de tambores ($^{\circ}\text{C}$)

T_3 : Temperatura del aire circulante a la entrada del conducto 1 ($^{\circ}\text{C}$)

T_4 : Temperatura del aire circulante a la salida del conducto 1 ($^{\circ}\text{C}$)

T_5 : Temperatura del aire circulante a la salida de la cámara de mezcla ($^{\circ}\text{C}$)

T_6 : Temperatura del aire circulante a la salida del conducto 2 ($^{\circ}\text{C}$)

T_7 : Temperatura del aire circulante a la entrada de los intercambiadores ($^{\circ}\text{C}$)

T_{\bullet} : Temperatura de la corriente no perturbada (K)

TRI : Tiempo de retorno de inversión (mes)

V : Velocidad del fluido (m/s)

Vol = Volumen del producto a estudiar (m^3)

V_1 : Velocidad del aire en el conducto 1 (m/s)

\bar{V} : Velocidad promedio del fluido entre los tubos de un intercambiador de flujo cruzado (m/s)

w : Factor de forma

$\%RI$: Porcentaje de retorno de inversión

α : Difusividad Térmica del objeto (m^2/h)

α_l : Difusividad térmica del producto en estado líquido (m^2/h)

\hat{A} : Coeficiente de expansión térmica

ΔT : Diferencia de temperatura (K)

ΔT_{ml} : Diferencia de temperatura media logarítmica (K)

ϵ : Emisividad

η : Efectividad

$\ddot{\epsilon}_i$: Coeficiente transitorio de solución exacta

λ_{1pla} : Coeficiente transitorio de la placa

λ_{1cil} : Coeficiente transitorio del cilindro

μ : Viscosidad

$\acute{\nu}$: Viscosidad cinemática. (m^2/s)

ρ : Densidad del fluido (Kg/m^3)

$\acute{\sigma}$: Constante de Stefan-Boltzmann ($5.6697 \times 10^{-8} W/m^2 K$)



INTRODUCCIÓN

El presente trabajo tiene como propósito realizar el diseño de una cámara de circulación de aire para una empresa de productos químicos, la investigación se basará en los fundamentos de la transferencia de calor en régimen transitorio.

El trabajo se estructura en 4 capítulos. En el capítulo I se presenta un análisis de la situación problemática actual, así como también una descripción del proceso de fusión que ocurre en la cámara de circulación de aire actual. Además se presentan los objetivos en los cuales se basará el desarrollo de la investigación, las razones que justifican la misma, sus limitaciones y alcances.

El capítulo II contiene las referencias a otros trabajos de investigación similares a éste y las bases teóricas en las cuales se basará la investigación

En el capítulo III se describe la metodología que se utilizará en el desarrollo del proyecto, estableciendo así una serie de pasos para el cumplimiento de los objetivos planteados.

Posteriormente, en el capítulo IV, se presentan los resultados del proceso de fusión en la cámara de circulación de aire a través de un análisis térmico que pueda indicar el estado actual del mismo, a fin de establecer las posibles fallas o deficiencias del proceso. Seguidamente se plantean opciones de diseño que permitan solucionar los problemas y fallas encontradas en proceso y se calcula el tiempo teórico de fusión del fenol en los diseños planteados.

De los diseños planteados se selecciona la solución que resuelva de manera más efectiva el problema, a través del método de ponderación de criterios y soluciones.



A la solución seleccionada se le elabora el diseño de un sistema de control, el costo asociado para la construcción de la misma y el tiempo de retorno de inversión.

Finalmente se muestran las conclusiones obtenidas a partir de los resultados de la investigación desarrollada y se indican algunas recomendaciones referentes a las futuras investigaciones que se pudieran realizar tomando este trabajo especial de grado como base para las mismas.



CAPÍTULO I EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del Problema:

La empresa Clariant es una corporación internacional líder en el campo de la química, con 135 años de experiencia. Clariant ofrece una completa línea de productos y servicios como proveedor de materias primas e insumos para los diferentes procesos industriales de sus clientes.

Clariant en Venezuela tiene tres sedes ubicadas en las ciudades de Maracaibo, Maracay y El Tigre, las cuales cubren las necesidades de sus clientes en las zonas occidental, central y oriental, respectivamente, la empresa cuenta con diferentes unidades de negocios y con laboratorios de aplicaciones, que ayudan a proveer soporte para sus clientes, dando respuestas inmediatas y acertadas a sus necesidades.

La planta Clariant Maracay ubicada en la zona industrial San Vicente representa una de las principales proveedoras de materias primas e insumos para la región, colaborando con el desarrollo industrial de la zona. Con el crecimiento de la industria y para cubrir las exigencias del mercado, se crea la necesidad de un aumento en su producción, la cual implica realizar estudios en busca de mejorar dicho sistema.

En la actualidad varios de los productos que se realizan en esta planta, necesitan pasar por un proceso de cambio de fase, el cual se logra mediante una cámara de circulación de aire caliente que funde los productos almacenados en tambores mediante un proceso de convección forzada. Para realizar este proceso se utiliza un ventilador centrífugo que aumenta la velocidad del aire dentro de la cámara y la fuente de calor que calienta el mismo es a través de dos intercambiadores de calor de

flujo cruzado, alimentados por vapor de agua provenientes de líneas que surten a la planta.

A través de la figura 1.1 se puede ver la cara externa de la cámara de circulación de aire caliente, donde se pueden notar la ubicación de del ventilador centrífugo y las líneas de vapor que alimentar a los intercambiadores de calor 1 y 2.



Figura 1.1 Cámara de Circulación de Aire Caliente

En la figura 1.2 se puede ver el interior de la cámara de circulación de aire caliente la disposición del producto a fundir, como también las rejillas de entrada y salida del aire caliente



Figura 1.2 Interior de la Cámara de Circulación de Aire Caliente

El problema radica en que el proceso de fusión de los productos en la cámara de circulación de aire caliente es muy extenso, ocasionando retardos en el proceso, aunado a esto la creciente demanda de los productos hace necesario un aumento de la producción la cual no es posible debido a que la cámara esta trabajando a su máxima capacidad, por otra parte la ubicación de la misma no es la más adecuada ya que sus condiciones de operabilidad reducen la efectividad del proceso.

De esta manera surge la necesidad de diseñar una nueva cámara de circulación de aire caliente que pueda disminuir el tiempo de fusión y cumpla con las nuevas necesidades de producción de la empresa.



1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General del Trabajo:

Diseñar una cámara de circulación de aire caliente para la fusión de productos químicos.

1.2.2 Objetivos Específicos:

1. Determinar los parámetros y magnitudes de las variables que intervienen en el proceso de fusión.
2. Establecer los requerimientos para diseñar y ubicar la cámara de circulación de aire caliente.
3. Proponer opciones de diseño de cámaras de circulación de aire caliente que permitan reducir el tiempo de fusión.
4. Seleccionar la solución que resuelva de manera más efectiva el problema.
5. Elaborar el diseño de un sistema de control en la cámara seleccionada.
6. Estudiar el costo asociado de la solución seleccionada con el tiempo de retorno de inversión.

1.3 Justificación

La empresa Clariant es un proveedor de materia prima para otras empresas, por lo tanto la producción es de vital importancia para satisfacer las necesidades de



sus clientes. Para lograr este nivel de producción es necesario mantener todas sus máquinas y equipos trabajando de manera eficiente y segura.

En el proceso de producción es necesario fundir los productos para su posterior manejo, y el equipo encargado de realizar dicha tarea está trabajando a su máxima capacidad, por lo que no es posible un aumento en la producción. Por otra parte la ubicación del equipo es incorrecta para la fluidez y seguridad del proceso. Para corregir este problema se requiere diseñar una solución que permita disminuir el tiempo de fusión de la cámara y aumentar la seguridad de la misma para que cumplan con las leyes vigentes y a la vez con los requerimientos de producción.

Las razones anteriormente descritas justifican la siguiente investigación para proponer el diseño de cámara de circulación de aire caliente, teniendo como finalidad la disminución del tiempo de fusión.

1.4 Alcance

En el diseño de la cámara de circulación de aire caliente, se realizará con las condiciones del producto con el mayor tiempo de fusión; de acuerdo a la información proporcionada por la empresa.

1.5 Limitaciones

Los factores que influyen adversamente sobre el cumplimiento de los objetivos planteados en este trabajo son:

- La falta de información técnica que permita evaluar las variables y parámetros que intervienen en el proceso de fusión.



Capítulo I El problema



-
- Poca información de las características físicas, químicas y térmicas del producto crítico.



CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes de la investigación

La transferencia de calor es el proceso por el que se intercambia energía en forma de calor entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distinta temperatura, de tal manera que el cuerpo y su entorno alcancen equilibrio térmico. El calor se transfiere mediante convección, radiación o conducción. Aunque estos tres procesos pueden tener lugar simultáneamente, puede ocurrir que uno de los mecanismos predomine sobre los otros dos. (Kreith, 1970; Manrique, 1976).

El proceso de convección es el principal método de transferencia de calor existente dentro de un horno de envejecimiento artificial de aluminio dentro de los rangos de temperatura del mismo, este es de circulación metódica de aire y calentamiento indirecto, para obtener una atmósfera controlada. Con esto se estableció el diseño de los parámetros principales para un horno de envejecimiento artificial de cables desnudos de aleación de aluminio (Landaeta & Blanco, 1977).

En cuanto a conducción como método principal de transferencia de calor, existen los hornos que trabajan con combustión como su principal fuente de energía, actualmente muy empleados en los procesos industriales de tratamiento térmico, tal es el caso de una empresa que se lo hace a recipientes sometidos a presión construidos mediante uniones soldadas, bajo las normas de código A.S.M.E., del que se realizó el estudio y el diseño de un horno tipo estufa para introducir recipientes de gran tamaño (Herrera, 2001). Otro es el caso de Owens Illinois de Venezuela que tenía un problema de eficiencia en sus hornos y por eso se planteó el rediseño de los mismos en función de mejorar la eficiencia que lograron instalando un sistema de



recuperación de calor en los regeneradores del horno de fundición de vidrio y la adquisición de un equipo analizador de exceso de aire con la finalidad de mantener una eficiencia de combustión alta y así un consumo óptimo de combustible. (Aponte & Reyes, 2005).

La combustión no es el único método para lograr transferencia de calor en los cuerpos y como ejemplo tenemos un horno para fundir aluminio que utiliza como fuente de calor resistencias eléctricas para un laboratorio de materiales del cual se hizo el diseño, construcción y puesta a punto, así como también se desarrolló un manual de operación para la adecuada manipulación y mantenimiento del mismo. (Estaba & Herrera, 2006).

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Fusión

Es un proceso físico que consiste en el cambio de estado de la materia del estado sólido al estado líquido por la acción del calor. Cuando se calienta un sólido, se transfiere energía a los átomos que vibran con más rapidez a medida que gana energía. Cuando una sustancia se encuentra a su temperatura de fusión, el calor que se suministra es absorbido por la sustancia durante su transformación, y no produce variación de su temperatura. La cantidad de calor necesaria para producir un cambio de fase se llama calor latente; existen calores latentes de sublimación, fusión y vaporización.

2.2.2 Punto de Fusión

El punto de fusión es la temperatura a la que el elemento cambia de la fase sólida a la líquida y es una propiedad física característica de cada sustancia. Mientras



el sólido cambia de estado sólido a estado líquido, la temperatura se mantiene constante.

2.2.3 Calor Específico a presión constante

Es la cantidad de calor que hay que proporcionar a un gramo de sustancia para que eleve su temperatura en un grado centígrado. En el caso particular del agua C_p vale $1 \text{ cal}/(\text{g } ^\circ\text{C})$ ó $4186 \text{ J}/(\text{kg K})$.

La unidad de calor específico que más se usa es $\text{cal}/(\text{g } ^\circ\text{C})$ sin embargo, se debe usar el Sistema Internacional de Unidades de Medida, y expresar el calor específico en $\text{J}/(\text{kg K})$. El factor de conversión es 4186.

2.2.4 Calor sensible

Es aquel que recibe un cuerpo sin cambiar su estado físico mientras sube su temperatura. En general, se ha observado experimentalmente, que la cantidad necesaria de calor para calentar o enfriar un cuerpo es igual a la masa del cuerpo y el número de grados en que cambia su temperatura y viene dado por:

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T \quad (2.1)$$

Donde:

\dot{Q} : Calor sensible (W)

C_p : Calor específico (KJ/Kg K)

\dot{m} : Flujo de masa (Kg/s)

ΔT : Diferencia de temperatura (K)

2.2.5 Transferencia de Calor [16]

Proceso por el que se intercambia energía en forma de calor entre distintos



cuerpos o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distinta temperatura. El calor se transfiere mediante convección, radiación o conducción; aunque estos tres procesos pueden tener lugar simultáneamente, puede ocurrir uno de los mecanismos predomine sobre los otros dos.

→ Transferencia de calor por Conducción [15].

La conducción es el único mecanismo de transmisión del calor posible en los medios sólidos opacos; cuando en estos cuerpos existe un gradiente de temperatura, el calor se transmite de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura, siendo el calor transmitido por conducción Q , es proporcional al gradiente de temperatura dT/dx , y a la superficie A , a través de la cual se transfiere, (ver Fig.2.1), es decir:

$$Q \cong A \frac{dT}{dx} \tag{2.2}$$

En donde:

dT : es la temperatura (K)

dx : es la dirección del flujo de calor. (m)

A : Área de transferencia de calor del objeto (m^2)

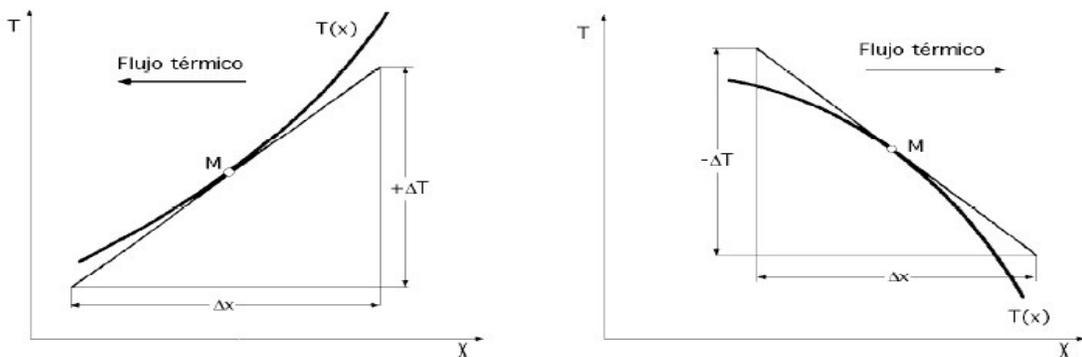


Figura 2.1: Convenio de signos para la transmisión del calor por conducción [15]



El flujo real de calor depende de la conductividad térmica k , que es una propiedad física del cuerpo, por lo que la ecuación anterior se puede expresar en la forma:

$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.3)$$

En la que si la superficie A de intercambio térmico se expresa en m^2 , la temperatura en grados Kelvin, la distancia x en metros y la transmisión del calor en W , las unidades de k serán $W/m^{\circ}K$. El signo (-) es consecuencia del Segundo Principio de la Termodinámica, según el cual, el calor debe fluir hacia la zona de temperatura más baja. El gradiente de temperaturas es negativo si la temperatura disminuye para valores crecientes de x , por lo que si el calor transferido en la dirección positiva debe ser una magnitud positiva, en el segundo miembro de la ecuación anterior hay que introducir un signo negativo.

Pared Plana [15]

Una aplicación inmediata de la ley de Fourier corresponde al caso de la transmisión del calor a través de una pared plana, Fig. 2.2. Cuando las superficies de la pared se encuentran a temperaturas diferentes, el calor fluye sólo en dirección perpendicular a las superficies.

En la que L es el espesor de la pared, T_1 es la temperatura de la superficie de la izquierda $x = 0$, y T_2 es la temperatura de la superficie de la derecha $x = L$.

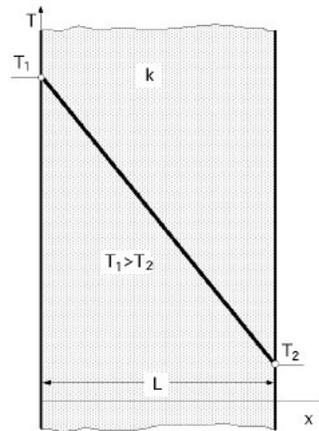


Figura 2.2: Pared plana [15]

Si la conductividad térmica es uniforme, la integración de la ecuación anterior proporciona:

$$Q = - \frac{kA}{L} (T_2 - T_1) \quad (2.4)$$

Donde:

T_1, T_2 : Temperaturas de estudio (K)

A: Área de transferencia de calor (m^2)

L: Espesor (m)

k: conductividad térmica (W/m K)

→ Transferencia de calor por convección [7]

Por la atracción molecular se mantiene una capa de fluido en la superficie de cada sólido, el calor se transmite por conducción a través de esta capa quieta. Si una corriente de fluido gaseoso fluye paralelamente a la superficie del sólido, las moléculas vibrantes de los gases estacionarios y en movimiento se mezclan. La película de la capa se acelera y la de la corriente móvil se frena. El espesor de la capa límite quieta que conduce mal el calor, se reduce y la transmisión del calor aumenta.



La transferencia de calor por convección viene dada por la Ley de enfriamiento de Newton de la siguiente forma:

$$\dot{Q} = h A_s (T_s - T_\infty) \quad (2.5)$$

Donde:

T_s : Temperatura superficial (K) A_s : Área superficial (m^2)

T_∞ : Temperatura de la corriente no perturbada (K)

h : Coeficiente de convección ($W/m^2 K$)

Coeficiente de convección [7]

El coeficiente de película o coeficiente de convección, representado habitualmente como h , cuantifica la influencia de las propiedades del fluido, de la superficie y del flujo cuando se produce transferencia de calor por convección.

El coeficiente de convección viene dado por:

$$h = \frac{Nu k}{Dh} \quad (\text{Flujos internos}) \quad (2.6)$$

$$h = \frac{Nu k}{L_{re}} \quad (\text{Flujos externos}) \quad (2.7)$$

Donde:

Nu : Número de Nusselt

Dh : Diámetro húmedo del conducto por donde pasa el fluido (m)

L_{re} : Longitud recorrida por el fluido sobre la placa (m)



Número de Nusselt [7]

Es un 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 se aplica para convección natural y forzada, y las correlaciones que permiten calcularlo se dividirán de la siguiente forma.

a) Convección libre o natural.

1. En pared vertical
2. En cilindro horizontal

b) Convección forzada.

1. Flujos internos
 - Flujos en tubos y conductos
2. Flujos externos
 - Flujo transversal a un cilindro

Convección Natural [7]

La fuerza motriz procede de la variación de densidad en el fluido como consecuencia del contacto con una superficie a diferente temperatura, lo que da lugar a unas fuerzas ascensionales; el fluido próximo a la superficie adquiere una velocidad debida únicamente a esta diferencia de densidades, sin ninguna influencia de fuerza motriz exterior; ejemplos típicos son la transmisión de calor al exterior desde la pared o el tejado de una casa en un día soleado sin viento, la convección en un tanque que contiene un líquido en reposo en el que se encuentra sumergida una bobina de



calefacción, el calor transferido desde la superficie de un colector solar en un día en calma, etc.

Número de Rayleigh [7]

Antes de calcular el número de Nusselt para paredes verticales y cilindros horizontales es necesario saber que el Número de Rayleigh (Ra) de un fluido es un número adimensional asociado con la transferencia de calor en el interior del fluido.

El número de Rayleigh se llama así en honor a Lord Rayleigh y es el producto del número de Grashof y el número de Prandtl. Para el caso de convección natural en una pared vertical el número de Rayleigh se define como:

$$Ra = Gr Pr = \frac{\beta \Delta T g L_{re}^3}{\nu^2} Pr \quad (2.8)$$

Donde:

Gr: Número de Grashof.

L_{re} : Longitud recorrida por el fluido (m).

Pr: Número de Prandtl.

$\hat{\nu}$: Viscosidad cinemática. (m^2/s)

g: Aceleración de la gravedad (m/s^2)

$\hat{\alpha}$ es el coeficiente de expansión térmica

ΔT : Variación de la temperatura entre la superficie y la corriente libre ($^{\circ}C$)

El coeficiente de expansión térmica se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\beta = 1/T_r \quad (2.9)$$

Donde:

T_r : es la temperatura promedio del fluido (K)



Flujo natural en pared vertical y horizontal [7]

En una pared vertical, el número de Nusselt se puede calcular a través de dos correlaciones que dependen del resultado del número de Rayleigh y son las siguientes.

$$Nu = 0.68 + 0.67(Ra\psi)^{1/4} \quad Ra \leq 10^9 \quad (2.10)$$

$$Nu = 0.68 + 0.67(Ra\psi)^{1/4} (1 + 1.6 \times 10^{-8} Ra\psi)^{1/12} \quad 10^9 \leq Ra \leq 10^{12} \quad (2.11)$$

Siendo:

$$\psi = \left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} \quad (2.12)$$

En una pared horizontal, el número de Nusselt se puede calcular a través de dos correlaciones que dependen del resultado del número de Rayleigh y son las siguientes.

$$Nu = 0.54Ra^{1/4} \quad 10^5 < Ra < 2 \times 10^7 \quad (2.13)$$

$$Nu = 0.14Ra^{1/3} \quad 2 \times 10^7 < Ra < 3 \times 10^{10} \quad (2.14)$$

Flujo natural en cilindro horizontal [7]

Al igual que en la pared vertical las correlaciones que permiten calcular el número de Nusselt en cilindros horizontales dependen también del resultado de



número de Rayleigh, las cuales son:

$$Nu = 0.36 + \frac{0.518 Ra^{1/4}}{\left[1 + (0.559/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad Ra \leq 10^9 \quad (2.14)$$

$$Nu = \left[0.6 + 0.387 \left[\frac{Ra}{\left[1 + (0.559/Pr)^{9/16}\right]^{16/9}} \right]^{1/6} \right]^2 \quad Ra > 10^9 \quad (2.15)$$

Convección Forzada [7]

La convección forzada tiene lugar cuando una fuerza motriz exterior mueve un fluido con una velocidad sobre una superficie que se encuentra a una temperatura, mayor o menor que la del fluido. Como la velocidad del fluido en la convección forzada es mayor que en la convección natural, se transfiere una mayor cantidad de calor para una determinada temperatura, es de hacer notar que los flujos forzados pueden ser internos y externos.

Número de Reynolds [7]

Las correlaciones para flujos forzados, que permiten calcular el número de Nusselt dependen del número de Reynolds, por lo tanto se hace necesario definir el mismo el cual relaciona la densidad, viscosidad, velocidad y dimensión típica de un flujo en una expresión adimensional, que interviene en numerosos problemas de dinámica de fluidos. Dicho número o combinación adimensional aparece en muchos casos relacionado con el hecho de que el flujo pueda considerarse laminar (número de Reynolds pequeño) o turbulento (número de Reynolds grande). Desde un punto de



vista matemático el número de Reynolds de un problema o situación concreta se define por medio de la siguiente ecuación:

$$\text{Re} = \frac{V Dh}{\nu} \quad (2.16)$$

Donde:

V : Velocidad característica del fluido (m/s)

Dh : Diámetro húmedo de la tubería o longitud característica (m)

ν : Viscosidad cinemática del fluido (m^2/s)

Flujo forzado interno (dentro de tubos y conductos) [7]

Cuando existen flujos forzados turbulentos dentro de tubos y conductos, se producen distintas formas de calcular el número de Nusselt con correlaciones que dependen del número de Reynolds las cuales son las siguientes.

$$Nu = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad \text{Re} > 10^4 \quad (2.17)$$

$$Nu = \frac{(f/8)(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1+12.7(f/8)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3}-1)} \quad 3000 < \text{Re} < 10^6 \quad (2.18)$$

Siendo f el factor de fricción que se obtiene de la siguiente ecuación.

$$f = (0.79 \ln(\text{Re}) - 1.64)^{-2} \quad 10^4 < \text{Re} < 5 \times 10^6 \quad (2.19)$$



Es de hacer notar que en el caso de flujos interno (dentro de conductos y tubos) se suele corregir el factor de fricción y el número de Nusselt a través del método del cociente de propiedades o cociente de temperaturas

$$\frac{f_D}{f} = \left(\frac{\text{Pr}_{sp}}{\text{Pr}} \right)^m \left(\frac{\mu_{sp}}{\mu} \right)^m \left(\frac{T_{sp}}{T_b} \right)^m \quad (2.20)$$

$$\frac{Nu_D}{Nu} = \left(\frac{\text{Pr}_{sp}}{\text{Pr}} \right)^n \left(\frac{\mu_{sp}}{\mu} \right)^n \left(\frac{T_{sp}}{T_b} \right)^n \quad (2.21)$$

Siendo Pr el número de Prandtl del producto, μ viscosidad y T Temperatura en K, el subíndice sp indica la propiedad o temperatura en la superficie del conducto y sin el subíndice será sobre flujo que circula por el conducto.

Flujo forzado externo (transversal a un cilindro) [7]

Al igual en el flujo interno las correlaciones que permiten calcular el número de Nusselt dependen del número de Reynolds y son las siguientes.

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{1/3}}{\left[1 + (0.4/\text{Pr})^{2/3} \right]^{1/4}} \quad \text{Re} < 10^4 \quad (2.22)$$

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{1/3}}{\left[1 + (0.4/\text{Pr})^{2/3} \right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{\text{Re}}{(2.82)10^5} \right)^{1/2} \right] \quad 2 \times 10^4 < \text{Re} < 4 \times 10^5 \quad (2.23)$$

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{1/3}}{\left[1 + (0.4/\text{Pr})^{2/3} \right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{\text{Re}}{(2.82)10^5} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad 4 \times 10^5 < \text{Re} < 5 \times 10^6 \quad (2.24)$$

Flujo transversal a un banco de tubos [5] y [7]

El flujo cruzado a través de un haz de tubos es común en los intercambiadores de calor de coraza y tubos, que se usan ampliamente como evaporadores y condensadores en sistemas generadores de potencia o sistemas de refrigeración, así como en una gran cantidad de aplicaciones industriales. Los tubos suelen estar provistos de aletas, pero para efectos de este estudio sólo se ocupará de tubos lisos. Los tubos del haz suelen estar alineados o escalonados como se muestra en la figura 2.3 en la cual se encuentran los parámetros geométricos de un haz de tubos que son el diámetro (D) del tubo y las separaciones transversal y longitudinal, (S_t y S_l). El número de filas de tubos en la dirección transversal al flujo es (N_t).

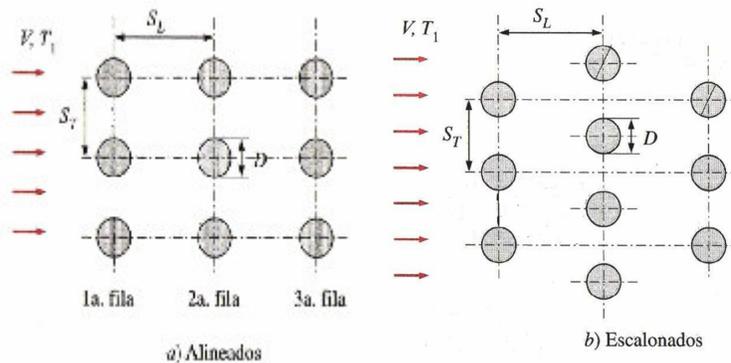


Figura 2.3: Configuraciones de haz de tubos [7]

El flujo alrededor de los tubos en la primera fila de un banco corresponde al de un cilindro único (aislado) en flujo cruzado. Sin embargo, para las filas siguientes, el flujo depende en gran parte del arreglo del banco de tubos (figura 2.3) los tubos alineados más allá de la primera fila están en las estelas turbulentas de los tubos de contracorriente, y para valores moderados de S_t los coeficientes de convección asociados con las filas corriente abajo aumentan por la turbulencia del flujo. Normalmente, el coeficiente de convección de una fila se incrementa al aumentar el número de filas hasta aproximadamente la 5^{ta} fila, después de la cual hay poco



cambio en la turbulencia y, por tanto, en el coeficiente de convección. Sin embargo, para valores pequeños de S_t/S_l , las filas contracorriente, en efecto, protegen a las filas corriente abajo de gran parte del flujo, y la transferencia de calor se ve afectada adversamente. Es decir, la trayectoria preferida es en las bandas entre los tubos y gran parte de la superficie del tubo no se expone al flujo principal. Por esta razón, la operación del banco de tubos con $S_t/S_l < 0.7$ es inconveniente. Sin embargo, para el arreglo escalonado la trayectoria del flujo principal es más tortuosa, y una gran parte del área superficial de los tubos corriente abajo permanece en esta trayectoria. En general el aumento de la transferencia del calor es favorecido por el flujo más tortuoso de un arreglo escalonado, en particular para números de Reynolds pequeños ($Re < 100$)

Como el fluido experimenta un cambio grande en la temperatura a medida que se mueve por el banco de tubos, la transferencia de calor sería significativamente sobre pronosticada al usar $\Delta T = T_s - T_\infty$ como la diferencia de temperaturas en la ley de enfriamiento de Newton. A medida que el fluido se mueve a través del banco su temperatura se aproxima a T_s y $|\Delta T|$ disminuye, ahora bien la forma apropiada de ΔT es una diferencia de temperaturas media logarítmica como se muestra en la siguiente ecuación

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)} \quad (2.25)$$

Donde T_i y T_o son las temperaturas del fluido a medida que entra y sale del banco, respectivamente. La temperatura de salida (T_s), que se necesita para determinar ΔT_{ml} se estima de la siguiente ecuación.



$$\frac{T_{st} - T_0}{T_{st} - T_e} = e^{-\left(\frac{\pi D N \bar{h}}{\rho V N_t S_t C_p}\right)} \quad (2.26)$$

Donde:

D = Diámetro externo del Tubo (m) N = Número de tubos del intercambiador

N_t = Número de filas de tubos longitudinales en el intercambiador

\bar{h} = Coeficiente de convección promedio del fluido en el banco de tubos ($W / m^2 \cdot ^\circ C$)

V = Velocidad del fluido a calentar o enfriar antes de entrar al banco de tubos (m/s)

S_t = Espacio transversal entre tubos (m) ρ = Densidad del fluido (Kg/m^3)

C_p = Calor específico del fluido ($J/Kg K$)

T_{st} = Temperatura de la superficie de los tubos ($^\circ C$)

T_0 = Temperatura del fluido a medida que sale del banco de tubos ($^\circ C$)

T_e = Temperatura del fluido a medida que entra al banco de tubos ($^\circ C$)

Una vez que se conoce ΔT_{ml} la transferencia de calor por unidad de longitud de los tubos se calcula de esta ecuación.

$$\dot{Q} = N(\bar{h} \pi D \Delta T_{ml}) \quad (2.27)$$

Los resultados anteriores sirven para determinar las transferencias de masas asociadas con la evaporación o sublimación de las superficies de un banco de cilindros en flujo cruzado

El número de Reynolds en estos casos se calcula a partir de la velocidad de masa del fluido en el espacio que separa dos tubos contiguos conocida como velocidad promedio (\bar{V}) definida por la relación.



$$\frac{\bar{V}}{V_0} = \frac{S_t}{S_t - (\pi/4)D} \quad (2.28)$$

El número de Nusselt promedio en un haz de tubos con 10 o más filas se puede calcular a partir de.

$$\bar{Nu}_D^{10+} = \phi Nu \quad (2.29)$$

Donde Nu es el número de Nusselt de la primera fila y ϕ es un factor de arreglo. Se define el paso transversal adimensional como $P_t = S_t/D$, el paso longitudinal adimensional como $P_l = S_l/D$ y un factor ψ como.

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 P_t} \quad P_t \geq 1 \quad (2.30)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 P_t P_l} \quad P_t < 1 \quad (2.31)$$

Entonces los factores de arreglo están dados por.

$$\phi_{alineado} = 1 + \left(\frac{0.7}{\psi^{1.5}} \right) \left(\frac{S_l/S_t - 0.3}{(S_l/S_t + 0.7)^2} \right) \quad (2.32)$$

$$\phi_{escalonado} = 1 + \frac{2}{3 P_t} \quad (2.33)$$

Si el haz tiene menos de 10 filas se puede aplicar una sencilla ecuación de interpolación.



$$\bar{N}u = \frac{1 + (N_t - 1)\phi}{N_t} Nu \quad (2.34)$$

Donde:

N_t : Numero de filas de tubos transversales del intercambiador

2.2.6 Modos combinados de transferencia de calor[7]

A fin de poder resolver problemas reales de ingeniería en los cual involucren varios métodos transferencia de calor, es necesario desarrollar desde el principio una teoría que permita manejar modos combinados de transferencia de calor.

Circuitos térmicos [15]

Se puede definir un circuito térmico que permita representar al sistema como una resistencia térmica con el flujo de calor análogo a la corriente eléctrica y la diferencia de temperaturas análoga a la diferencia de potencial.

Dicho circuito verificará una ley que, a semejanza de la ley de Ohm, expresa:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_t} \quad (2.35)$$

Donde (R_t) es la resistencia térmica del sistema la cual varía dependiendo de método de transferencia de calor, como se muestran en las siguientes ecuaciones.



$$Rt = \frac{L}{k A} \quad \text{Para conducción} \quad (2.36)$$

$$Rt = \frac{1}{h A} \quad \text{Para convección} \quad (2.37)$$

$$Rt = \frac{1}{h_{rad} A} \quad \text{Para radiación} \quad (2.38)$$

Donde h_{rad} es el coeficiente de radiación y se calcula con la siguiente ecuación

$$h_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma (T_{em}^2 + T_{re}^2)(T_{em} + T_{re}) \quad (2.39)$$

Siendo:

T_{re} = Temperatura del cuerpo receptor (K) ε = Emisividad

T_{em} = Temperatura de la superficie del cuerpo emisor (K)

σ = Constante de Stefan-Boltzmann ($5.6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}$)

Los circuitos térmicos son útiles porque permiten calcular rápidamente cuál es el calor que fluye a través de materiales que se colocan en serie o paralelo, como los de las figuras 2.4 y 2.5, respectivamente.

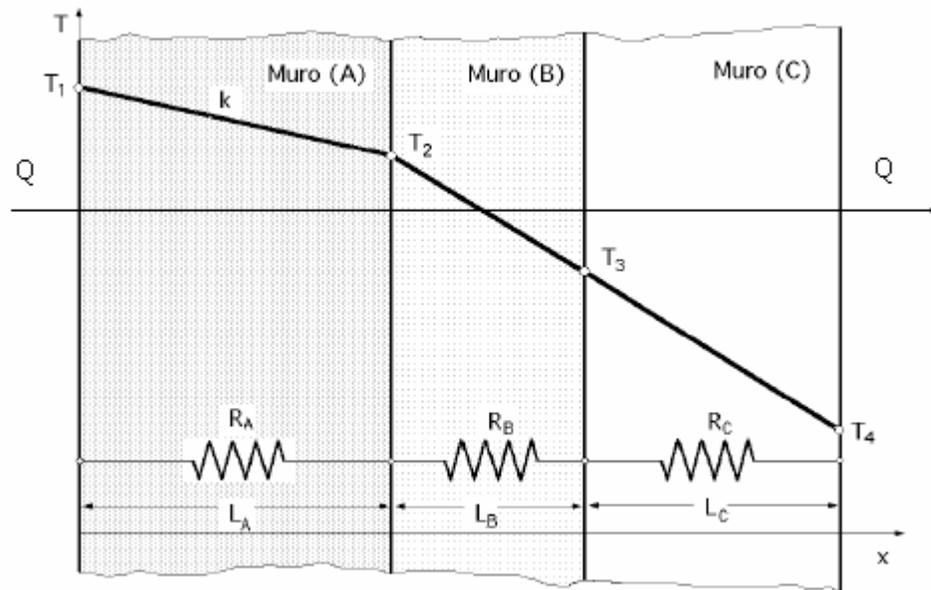


Figura 2.4: Circuito en serie [15]

$$R_k = R_A + R_B \quad (2.40)$$

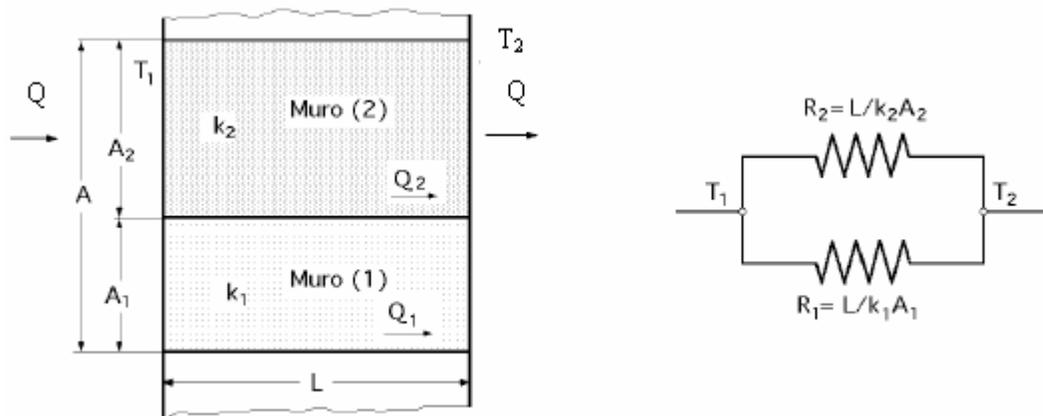
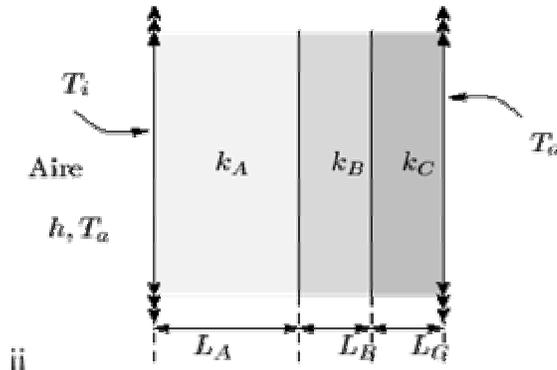


Figura 2.5: Circuito en paralelo [15]

$$R_k = \frac{1}{R_A} + \frac{1}{R_B} \quad (2.41)$$

Flujo de calor a través de una pared compuesta donde existe convección en ambos lados [15]



ii
Figura 2.6: Convección y conducción en una pared compuesta [15]

El flujo de calor que atraviesa una pared cuando existe convección en ambos lados se puede expresar de la siguiente manera: Si se tiene una pared compuesta por tres tipos de materiales que tienen espesores y conductividades diferentes, además existen coeficientes de intercambio térmicos en ambos lados (ver figura 2.6) se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}(R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5) = (T_o - T_i) \quad (2.42)$$

Siendo:

$$(R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5) = \frac{1}{h_c A} + \frac{L_A}{k_A A} + \frac{L_B}{k_B A} + \frac{L_C}{k_C A} + \frac{1}{h_f A} \quad (2.43)$$

Donde:

\dot{Q} : Cantidad de calor (W) A: Área de transferencia de calor (m^2)

T_o : Temperatura del fluido caliente (K) T_i : Temperatura del fluido frío (K)

h_o : Coeficiente de intercambio térmico caliente ($W/m^2 K$)



h_i : Coeficiente de intercambio térmico frío ($W/m^2 K$)

L_{A-C} : Espesores de las paredes (m)

k_{A-C} : Conductividad térmica de los materiales de las paredes ($W/m K$)

2.2.7 Caudal

Es la cantidad de fluido que circula por unidad de tiempo en determinado sistema o elemento. Se expresa en unidad de volumen por unidad de tiempo (m^3/s).

$$Q_{dal} = V/A \quad (2.44)$$

Donde:

V : Velocidad del fluido (m/s)

A : Área transversal del conducto por donde pasa el fluido (m^2)

2.2.8 Flujo másico

Es la diferencial de la masa respecto al tiempo. Esto ocurre dentro de un sistema termodinámico, cuando, un fluido atraviesa por un área en un tiempo determinado y se puede expresar:

$$\dot{m} = V \rho A \quad (2.45)$$

Donde:

\dot{m} : Flujo másico (kg/s)

ρ : Densidad del fluido (kg/m^3)



2.2.9 Aislante térmico

Son materiales caracterizados por su alta resistencia térmica, con los cuales son construidas las estructuras térmicas que tienen como función garantizar que el calor suministrado a la cámara de procesos no se disperse en direcciones inadecuadas, de manera que sea transmitido eficientemente a la carga que se desea calentar, además de tratar de disminuir el calor disipado hacia el exterior.

2.2.10 Intercambiadores de Calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos usados para la transferencia de calor entre dos o más fluidos. En general, un intercambiador de calor es un aparato recorrido por dos o más medios, donde uno de los cuales cede calor a los demás.

2.2.11 Serpentín

Se denomina serpentín a un tubo de forma frecuentemente espiral, utilizado comúnmente para transportar vapores provenientes de un generador de vapor y así condensarlos en forma líquida. Suele ser de vidrio, cobre u otro material que conduzca el calor fácilmente.

2.2.12 Conducción en estado transitorio para placas y cilindros infinitos [5] y [7]

En muchos procesos de transferencia de calor la temperatura del sistema depende del tiempo, tal es el caso durante el calentamiento y enfriamiento de un cuerpo. En estos casos la temperatura no solo depende de la distancia, sino también del tiempo. A diferencia con los procesos de conducción de calor en estado estable, en todos los de tipo transitorio existe un aumento o disminución de la energía interna del sistema mientras ocurre el proceso.



$$\frac{T_f - T_{amb}}{T_{inc} - T_{amb}} = \sum_{n=1}^{\infty} A_n e^{-\lambda_n^2 Fo} f_n(\lambda_n \eta) \tag{2.46}$$

Donde:

T_{inc} = Temperatura inicial del cuerpo (°C) T_{amb} = Temperatura ambiente (°C)

T_f = Temperatura a la cual llega el cuerpo (°C) Fo = Número de Fourier

Los parámetros de ecuación general para placas y cilindros infinitos se obtienen de la siguiente forma:

Tabla 2.1: Ecuaciones para el calentamiento de sólidos hasta la temperatura de fusión

Geometría	$A_n(\lambda_n)$	(λ_n)	$f_n(\lambda_n, \eta)$
Placa	$2 \frac{\text{sen} \lambda_n}{\lambda_n + \text{sen} \lambda_n \cos \lambda_n}$	$Bi \cos \lambda_n - \lambda_n \text{sen} \lambda_n = 0$	$\cos(\lambda_n \frac{x}{L})$
Cilindro	$2 \frac{J_1(\lambda_n)}{\lambda_n [J_0^2(\lambda_n) + J_1^2(\lambda_n)]}$	$\lambda_n \cdot J_1(\lambda_n) - Bi \cdot J_0(\lambda_n) = 0$	$J_0(\lambda_n \frac{r}{R})$

Fuente: Mills, A.F. Transferencia de Calor

Donde:

J_0 y J_1 = Son funciones de Bessel del primer tipo de órdenes 0 y 1 respectivamente

Número de Biot

Es un número adimensional utilizado en cálculos de transmisión de calor en estado transitorio. Su nombre hace honor al físico francés Jean Baptiste Biot (1774-1862) y relaciona la transferencia de calor por conducción dentro de un cuerpo y la transferencia de calor por convección en la superficie de dicho cuerpo.

El número de Biot se define como:



$$Bi = \frac{h Lc}{k} \quad (2.47)$$

Donde Lc es la longitud característica del producto a estudiar definida por la siguiente ecuación.

$$Lc = Vol/A_s \quad (2.48)$$

Donde:

Vol = Volumen del producto a estudiar (m^3)

A_s = Área superficial del producto a estudiar (m^2)

Es de hacer notar que la longitud característica para cilindros infinitos es el radio del mismo y para placas infinitas es la mitad del espesor de la misma

Número de Fourier

Es un número adimensional que caracteriza la conducción de calor. Conceptualmente es la relación entre la velocidad de la conducción de calor y la velocidad del almacenamiento de energía. Se define como:

$$Fo = \frac{\alpha t}{Lc^2} \quad (2.49)$$

Donde:

t = Tiempo que tarda en cambiar de temperatura (h)

α = Difusividad Térmica del objeto (m^2/h)



Difusividad térmica

Es una medida de la cantidad de calor difundida a través de un material en calentamiento o enfriamiento. Esta propiedad determina el comportamiento que tiene la temperatura al propagarse en el material a través del tiempo. La difusividad térmica puede ser definida

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (2.50)$$

El numerador de la expresión está relacionado con la capacidad de un material para transmitir el calor, mientras que el denominador está relacionado con su capacidad para acumularlo. Los materiales que tienen alta difusividad son más aptos para transmitir energía por conducción que para almacenarlo.

2.2.13 Conducción en estado transitorio en más de una dimensión [3], [5] y [7]

En algunas situaciones de interés práctico la transferencia de calor se lleva a cabo en varias direcciones y además depende del tiempo. La distribución transitoria de temperaturas en algunas de estas situaciones puede obtenerse sin dificultad usando el producto de las soluciones para los problemas unidimensionales previamente descritos. Como es el caso de un cilindro finito según la siguiente ecuación:

$$\frac{T_f - T_{amb}}{T_{inc} - T_{amb}} = \left[\sum_{n=1}^{\infty} 2 \frac{\text{sen} \lambda_n}{\lambda_n + \text{sen} \lambda_n \cos \lambda_n} e^{-\lambda_n^2 Fo} \right] \cdot \left[\sum_{n=1}^{\infty} 2 \frac{J_1(\lambda_n)}{\lambda_n [J_0^2(\lambda_n) + J_1^2(\lambda_n)]} e^{-\lambda_n^2 Fo} \right] \quad (2.51)$$

Donde:

T_{inc} = Temperatura inicial del cuerpo ($^{\circ}\text{C}$) T_{amb} = Temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$)

T_f = Temperatura a la cual llega el cuerpo ($^{\circ}\text{C}$)

FO = Número de Fourier

J_0 y J_1 = Son funciones de Bessel del primer tipo de órdenes 0 y 1 respectivamente

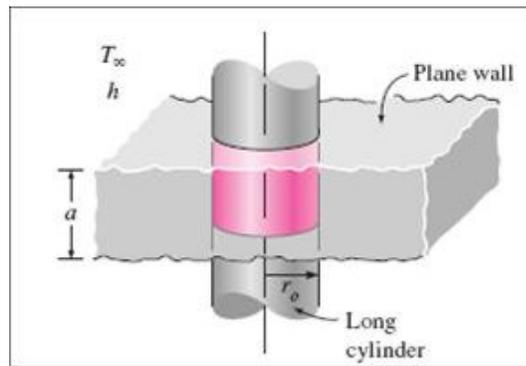


Figura 2.7. Intersección de Cilindro con una placa infinita. [3]

2.2.14 Estimación del tiempo de fusión [1]

Alexiades y Solomón (1993) ofrecen varios métodos fácilmente computables para el cálculo de la aproximación de las ecuaciones del tiempo necesario para derretir un cuerpo sólido inicialmente en la temperatura de fusión T_f . Se supone que conducción se produce en una fase (el líquido), y que el proceso de fusión puede ser caracterizado por un único parámetro geométrico, r , en el cuerpo de dominio $0 < r < L$, usando un factor de forma, w , definida por:

$$L_{ca} = \frac{(1+w)Vol}{A} \tag{2.52}$$

Donde:

w = Factor de forma

L_{ca} = Longitud característica (Solomón) (m)

A = Área de transferencia de calor del cuerpo (m^2)



$Vol =$ Volumen del cuerpo (m^3)

Donde:

$w =$ 0 para forma plana, 1 para formas cilíndricas y 2 para formas esféricas

Para el cálculo del tiempo de fusión de un sólido inicialmente a la temperatura de fusión con una entrada de aire convectiva fue necesario el desarrollo de mínimos cuadrados del método de la entalpía el cual plantea expresar la conservación de energía en función de la entalpía y temperatura para determinar la evolución de cada fase presente en el proceso de fusión. Luego de resolver el problema de forma numérica y para distintos parámetros involucrados el autor llegó a la siguiente aproximación:

$$t_f = \frac{L_{ca}^2}{2\alpha_l(1+w)Ste_l} \left[1 + \frac{2}{Bi} + (0.25 + 0.17w^{0.7})Ste_l \right] \quad \text{Para: } \begin{matrix} 0 \leq Ste_l \leq 4 \\ Bi \geq 0.1 \end{matrix} \quad (2.53)$$

Donde

$Bi =$ Número de Biot

$w =$ Factor de forma

$Ste_l =$ Número de Stefan para el producto en estado líquido

$\alpha_l =$ Difusividad térmica del producto en estado líquido (m^2/h)

Número de Stefan

Es un número adimensional que relaciona la capacidad calorífica y el calor latente de cambio de fase o estado de un material. Se define como:

$$Ste = \frac{C_p \Delta T}{C_{la}} \quad (2.54)$$

Donde:

C_p = Calor específico del producto a estudiar. $(J/Kg K)$

ΔT = Diferencia de temperaturas entre fases. (K)

C_{la} = Calor latente, por ejemplo de fusión. (J/kg)

2.2.15 Controladores lógicos programables [13].

Un autómata programable industrial (API) o por sus siglas en inglés PLC (Programmable Logic Controller); Es un equipo electrónico, programable en lenguaje no informático, diseñado para controlar procesos en tiempo real y en ambiente de tipo industrial. Ver fig. (2.8).



Figura 2.8. Controlador Lógico Programable

Un PLC, trabaja en base a la información recibida por los captadores y el programa lógico interno, actuando sobre los accionadores de la instalación.

Los autómatas programables son máquinas secuenciales que ejecutan correlativamente las instrucciones indicadas en el programa de usuario almacenado en su memoria, generando unas órdenes o señales de mando a partir de las señales de



entrada leídas de la planta (aplicación): al detectarse cambios en las señales, el autómatas reacciona según el programa hasta obtener las órdenes de salida necesarias. Esta secuencia se ejecuta continuamente para conseguir el control actualizado del proceso.

La secuencia básica de operación del autómatas se puede dividir en tres fases principales:

- Lectura de señales desde la interfaz de entradas.
- Procesado del programa para la obtención de las señales de control.
- Escritura de señales en la interfaz de salidas.

A fin de optimizar el tiempo, la lectura y escritura de las señales se realiza a la vez para todas las entradas y salidas; Entonces, las entradas leídas de los módulos de entrada se guardan en una memoria temporal (imagen de entradas). A ésta, acude el CPU en la ejecución del programa, y según se van obteniendo las salidas, se guardan en otra memoria temporal (imagen de salidas). Una vez ejecutado el programa completo, estas imágenes de salida se transfieren todas a la vez al momento de la salida. El autómatas realiza también otra serie de acciones que se van repitiendo periódicamente, definiendo un ciclo de operación.

2.2.15 Ventajas de los PLC [13].

- Posibilidad de introducir modificaciones sin cambiar el cableado ni añadir equipos, lo cual, los hace muy flexibles.
- Mínimo espacio de ocupación.
- Menor coste de mano de obra de la instalación.



- Economía de mantenimiento, además de aumentar la fiabilidad del sistema, al eliminar contactos móviles.
- Posibilidad de gobernar varias máquinas con un mismo autómatas.
- Menor tiempo para la puesta en funcionamiento del proceso al quedar reducido el tiempo de cableado.
- Si por alguna razón la máquina queda fuera de servicio, el autómatas sigue siendo útil para otra máquina o sistema de producción.

2.2.16 Funciones básicas de un PLC [13].

- **Detección:** Lectura de la señal de los captadores distribuidos por el sistema de fabricación.
- **Mando:** Elaborar y enviar las acciones al sistema mediante los accionadores y preaccionadores.
- **Diálogo hombre máquina:** Mantener un diálogo con los operarios de producción, obedeciendo sus consignas e informando del estado del proceso.
- **Programación:** Para introducir, elaborar y cambiar el programa de aplicación del autómatas. El diálogo de programación debe permitir modificar el programa incluso con el autómatas controlando la máquina.



CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1 Nivel de Investigación

La investigación, incluyendo todas sus fases, se puede clasificar como un proyecto factible, ya que se encontrará la solución mas apropiada en vista de los problemas que se presentan en la empresa antes mencionada.

3.2 Diseño de Investigación

Según los objetivos planteados, el nivel de la investigación se considerará como un proyecto de campo, debido a que se recolectará información directamente de la empresa Clariant lugar donde se presenta el problema planteado. Para el logro de dichos objetivos, se presentan a continuación una secuencia lógica de los pasos a seguir que describen la metodología para el trabajo especial de grado.

3.2.1 Fase I: Descripción del proceso de fusión que ocurre en la cámara de circulación de aire caliente.

En esta fase de la investigación se recopila toda la información necesaria referente al proceso de fusión aplicado a los diferentes productos que se funden en la cámara de circulación de aire caliente, con el fin de hacer un modelo matemático de dicho proceso que permita identificar todas sus fortalezas y debilidades.

Esto se realiza por medio de una investigación bibliográfica, experiencia del personal, fabricantes y documentación técnica suministrada por la empresa con la finalidad de conocer a fondo el principio de funcionamiento del proceso de fusión realizado en la cámara. Esto se logra por medio de las siguientes actividades:



- Analizar las variables que intervienen en el proceso de fusión.
- Calcular la entrada de calor del tambor a fundir.

El fenol se funde en la cámara en tambores metálicos de de 0.571m de diámetro y 0.84m de largo, los mismos tienen como fuente de calor la convección del aire circulante con la superficie del tambor. Debido a lo anterior planteado y a la disposición de los tambores se puede calcular el coeficiente de convección, como un intercambiador de flujo cruzado de tubos alineados

→ Cálculo del coeficiente de convección dentro de la cámara actual

Antes de hacer algún cálculo es necesario obtener los siguientes datos iniciales: diámetro de los tambores (D), distancia transversal (S_t) y longitudinal (S_l) entre tambores, los cuales se obtienen directamente por mediciones en el campo, las propiedades térmicas del aire circulante a temperatura promedio se obtienen de las tablas de propiedades del aire ver (anexo, A1) definiendo previamente la temperatura promedio del aire dentro de la cámara, y por último la velocidad del aire circulante (V) se obtiene midiéndola con un anemómetro dentro del conducto de los intercambiadores.

La velocidad del aire dentro de la cámara (V_2) se obtiene igualando el caudal del aire circulante del conducto de los intercambiadores al de la cámara, seguidamente se calcula la velocidad promedio del aire entre los tambores (\bar{V}) con la ecuación 2.28. Con esta, el diámetro del tambor y la velocidad cinemática del aire se obtiene el número de Reynolds (Re) aplicando la ecuación 2.16 y dependiendo del resultado se utilizará la correlación de flujo transversal a un cilindro que se adapte para obtener el número de Nusselt (Nu)



Para obtener el número de Nusselt promedio entre los tambores ($N\bar{u}$) se utiliza la ecuación 2.34, la cual necesita el ($\phi_{alineado}$) que se obtiene con la ecuación 2.32, y este último necesita el valor de (ψ), este se obtiene aplicando la ecuación 2.30. Finalmente después de calcular el Nusselt promedio, y con los del diámetro del tambor y la conductividad térmica del aire se obtiene el coeficiente de convección dentro de la cámara de circulación de aire con la ecuación (2.6). Sin embargo, para calcular las propiedades térmicas del aire circulante a temperatura promedio dentro de la cámara es necesario tener la temperatura del aire en la 4ta fila tubos, ya que hasta la mitad de la cámara es donde cargan producto, porque la otra mitad no es efectiva para fundir producto, y como no hay forma de medirla en el campo esta se supone, ahora bien para comprobar esta suposición se utiliza la ecuación 2.26.

→ Tiempo de fusión del fenol

Antes de calcular el tiempo del proceso de fusión es necesario saber las propiedades térmicas y físicas del fenol sólido y líquido, por lo tanto se utilizarán libros documentación de la empresa y de Internet a fin de obtener dichas propiedades.

Ya con el coeficiente de convección del aire circulante dentro de la cámara se procede a calcular el tiempo de fusión del fenol desde la temperatura inicial 34°C hasta la temperatura final 77°C, el cual se dividirá en 2 partes que son:

3.2.1.1 Calentamiento de la parte sólida desde la temperatura inicial a la temperatura de fusión de 41°C

En esta etapa el fenol está en estado sólido, por lo cual se pueden utilizar las ecuaciones de conducción en régimen transitorio, a fin de obtener el tiempo que se tarda en calentarse desde los 34°C hasta los 41°C.



→ Solución aproximada

Si bien al principio no se puede obtener el número de Fourier del fenol entonces se supondrá que el mismo es mayor a 0.2 a fin de utilizar la ecuación aproximada de régimen transitorio que (Cengel, Yunus) la define de la siguiente forma.

$$\frac{T_f - T_{mab}}{T_{inc} - T_{amb}} = A_1 e^{-\lambda_1^2 Fo} \quad (3.1)$$

Sin embargo como lo que se va a estudiar es un cilindro corto entonces la ecuación en régimen transitorio es igual al producto de la de un cilindro infinito y una placa infinita, entonces la ecuación general queda de la siguiente forma.

$$\frac{T_f - T_{amb}}{T_{inc} - T_{amb}} = \left(A_1 e^{-\lambda_1^2 Fo} \right) \left(A_{1cil} e^{-\lambda_{1cil}^2 Fo} \right) \quad (3.2)$$

En el caso de la placa del espesor $2L$

- Se calcula el número de Biot con la ecuación 2.47.
- Se obtienen los parámetros A_{1pla} y λ_{1pla} de la tabla de coeficientes transitorios ver (Anexo, A.4)
- Se calcula la difusividad térmica del fenol sólido con la ecuación 2.50.
- Se obtiene el número de Fourier en función del tiempo con la ecuación 2.49.

En el caso de el cilindro de radio r

- Se calcula el número de Biot con la ecuación 2.47



- Se obtienen los parámetros A_{1cil} y λ_{1cil} de la tabla de coeficientes transitorios ver (Anexo, A.4)
- Se calcula el número de Fourier dejando el tiempo como incógnita con la ecuación 2.49.

Ya con todos estos datos se sustituyen en la ecuación 3.2 a fin de obtener el tiempo del calentamiento desde los 34°C a los 41°C. Finalmente el tiempo del calentamiento se sustituye en los números de Fourier con el tiempo de incógnita calculados anteriormente, a fin de comprobar la aseveración inicial en el cual el Fourier tiene que ser mayor de 0.2 para garantizar un error menor de 2% con la solución aproximada.

→ Solución exacta

La forma exacta de obtener el tiempo de calentamiento no tiene restricciones con respecto al número de Fourier como en la solución aproximada y para ello se utiliza la ecuación general exacta de régimen transitorio (2.46).

Al igual que en la solución aproximada, en el caso general la solución para un cilindro finito es el producto de un cilindro infinito y una placa infinita y la ecuación que lo define es la 2.51.

En el caso de la placa del espesor $2L$

- Se calcula el número de Biot con la ecuación 2.47.
- Se obtienen los valores λ_n , que son las 5 primeras raíces de la siguiente ecuación.

$$Bi \cos \lambda_n - \lambda_n \operatorname{sen} \lambda_n = 0 \quad (3.3)$$



→ Con cada uno de las 5 raíces de λ_n se obtienen los A_n con la siguiente ecuación.

$$A_1 = 2 \cdot \frac{\text{sen}(\lambda_n)}{\lambda_n + \text{sen}(\lambda_n) \cos(\lambda_n)} \quad (3.4)$$

- Se calcula la difusividad térmica del fenol sólido con la ecuación 2.50.
- Con el valor de la difusividad térmica el fenol, se obtiene el número de Fourier con el tiempo de incógnita, con la ecuación 2.49.

En el caso de el cilindro de radio r

- Se calcula el número de Biot con le ecuación 2.47
- Se obtienen los valores de $\ddot{\epsilon}_n$, que son los 5 primeras raíces de la siguiente ecuación, siendo J_0 y J_1 funciones de Bessel del primer tipo de ordenes 0 y 1

$$\lambda_n \cdot J_1(\lambda_n) - 6.011 J_0(\lambda_n) = 0 \quad (3.5)$$

→ Con cada uno de las 5 raíces de $\ddot{\epsilon}_n$ se obtienen los A_n con la siguiente ecuación.

$$A_1 = 2 \cdot \frac{J_1}{\lambda_n [J_0^2 + J_1^2]} \quad (3.6)$$

- Se calcula el número de Fourier en función dejando el tiempo como incógnita con la ecuación 2.49.

Ya con todos los datos de la placa infinita y el cilindro infinito calculados, entonces los mismo se sustituyen en la ecuación 2.51 a fin de obtener el tiempo del calentamiento del fenol sólido (t) desde los 34°C hasta los 41°C.



3.2.1.2 Fusión del fenol y calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 77°C

El cambio de fase y el calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 77°C se modelará a través de la ecuación 2.53 de tiempo de fusión con entrada convectiva (Solomon y Alexiades, 1993).

Para obtener los datos que permitan obtener el tiempo de fusión del fenol con la ecuación 2.50 se siguen estos pasos.

- Se calcula la longitud efectiva (L_{ca}) con la ecuación 2.52.
- Con el valor de L_{ca} , el coeficiente de convección promedio dentro de la cámara y el valor de la conductividad térmica líquida del fenol se calcula el número de Biot con la ecuación 2.47.
- Se obtiene el número de Stefan líquido (Ste_l) del fenol con la ecuación 2.54.
- Finalmente se calcula la difusividad térmica del fenol líquido con la ecuación 2.50.

Ya con todos estos datos se sustituyen en la ecuación 2.53 a fin de obtener el tiempo de fusión del fenol (t_f) desde los 41°C hasta los 77°C.

Ahora bien con la suma del tiempo de calentamiento y el tiempo de fusión se obtiene el tiempo total del proceso de fusión del fenol (t_t) en la cámara de circulación de aire caliente, esto con el fin de compararlo con el tiempo real del proceso tomado en el campo.



3.2.2 Fase II: Establecer los requerimientos para diseñar y ubicar la cámara de circulación de aire caliente.

Por medio de la información aportada por la empresa se establecerán los requerimientos para el nuevo diseño y ubicación de la cámara. Estos se basarán en cuanto a sus exigencias de producción y seguridad del proceso.

Esto se logra siguiendo estos pasos:

- Evaluar las posibles debilidades en el proceso que afecten el tiempo de fusión del producto crítico.
- Identificar los requerimientos de producción para la nueva cámara.
- Ubicar los espacios disponibles para la ubicación de la nueva cámara
- Establecer las restricciones en cuanto a diseño de la nueva cámara como por ejemplo; fuente de calor disponibles disposición del producto a fundir, etc.

3.2.3 Fase III: Proponer opciones de diseño de cámaras de circulación de aire caliente que permitan reducir el tiempo de fusión.

En esta fase se generan varias propuestas de solución que permitan cubrir los requerimientos producción y seguridad exigidas por la empresa.

3.2.3.1 Presentación de las propuestas y/o alternativas de solución.

En esta etapa se presentan 3 diseños de cámaras de aire circulante que permitan resolver los diferentes problemas encontrados en el proceso de fusión actual del fenol tomando en cuenta las restricciones de diseño expuestas por la empresa.

Ahora bien los diseños de las 3 cámaras de circulación de aire caliente tendrán el mismo principio de funcionamiento variando sólo en las dimensiones, caudales de aire y disposición de los tambores, por lo demás tendrán el mismo planteamiento técnico como la ubicación de los intercambiadores, las cámaras de mezcla, los ventiladores entre otros. Sin embargo para tener una mejor idea del diseño de las cámaras se utilizara la figura 3.1 y para ver el flujo de aire dentro de la misma esta la figura 3.2.

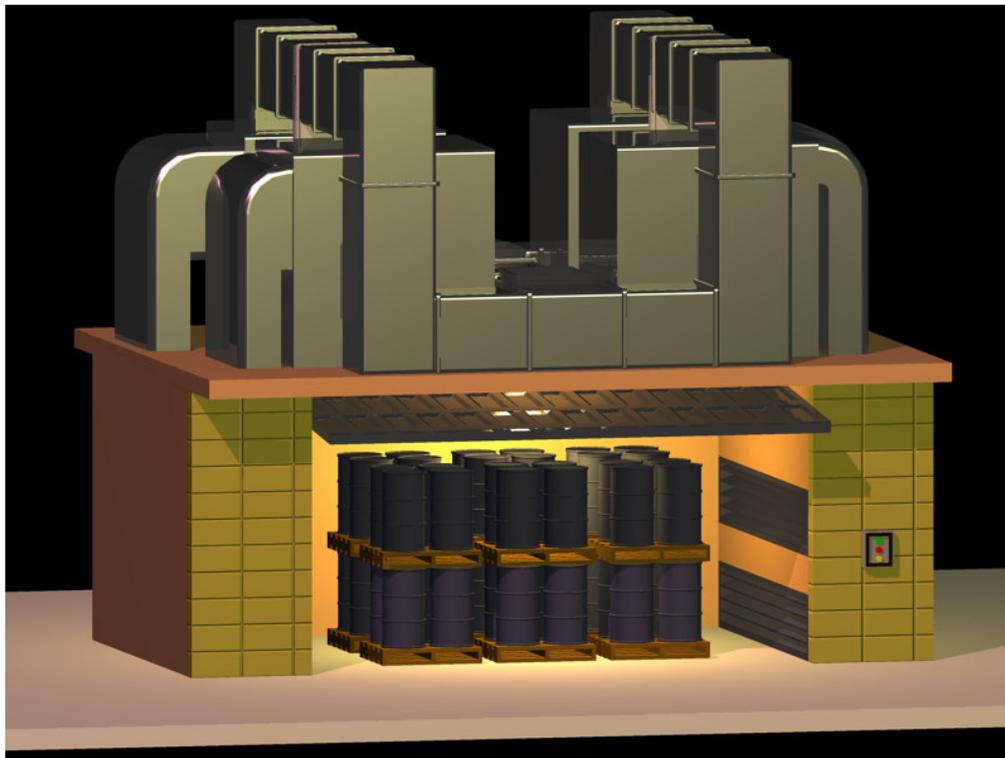


Figura 3.1: Vista general de la Cámara 2 pisos y 12 paletas

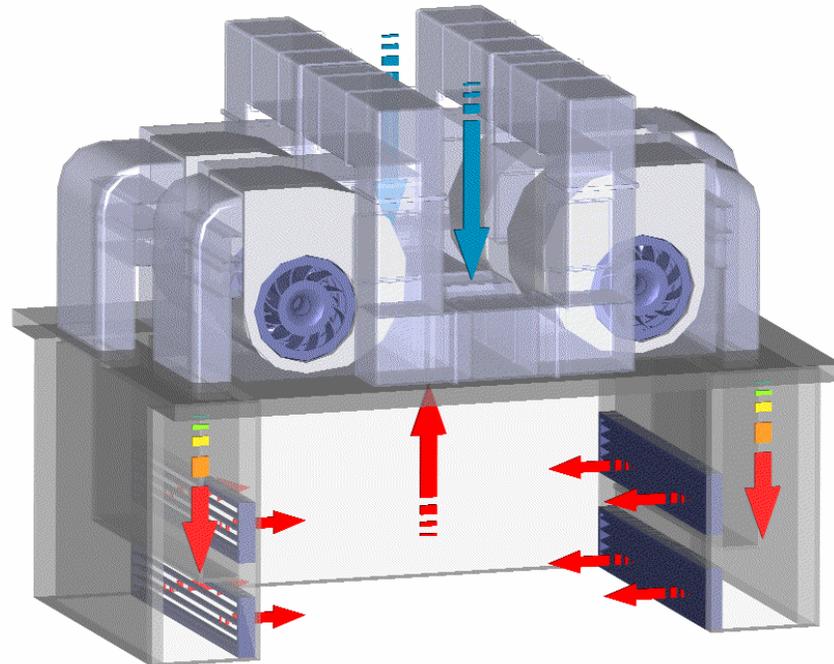


Figura 3.2: Detalle del flujo de aire de la cámara de 2 pisos y 12 paletas

Como se puede observar en las anteriores figuras el diseño consta de 4 entradas de aire caliente las cuales las alimentan 4 intercambiadores de calor y 4 ventiladores. Sin embargo como todos los intercambiadores de calor son iguales y los ventiladores también, entonces para los efectos del cálculo de los intercambiadores solo se estudiara un intercambiador para los cual se apoyara en las siguientes figuras.

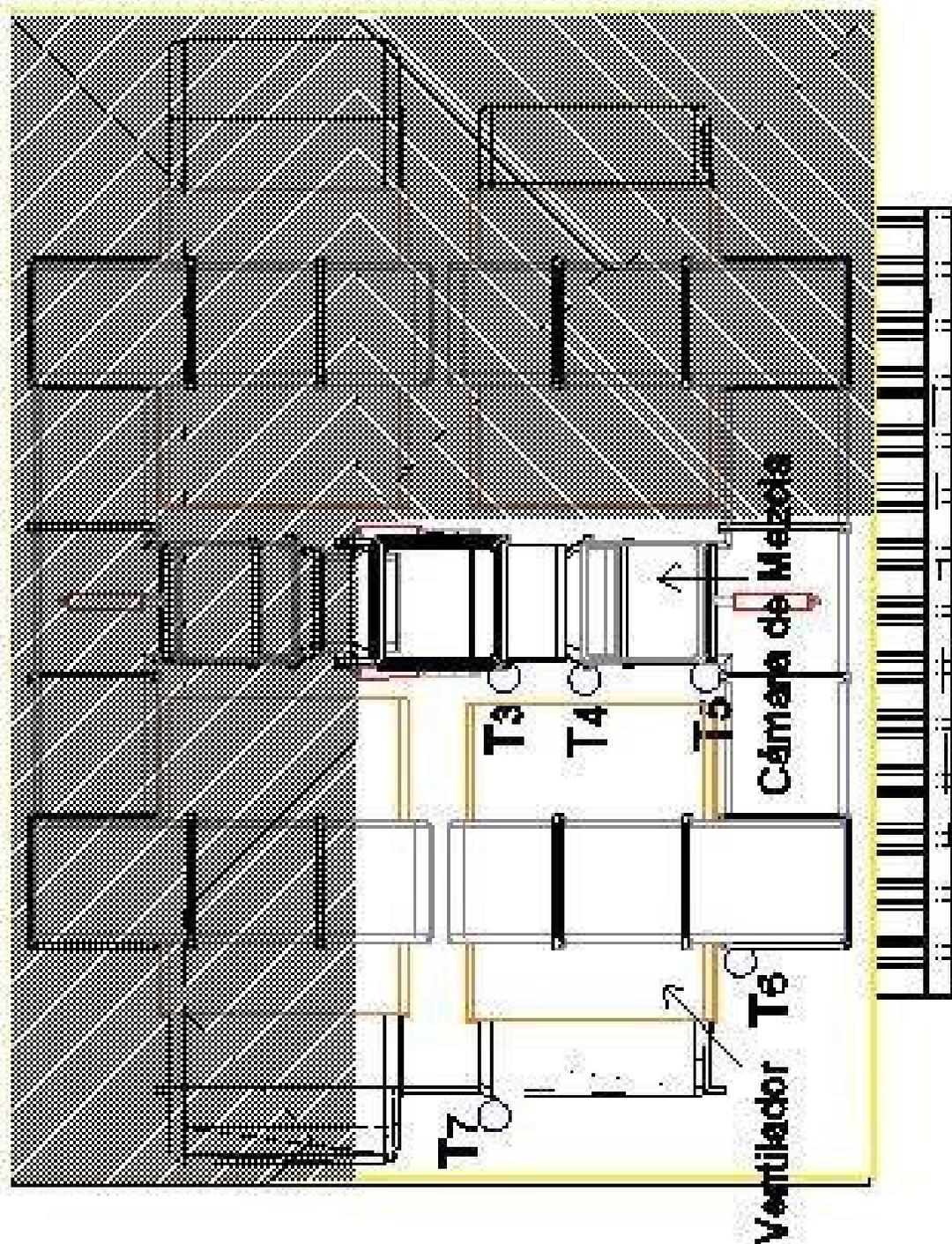


Figura 3.3: Vista Superior de la Cámara

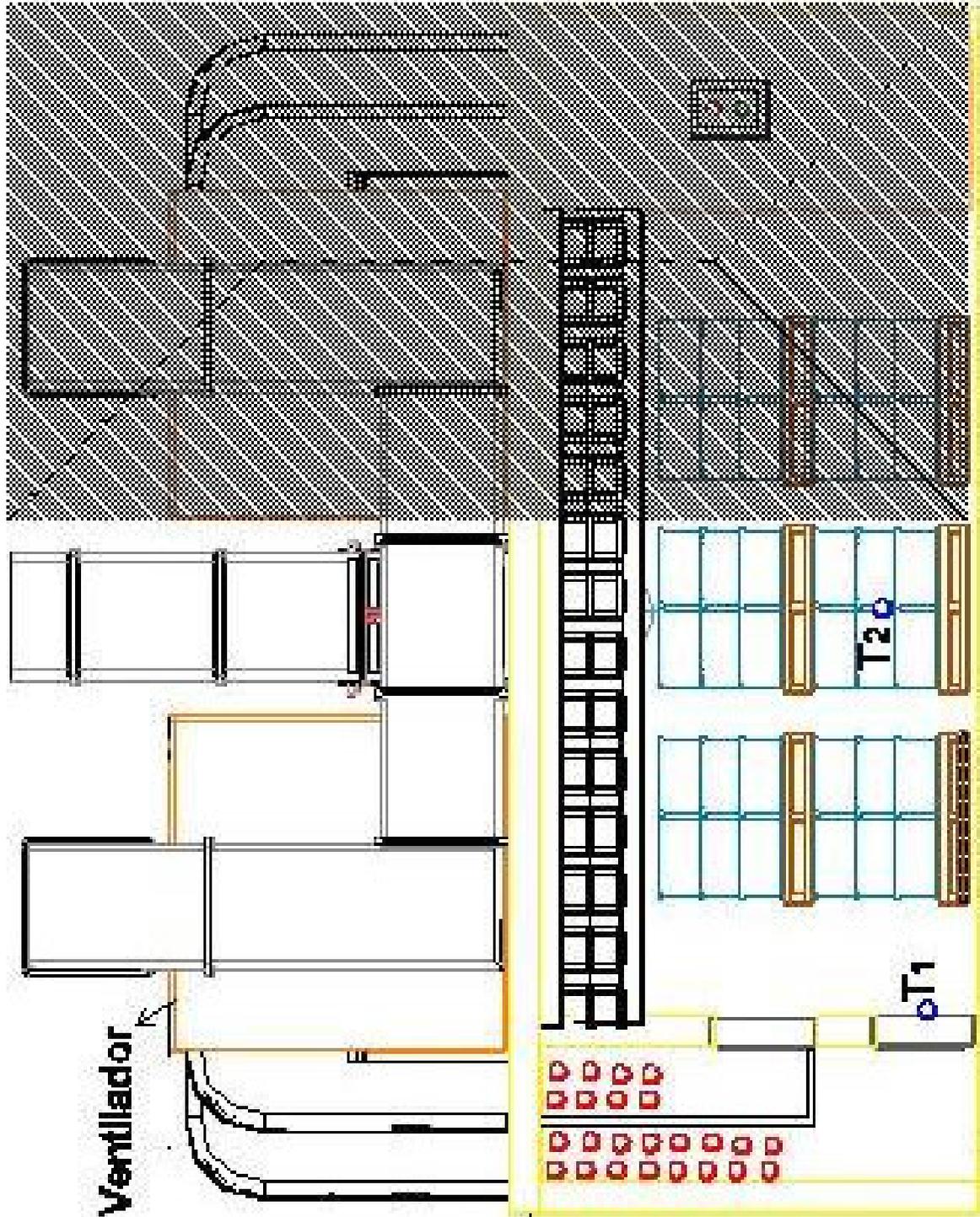


Figura 3.4: Vista Frontal de la Cámara



Donde:

Tabla 3.1: Descripción de las temperaturas en la cámara de circulación de aire

Temperatura	Descripción
T_1	Temperatura del aire circulante a la entrada de la cámara
T_2	Temperatura del aire circulante en 3era fila de tambores
T_3	Temperatura del aire circulante a la entrada del conducto 1
T_4	Temperatura del aire circulante a la salida del conducto 1
T_5	Temperatura del aire circulante a la salida de la cámara de mezcla
T_6	Temperatura del aire circulante a la salida del conducto 2
T_7	Temperatura del aire circulante a la entrada de los intercambiadores
T_{amb}	Temperatura del aire ambiental

Fuente propia

Al principio se partirá con el conocimiento de la temperatura 1, la temperatura del aire ambiental y el caudal del ventilador, sin embargo para diseñar los intercambiadores de la cámara es necesario saber la temperatura 7, pero para llegar a ella hay que calcular el valor de las temperaturas anteriores por lo tanto.

Para calcular esta temperatura es necesario tener el coeficiente de convección promedio dentro de la cámara, por lo tanto se supondrá la temperatura 2 a fin de obtener las propiedades del aire.

→ Cálculo del coeficiente de convección del aire circulante dentro de la cámara.

A fin de obtener las propiedades termicas del aire a temperatura promedio dentro de la camara, se supondrá la temperatura 2 a fin de obtener las propiedades del aire la cual sera verificada más adelante.



Debido a la disposición de los tambores se puede calcular el coeficiente de convección, como un intercambiador de flujo cruzado de tubos alineados, por lo tanto antes de elaborar el cálculo es necesario tener los siguientes datos

Diámetro de los tambores (D), distancia transversal (S_t) y longitudinal (S_l) entre tambores, velocidad promedio del aire circulante entre los tambores, y las propiedades térmicas del aire circulante a temperatura promedio.

Se sigue la metodología planteada anteriormente en la fase I, la cual explica el procedimiento para obtener el coeficiente convectivo dentro de la cámara de circulación de aire actual, y como es necesario calcular las propiedades del aire a temperatura promedio entre T_1 y T_2 entonces se supone la temperatura 2 y se comprueba la suposición de la temperatura con la ecuación 2.26.

Es de hacer notar que la temperatura 2 se considera igual a la temperatura 3 que es la temperatura de entrada al conducto 1 y la temperatura 4 es la de salida del mismo, entonces para obtener el valor de la temperatura 4 se hace necesario diseñar el conducto 1.

→ Diseño del conducto 1

Para diseñar el conducto es necesario saber la forma geométrica transversal, las dimensiones de los lados, los materiales y sus conductividades térmicas.

La forma geométrica transversal del conducto y las dimensiones de los lados se obtienen de los datos que exige el ventilador para sus conductos de entrada sin embargo el área de este conducto 1 será el 80% del área del conducto de entrada al ventilador a fin de garantizar que la velocidad del aire se mantenga igual en los



conductos, los materiales y sus propiedades térmicas se obtienen de catálogos comerciales y libros.

Ahora bien antes de empezar a diseñar el conducto es necesario saber la velocidad del aire circulante en el conducto 1 la cual se obtiene con la ecuación 2.44 teniendo como datos el área transversal del conducto 1 y el 80% del caudal del aire circulante dentro de la cámara, esto debido a que se recirculaba el 80% del aire dentro de la cámara.

Como no se tiene la T_4 , entonces las propiedades térmicas del aire circulante se obtienen suponiendo temperatura y calculando las propiedades a temperatura promedio con la temperatura 3. El flujo másico del aire en el conducto 1 (\dot{m}_1) es el 80% del flujo másico dentro de la cámara (\dot{m}_c) el cual se obtiene con la ecuación 2.45 teniendo como datos la velocidad del aire circulante dentro de la cámara, el área transversal de la cámara y la densidad del aire circulante dentro de la cámara a temperatura promedio.

Ya con todos estos datos se calculan los coeficientes de convección interno y externo al conducto 1.

→ *Coefficiente de convección interno del conducto 1 (h_1)*

Primeramente se calcula el número de Reynolds del aire circulante que fluye por el conducto 1 con el diámetro húmedo del conducto 1, la velocidad cinemática del aire y la velocidad del aire circulante a través de la ecuación 2.16, dependiendo del resultado del número de Reynolds se utiliza la correlación de flujo en conductos y tubos que se adapte para calcular el número de Nusselt.



Ya con el número de Nusselt, el diámetro húmedo y la conductividad térmica del aire circulante se obtiene el coeficiente de convección interno del conducto aplicando la ecuación 2.6.

→ *Coficiente de convección externo del conducto 1 (h_2)*

Antes de hacer algún cálculo, es necesario acotar que se debe suponer la temperatura de la superficie exterior del conducto 1 (T_d) en 45°C a fin de evitar quemaduras por contacto.

Teniendo en cuenta lo anterior se buscan las propiedades térmicas del aire exterior a temperatura promedio entre T_d y T_{amb} .

Primero se calcula el número de Rayleigh utilizando como gravedad 9.81m/s² con la ecuación 2.8, y ψ resolviendo la ecuación 2.12. Dependiendo del resultado del número de Rayleigh se utiliza la correlación de convección natural en pared vertical que se adapte, para calcular el número de Nusselt

Por último con el número de Nusselt, la longitud del conducto 1 y la conductividad térmica del aire exterior, se calcula el coeficiente de convección externo con en la ecuación 2.7.

→ *Diseño del espesor del aislante para el conducto 1.*

Para diseñar el conducto 1 los autores se apoyaran en la figura 3.5, en el cual se puede observar el flujo de calor a través de las paredes del conducto 1

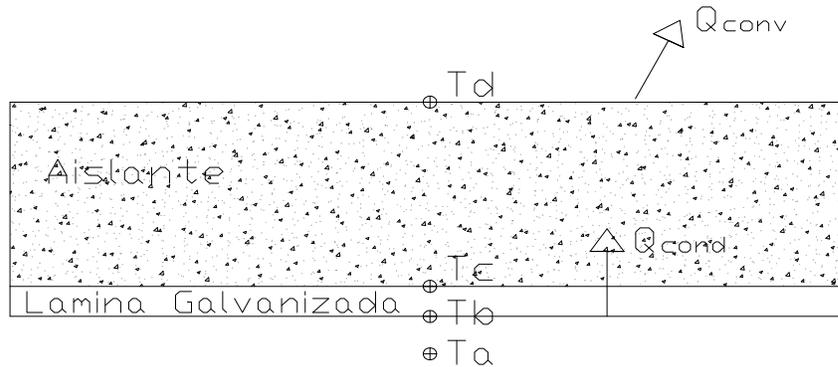


Figura 3.5: Detalle de Paredes del conducto 1

Siendo:

Tabla 3.2: Descripción de las temperaturas en el conducto 1

Temperatura	Descripción
T_a	Temperatura promedio del aire circulante dentro del conducto 1
T_b	Temperatura de la superficie interna del conducto 1
T_c	Temperatura de la superficie externa de la lamina galvanizada
T_d	Temperatura de la superficie externa del aislante

Fuente propia

Ya conocidos los coeficientes de convección interna y externa del conducto 1, se plantean 2 ecuaciones de calor que permitan obtener el espesor de aislante para el conducto 1.

$$(T_a - T_d) = q_{total} (R_{ci} + R_{k1} + R_{k2}) \quad (3.7)$$

$$(T_d - T_{amb}) = q_{total} (R_{ce}) \quad (3.8)$$

Siendo R_{ci} y R_{ce} las resistencias térmicas por convección internas y externas respectivamente y R_{k1} y R_{k2} las resistencias térmicas por conducción de la lamina



galvanizada y del aislante respectivamente. El valor de estas resistencias se puede obtener de las ecuaciones 2.36 y 2.37

Dividiendo 3.7 entre 3.8 y sustituyendo las ecuaciones de resistencias queda:

$$\frac{(T_a - T_d)}{(T_d - T_{amb})} = A_3 h_2 \left(\frac{1}{A_1 h_1} + \frac{e_1}{A_1 k_{acero}} + \frac{e_2}{A_2 k_{aislante}} \right) \quad (3.9)$$

Ahora el valor de las áreas es el siguiente:

$$A_1 = 4a L_1 \quad (3.10)$$

$$A_2 = 4(a + 2e_1) L_1 \quad (3.11)$$

$$A_3 = 4(a + 2e_1 + 2e_2) L_1 \quad (3.12)$$

Ya que todos los valores son conocidos, excepto por el valor del espesor del aislante (e_2), entonces se sustituyen los resultados de las ecuaciones 3.10, 3.11 y 3.12 en 3.9 para obtener el valor del espesor del aislante, seguidamente se aproxima al espesor de aislante comercial siguiente, a fin de garantizar que la temperatura superficial externa del conducto 1, este por debajo de los 45°C.

→ *Pérdida de temperatura del aire circulante en el conducto 1*

Para saber cuanta temperatura pierde el aire circulante a lo largo del conducto 1 se necesita saber primero cuanto calor se cede al ambiente a través las paredes del conducto 1 entonces se plantea la siguiente ecuación.



$$\dot{Q} = \frac{(T_a - T_{amb})}{R_{total}} \quad (3.13)$$

Siendo la Resistencia total la suma de todas las resistencias en serie del conducto 1 por lo tanto

$$R_{total} = \left(\frac{1}{A_1 \cdot h_1} + \frac{e_1}{A_1 k_{acero}} + \frac{e_2}{A_2 k_{asilante}} + \frac{1}{A_3 h_2} \right) \quad (3.14)$$

Ahora bien como el calor que se cede a través de las paredes del conducto 1 es el mismo calor que pierde el aire circulante a lo largo del conducto, entonces para saber la variación de la temperatura entre la entrada y salida del conducto 1 se utiliza esta ecuación.

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T \quad (3.15)$$

Con la variación de la temperatura y la T_3 se obtiene la T_4 con la siguiente ecuación

$$T_4 = T_3 - \Delta T \quad (3.16)$$

→ Diseño de la cámara de mezcla

La cámara de mezcla tendrá dos entradas de aire y una salida así como se muestra en la figura 3.6, la misma se considerara adiabática y la presión del aire de entrada será igual a la de salida.

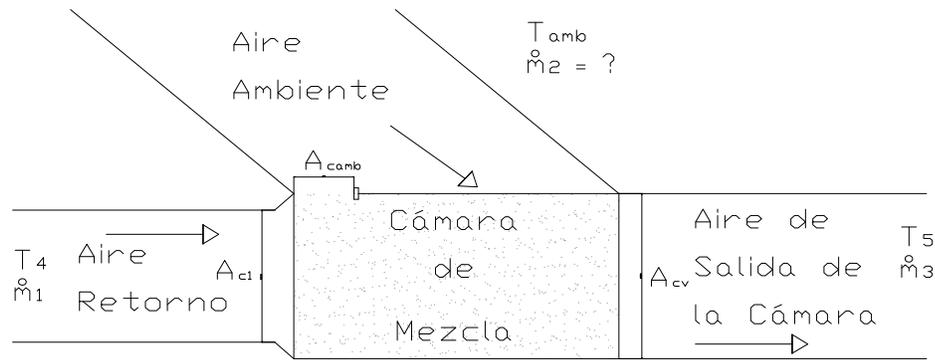


Figura 3.6: Cámara de Mezcla

Ahora bien sólo se conocen las condiciones del aire de retorno y su flujo másico el cual es el mismo del aire circulante dentro del conducto 1 (\dot{m}_1), del aire ambiental se conoce la temperatura y del aire de entrada al ventilador se conoce el flujo másico que es igual al flujo de aire dentro de la cámara, sin embargo planteando un balance de masa en la cámara de mezcla se puede obtener el flujo másico del aire ambiental el cual es el siguiente.

$$\dot{m}_3 - \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.17)$$

Para garantizar que el aire ambiental ingrese a la misma velocidad que el aire de circulación, tiene que tener también el 20% del área del conducto de entrada al ventilador. Finalmente se plantea un balance de energía a fin de obtener la temperatura del aire de entrada al ventilador.

$$\dot{m}_1 \cdot H_4 + \dot{m}_2 \cdot H_{amb} = \dot{m}_3 \cdot H_5 \quad (3.18)$$

Donde:

H_4 = Entalpía del aire de retorno. H_{amb} = Entalpía del aire ambiental.

H_5 = Entalpía del aire a la salida de la cámara de mezcla.



Las entalpías del aire de retorno y el aire ambiental se consiguen directamente entrando en las tablas de aire a sus temperaturas respectivas ver anexo (Figura A.2).

Después de haber aplicado la ecuación 3.18 se obtiene la entalpía del aire de entrada al ventilador, y entrando a las tablas de aire con dicha entalpía se obtiene la temperatura del aire a la salida de la cámara de mezcla (T_5).

→ Diseño del conducto 2.

En el diseño del conducto 2 se aplicara la misma metodología del conducto 1 y se calcula la temperatura 6.

→ Diseño del intercambiador

Antes de diseñar el intercambiador es necesario saber que el ventilador centrífugo se considerara adiabático por lo tanto la temperatura 6 es igual a la temperatura 7, conociendo esto el intercambiador que diseñara será uno de flujo cruzado con tubos alternados alimentados por vapor de agua.

El diseño del intercambiador comenzara con el cálculo de la temperatura promedio del aire (T_r) en el intercambiador con esta ecuación.

$$T_r = \left(\frac{T_7 + T_1}{2} \right) \quad (3.19)$$

Con esta temperatura promedio se calculan las propiedades térmicas del aire circulante a través de las tablas de aire ver anexo (Figura A.1).



Es de hacer notar que la resistencia térmica a ambos lados de la pared de los tubos es despreciable, por lo tanto, se puede suponer que la temperatura exterior de la pared es igual a la temperatura del vapor que los alimenta la cual es constante a lo largo del intercambiador

→ Cálculo del coeficiente de convección del aire circulante en el intercambiador (h_3).

Antes de empezar a calcular el coeficiente de convección es necesario tener los siguientes datos: distancia transversal y longitudinal entre tubos S_t y S_l , diámetro de los tubos y el área transversal del conducto de los intercambiadores, ya con esto se obtiene la velocidad dentro del conducto de los intercambiadores despejándola de la ecuación 2.45 con el flujo másico 3 (\dot{m}_3), la densidad del aire circulante a temperatura promedio y el área transversal del conducto de los intercambiadores. Seguidamente se aplica la ecuación 2.28 a fin de obtener la velocidad promedio entre los tubos (\bar{V}), con esta, el diámetro de los tubos y la velocidad cinemática del aire circulante se calcula el número de Reynolds con la ecuación 2.16 y dependiendo del resultado, se utiliza la correlación de flujo transversal a un cilindro que se adapte al mismo, a fin de calcular el número de Nusselt.

Ahora bien se supondrá que el intercambiador tiene más de 10 filas de tubos con el fin de calcular el ($\phi_{alternado}$) el cual se obtiene de la ecuación 2.33.

Seguidamente se calcula el número de Nusselt para un intercambiador mayor de 10 filas (Nu^{10+}) con la ecuación 2.29, con este, el diámetro de los tubos y la conductividad térmica del aire circulante se obtiene el coeficiente convectivo (hc) correspondiente al intercambiador mayor de 10 filas con la siguiente ecuación.



$$hc = \frac{Nu^{10+} k}{D} \quad (3.20)$$

→ Dimensiones del intercambiador:

Como la temperatura de las paredes de los tubos es constante por todo el haz de tubos, entonces este calentador de aire es un intercambiador de una sola corriente por lo que se puede usar la siguiente ecuación.

$$\eta = 1 - e^{-Nut} \quad (3.21)$$

La efectividad necesaria (η) con la obtenemos con la siguiente ecuación.

$$\eta = \frac{T_1 - T_7}{T_{tubo} - T_7} \quad (3.22)$$

Seguidamente se despeja el número de unidades de transferencia de calor (Nut) de la ecuación 3.21.

$$Nut = Ln \frac{1}{1-\eta} \quad (3.23)$$

A fin de tener el área de transferencia necesaria en el intercambiador se utiliza la ecuación del número de unidades de transferencia de calor (Nut) que es la siguiente.

$$Nut = \frac{hc A}{\dot{m} C_p} \quad (3.24)$$



Siendo \dot{m}_4 el flujo masico del aire ciculante que pasa por el intercambiador de calor y el mismo se calcula a través de la ecuacion 2.45.

Igualando 3.23 y 3.24 se obtiene:

$$\text{Ln} \frac{1}{1 - \varepsilon} = \frac{hc A}{\dot{m}_4 C_p} \quad (3.25)$$

Sustituyendo los datos en la ecuación 3.25 se obtiene el área de transferencia necesaria del intercambiador (A), seguidamente se obtienen las dimensiones del intercambiador, primero el número filas longitudinales que se calcula con la siguiente ecuación.

$$N_l = W/S_t \quad (3.26)$$

Siendo (W) el ancho del conducto donde está ubicado el intercambiador.

Por último se obtiene el número de filas transversales del intercambiador con esta ecuación.

$$A = N_t N_l A_{tubo} \quad (3.27)$$

↪ *Potencia Térmica del intercambiador*

La potencia térmica del intercambiador se obtiene del flujo de aire circulante, por lo tanto se plantea la siguiente ecuación de calor.

$$\dot{Q}_7 = \dot{m}_4 C_p (T_1 - T_7) \quad (3.28)$$



Ahora bien para obtener el flujo másico de vapor necesario para alimentar el intercambiador de calor, se apoyará en el calor que absorbe el aire circulante ($\dot{\phi}_c$) es casi igual al calor que cede el vapor ($\dot{\phi}_c$) por lo tanto se aplica esta ecuación.

$$\dot{\phi}_c = \dot{m}_v H_{fg} \quad (3.29)$$

Siendo H_{fg} el calor de evaporación del vapor el cual se obtiene de las tablas de vapor.

→ Diseño de las paredes de la cámara de circulación de aire

Antes de empezar a diseñar las paredes de la cámara de circulación de aire es necesario conocer las dimensiones de la pared y el material a utilizar y sus propiedades térmicas

Cálculo de los coeficientes de convección interno y externo, y el coeficiente de radiación, de acuerdo a la anterior metodología usada.

→ Cálculo del espesor de la pared.

- ⊗ Primeramente se plantea el esquema de las resistencias térmicas de la pared estudiada.
- ⊗ Se plantean 2 ecuaciones de calor que involucren la temperatura de la pared exterior y en una el espesor de la pared.
- ⊗ Se dividen las dos ecuaciones y con la ecuación obtenida se calcula el espesor de la pared.



- ⊕ Por último dependiendo del resultado del espesor de la pared se aproxima al espesor comercial del material, el cual tiene que ser mayor que el calculado.

3.2.3.2 Estimación del tiempo de fusión de la cámara de fusión con la implementación de las propuestas de solución.

En el cálculo del tiempo de fusión de los diseños planteados se utilizará la misma metodología utilizada en el cálculo del tiempo de la situación actual.

3.2.4 Fase IV: Seleccionar la solución que resuelva de manera más efectiva el problema.

Después de elaborados los diseños de las cámaras de circulación de aire caliente se hará una selección de la mejor alternativa que se adapte a las necesidades de la empresa.

La selección se hará a través del método de la selección de la mejor solución de la guía estrategias creativas en el diseño mecánico del profesor Nelson Vilchez, el cual especifica los siguientes pasos

- Presentar las alternativas de solución.
- Establecer las restricciones en cuanto a diseño de la nueva cámara como por ejemplo; fuente de calor disponibles disposición del producto a fundir, etc.
- Aplicar las restricciones a todas las probables soluciones, teniendo en cuenta que para que una probable solución se convierta en solución es necesario que cumpla con todas las restricciones del problema.
- Establecer criterios que permitan seleccionar la solución más adecuada al problema planteado.



- Ponderar los criterios de acuerdo al orden de importancia relativa.
- Ponderar las soluciones de acuerdo al grado de aceptación respecto al criterio
- Elaborar la sumatoria de las soluciones de acuerdo al grado de aceptación respecto al criterio por el valor del criterio.
- Escoger la mejor solución que obtenga el mayor valor en la sumatoria total.

3.2.5 Fase V: Elaborar el diseño de un sistema de control en la cámara seleccionada.

En esta fase se elaborará un sistema de control que permita automatizar la realización del proceso fusión en la cámara, a fin de tener un mejor rendimiento y seguridad en el mismo.

Para elaborar el sistema de control de la cámara de circulación de aire se siguen los siguientes pasos.

- Describir el funcionamiento del sistema que se está automatizando.
- Determinar las variables que van a monitorear el proceso de fusión en la cámara.
- Seleccionar los equipos que se van a utilizar en la automatización del proceso.
- Describir el funcionamiento interno del PLC.

3.2.6 Fase VI: Estudiar el costo asociado de la solución seleccionada con el tiempo de retorno de inversión.

En esta fase se elabora un listado de todos los materiales y equipos necesarios para la implantación de la nueva cámara de aire circulante. Luego se solicitan a



proveedores cotizaciones de los mismos, recolectando toda la información necesaria para el rediseño de la cámara de fusión.

Se determinan los flujos monetarios del proyecto y se les realizará un análisis del tiempo estimado de retorno de inversión.

Esta fase se compone de los siguientes pasos:

- Solicitar a los proveedores precios detallados de todas las partes y componentes requeridos para el desarrollo de la solución seleccionada.
- Calcular el tiempo de inversión de retorno para la nueva cámara de circulación de aire caliente



CAPÍTULO IV DESARROLLO

4.1 Descripción del proceso de fusión que ocurre en la cámara de circulación de aire actual.

En este capítulo se realiza una evaluación de los principales factores que influyen en el funcionamiento de la cámara de circulación de aire caliente, para así determinar las características del proceso de fusión.

Para el estudio energético de la cámara de circulación de aire caliente se toman las siguientes consideraciones:

1. En la cámara de circulación de aire caliente se funden varios productos de los cuales el que presenta las características más críticas en cuanto al proceso de fusión es el ARKOPAL N300.
2. Para los efectos de cálculos se utilizará el FENOL como producto crítico, ya que el ARKOPAL N 300 tiene poca documentación en cuanto a propiedades térmicas.
3. La temperatura del entorno de trabajo es de 34 °C (307 K).
4. Se desprecia la energía por radiación presente en la cámara debido a que se trabaja con bajas temperaturas.

Cálculo de coeficiente convectivo (h) a través de los tambores

La cámara de circulación de aire donde se funden los productos actualmente tiene una capacidad de carga de 16 paletas donde caben 4 tambores de producto por cada paleta ubicados en dos pisos como se muestra en la figura 4.1



Figura 4.1: Interior de la Cámara de Circulación de Aire Caliente

Debido a la disposición de los tambores se puede aproximar el cálculo del coeficiente convectivo a un intercambiador de flujo cruzado con 8 filas de tubos y 4 tambores por fila. En este caso sólo se estudiará la mitad de la cámara ya que a través de la información experimental, la cámara es efectiva para fundir los productos hasta la mitad de la misma, entonces se calcula el coeficiente de convección dentro de la cámara como si fuera intercambiador de flujo cruzado de 4 filas de tubos y disposición alineada como se muestra en la figura 4.2

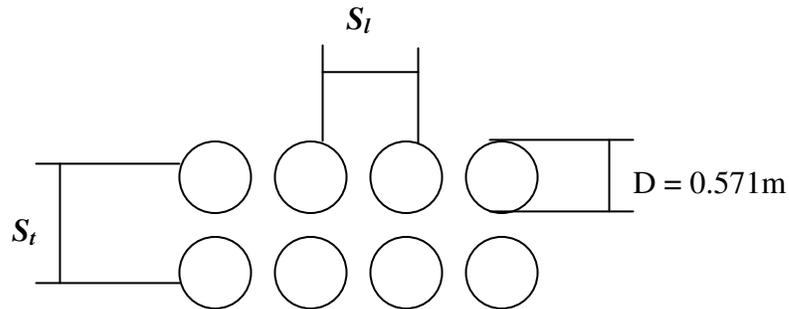


Figura 4.2: Disposición de los tambores dentro la cámara de circulación de aire

Los valores de velocidad y temperatura del aire circulante son tomados a la salida del conducto de los intercambiadores, con un anemómetro con termómetro incorporado.

Los valores de temperatura y velocidad registrados con el instrumento son los siguientes:

Tabla 4.1: Resultados obtenidos de los análisis experimentales del aire en la cámara de circulación de aire

	Aire Circulante		Aire Ambiental	
	Velocidad (m/s)	Temperatura (°C)	Velocidad (m/s)	Temperatura (°C)
Medición 1	2.1	77	0	34
Medición 2	2.1	76	0	34
Medición 3	2.1	78	0	34
Totales:	2.1	77	0	34

Fuente: Elaboración Propia

Por lo tanto

$$T_i = 77 \text{ °C} = 350\text{K}$$

$$V = 2.1\text{m/s}$$

$$T_{amb} = 34 \text{ °C} = 307\text{K}$$

$$D = 0.571\text{m}$$

Sustancia = Aire

$$S_i = S_j = 0.614\text{m}$$



Como se tiene una disposición de los tambores dentro de la cámara, parecida a un intercambiador de flujo cruzado con 4 filas de tambores alineados entonces se supondrá una temperatura de 65 °C en la 4ta fila de tubos (T₂) a fin de tener las propiedades del aire dentro de la cámara a temperatura promedio.

Ahora bien se calcula el promedio de temperatura dentro de la cámara de aire circulante

$$T_r = \frac{1}{2}(T_1 + T_2) = \frac{1}{2}(77 + 70) = 74^\circ C = 346.5K \tag{4.1}$$

Con esta temperatura promedio se entra a las tablas de aire para obtener las propiedades térmicas del mismo que se pueden observar en la tabla 4.2.

Tabla 4.2: Propiedades del aire dentro de la cámara a la temperatura promedio

$T_r = 346.5K$				
Pr	\dot{v} (m ³ /s)	K(W/mK)	ρ (Kg / m ³)	C_p (J / KgK)
0.69	20.006 x10 ⁻⁶	0.0298	1.021	1007

Fuente: Elaboración Propia

Como sólo se tiene la velocidad dentro del conducto de los intercambiadores se utilizará la ecuación 2.44 para obtener la velocidad dentro de la cámara de aire circulante ya que se conserva el mismo caudal de aire.

El conducto de los intercambiadores es de sección transversal rectangular y sus dimensiones son de 2.68m de largo y 0.43m de ancho.

$$Q_{dal} = (2.1)(2.68)(0.43) = 2.42m^3 / s \tag{4.2}$$



Ahora bien para calcular la velocidad en el interior de la cámara (V_2), partimos de que el caudal de aire en el ducto es igual al caudal de la cámara, siendo el interior de la cámara de sección transversal rectangular con dimensiones de 2.68m de largo y 3m de ancho.

$$V_2 = \frac{Q_{dal}}{A_2} = \frac{2.42}{(2.68)(3)} = 0.3m/s \quad (4.3)$$

Ahora bien la velocidad promedio entre los tambores se calcula a través de la ecuación 2.28.

$$\bar{V} = 0.3 \frac{0.614}{0.614 - (\pi/4)0.571} = 1.1127 m/s \quad (4.4)$$

Ya obtenidas las propiedades térmicas y la velocidad promedio dentro de la cámara de aire circulante, sustituyéndolas en la ecuación 2.16 se obtiene el número de Reynolds (Re).

$$Re = \frac{1.1127 \cdot 0.571}{20.006 \times 10^{-6}} = 31758.057 \quad (4.5)$$

Como el número de Reynolds esta entre 2×10^4 y 4×10^5 se utiliza la ecuación 2.20 para calcular el número de Nusselt (Nu) del aire circulante.

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62(31758.057^{1/2})(0.69^{1/3})}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{0.69}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{31758.057}{2.82 \times 10^5}\right)^{1/2}\right] = 114.578 \quad (4.6)$$



Para obtener el número de Nusselt promedio a través de los tambores ($N\bar{u}$) se necesita obtener el ($\phi_{alineado}$), el cual se obtiene con la ecuación 2.32 siendo $Sl = St = 0.614m$ y ψ se obtiene de la ecuación 2.30, el resultado se puede ver en la tabla 4.6.

Tabla 4.3: Distintos parámetros para arreglo de banco de tubos

Pt	ψ	$\phi_{alineado}$
1.075	0.269	2.215

Fuente: Elaboración propia

El número de Nusselt promedio a través de los tambores ($N\bar{u}$) se obtiene aplicando la ecuación 2.33, con una disposición de 4 filas de tambores alineados.

$$N\bar{u} = \frac{1 + (4 - 1)2,215}{4} 114.578 = 218.987 \tag{4.7}$$

El coeficiente de convección promedio (\bar{h}) se obtiene de resolver la ecuación 2.6, con el valor del número de Nusselt promedio, el diámetro del tambor y la conductividad del aire circulante.

$$\bar{h} = \frac{(218.987)(0,0298)}{0,571} = 11.428W / m^2 \text{ } ^\circ C \tag{4.8}$$

Para comprobar la temperatura 2 que se supuso inicialmente, se utilizará la ecuación 2.26 el cual provee el valor de la temperatura en la 4ta fila de tambores para un intercambiador de flujo cruzado y tambores alineados.

$$\frac{55.5 - T_2}{55.5 - 77} = e^{-\left(\frac{\pi(0.571)(16)(11.428)}{(1.021)(0.3)(4)(0.614)(1007)}\right)} \tag{4.9}$$



$$T_2 = 70.027 \approx 70^\circ C$$

4.1.1 Tiempo de fusión del fenol

Antes de calcular el tiempo de fusión del fenol se debe obtener las propiedades térmicas las cuales son:

Tabla 4.4: Propiedades Térmicas del Fenol

Propiedad Térmica	FENOL
Temperatura de fusión	41°C
Densidad:	$\rho = 1.074 \times 10^6 \frac{g}{m^3}$
Conductividad térmica líquida	$K = 0.4070 W / mk$ $K = 0.35 Kcal / hm^\circ C$
Conductividad térmica sólida	$K_l = 0.5019 W / mk$ $K_l = 0.4315 Kcal / hm^\circ C$
Calor específico	$C_p = 0.561 cal / g^\circ C$
Calor latente	$h_{sl} = 29.03 cal / g$

Fuente: Quiminet, Clariant

El tiempo de fusión del fenol se dividirá en 2 partes las cuales son:

1. Calentamiento de la parte sólida desde la temperatura inicial a la temperatura de fusión la cual es 41°C
2. Fusión del fenol y calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 77°C



4.1.1.1 Calentamiento de la parte sólida desde la temperatura ambiente a la temperatura de fusión

Para calentar el sólido desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de fusión se utilizará la ecuación aproximada de conducción en régimen transitorio (3.1) que tiene por condición número de Fourier mayor a 0.2

Ahora bien la solución para el tiempo de calentamiento en un cilindro corto, resulta del producto de la ecuación de la placa y el cilindro infinito de radio conocido, siendo la longitud de la placa la mitad de la longitud del cilindro corto, quedando la ecuación general de la siguiente forma:

$$\frac{T_f - T_{amb}}{T_{inc} - T_{amb}} = \left(A_1 e^{-\lambda_1^2 Fo} \right) \left(A_{1cil} e^{-\lambda_{1cil}^2 Fo} \right) \quad (4.10)$$

Placa de longitud de espesor 1.68m

Con los valores de convección del aire dentro de la cámara, conductividad del fenol y longitud de la placa se calcula el número de Biot (Bi) con la ecuación 2.47

$$Bi = \frac{(11.428)(0.84)}{(0.5019)} = 19.1263 \quad (4.11)$$

Ya con el número de Biot, se consiguen los coeficientes A_1 y λ_1 a través del anexo (figura A.4) por lo tanto:

$$A_{1pla} = 1.2692 \quad \lambda_{1pla} = 1.4902$$



Por último se necesita el número de Fourier para tener el planteamiento de la placa en la ecuación general, sin embargo para calcular el mismo se necesita la difusividad térmica del fenol sólido la cual se calcula con la ecuación 2.50.

$$\alpha = \frac{0.4315}{(1.1320 \times 10^6)(5.085 \times 10^{-4})} = 7,4962 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{h} \quad (4.12)$$

Ya con el valor de la difusividad térmica del fenol sólido se obtiene el Fourier con la ecuación 2.49.

$$Fo = \frac{(7,4962 \times 10^{-4}) \cdot t}{0.84^2} = 1,0623 \times 10^{-4} t \quad (4.13)$$

Cilindro infinito de radio 0.2855m

Primero se obtiene el número de Biot para un cilindro de radio conocido con la ecuación 2.47.

$$Bi = \frac{(11.428)(0.285)}{0.5019} = 6,4893 \quad (4.14)$$

Ya con el número de Biot, se consiguen los coeficientes A_1 y λ_1 a través del anexo (figura A.4) por lo tanto:

$$A_{1cil} = 1.2504 \quad \lambda_{1cil} = 1.3628$$

Se calcula el número de Fourier con el tiempo como incógnita, aplicando la ecuación 2.49 dando como resultado:



$$Fo = \frac{(7,4962 \times 10^{-4}) \cdot t}{0.285^2} = 9,2289 \times 10^{-3} t \tag{4.15}$$

Sustituyendo los valores de la placa y el cilindro infinito en la ecuación 4.5

$$\frac{41 - 77}{34 - 77} = \left(1.2692 e^{-(1.4902^2)(1.0623 \times 10^{-4})t} \right) \cdot \left(1.2504 e^{-(1.3628^2)(9.2289 \times 10^{-3})t} \right) \tag{4.16}$$

Resolviendo la ecuación se obtiene el tiempo de calentamiento desde la temperatura inicial de 34°C hasta la temperatura de fusión 41°C, que se muestra en la tabla 4.5.

Tabla 4.5: Tiempo de calentamiento aproximado del fenol hasta temperatura de fusión

Tiempo de calentamiento aproximado t(h)
36.805

Fuente: Elaboración propia

Ahora para saber si el método utilizado es el correcto se calcula el número de Fourier con la ecuación 2.49 para el caso de la placa y el cilindro.

$$Fo = \frac{(7,4962 \times 10^{-4})(36.805)}{0.84^2} = 0.0386 < 0.2 \quad \text{Placa} \tag{4.17}$$

$$Fo = \frac{(7,4962 \times 10^{-4})(36.805)}{0.285^2} = 0.0968 < 0.2 \quad \text{Cilindro} \tag{4.18}$$

Como el número de Fourier es menor de 0.2, entonces la solución aproximada tiene un error mayor de 2%, por lo tanto este método no garantiza exactitud en el



cálculo del tiempo de calentamiento, por esta razón se aplicara el método de la solución exacta para calcular el mismo.

Para calentar el sólido desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de fusión se utilizara la ecuación 2.46 de conducción en régimen transitorio, y siguiendo la metodología planteada en el capítulo 3, entonces la ecuación general para calcular el tiempo de calentamiento en régimen transitorio en el centro del cilindro corto es la 2.51.

Placa de espesor 1.68m

Con el valor de convección promedio del aire dentro de la cámara, conductividad del fenol sólido ver (tabla 4.4) y longitud de la placa que es la mitad del espesor, se calcula el número de Biot (Bi) con la ecuación 2.47.

$$Bi = \frac{11.428(0.84)}{0.5019} = 19.1263 \quad (4.19)$$

Para obtener los valores de ξ_n se utiliza la ecuación 3.3 y las primeras 5 raíces positivas son las que se utilizaran en la resolución de la serie las cuales son:

$$\lambda_1 = 1.4929 \quad \lambda_2 = 4.4822 \quad \lambda_3 = 7.4811 \quad \lambda_4 = 10.4937 \quad \lambda_5 = 13.5217$$

Con estos valores de ξ_n se obtienen los valores de A_n , con la ecuación 3.4.

$$A_1 = 2 \cdot \frac{\text{sen}(1.4869)}{1.4869 + \text{sen}(1.4869) \cos(1.4869)} = 1.2690 \quad (4.20)$$

$$A_1 = 1.2690 \quad A_2 = -0.4123 \quad A_3 = 0.2358 \quad A_4 = -0.1579 \quad A_5 = 0.1138$$



Por último se necesita el número de Fourier para tener el planteamiento de la placa en la ecuación general, sin embargo para calcular el mismo se necesita la difusividad térmica del fenol sólido la cual se calcula con la ecuación 2.50 con las propiedades del fenol descritas en la tabla 4.4.

$$\alpha = \frac{0.4315}{1.1320 \times 10^6 (5.085 \times 10^{-4})} = 7,4962 \times 10^{-4} \frac{m^2}{h} \quad (4.21)$$

Ya con el valor de la difusividad térmica del fenol sólido se obtiene el número de Fourier expresado en función del tiempo con la ecuación 2.49.

$$Fo = \frac{7,4962 \times 10^{-4} \cdot t}{0.84^2} = 1,0623 \times 10^{-4} t \quad (4.22)$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 2.51, la serie para la placa infinita queda así

$$\frac{T_f - T_{amb}}{T_{inc} - T_{amb}} = \left[\begin{array}{l} 1.2696e^{-2,3676 \times 10^{-4} t} - 0.4139e^{-0.0021341t} + 0.2381e^{-0.0059453t} \\ -0.1606e^{-0.0116978t} + 0.1167e^{-0.019422t} \end{array} \right] \quad (4.23)$$

Cilindro infinito de radio 0.2855m

Primero se obtiene el número de Biot para un cilindro de radio conocido con la ecuación 2.47.

$$Bi = \frac{11.428(0.285)}{0.5019} = 6,4893 \quad (4.24)$$



Ya con el número de Biot se obtienen los valores de ξ_n utilizando la ecuación 3.5 y las primeras 5 raíces positivas de la ecuación son las que se utilizarán en la resolución de la serie y J_0 y J_1 Son funciones de Bessel del primer tipo de ordenes 0 y 1 respectivamente que se obtienen de la figura A.7, los resultados de las raíces ξ_n y J_0 y J_1 se pueden observar a través de la tabla 4.6

Tabla 4.6: Resultado de las primeras cinco raíces para funciones de Bessel de primer orden

	1	2	3	4	5
λ	2.075733	4.841408	7.743363	10.724271	13.761022
J_0	0.180832	-0.227577	0.226327	-0.191796	0.179655
J_1	0.565330	-0.305039	0.189672	-0.116057	0.084720

Fuente: Elaboración propia

Con estos valores de ξ_n se obtienen los valores de A_n , con la ecuación 3.6.

$$A_1 = 2 \cdot \frac{0.565330}{2.075733 [0.180832^2 + 0.565330^2]} = 1.546142 \quad (4.25)$$

$$A_1 = 1.546142 \quad A_2 = -0.870009 \quad A_3 = 0.561810 \quad A_4 = -0.430677 \quad A_5 = 0.312090$$

Se calcula el Fourier aplicando la ecuación 2.49 dando como resultado:

$$Fo = \frac{(7,4962 \times 10^{-4})t}{0.285^2} = 9,2289 \times 10^{-3} t \quad (4.26)$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 2.51, la parte del cilindro infinito queda de la siguiente manera:



$$\frac{T_f - T_{amb}}{T_{inc} - T_{amb}} = \left[\begin{array}{l} 1.546162e^{-0.0032298t} - 0.870009e^{-0.01757t} + 0.561810e^{-0.044946t} \\ - 0.430677e^{-0.086213t} + 0.312090e^{-0.141952t} \end{array} \right] \quad (4.27)$$

Uniendo las series de la placa infinita de espesor 1.68m y el cilindro infinito de radio 0.2855m, entonces la ecuación general queda así

$$\frac{41 - 77}{34 - 77} = \left[\begin{array}{l} 1.2696e^{-2.3676 \times 10^{-4}t} - 0.4139e^{-0.0021341t} \\ + 0.2381e^{-0.0059453t} - 0.1606e^{-0.0116978t} \\ + 0.1167e^{-0.019422t} \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} 1.5461e^{-0.039764t} - 0.8700e^{-0.216318t} \\ + 0.5618e^{-0.55336t} - 0.4306e^{-1.061415t} \\ + 0.3120e^{-1.747637t} \end{array} \right] \quad (4.28)$$

Resolviendo la ecuación se obtiene el tiempo de calentamiento desde la temperatura inicial de 34°C hasta la temperatura de fusión 41°C en el centro de un cilindro de 0.571m de diámetro y 1.68m del alto, el cual se puede observar a través de la tabla 4.7.

Tabla 4.7: Tiempo de calentamiento exacto del fenol hasta temperatura de fusión

Tiempo de calentamiento exacto t(h)
15.14464531

Fuente: Elaboración propia

4.1.1.2 Fusión del fenol y calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 77° C

El cambio de fase y el calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 77°C se modelará a través de la ecuación 2.53.



Para calcular el valor de la longitud efectiva (L_{ca}), se necesita saber el área externa de un tambor y su volumen que se calculan planteando las siguientes ecuaciones

$$A = A_{cuerpo} + 2 A_{tapa} \quad (4.29)$$

$$A = \pi D H + 2 \frac{\pi D^2}{4} = \pi(0.571)(1.68) + 2 \frac{\pi(0.571^2)}{4} = 2.0189 m^2 \quad (4.30)$$

$$Vol = \frac{\pi D^2}{4} H \quad (4.31)$$

$$Vol = \frac{\pi(0.571^2)}{4} 0.84 = 0.2151 m^3 \quad (4.32)$$

Ahora ya con los valores del área y el volumen de un tambor se obtiene el valor de la longitud característica (L_{ca}) con la ecuación 2.49 siendo (w) en el caso de un cilindro igual a 1 entonces:

$$L_{ca} = \frac{(1+1)0.2151}{2.0189} = 0.213086 m \quad (4.33)$$

Con el valor de la longitud efectiva, la convección alrededor del tambor y el valor de la conductividad térmica líquida del fenol se calcula el número de Biot con la ecuación 2.47.

$$Bi = \frac{11.428(0.213078)}{0.4070} = 5.9829 \quad (4.34)$$



El número de Stefan se obtiene aplicando la ecuación 2.54 desde la temperatura de fusión hasta los 77°C

$$Ste_t = \frac{0.561 \cdot (77 - 41)}{29.03} = 0.6956 \tag{4.35}$$

Finalmente la difusividad térmica del fenol líquido la cual se calcula con la ecuación 2.50.

$$\alpha = \frac{0.35}{1.1320 \times 10^6 (5.27 \times 10^{-4})} = 5,8669 \times 10^{-4} \frac{m^2}{h} \tag{4.36}$$

Se sustituyen todos los datos en la ecuación 2.53

$$t_f = \frac{0.213086^2}{2(5.8669 \times 10^{-4})(1+1)(0.6956)} \left[1 + \frac{2}{5.9829} + (0.25 + 0.17 \cdot 1^{0.7})0.6956 \right] \tag{4.37}$$

Al resolver la ecuación se obtiene el tiempo de fusión del fenol que se puede observar en la tabla 4.8.

Tabla 4.8: Tiempo de fusión del fenol

Tiempo de fusión t(h)
45.23963676

Fuente: Elaboración propia

Ahora el tiempo total (t_t) que le lleva al producto pasar de la temperatura de 34°C a 77°C es la suma del tiempo de calentamiento exacto del sólido hasta la



temperatura de fusión (t) y el tiempo fusión del producto (t_f) y el resultado se puede observar a través de la tabla 4.9.

Tabla 4.9: Tiempo total de fusión del fenol desde la temperatura ambiente

Tiempo total de fusión $t(h)$
60.38428207

Fuente: Elaboración propia

Luego de obtener el tiempo teórico del proceso de fusión, se compara el mismo con el tiempo tomado experimentalmente en la cámara de circulación de aire:

Tabla 4.10: Resultados obtenidos en el campo de los tiempos de fusión en la cámara de circulación de aire

	Fecha y hora de inicio	Fecha y hora de finalización	Tiempo experimental
1er experimento	11/11/08 4:00pm	14/11/08 8:00am	64h
2do experimento	18/11/08 4:30pm	21/11/08 8:00am	63.30h
3er experimento	25/11/08 4:00pm	28/11/08 8:00am	64h

Fuente: Elaboración propia

De los 3 experimentos se hizo un promedio del tiempo que duraba el tiempo de fusión, y se obtuvo el tiempo experimental del proceso el cual fue de 63.7666h

Calculando el error presente entre los tiempos teórico y experimental tenemos:

$$\%Error = \frac{T_iempoExperimental - T_iempoTeorico}{T_iempoExperimental} \times 100 \tag{4.38}$$



$$\%Error = \frac{63.7666h - 60.38428h}{63.7666h} \times 100 \quad (4.39)$$

$$\%Error = 5.3042\% \quad (4.40)$$

4.1.2 Rango de temperaturas del aire circulante dentro de la cámara:

Actualmente la cámara de circulación de aire caliente presenta lo que los operadores llaman lado caliente, que es el espacio desde la entrada del aire caliente hasta la mitad de la cámara y el lado frío es la otra mitad de la misma.

Ahora bien desde el punto de vista matemático como se planteo el interior de la cámara el cual se asemejaba a un intercambiador de calor de flujo cruzado y tubos alineados entonces el lado caliente corresponde desde la 1^{era} hasta la 4^{ta} fila de tambores y el lado frío corresponde desde la 4^{ta} a la 8^{va} fila de tambores.

Debido a lo anterior planteado se calculara la temperatura del aire en 4^{ta} (T_2) y 8^{va} (T_3) fila utilizando la ecuación 2.26

$$\frac{55.5 - T_B}{55.5 - 77} = e^{-\left(\frac{\pi(0.571)(16)(11.428)}{(1.021)(0.3)(4)(0.614)(1007)} \right)} \quad (4.41)$$

$$T_B = 70.027 \approx 70^\circ C$$

$$\frac{55.5 - T_C}{55.5 - 77} = e^{-\left(\frac{\pi(0.571)(32)(11.428)}{(1.021)(0.3)(4)(0.614)(1007)} \right)} \quad (4.42)$$

$$T_C = 64.543 \approx 64^\circ C$$

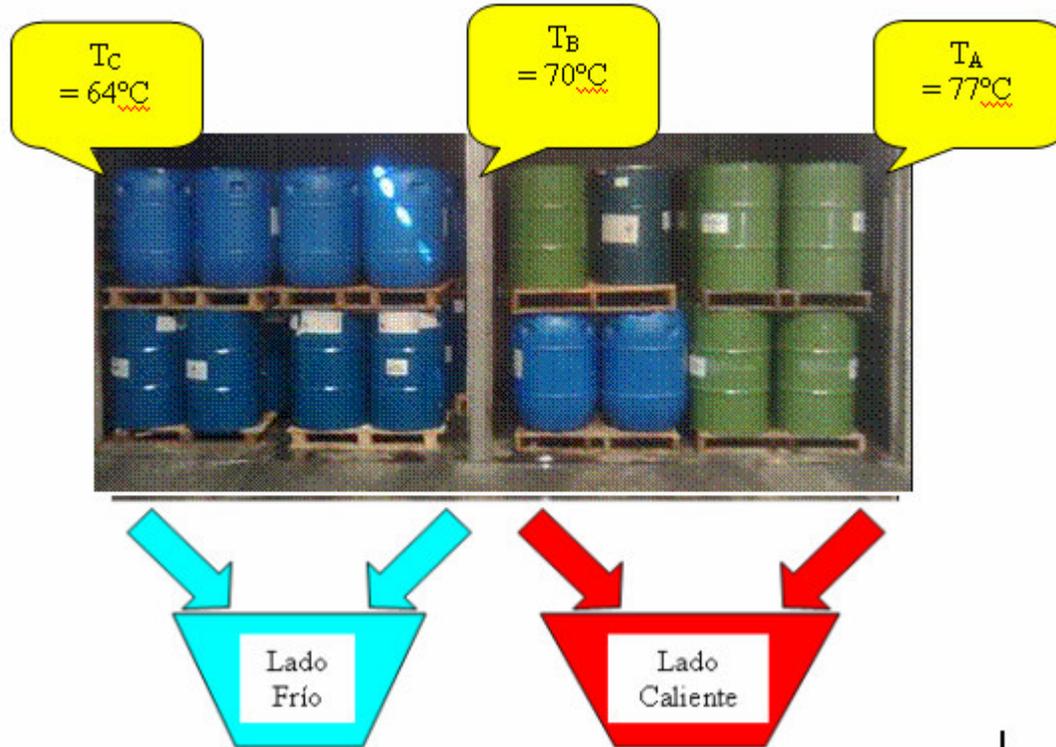


Figura 4.3: Temperatura del aire circulante dentro de la cámara

A través de la figura 4.3 se nota el rango de temperatura a lo largo del la cámara de circulación de aire y se puede notar que temperaturas por debajo de $70^\circ C$ producen un notable retardo en el proceso de fusión del fenol.

4.2 Requerimientos para diseñar y ubicar la cámara de circulación de aire caliente.

4.2.1 Debilidades en el proceso que afecten el tiempo de fusión del producto crítico

Después de realizar las pruebas experimentales del proceso de fusión del fenol y el respectivo modelo matemático, se han identificado algunos problemas que afectan la duración del proceso de fusión los cuales son:



- De la experiencia en campo, se pudo observar que cuando la cámara de circulación de aire estaba cargada completamente solo se funden completamente los tambores ubicados en la primera fila en la entrada de aire caliente, mientras que los otros tambores no llegan a fundirse por completo, debido a la pérdida de temperatura del aire circulante a lo largo de las filas de tambores.
- En esta cámara la velocidad del aire circulante es muy baja y por ello resulta solo efectiva para la primera mitad del recorrido del aire en donde los productos con menor tiempo de fusión logran ser fundidos, sin embargo en la segunda parte del recorrido pierde velocidad el aire circulante y no es posible la fusión para ningún tipo de producto en esta área, de aquí se puede notar que el método utilizado para fundir los tambores solo es efectivo para la mitad de la cámara.

4.2.2 Requerimientos de producción para la nueva cámara.

Los requerimientos de producción para diseñar la nueva cámara de circulación de aire, es aumentar la capacidad de carga de la cámara de 16 paletas a 24 paletas de producto en una sola carga.

4.2.3 Espacios disponibles para la ubicación de la nueva cámara.

La empresa cuenta con un espacio disponible destinado a la ubicación de la nueva cámara de circulación de aire en sus planes de ampliación y aumento de producción, las dimensiones de este espacio es de 20 metros de largo x 15 metros de ancho.



4.2.4 Restricciones en cuanto a diseño de la nueva cámara.

Por requerimientos exigidos por parte de la empresa se plantearon las siguientes restricciones en el diseño de la nueva cámara de circulación de aire caliente

- No utilizar fuentes de calor eléctricas, debido a que algunos de los productos que se funden ahí son inflamables.
- Aprovechar las fuentes de calor existente en la empresa como lo es el vapor, el cual es económico de producir con respecto a otras fuentes de calor.
- La temperatura del aire circulante no puede exceder los 87°C, ya que algunos de los productos que se funden cambian sus características al superar esa temperatura.
- La disposición del producto no puede ser cambiada ya que el mismo se mueve con montacargas a través de paletas de carga.

4.3 Opciones de diseño de la cámara de circulación de aire caliente.

Debido a las debilidades notadas en el proceso de fusión del fenol y a las restricciones impuestas por la empresa en cuanto al diseño de la nueva cámara expresadas en el anterior capítulo, se propondrán 3 diseños en los que se tendrán en cuenta lo siguiente:

- Aumentar la velocidad del aire dentro de la cámara para garantizar que se fundan todos los tambores de producto dentro de la cámara de circulación de aire.



- Utilizar la actual disposición del producto a fundir.
- Se establecerán diseños con 4 filas de tambores como máximo por cada entrada de aire, debido a que la circulación de aire solo es efectiva hasta la 4ta fila de tambores.
- Aumentar la temperatura de entrada del aire circulante en la cámara hasta los 82°C a fin de disminuir el tiempo de fusión del producto.

Los 3 diseños que se plantearan tendrán las siguientes disposiciones y medidas

Tabla 4.11: Disposiciones y medidas internas de los diseños planteados

	Largo (m)	Ancho (m)	Alto (m)
Diseño 1 (2 Cámaras de dos pisos y 12 paletas)	2.7	4.2	3
Diseño 2 (1 Cámara de 2 pisos y 24 paletas)	3.9	5.4	3
Diseño 3 (1 Cámara de 1 piso y 24 paletas)	7.4	5.4	3

Fuente propia

4.4 Diseño de los intercambiadores de calor de los 3 diseños planteados

4.4.1 Diseño 1 (2 Cámaras de 12 paletas y 2 Pisos)

Esta tendrá 4 intercambiadores de calor de tubos alternados con flujo cruzado en total, 2 a cada lado de la cámara, de los cuales uno tendrá una salida en la parte inferior de la cámara para alimentar al primer piso de tambores y el otro será el de salida en la parte superior para que alimente de aire caliente al segundo piso de tambores, es de hacer notar que los intercambiadores del lado izquierdo de la cámara



serán iguales a los del lado derecho, y el intercambiador superior será igual al intercambiador inferior por lo tanto los 4 intercambiadores de la cámara serán iguales.

Suposiciones y consideraciones iniciales:

- En este diseño solo se puede cargar la cámara con 12 paletas de tambores como máximo, ubicados en 2 pisos, sin embargo debido a la disposición de los tambores esta tiene 6 filas de tambores y 4 tambores por fila
- T_1 = Temperatura del aire en la entrada de la cámara de circulación de aire = 82°C
- La T_2 es la temperatura en la 3ra fila de tambores y se supondrá en 78°C , a fin de calcular las propiedades térmicas del aire dentro de la cámara de circulación de aire caliente.
- T_3 = Temperatura del aire en la entrada del conducto N° 1.
- T_4 = Temperatura del aire a la entrada de la cámara de mezcla.
- T_5 = Temperatura del aire a la salida la cámara de mezcla.
- T_{amb} = Temperatura ambiente en los alrededores de la cámara = 34°C
- T_6 = Temperatura del aire a la salida del conducto N° 2.
- T_7 = Temperatura del aire a la salida del Ventilador Centrífugo.
- Ventilador y cámara de mezcla adiabática.



- Temperatura de la superficie de los tambores (T_s) = 34° C.
- $T_3 = T_2$ Debido que las pérdidas en el recorrido son despreciables.
- El caudal de aire dentro de la cámara de circulación de aire actual fue una de las deficiencias encontradas, ya que era muy bajo por eso se partirá con la utilización de 4 ventiladores centrífugos de doble entrada serie 100 de 10hp y 585rpm con un caudal de trabajo de 17310 Ft³ /min = 8.181 m³/s (ver Figura B1 del Anexo B), es de hacer notar que el caudal de aire de cada ventilador será calentado por un intercambiador de calor.
- El autor se apoyara en la metodología planteada en el capítulo 3 y las figuras 3.1, 3.2, 3.3 y 3.4 a fin desarrollar los cálculos correspondientes al diseño del intercambiador de calor.

Con estas suposiciones y consideraciones planteadas, se procede al cálculo de las propiedades térmicas dentro de la cámara de circulación de aire, el cual se hará con el promedio de las temperaturas de entrada y salida de la cámara por lo tanto:

$$T_r = \frac{1}{2}(T_1 + T_2) = \frac{1}{2}(82 + 78) = 81^\circ C = 353K \quad (4.43)$$

Las propiedades térmicas se obtienen entrando a la tabla de propiedades del aire, ver anexo (figura A.1) con la temperatura promedio del mismo, y son las siguientes:



Tabla 4.12: Propiedades del aire a la temperatura promedio dentro de la cámara del diseño 1

$T_r = 353K$				
Pr	α (m ² /s)	k(W/mK)	ρ (Kg / m ³)	C_p (J / KgK)
0.69	20.6×10^{-6}	0.03018	1.0033	1007

Fuente: Mills, A.F

Ya que en este diseño hay 4 intercambiadores de calor y son todos iguales, entonces el estudio será con la mitad de la cámara de aire circulante por lo tanto el caudal dentro de la cámara será la suma de los caudales de los 2 conductos del intercambiador de calor que alimentan de aire esa mitad de la cámara, por lo tanto:

$$Q_{dal} = (2)(8.181) = 16.362m^3 / s \quad (4.44)$$

4.4.1.1 Cálculo del coeficiente de convección promedio dentro de la cámara

El coeficiente de convección promedio del aire dentro de la cámara (\bar{h}) se modelará a través del método de un intercambiador de calor de flujo cruzado y tubos alineados, siendo el diámetro de los tambores = 0.571m y la distancia transversal y longitudinal $S_t = S_l = 0.614m$.

La velocidad del aire circulante dentro de la cámara la cual tiene un área transversal de 2.7m de ancho y 3m de alto, se calcula con la ecuación 2.44.

$$V = \frac{Q_{dal}}{A} = \frac{16.362}{2.7 \cdot 3} = 2.035m / s \quad (4.45)$$

La velocidad del aire entre los tambores (\bar{V}) se calcula mediante la aplicación de la ecuación 2.28.



$$\frac{\bar{V}}{2.035} = \frac{0.614}{0.614 - \pi/4(0.571)} = 7.6593 \text{ m/s} \quad (4.46)$$

Con esta velocidad promedio, el diámetro del tambor y viscosidad cinemática del aire, se calcula el número de Reynolds del aire circulante con la ecuación 2.16.

$$\text{Re} = \frac{(7.6593)(0.571)}{20.6 \times 10^{-6}} = 212303.89 \quad (4.47)$$

Como el valor del número de Reynolds es menor a 4×10^5 , se utiliza la ecuación 2.23 para obtener el número de Nusselt (Nu).

$$\text{Nu} = 0.3 + \frac{0.62(212303.89^{1/2})(0.69^{1/3})}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{0.69}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{212303.89}{2.82 \times 10^5}\right)^{1/2}\right] = 413.485 \quad (4.48)$$

Para obtener el número de Nusselt promedio a través de los tambores (Nu) se necesita obtener el ($\phi_{alineado}$), el cual se obtiene con la ecuación 2.32 siendo $Sl = St = 0.614 \text{ m}$ y ψ se obtiene de la ecuación 2.30 y $P_l = S_l/D$, el resultado se puede ver en la tabla 4.13.

Tabla 4.13: Distintas propiedades de la configuración de los tambores dentro de la cámara en el diseño 1

P_t	ψ	$\phi_{alineado}$
1.075	0.269	2.215

Fuente: Elaboración propia



El número de Nusselt promedio a través de los tambores ($N\bar{u}$) se obtiene aplicando la ecuación 2.34, con una disposición de 3 filas de tambores alineados.

$$N\bar{u} = \frac{1 + (3-1)2,215}{3} 413.485 = 748.407 \quad (4.49)$$

El coeficiente de convección promedio (\bar{h}) se obtiene de resolver la ecuación 2.6.

$$\bar{h} = \frac{(748.407)(0,03018)}{0,571} = 39.556 \text{ W / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.50)$$

Para comprobar la temperatura 2 que se supuso inicialmente, se utilizará la ecuación 2.26, el cual provee el valor de la temperatura del aire en la 3ra fila de tambores.

$$\frac{58 - T_2}{58 - 82} = e^{-\left(\frac{\pi(0.571)(12)(39.556)}{1.0033(2.035)(4)(0.614)(1007)} \right)} \quad (4.51)$$

$$T_2 = 78.275^\circ \text{C} \approx 78^\circ \text{C}$$

4.4.1.2 Diseño del conducto 1

A fin de obtener la temperatura a la salida del conducto 1 (T_4) es necesario diseñar el mismo el cual esta hecho con acero galvanizado calibre 20, ya que es el material que usa por lo general para este tipo de conductos, el mismo será de sección transversal cuadrada y en el caso del aislante se utilizará laminas de lana vidrio ideal para este rango de temperaturas y el espesor necesario del mismo será calculado.

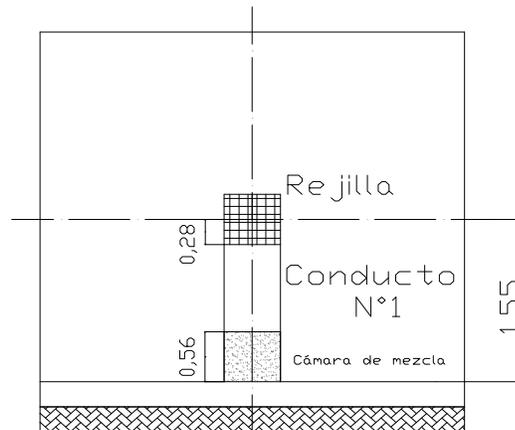


Figura 4.4: Conducto de Entrada a la Cámara de Mezcla del diseño 1

Datos:

$$L_{c1} = \text{largo del conducto 1} = 0.71\text{m} \quad a_{vent} = 0.5588\text{m}$$

Acero galvanizado calibre 20

$$L = \text{Espesor} = 0.90\text{mm}$$

k_{acero} = Conductividad térmica del acero galvanizado el cual se considerara como Acero AISI 302 la cual es = 15 W/mK

Aislante

$$k_{aislante} = \text{conductividad térmica del aislante} = 0.034 \text{ W/mK}$$

Es de hacer notar que los datos usados del acero y el aislante se pueden observar en el anexo A

Es de hacer notar que las dimensiones de los conductos de ventilación, dependen de las dimensiones de que exige el ventilador para los conductos de entrada de aire al mismo, el cual es de sección transversal cuadrada de lado ($a_{vent} = 0.5588$). Ahora bien en el conducto 1 pasara el 80% del aire circulante dentro de la cámara, entonces el área del conducto 1 será el 80% del área de los conductos de ventilación



esto con el fin de mantener igual la velocidad del aire que circula por los mismos, entonces el área del conducto 1 es:

$$A_{c1} = 80\% A_{Cv} = 80\% (a_{vent})^2 = 80\% (0.5588)^2 = 0.24980 m^2 \quad (4.52)$$

Despejando el lado del conducto 1 de la ecuación de área de un cuadrado queda:

$$a_{c1} = \sqrt{0.24980} = 0.44704 m \quad (4.53)$$

El flujo másico del aire dentro de la cámara (\dot{m}_c), se obtendrá aplicando la ecuación 2.45, siendo $V = 2.035 m/s$, $\rho = 1.0033 kg/m^3$ y las dimensiones de la sección transversal de la cámara son 3m de alto y 2.7m de ancho.

$$\dot{m}_c = 2.035(1.0033)(2.7)(3) = 16.537 Kg/s \quad (4.54)$$

Ahora bien ya que se recirculara el 80% del aire caliente, entonces el flujo másico que pasa por el conducto 1 (\dot{m}_1) es el 80% del flujo másico del aire dentro de la cámara, entonces:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_c 80\% = 16.537(80\%) = 13.230 kg/s \quad (4.55)$$

Debido a que el flujo másico que pasa por el conducto 1 es elevado y la distancia del conducto es menor de 1m, se puede decir que la pérdida de temperatura entre la entrada y la salida del conducto 1 es bastante baja, lo suficiente como para despreciarla la cual se comprobara en los cálculos, entonces las propiedades térmicas del aire para $T_3 = 78^\circ C$ son:



Tabla 4.14: Propiedades del aire a la temperatura de entrada a conducto N° 1 del diseño 1

$T_3 = 351\text{K}$				
Pr	λ (m ² /s)	k(W/mK)	ρ (Kg / m ³)	C_p (J / KgK)
0.69	20.4×10^{-6}	0.03006	1.0091	1007

Fuente: Mills, A.F

→ Coeficiente de convección interno del conducto 1 (h_1)

Para obtener la velocidad del aire dentro del conducto 1 se utiliza la ecuación 2.45.

$$V_1 = \frac{n \dot{q}}{\rho A_{c1}} = \frac{13.230}{(1.0091)(0.44704^2)} = 65.604 \text{ m/s} \quad (4.56)$$

Ya que el diámetro húmedo (D_h) de una sección transversal cuadrada es igual a uno de los lados del cuadrado, entonces el número de Reynolds se obtiene con la ecuación 2.16.

$$Re = \frac{65.604 \cdot 0.44704}{20.4 \times 10^{-6}} = 1437628.04 \quad (4.57)$$

Como el número de Reynolds es mayor de 10^6 entonces se utiliza la ecuación 2.17 para obtener el número de Nusselt.

$$Nu = 0.023(1437628.04^{0.8})(0.69^{0.4}) = 1672.57 \quad (4.58)$$

Como el aire circulante tiende a enfriarse a lo largo del conducto 1, entonces no es necesario corregir el número de Nusselt ya que el coeficiente n para flujos de gases turbulentos es 0, por lo tanto.



$$Nu = Nu_D = 1672.57 \tag{4.59}$$

Ahora bien el coeficiente de convección interno del conducto 1 se obtiene resolviendo la ecuación 2.6.

$$h_1 = \frac{(1672.57)(0,03006)}{0,44704} = 112.467W / m^2 \text{ } ^\circ C \tag{4.60}$$

→ Coeficiente de convección externo del conducto 1 (h_2)

Ahora la convección fuera del conducto 1 (h_2), que en este caso como una placa plana se supondrá que la temperatura de la superficie exterior del conducto (T_d) es $45^\circ C$ ya que con esto se garantiza que no ocurran quemaduras por contacto con la piel humana, entonces la temperatura promedio del aire exterior es.

$$T_r = (1/2)(T_{amb} + T_d) = (1/2)(34 + 45) = 39.5^\circ C = 312.5K \tag{4.61}$$

Las propiedades térmicas del aire circulante son las siguientes:

Tabla 4.15: Propiedades del aire a la temperatura promedio en el exterior del conducto 1 en el diseño 1

$T_r = 312.5K$			
Pr	$\hat{\nu}$ (m^2/s)	k(W/mK)	$C_p(J / KgK)$
0.69	17.765×10^{-6}	0.0275	1006

Fuente: Mills, A.F

Es de hacer notar que el coeficiente de convección externo se calculará del lado de la pared vertical del conducto 1, ya que es el lado que tiene el más bajo



coeficiente de convección, entonces primero se calcula el número de Rayleigh con la ecuación 2.8 utilizando como gravedad 9.81m/s^2 y siendo:

$$\beta = 1/Tr = 1/312.5 \quad (4.62)$$

Entonces:

$$Ra = \frac{(1/312.5)(318 - 307)(9.81)(0.44704^3)(0.69)}{(17.765 \times 10^{-6})^2} = 6.744 \times 10^7 \quad (4.63)$$

También se calcula ψ resolviendo la ecuación 2.12.

$$\psi = \left[1 + \left(\frac{0.492}{0.69} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} = 0.3426 \quad (4.64)$$

Sustituyendo los valores del número de Rayleigh y ψ en la ecuación 2.10 se obtiene el número de Nusselt.

$$Nu = 0.68 + 0.67 \left((6.744 \times 10^7)(0.3426) \right)^{1/4} = 47.131 \quad (4.65)$$

Ya con el número de Nusselt se obtiene el coeficiente de convección exterior con la ecuación 2.7.

$$h_2 = \frac{(47.131)(0.0275)}{0.44704} = 2.899 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (4.66)$$



→ Diseño del espesor del aislante para el conducto 1

Utilizando la ecuación 3.9 se puede obtener el espesor mínimo del aislante (e_2), sin embargo faltarían los valores de las áreas que se consiguen con las ecuaciones 3.10, 3.11 y 3.12

$$A_1 = 4 a L_1 = 4(0.44704)(0.71) = 1.269m^2 \tag{4.67}$$

$$A_2 = 4(a + 2e_1)L_1 = 4(0.44704 + 2 \cdot (9 \times 10^{-4}))0.71 = 1.274m^2 \tag{4.68}$$

$$A_3 = 4(a + 2e_1 + 2e_2)L_1 = 4(0.44884 + 2e_2)0.71 \tag{4.69}$$

Sustituyendo los datos en la ecuación 3.9 se puede calcular el espesor mínimo del aislante como se muestra a continuación.

$$\frac{(78 - 45)}{(45 - 34)} = 4(0.44884 + 2e_2)(0.71)(2.899) \frac{1}{4} \left(\frac{1}{(0.3173)(112.467)} + \frac{9 \times 10^{-4}}{(0.3173)(15)} + \frac{e_2}{(0.3186)(0.034)} \right) \tag{4.70}$$

Al resolver la ecuación da como resultado

$$e_2 = 0.0306m = 3.06cm$$

El espesor comercial de lana mineral que más se le acerca es el de 3.81cm por lo tanto se utilizara este espesor de aislante alrededor del conducto 1



→ Perdida de temperatura del aire circulante en el conducto 1

Con la ecuación 3.14 se calcula la resistencia térmica total (R_{total}), teniendo en cuenta que el espesor del aislante a utilizar es el valor comercial y el resultado se muestra en la tabla 4.16.

Tabla 4.16: Resistencia térmica total del conducto 1 en el diseño 1

Resistencia térmica total (°C/W)
1.117

Fuente: Elaboración propia

Ahora bien el calor total que se cede a través de las paredes del conducto 1 se obtiene con la ecuación 3.13

$$Q = \frac{(78 - 34)}{1.117} = 39.391W \quad (4.71)$$

Para saber variación de la temperatura entre la entrada y salida del conducto 1 se utilizara la ecuación 3.15.

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T = (13.230)(1007)(\Delta T) \quad (4.72)$$

$$\Delta T = 2.956 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ C$$

Con este resultado se puede comprobar la suposición que se hizo al inicio en el cual la pérdida de temperatura del aire a lo largo del conducto 1 es lo suficiente baja, como para despreciarla entonces, $T_3 = T_4$.



4.4.1.3 Diseño de la cámara de mezcla de aire

Para obtener T_5 hay que diseñar una cámara de mezcla, donde el aire circulante que proviene del conducto 1 se mezclará con el aire ambiental para obtener el aire que entrara al ventilador.

El flujo másico del aire ambiental (\dot{m}_2) se obtiene aplicando la ecuación 3.17

$$\dot{m}_2 = 16.537 - 13.230 = 3.307 \text{ Kg / s} \tag{4.73}$$

Para garantizar que el aire ambiental ingrese a la misma velocidad que el aire de circulación, tiene que tener también el 20% del área del conducto de entrada al ventilador (A_{camb}), entonces:

$$A_{camb} = 20\% A_{Cv} = 20\% (a_{vent})^2 = 20\% (0.5588)^2 = 0.0645 \text{ m}^2 \tag{4.74}$$

Los valores de entalpía H_4 y H_{amb} se obtienen directamente de las tablas propiedades termodinámicas de aire, ver anexo (figura A.2) entrando con la temperatura 4 y la temperatura ambiental y el resultado se puede observar en la tabla 4.17.

Tabla 4.17: Entalpías del aire en la cámara de mezcla en el diseño 1

Temperatura (K)	Entalpía (KJ/Kg)
307	307.228
351	351.499

Fuente: Cengel, Y.A.



Sustituyendo los valores de entalpía y flujos másicos en la ecuación 3.18 se obtiene el valor de entalpía a la salida de la cámara de mezcla (H_5) como se muestra en la tabla 4.33.

$$13.230(351.499) + 3.307(307.228) = 16.537 H_5 \quad (4.75)$$

$$H_5 = 342.645 \text{ Kj / Kg}$$

Con este valor de entalpía a la salida de la cámara de mezcla se entra a las tablas de propiedades termodinámicas de aire y se obtiene el valor de la temperatura 5 el cual se puede observar en la tabla 4.18.

Tabla 4.18: Temperatura a la salida de cámara de mezcla en el diseño 1

Temperatura 5 (°C)
69.209

Fuente: Cengel, Y.A.

4.4.1.4 Diseño del conducto 2

El conducto 2 es de sección transversal cuadrada de lado = 0.5588m debido a que son las dimensiones que exige el ventilador centrífugo para sus conductos de entrada de aire. El largo del conducto 2 es de 1.0206m y la temperatura de entrada de aire circulante es de 69.209°C. Ahora bien conociéndose los resultados en el diseño del conducto 1, en el cual la temperatura prácticamente se mantenía constante y que con un espesor de aislante de 5cm se garantiza una temperatura de la superficie exterior de las paredes por debajo de los 45°C, en vista del que el conducto 2 es similar al conducto 1 en dimensiones y condiciones del aire circulante, se puede concluir que en el conducto 2 la temperatura del aire circulante no variara, por lo



tanto $T_5 = T_6$, y ya que la temperatura del aire circulante a la entrada es menor que la del conducto 1, entonces 5cm de espesor de aislante también garantizan una temperatura superficial exterior por debajo de los 45°C .

4.4.1.5 Diseño del intercambiador de calor

El intercambiador de calor que se diseñará será uno de flujo cruzado con tubos alternados alimentados por vapor, sin embargo antes de comenzar a diseñar el intercambiador de calor es necesario reseñar las consideraciones y restricciones en cuanto al diseño del mismo.

- $T_6 \cong T_7 = 69.209^\circ\text{C}$ esto debido a que el ventilador centrífugo se considera adiabático.
- La temperatura de la superficie de los tubos de alimentación de vapor (T_{st}) es constante a lo largo del intercambiador de calor e igual a 100°C .
- La temperatura de salida del aire circulante en el intercambiador de calor es $T_1 = 82^\circ\text{C}$.
- Los tubos de alimentación serán de $\frac{1}{2}$ " (0.0127m) de diámetro y la distancia horizontal y vertical entre los tubos es igual siendo $S_t = S_l = 0.0254\text{m}$.
- El conducto del intercambiador es de sección transversal cuadrada y sus dimensiones son 2.7m de largo y 0.43m de ancho y área transversal (A_t) de 1.161 m^2 .



- El caudal de aire es el mismo caudal de trabajo del ventilador centrifugo el cual es de 17200 Ft³ /min (8.181m³/s), (ver Figura B.1 del Anexo B).
- Calculo del coeficiente de convección del aire circulante en el intercambiador (h_3).

Para obtener las propiedades térmicas del aire es necesario calcular la temperatura promedio del aire.

$$T_r = \left(\frac{T_7 + T_1}{2} \right) = \left(\frac{342.209 + 355}{2} \right) = 360.804K \quad (4.76)$$

Las propiedades térmicas son las siguientes

Tabla 4.19: Propiedades del aire a la temperatura promedio en el intercambiador de calor del diseño 1

$T_r = 360.802K$				
Pr	\dot{v} (m ³ /s)	k(W/mK)	ρ (Kg / m ³)	C_p (J / KgK)
0.69	21.16 x10 ⁻⁶	0.0299	1.016	1007

Fuente: Mills, A.F

La velocidad del aire circulante dentro de la cámara, se calcula con la ecuación 2.44

$$V = \frac{Q_{dal}}{A_t} = \frac{8.181}{1.161} = 7.046m/s \quad (4.77)$$

La velocidad del aire entre los tubos (\bar{V}) se calcula mediante la aplicación de la ecuación 2.28.



$$\frac{\bar{V}}{7.046} = \frac{0.0254}{0.0254 - (\pi/4)0.0127} = 11.602 \text{ m/s} \quad (4.78)$$

El número de Reynolds se obtiene de la ecuación 2.16.

$$\text{Re} = \frac{(11.602)(0.0127)}{21.16 \times 10^{-6}} = 6963.39 \quad (4.79)$$

Como el valor del número de Reynolds es menor de 10^4 , entonces se utiliza la ecuación 2.22 para obtener el número de Nusselt.

$$\text{Nu} = 0.3 + \frac{(0.62)(6963.39^{1/2})(0.69^{1/3})}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{0.69}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} = 40.066 \quad (4.80)$$

Suponiendo que el intercambiador tendrá más de 10 de filas de tubos y siguiendo la metodología planteada se obtiene el ($\phi_{\text{alternado}}$) a través de las ecuación 2.29 y siendo.

$$\text{Pt} = \frac{St}{D} = \frac{0.0254}{0.0127} = 2 \quad (4.81)$$

$$\phi_{\text{alternado}} = 1 + \frac{2}{3(2)} = 1.333 \quad (4.82)$$

El número de Nusselt para un intercambiador mayor de 10 filas (Nu^{10+}), se obtiene aplicando la ecuación 2.26.



$$Nu^{10+} = \phi_{\text{alternado}} Nu = 1.333(40.066) = 53.407 \quad (4.83)$$

Seguidamente se obtiene el coeficiente convectivo (hc) correspondiente al intercambiador mayor de 10 filas con la ecuación 3.23

$$hc = \frac{(53.407)(0.0299)}{0.0127} = 125.737 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (4.84)$$

→ Dimensiones del intercambiador:

Como la temperatura de las paredes de los tubos es constante por todo el haz de tubos, entonces este calentador de aire es un intercambiador de una sola corriente por lo que se puede usar la ecuación 3.21 y la efectividad necesaria (η) se obtiene con la ecuación 3.24.

$$\eta = \frac{T_1 - T_7}{T_{\text{tubo}} - T_7} = \frac{355 - 342.209}{373 - 342.209} = 0.415 \quad (4.85)$$

Seguidamente se despeja el número de unidades de transferencia de calor (Nut) de la ecuación 3.23 quedando de la siguiente forma

$$Nut = Ln \frac{1}{1 - 0.415} = 0.536 \quad (4.86)$$

A fin de tener el área de transferencia necesaria en el intercambiador se utiliza la ecuación 3.24 del número de unidades de transferencia de calor (Nut). Sin embargo, se necesita saber el flujo másico del aire circulante del conducto de los intercambiadores (\dot{m}_a) el cual se calcula con la ecuación 2.45.



$$\dot{m}_a = V \cdot \rho \cdot A_t = 7.046 \cdot 1.016 \cdot 1.161 = 8.311 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \quad (4.87)$$

Ya con el flujo másico de aire calculado, el número de unidades de transferencia del intercambiador, el coeficiente de convección del aire circulante en el intercambiador y calor específico del aire circulante a temperatura promedio se obtiene el área de transferencia necesaria sustituyendo los datos en la ecuación 3.24.

$$A = \frac{0.536 \cdot 8.311 \cdot 1007}{125.737} = 35.676 \text{m}^2 \quad (4.88)$$

El número de filas longitudinales de tubos del intercambiador se obtiene, a través de la ecuación 3.26

$$N_l = \frac{W}{S_t} = \frac{0.43}{0.0254} = 16.92 \approx 16 \quad (4.89)$$

Luego para obtener el número de filas transversales de tubos, se aplica la ecuación 3.27.

$$N_t = \frac{A}{1.7236} = \frac{35.676}{1.7236} = 20.698 \approx 21 \quad (4.90)$$

Finalmente se calcula el largo del intercambiador con la siguiente ecuación

$$L_{\text{arg o}} = 0.0127 \times 21 = 0.2667 \text{m} \quad (4.91)$$



→ Potencia térmica del intercambiador de calor

Para saber la potencia térmica del intercambiador se utiliza la ecuación 3.28.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_4 C_p (T_1 - T_5) = (8.311)(1007)(355 - 342.209) = 107050.14 \frac{J}{s}$$

(4.92)

Ahora bien para obtener el flujo másico de vapor necesario para alimentar el intercambiador de calor, se tendrá en cuenta que el calor que absorbe el aire circulante (\dot{Q}_f) es casi igual al calor que cede el vapor (\dot{Q}_c) por lo tanto se aplica la ecuación 3.29, y el valor de H_{fg} , se obtiene en las tablas de vapor con una temperatura de 100°C (figura A.3), como se muestra en la tabla 4.20.

Tabla 4.20: Calor de evaporación del vapor a 100° C
Calor de evaporación del vapor (Kj/Kg)

2256

Fuente: Cengel, Y.A. Termodinamica

Entonces el flujo másico de vapor es:

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}_c}{H_{fg}} = \frac{107.050}{2256} = 0.0474 \frac{Kg}{s}$$

(4.93)

La apariencia del diseño del intercambiador se ver en el anexo D (figura, D7)

4.4.1.6 Diseño de las paredes de la cámara de 2 pisos y 12 paletas

En este espacio se elaborará el diseño de las paredes, techo y portón de la cámara de 2 pisos y 12 paletas el cual garantizará una temperatura superficial exterior menor de 45°C , a fin de evitar quemaduras por contacto de las personas que operen la misma

4.4.1.6.1 Paredes Laterales

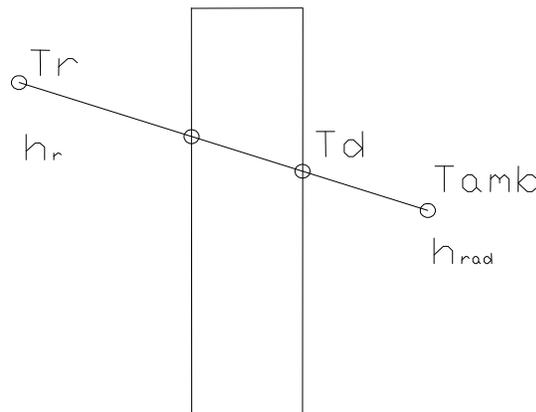


Figura 4.5: Detalle de Paredes Laterales

Dimensiones: Alto = 3m

Largo = 2.7m

Material: Ladrillo Refractario

$k = 0.41\text{W/m}^{\circ}\text{C}$

$\varepsilon = 0.75$

→ Calculo del coeficiente de convección internos y externos

Para diseñar las paredes es necesario saber los coeficientes de convección internos h_r y externo h_{amb}



→ Coeficiente de convección interno (h_r)

Dentro de las paredes laterales está el conducto del intercambiador, el cual tiene unas dimensiones de 2.7m de largo y 0.43m de largo, y la temperatura promedio del aire circulante se obtiene planteando la siguiente ecuación.

$$T_r = \left(\frac{T_7 + T_1}{2} \right) = \left(\frac{342.209 + 355}{2} \right) = 348.604K \quad (4.94)$$

Ya con el valor de la temperatura promedio se obtienen las propiedades térmicas del aire circulante entrando a las tablas de aire

Tabla 4.21: Propiedades del aire a la temperatura promedio en el lado interior de la pared lateral del diseño 1

$T_r = 348.604K$				
Pr	\dot{v} (m ² /s)	k(W/mK)	ρ (Kg / m ³)	C_p (J / KgK)
0.69	20.16 x10 ⁻⁶	0.0299	1.016	1007

Fuente: Mills, A.F

Para obtener la velocidad del aire dentro del conducto de los intercambiadores se utiliza la ecuación 2.44

$$V = \frac{Q_{dal}}{A} = \frac{8.181}{1.161} = 7.046m/s \quad (4.95)$$

El diámetro húmedo (D_h) del conducto de los intercambiadores se obtiene a través de la siguiente ecuación.

$$D_h = 4A/p \quad (4.96)$$



Siendo el perímetro (p) y el área (A)

$$A = d j \quad (4.97)$$

$$p = 2d + 2j \quad (4.98)$$

Sustituyendo 4.97 y 4.98 en 4.96, y sabiendo que (d) es el largo del conducto y (j) es el ancho se obtiene entonces el diámetro húmedo.

$$Dh = 4 \frac{d j}{2d + 2j} = 4 \frac{(2.7)(0.43)}{(2)(2.7) + (2)(0.43)} = 0.741 \quad (4.99)$$

El número de Reynolds se obtiene con la ecuación 2.16 y es:

$$Re = \frac{(7.046)(0.741)}{20.16 \times 10^{-6}} = 258982.440 \quad (4.100)$$

Como el número de Reynolds esta entre $3000 < Re < 10^6$, entonces se utiliza la ecuación 2.18 para obtener el número de Nusselt, pero como no se tiene el factor de fricción (f) se aplica la ecuación 2.19 para obtenerlo.

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} = (0.790 \ln 258982.44 - 1.64)^{-2} = 0.01484 \quad (4.101)$$

Seguidamente se corrige el factor de fricción con la ecuación 2.20. Sin embargo, es de hacer notar que la temperatura del superficie interna del conducto de los intercambiadores (T_{sp}) se supondrá en 72°C , y luego se comprobara esta suposición, el valor de m se obtiene de las tablas de exponentes para corregir los



coeficientes de propiedades y de temperaturas: flujo interior en un tubo, ver anexo Figura A.11

$$f_D = f \left(\frac{T_{sp}}{T_r} \right)^m = 0.01484 \left(\frac{345}{348.604} \right)^{-0.2} = 0.01487 \quad (4.102)$$

Ya con el valor de fricción se obtiene el número de Nusselt

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = \frac{(0.01487/8)(258982.44 - 1000)0.69}{1 + 12.7(0.01487/8)^{\frac{1}{2}} \left(0.69^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 375.988 \quad (4.103)$$

Seguidamente se corrige el número de Nusselt, para el cual se utilizara la ecuación 2.21, el valor de n se obtiene de las tablas de exponentes para corregir los coeficientes de propiedades y de temperaturas: flujo interior en un tubo, ver anexo Figura A.11

$$Nu_D = Nu \left(\frac{T_r}{T_{sp}} \right)^n = 375.988 \left(\frac{345}{348.604} \right)^{-0.55} = 378.143 \quad (4.104)$$

Ahora bien el coeficiente de convección se obtiene resolviendo la ecuación 2.6 con el diámetro húmedo del conducto del intercambiador, el número de Nusselt corregido y la conductividad térmica del aire circulante.

$$h_r = \frac{(378.143)(0.0299)}{0.741} = 15.258 W / m^2 K \quad (4.105)$$



→ Coefficiente de convección externo (h_{amb})

Este se obtendrá aplicando las correlaciones para una placa plana vertical, sin embargo en vista de que no se tiene conocimiento de la temperatura exterior de la pared (T_d), esta se tomara como 45°C a fin de evitar lesiones de quemaduras por contacto de los operadores.

La temperatura promedio del aire circulante se obtiene planteando la siguiente ecuación

$$T_r = ((T_d + T_{amb})/2) = ((318 + 307)/2) = 312.5K \tag{4.106}$$

Ya con el valor de la temperatura promedio se obtienen las propiedades térmicas del aire circulante entrando a las tablas de aire

Tabla 4.22: Propiedades del aire a la temperatura promedio en el lado exterior de la pared lateral del diseño 1

$T_r = 312.5K$		
Pr	$\hat{\nu}$ (m ² /s)	K(W/mK)
0.69	16.765 x10 ⁻⁶	0.0275

Fuente: Mills, A.F

Primero se calcula el número de Rayleigh con la ecuación 2.8 utilizando como gravedad 9.81m/s² y siendo:

$$\beta = 1/Tr = 1/312.5 \tag{4.107}$$

$$Ra = \frac{(1/312.5)(318 - 307)(9.81)(3^3)(0.69)}{(16.765 \times 10^{-6})^2} = 2.288 \times 10^{10} \tag{4.108}$$

También se calcula ψ resolviendo la ecuación 2.12

$$\psi = \left[1 + (0.492/0.69)^{9/16} \right]^{-16/9} = 0.3426 \quad (4.109)$$

Aplicando la ecuación 2.11 se obtiene el número de Nusselt

$$Nu = 0.68 + 0.67 \left(2.288 \times 10^{10} (0.3426) \right)^{1/4} \left(1 + 1.6 \cdot 10^{-8} (2.288 \times 10^{10}) (0.3426) \right)^{1/2} = 299.071 \quad (4.110)$$

El coeficiente de convección exterior (h_{amb}) se obtiene con la ecuación 2.7.

$$h_{amb} = \frac{(299.071)(0.0275)}{3} = 2.741 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (4.111)$$

→ Coeficiente de radiación (h_{rad})

Para tener la resistencia térmica por radiación es necesario saber el coeficiente de radiación, el cual se obtiene con la ecuación 2.39.

$$h_{rad} = 0.75(5.67 \times 10^{-8})(318^2 + 307^2)(318 + 307) = 5.192 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (4.112)$$

→ Cálculo del espesor de la pared

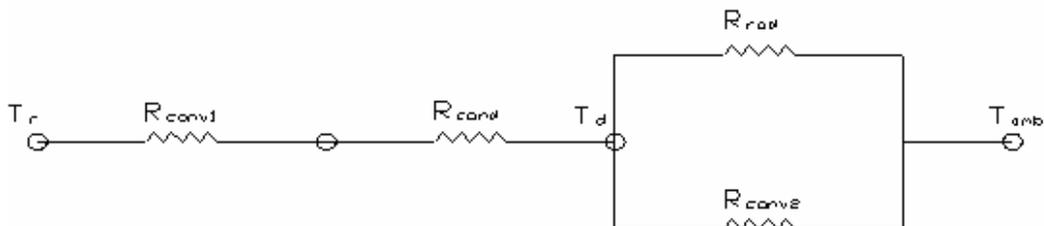


Figura 4.6: Diagrama de resistencias de Pared lateral



Ya conocidos los coeficientes de convección interna y externa, se plantean 2 ecuaciones de calor que permitan obtener el espesor de aislante para este conducto.

$$(T_r - T_d) = Q(R_{conv1} + R_{cond1}) \quad (4.113)$$

$$(T_d - T_{amb}) = Q(R_{eq}) \quad (4.114)$$

Siendo R_{eq}

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_{conv2}} + \frac{1}{R_{rad}} \quad (4.115)$$

R_{conv1} y R_{conv2} son las resistencias térmicas por convección internas y externas respectivamente, R_{cond1} es la resistencia térmica por conducción del ladrillo refractario y R_{rad} es la resistencia térmica por radiación entre la pared y el ambiente exterior.

Las ecuaciones 2.36, 2.37 y 2.38 representan las resistencias térmicas por convección, conducción y radiación respectivamente

Dividiendo 4.113 entre 4.114 y sustituyendo las ecuaciones de resistencias queda:

$$\frac{(T_r - T_d)}{(T_d - T_{amb})} = A(h_{amb} + h_{rad}) \left(\frac{1}{Ah_r} + \frac{e_3}{Ak} \right) \quad (4.116)$$



Como el área transversal se mantiene constante entonces se simplifica la ecuación 4.116 y como los demás valores son conocidos, se procede a calcular el espesor mínimo necesario de la pared (e_1).

$$\frac{(348.604 - 318)}{(318 - 307)} = (2.741 + 5.192) \left(\frac{1}{15.258} + \frac{e_3}{0.41} \right) \quad (4.117)$$

Al resolver la ecuación da como resultado

$$e_3 = 0.1167m = 11.69cm$$

Ya que el espesor no debe ser menor de 11.69cm entonces se utilizara el espesor comercial de 2 ladrillos refractarios que es de 22.8cm, a fin de garantizar una temperatura superficial exterior menor de 45°C.

A fin de comprobar la suposición de que la temperatura de la superficie interna del conducto de los intercambiadores es 72°C se plantean ecuaciones de calor en la pared del conducto.

$$\dot{Q} = \frac{(T_r - T_{amb})}{R_{total}} \quad (4.118)$$

Siendo la Resistencia total la suma de todas las resistencias en serie y paralelo del conducto de los intercambiadores por lo tanto

$$R_{total} = \left(\frac{1}{Ah_r} + \frac{e_1}{Ak} + R_{eq} \right) \quad (4.119)$$



Siendo:

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_{conv2}} + \frac{1}{R_{rad}} \quad (4.120)$$

Primero se calcula la resistencia equivalente con la ecuación 4.115

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_{conv2}} + \frac{1}{R_{rad}} = 2.741(3)(2.7) + 5.192(3)(2.7) = 64.257 \quad (4.121)$$

$$R_{eq} = 0.0155^\circ C/W$$

Sustituyendo R_{eq} en la ecuación 4.119 se obtiene la resistencia térmica total.

$$R_{total} = \left(\frac{1}{Ah_r} + \frac{e_3}{Ak} + R_{eq} \right) = \left(\frac{1}{(2.7)(3)15.258} + \frac{0.228}{(2.7)(3)(0.41)} + 0.0155 \right) = 0.0922 \quad (4.122)$$

Utilizando la ecuación 4.118 se obtiene el calor total que se cede al ambiente a través de las paredes.

$$\dot{Q} = \frac{(T_r - T_{amb})}{R_{total}} = \frac{75.604 - 34}{0.0922} = 451.236W \quad (4.123)$$

Ahora bien para obtener la temperatura de la superficie interna de las pared se utiliza la siguiente ecuación de calor.

$$T_{sp} = T_r - \frac{Q}{R_{conv1}} = 75.604 - 451.236 \left(\frac{1}{(2.7)(3)15.258} \right) = 71.952^\circ C \approx 72^\circ C \quad (4.124)$$

Con esto se comprueba la suposición que se hizo inicialmente en la cual la temperatura de la superficie interna de la pared del conducto de los intercambiadores.

4.4.1.6.2 Pared Trasera

Dimensiones: Alto = 3m

Largo = 4.2m

Ancho = 0.228m

Material: Ladrillo Refractario

$k = 0.41 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

$\varepsilon = 0.75$

En vista de que el cálculo de los coeficientes de convección internos y externos, y el de radiación son similares al de la pared lateral entonces el valor directo de ellos es el siguiente.

Tabla 4.23: Distintos coeficientes de convección y radiación en la pared trasera del diseño 1

$h_r \text{ (W / m}^2\text{K)}$	$h_{amb} \text{ (W / m}^2\text{K)}$	$h_{rad} \text{ (W / m}^2\text{K)}$
4.732	2.741	5.192

Fuente: Elaboración propia

→ Cálculo del espesor de la pared

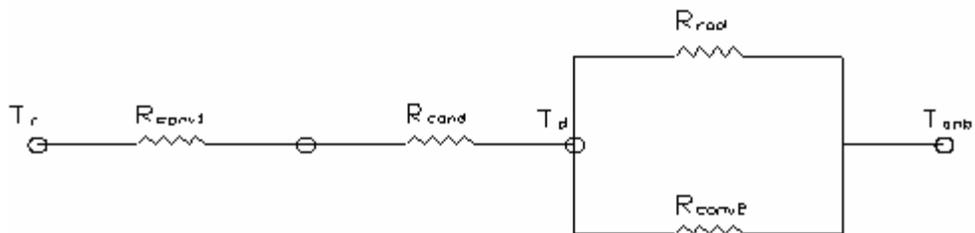


Figura 4.7: Diagrama de resistencias de Pared Trasera



Como la disposición de las resistencias térmicas es igual a la de la pared lateral entonces se establece el mismo planteamiento anterior con la diferencia que $T_r = 353K$, entonces el espesor mínimo se obtiene de resolver la ecuación 4.116 pero con estos nuevos valores de convección y radiación por lo tanto el espesor es:

$$e_3 = 0.0706m = 7.06cm$$

Ya que el espesor no debe ser menor de 7.06cm entonces se utilizara el espesor comercial de un ladrillo refractario que es de 11.4cm, a fin de garantizar una temperatura superficial exterior menor de 45°C.

4.4.1.6.3 Techo

Dimensiones: Ancho = 2.7m
Largo = 4.2m

Materiales: bloque de arcilla tipo piñata

$$k = 0.72W/m^{\circ}C$$

Cubierta de cemento

$$k = 1.40W/m^{\circ}C$$

Espesor = 0.05m

$$\varepsilon = 0.91$$

En vista de que el cálculo de los coeficientes de convección internos y externos, y el de radiación son similares al de la pared lateral entonces el valor directo de ellos es el siguiente.

Tabla 4.24: Distintos coeficientes de convección y radiación en el techo del diseño 1

$h_r (W / m^2 K)$	$h_{amb} (W / m^2 K)$	$h_{rad} (W / m^2 K)$
4.365	3.643	6.3004

Fuente: Elaboración propia

→ Cálculo del espesor de la pared

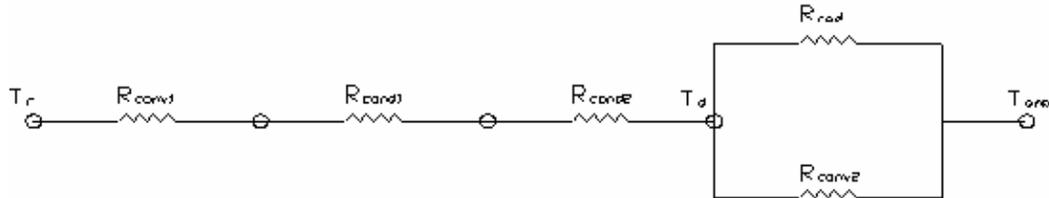


Figura 4.8: Diagrama de resistencias del Techo

Como la disposición de las resistencias térmicas es igual a la de la pared lateral excepto por la inclusión de otra resistencia en serie como indica la figura 16 entonces las ecuaciones de calor quedan de la siguiente forma.

$$(T_r - T_d) = \dot{Q} (R_{conv1} + R_{cond1} + R_{cond2}) \quad (4.125)$$

$$(T_d - T_{amb}) = \dot{Q} (R_{eq}) \quad (4.126)$$

Siendo R_{eq}

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_{conv2}} + \frac{1}{R_{rad}} \quad (4.127)$$

Dividiendo 4.125 entre 4.126 y sustituyendo las ecuaciones de resistencias queda:

$$\frac{(T_r - T_d)}{(T_d - T_{amb})} = A (h_{amb} + h_{rad}) \left(\frac{1}{A h_r} + \frac{e_4}{A k} + \frac{e_5}{A k} \right) \quad (4.128)$$

Siendo e_2 y K_2 el espesor y la conductividad de la capa de cemento que en este caso es 5cm, ya que es lo recomendado por los constructores para los techos, con



estos valores y $T_r = 353K$ se sustituyen en 4.128 para obtener el espesor mínimo de los bloques de arcilla.

$$\frac{(353 - 318)}{(318 - 307)} = (3.643 + 6.3004) \left(\frac{1}{4.365} + \frac{e_4}{0.72} + \frac{0.05}{1.40} \right) \quad (4.129)$$

$$e_4 = 0.0397m = 3.97cm$$

Ya que el espesor no debe ser menor de 3.97cm y el espesor de un bloque tipo piñata es de 20cm entonces con ese espesor se garantiza una temperatura superficial exterior menor de 45°C.

4.4.1.6.4 Portón

Dimensiones: Alto = 3m

Largo = 5.4m

Materiales: Acero Galvanizado calibre 20

$k = 15W/m^{\circ}C$

Espesor = 0.90mm

$\varepsilon = 0.11$

Lana de vidrio

$k = 0.0341W/m^{\circ}C$

En vista de que el cálculo de los coeficientes de convección internos y externos, y el de radiación son similares al de la pared lateral entonces el valor directo de ellos es el siguiente.

Tabla 4.25: Distintos coeficientes de convección y radiación en el portón del diseño 1

$h_r (W / m^2 K)$	$h_{amb} (W / m^2 K)$	$h_{rad} (W / m^2 K)$
4.365	2.741	0.761

Fuente: Elaboración propia

→ Cálculo del espesor de la pared

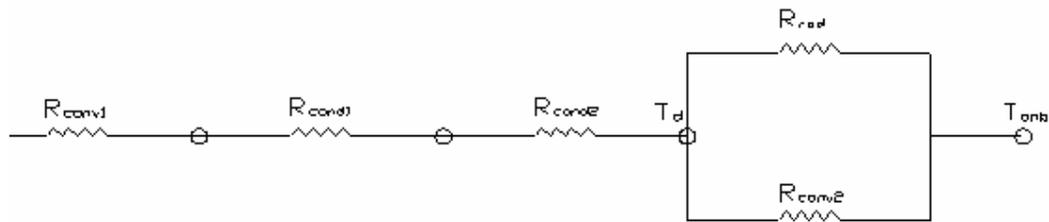


Figura 4.9: Diagrama de resistencias del portón

Ya que la disposición de de las resistencias térmicas es distinta a de las otras paredes entonces la ecuación de calor cambia quedando de la siguiente forma

$$(T_r - T_d) = \dot{Q} (R_{conv1} + R_{cond1} + R_{cond2} + R_{cond3}) \quad (4.130)$$

$$(T_d - T_{amb}) = \dot{Q} (R_{eq}) \quad (4.131)$$

Siendo R_{eq}

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_{conv2}} + \frac{1}{R_{rad}} \quad (4.132)$$

Dividiendo 4.130 entre 4.131 y sustituyendo las ecuaciones de resistencias queda:



$$\frac{(T_r - T_d)}{(T_d - T_{amb})} = A(h_{amb} + h_{rad}) \left(\frac{1}{Ah_1} + \frac{e_6}{Ak} + \frac{e_7}{Ak} + \frac{e_6}{Ak} \right) \quad (4.133)$$

Siendo e_1 y k_1 el espesor y la conductividad de la lamina de acero galvanizado calibre 20 y e_7 y k el espesor y la conductividad de la lana de vidrio, $T_r = 353K$ estos valores se sustituyen en 4.133 para obtener el espesor mínimo de la lana de vidrio.

$$\frac{(353 - 318)}{(318 - 307)} = (2.741 + 0.761) \cdot \left(\frac{1}{4.365} + \frac{9 \times 10^{-4}}{15} + \frac{e_7}{0.0341} + \frac{9 \times 10^{-4}}{15} \right) \quad (4.134)$$

$$e_7 = 0.0231m = 2.31cm$$

Ya que el espesor no de ser menor de 2.31cm entonces se utilizara 2.54cm de espesor ya que es el espesor de una lamina de vidrio comercial.

4.4.2 Diseño 2 (1 cámara de 2 pisos y 24 paletas).

Esta cámara tiene el mismo planteamiento técnico que la cámara de 2 pisos y 12 paletas, la diferencia radica en las dimensiones que es más grande y los ventiladores son otros con mas caudal que tienen las siguientes características centrífugos de doble entrada serie 200 de 40.6 BHP y 763 RPM, con un caudal de trabajo de $88000 \text{ ft}^3/\text{min} = 40.1141 \text{ m}^3/\text{s}$ (ver anexo B, figura B2), debido a lo anterior expuesto, se tendrán en cuenta las mismas suposiciones iniciales que en la cámara de 2 pisos y 12 paletas



La temperatura en la 4ta fila de tambores (T_2) se supondrá en 78°C , por lo tanto las propiedades térmicas entre la temperatura de entrada a la cámara (T_1) = 82°C y T_2 son las siguientes.

Tabla 4.26: Propiedades del aire a la temperatura promedio dentro de la cámara del diseño 2

$T_r = 353\text{K}$				
Pr	α (m^2/s)	k(W/mK)	ρ (Kg/m^3)	C_p (J/KgK)
0.69	20.4×10^{-6}	0.03	1.009	1007

Fuente: Mills, A.F

4.4.2.1 Calculo del coeficiente de convección del aire circulante dentro de la cámara.

Siguiendo la metodología planteada para el cálculo del coeficiente de convección dentro de la cámara de circulación de aire, con la diferencia de que el área transversal al flujo de aire en este caso es de 3.9m de ancho por 3m de alto y el caudal de aire dentro de la misma es el de dos ventiladores por lo tanto $Q_{dal} = 80.2282 \text{ m}^3/\text{s}$, entonces el coeficiente de convección promedio dentro de la cámara se puede observar en la tabla 4.27.

Tabla 4.27: Coeficiente de convección promedio del aire dentro de la cámara del diseño 2

Coeficiente de Convección promedio ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
95.406

Fuente: Elaboración propia

Para comprobar la suposición inicial de la temperatura del aire en la 4ta fila de tubos, se utiliza la ecuación 2.26 para obtener la temperatura 2 como se muestra en la tabla 4.28.



Tabla 4.28: Temperatura del aire en la 4ta fila de tambores del diseño 2

Temperatura 2 (°C)
78.432

Fuente: Elaboración propia

Al observar la temperatura 2 en 78.128°C, se comprueba la suposición inicial de que la misma es de 78°C, ya que no existe mayor diferencia entre ellas.

4.4.2.2 *Diseño del conducto 1*

Este será hecho con acero galvanizado calibre 20 ya que es el material que usa por lo general para este tipo de conductos con sección transversal cuadrada de lado = 26" = 0.6604m, en el caso del aislante se utilizará laminas de lana mineral ideal para este rango de temperaturas, los datos técnicos de los materiales son los mismos de los usados en el diseño de los conductos de la cámara anterior

Como el flujo másico de aire caliente que se recirculará es el 80% del flujo másico total, entonces utilizando la ecuación 2.45 se calcula el flujo másico de aire dentro de la cámara como se ve en la tabla 4.29.

Tabla 4.29: Flujo másico de aire dentro de la cámara del diseño 2

Flujo másico de aire dentro de la cámara (Kg/s)
80.492

Fuente: Elaboración propia

El 80% del flujo másico es el flujo másico 1 como se puede observar en la tabla 4.30.



Tabla 4.30: Flujo másico del aire dentro del conducto 1 del diseño 2

Flujo másico 1 (Kg/s)
64.393

Fuente: Elaboración propia

Debido a que en este caso el flujo másico que pasa por el conducto 1 es elevado y la longitud de conducto 1 es corta, se establecerá la suposición en la cual el aire circulante no disminuye su temperatura a lo largo del conducto 1 como para considerarse, por lo tanto la temperatura de entrada al conducto 1 es igual a la temperatura de salida la cual es igual a 78°C.

→ *Coefficientes de convección interno (h_1) y externo (h_2) del conducto 1*

Siguiendo la misma metodología planteada que en la cámara de 2 pisos y 12 paletas para calcular los coeficientes de convección interno y externo como se muestran en la tabla 4.31.

Tabla 4.31: Coeficientes de convección en el conducto 1 del diseño 2

Coeficiente de convección interno (W/m ² K)	Coeficiente de convección externo (W/m ² K)
197.615	2.911

Fuente: Elaboración propia

→ *Diseño del espesor del aislante para el conducto 1*

Ahora bien para saber cual será el espesor mínimo del aislante se utilizarán los mismos planteamientos y consideraciones que en el anterior diseño con la diferencia en las dimensiones del conducto 1, por lo tanto el espesor mínimo para el conducto 1 de la cámara de 2 pisos y 24 paletas se muestra en la tabla 4.32.



Tabla 4.32: Espesor mínimo del aislante del conducto 1 en el diseño 2

Espesor mínimo del aislante (m)
0.0428

Fuente: Elaboración propia

Como el espesor mínimo de aislante es de 4.28cm, entonces se utilizará una lámina de lana mineral de espesor 5cm, ya que este es el espesor comercial que más se acerca a fin de garantizar una temperatura superficial exterior menor de 45°C.

→ *Perdida de temperatura del aire circulante en el conducto 1*

Al comprobar la suposición inicial de que la temperatura del aire circulante a lo largo del conducto 1 no variaba lo suficiente como para ser considerada, se utilizará el mismo planteamiento del diseño anterior para calcular la variación de temperatura, la cual se puede observar a través de la tabla 4.33.

Tabla 4.33: Variación de la temperatura del aire en el conducto 1 del diseño 2

Variación de la temperatura (°C)
9.459×10^{-4}

Fuente: Elaboración propia

Con este resultado se da por asentada la suposición inicial en la cual no varía la temperatura del aire circulante en el conducto 1 entonces $T_3 = T_4$.

4.4.2.3 Diseño de la cámara de mezcla de aire

La cámara de mezcla es igual al diseño anterior variando solamente en los flujos másicos de aire de retorno ($\dot{m}_1 = 64.393 \text{ kg/s}$) y el aire ambiental ($\dot{m}_2 = 16.099 \text{ kg/s}$), por lo tanto se utilizará metodología del diseño anterior,



entonces la temperatura del aire que entrara al ventilador centrífugo (T_5) se puede ver en la tabla 4.34.

Tabla 4.34: Temperatura del aire a la salida de la cámara de mezcla del diseño 2

Temperatura 5 (°C)
69.208

Fuente: Elaboración propia

4.4.2.4 Diseño del conducto 2.

A la igual que en el diseño anterior, el conducto 1 presenta condiciones más críticas que el conducto 2, ya que este mide solo 0.34m de largo y tiene una sección transversal cuadrada de 32.5” = 82.55cm de lado y la temperatura de entrada es menor que el anterior conducto por lo tanto se puede concluir que un aislante con espesor de 5cm garantiza que la temperatura superficial externa sea menor de 45°C, y también la Temperatura del aire circulante no variara a lo largo del conducto 2 por lo tanto $T_5 = T_6$.

4.4.2.5 Diseño del intercambiador de calor

En este caso el intercambiador de calor de flujo cruzado con tubos alineados alimentados por vapor, al igual que en el diseño de la cámara de 2 pisos y 24 paletas tendrá el mismo planteamiento metodológico, variando solo en las dimensiones del conducto del intercambiador la cual es de 3.9m de largo por 0.45m de ancho, el caudal de aire que es 40.1141 m³/s y la propiedades térmicas que se muestran en la tabla 4.34.



Tabla 4.35: Propiedades del aire a la temperatura promedio en el intercambiador de calor del diseño 2

$T_r = 348.604K$				
Pr	λ (m ² /s)	k(W/mK)	ρ (Kg / m ³)	C_p (J / KgK)
0.69	21.16 x10 ⁻⁶	0.0299	1.016	1007

Fuente: Mills, A.F

→ Dimensiones del intercambiador:

Ya teniendo en consideración todo esto y siguiendo la metodología planteada en el diseño anterior, las dimensiones del intercambiador de la cámara de 2 pisos y 24 paletas para calentar el aire circulante desde los 68.294°C hasta los 82°C se pueden observar en la tabla 4.36.

Tabla 4.36: Dimensiones del intercambiador del diseño 2

Filas longitudinales	Filas transversales
17	29

Fuente: Elaboración propia

→ Potencia térmica del intercambiador de calor

Con la ecuación 3.28 se obtiene la potencia térmica del intercambiador como se muestra en la tabla 4.37.

Tabla 4.37: Potencia térmica del intercambiador del diseño 2

Potencia térmica del intercambiador (KW)
524.987

Fuente: Elaboración propia

Ahora bien mediante la ecuación 3.29 se tiene el flujo másico de vapor como se puede ver en la tabla 4.38.



Tabla 4.38: Flujo másico de vapor necesario para alimentar el intercambiador del diseño 2

Flujo másico de vapor (Kg/s)
0.2327

Fuente: Elaboración propia

4.4.2.6 Diseño de las paredes de la cámara de 2 pisos y 24 paletas

En el diseño de las paredes techo y portón de la cámara de 2 pisos y 24 paletas se utilizarán los mismos materiales que en la anterior cámara, por lo tanto las propiedades térmicas de los mismos se mantienen y solo variaran en las dimensiones.

4.4.2.6.1 Paredes Laterales

→ *Coefficientes de convección interno, externo y radiación*

Los coeficientes de convección se calcularan siguiendo la metodología planteada del diseño anterior, con la diferencia de las dimensiones de la pared lateral la cual es de 3m de alto por 3.9m de ancho, entonces lo coeficientes de convección se pueden observar a través de la tabla 4.39.

Tabla 4.39: Distintos coeficientes de convección y radiación en las paredes laterales del diseño 2

$h_r (W / m^2 K)$	$h_{amb} (W / m^2 K)$	$h_{rad} (W / m^2 K)$
38.817	2.741	5.192

Fuente: Elaboración propia

→ *Cálculo del espesor de la pared*

El espesor mínimo de la pared lateral como se dijo antes, se obtiene siguiendo la metodología planteada del diseño anterior, por lo tanto el mismo se puede observar en la tabla 4.40.



Tabla 4.40: Espesor mínimo del ladrillo refractario en las paredes laterales del diseño 2

Espesor mínimo (m)
0.01332

Fuente: Elaboración propia

Conociéndose el espesor mínimo del ladrillo refractario, se aproxima al espesor comercial más cercano, el cual es el de 1 ladrillo igual a 0.228m.

4.4.2.6.2 Pared Trasera

Las dimensiones de la pared trasera son de 3m de alto por 5.4m de ancho.

→ *Coefficientes de convección interno, externo y radiación*

Los coeficientes de convección y radiación se muestran en la tabla 4.41.

Tabla 4.41: Distintos coeficientes de convección y radiación en la pared trasera del diseño 2

$h_r (W / m^2 K)$	$h_{amb} (W / m^2 K)$	$h_{rad} (W / m^2 K)$
12.266	2.741	5.192

Fuente: Elaboración propia

→ *Cálculo del espesor de la pared*

El espesor mínimo del ladrillo refractario de la pared trasera se puede ver a través de la tabla 4.42.

Tabla 4.42: Espesor mínimo del ladrillo refractario en la pared trasera del diseño 2

Espesor mínimo (m)
0.1310

Fuente: Elaboración propia



Conociéndose el espesor mínimo del ladrillo refractario, se aproxima al espesor comercial más cercano el cual es el de 2 ladrillos igual a 0.228m.

4.4.2.6.3 Techo

Las dimensiones del techo son de 5.4m de largo por 3.9m de ancho

→ *Coefficientes de convección interno, externo y radiación*

Los coeficientes de convección y radiación se muestran en la tabla 4.43.

Tabla 4.43: Distintos coeficientes de convección en el techo del diseño 2

h_r ($W / m^2 K$)	h_{amb} ($W / m^2 K$)	h_{rad} ($W / m^2 K$)
12.266	3.643	6.3004

Fuente: Elaboración propia

→ *Cálculo del espesor de la pared*

El espesor mínimo del bloque de arcilla de la pared trasera se puede ver a través de la tabla 4.44.

Tabla 4.44: Espesor mínimo del bloque de arcilla del techo en el diseño 2

Espesor mínimo (m)
0.1459

Fuente: Elaboración propia

Conociéndose el espesor mínimo del bloque de arcilla, se aproxima al espesor comercial más cercano el cual es igual a 0.20m.



4.4.2.6.4 Portón

Las dimensiones del portón son de 3m de alto por 5.4m de ancho.

→ *Coefficientes de convección interno, externo y radiación*

Los coeficientes de convección y radiación se muestran en la tabla 4.45.

Tabla 4.45: Distintos coeficientes de convección y radiación en el portón del diseño 2

$h_r (W / m^2 K)$	$h_{amb} (W / m^2 K)$	$h_{rad} (W / m^2 K)$
12.266	2.741	0.761

Fuente: Elaboración propia

→ *Cálculo del espesor de la pared*

El espesor mínimo de la lana de vidrio de la pared trasera se puede ver a través de la tabla 4.46.

Tabla 4.46: Espesor mínimo del aislante del portón en el diseño 2

Espesor mínimo (m)
0.0281

Fuente: Elaboración propia

Conociéndose el espesor mínimo de la lana de vidrio, se aproxima al espesor comercial más cercano el cual es igual a 0.0381m.

4.4.3 Diseño 3 (1 cámara de 1 piso y 24 paletas)

Esta tendrá 2 intercambiadores de calor de tubos alternados con flujo cruzado en total, 1 a cada lado de la cámara, los cuales tendrán salida en la parte inferior de la



cámara para alimentar al primer piso de tambores, es de hacer notar que el intercambiador del lado izquierdo de la cámara es igual al del lado derecho, por lo demás varía con respecto a las otras cámaras en las dimensiones, entonces el planteamiento metodológico es igual al de los otros dos diseños.

La temperatura en la 4ta fila de tambores (T_2) se supondrá en 78°C , por lo tanto las propiedades térmicas entre la temperatura de entrada a la cámara (T_1) = 82°C y T_2 son las siguientes.

Tabla 4.47: Propiedades del aire a la temperatura promedio de circulación dentro de la cámara del diseño 3

$T_r = 353\text{K}$				
Pr	α (m^2/s)	k(W/mK)	ρ (Kg / m^3)	C_p (J / KgK)
0.69	20.35×10^{-6}	0.03	1.012	1007

Fuente: Mills, A.F

4.4.3.1 Calculo del coeficiente de convección del aire circulante dentro de la cámara.

Siguiendo la metodología planteada en los diseños anteriores, para el cálculo del coeficiente de convección dentro de la cámara de circulación de aire, con la diferencia de que el área transversal al flujo de aire en este caso es de 7.4m de ancho por 3m de alto y el caudal de aire dentro de la misma es el de dos ventiladores centrifugo de doble entrada serie 200 de 40.6 BHP y 763 RPM, que tiene un caudal de trabajo de $88000 \text{ ft}^3/\text{min} = 40.1141 \text{ m}^3/\text{s}$ (ver anexo B, figura B2), por lo tanto $Q_{dal} = 80.2282 \text{ m/s}$, entonces el coeficiente de convección del aire circulante dentro de la cámara se puede observar en la tabla 4.48.



Tabla 4.48: Coeficiente de convección promedio dentro de la cámara del diseño 3

Coeficiente de Convección promedio (W/m^2K)
69.224

Fuente: Elaboración propia

Para comprobar la suposición inicial de la temperatura en la 4ta filas de tubos, se utiliza la ecuación 2.26 para obtener la temperatura 2 como se muestra en la tabla 4.49.

Tabla 4.49: Temperatura del aire en la 4ta fila de tambores del diseño 3

Temperatura 2 ($^{\circ}C$)
77.636

Fuente: Elaboración propia

Al ver la temperatura 2 en $77.636^{\circ}C$ se comprueba la suposición inicial de que la misma es de $78^{\circ}C$ ya que no existe mayor diferencia entre las mismas.

4.4.3.2 Diseño del conducto 1

Este será hecho con acero galvanizado calibre 20, ya que es el material que usa por lo general para este tipo de conductos, el mismo es de sección transversal cuadrada de lado = $26'' = 0.6604m$ y $1.64m$ de largo, en el caso del aislante se utilizara laminas de lana mineral ideal para este rango de temperaturas, en de hacer notar que los datos técnicos de los materiales son los mismos de los usados en los diseños de los conductos de las otras cámaras.

Como el flujo másico de aire caliente que se recirculará es el 80% del flujo másico total entonces basándonos en la ecuación 2.45 se calcula el flujo másico de aire dentro de la cámara como se ve en la tabla 4.50.



Tabla 4.50: Flujo másico del aire dentro de la cámara en el diseño 3

Flujo másico del aire dentro de la cámara (Kg/s)
80.491

Fuente: Elaboración propia

El 80% del flujo másico de aire dentro de la cámara, es el flujo másico 1 como se puede observar en la tabla 4.51.

Tabla 4.51: Flujo másico de aire dentro del conducto 1 en el diseño 3

Flujo másico 1 (Kg/s)
64.392

Fuente: Elaboración propia

Debido a que el flujo másico que pasa por el conducto 1 es elevado y la longitud de conducto 1 es corta, se establecerá la suposición en la cual no hay una pérdida de temperatura en el aire circulante a lo largo del conducto 1, por lo tanto la temperatura de entrada al conducto 1 es igual a la temperatura de salida la cual es igual a 78°C.

→ *Coefficientes de convección interno (h_1) y externo (h_2)*

Siguiendo la metodología planteada de lo anteriores diseños se calculan los coeficientes de convección interno y externo como se muestran en la tabla 4.52.

Tabla 4.52: Coeficientes de convección del conducto 1 en el diseño 3

Coefficiente de convección interno (W/m ² K)	Coefficiente de convección externo (W/m ² K)
197.613	2.911

Fuente: Elaboración propia



→ *Diseño del espesor del aislante para el conducto 1*

Ahora bien para saber cual será el espesor mínimo del aislante se utilizarán los mismos planteamientos y consideraciones que en los otros diseños con la diferencia en las dimensiones del conducto 1, por lo tanto el espesor mínimo para el conducto 1 de la cámara de 1 pisos y 24 paletas se muestra en la tabla 4.53.

Tabla 4.53: Espesor mínimo del aislante del conducto 1 en el diseño 3

Espesor mínimo del aislante (m)
0.0428

Fuente: Elaboración propia

Como el espesor mínimo de aislante es de 4.28cm entonces se utilizará una lámina de lana mineral de espesor 5cm, ya que este es el espesor comercial que más se acerca a fin de garantizar una temperatura superficial exterior menor de 45°C.

→ *Perdida de temperatura del aire circulante en el conducto 1*

Para comprobar la suposición inicial de que la temperatura del aire circulante a lo largo del conducto 1 no varía lo suficiente como para ser considerada, se utilizará el planteamiento de los otros diseños para calcular la variación de temperatura, la cual se puede observar a través de la tabla 4.54.

Tabla 4.54: Variación de la temperatura del aire circulante del conducto 1 en el diseño 3

Variación de la temperatura (°C)
9.503×10^{-4}

Fuente: Elaboración propia

Con este resultado se da por asentada la suposición inicial en la cual no variaba la temperatura del aire circulante en el conducto 1 entonces $T_3 = T_4$.



4.4.3.3 Diseño de la cámara de mezcla

La cámara de mezcla es igual al diseño anterior variando solamente en los flujos másico de aire de retorno ($m_{\&} = 64.392kg/s$) y el aire ambiental ($m_{\&} = 16.099kg/s$), por lo tanto la temperatura del aire que entrara al ventilador centrífugo (T_5) se puede ver en la tabla 4.55.

Tabla 4.55: Temperatura de1 aire a la salida de la cámara de mezcla en el diseño 3

Temperatura 5 (°C)
69.208

Fuente: Elaboración propia

4.4.3.4 Diseño del conducto 2.

A la igual que en los otros diseños el conducto 1 presenta condiciones más críticas que el conducto 2, ya que este es de sección transversal cuadrada de lado $32.5'' = 82.55cm$, mide solo 0.32m de largo y la temperatura de entrada es menor que la del conducto 1, por lo tanto se puede concluir que el espesor de aislante de 5cm garantiza que la temperatura superficial externa sea menor de $45^{\circ}C$ y la Temperatura del aire circulante no variará a lo largo del conducto 2 entonces $T_5 = T_6$.

4.4.3.5 Diseño del intercambiador de calor

En este caso el intercambiador de calor de flujo cruzado con tubos alternados alimentados por vapor, al igual que en los otros diseños, este tendrá el mismo planteamiento metodológico, variando sólo en las dimensiones del conducto del intercambiador la cual es de 7.4m de largo por 0.45m de ancho, el caudal de aire que es $80.2282 m^3/s$, el diámetro de los tubos que transportan el vapor es $1/2''$ (0.0127m) y las propiedades térmicas que se muestran en la tabla 4.56.



Tabla 4.56: Propiedades del aire a temperatura promedio en el intercambiador del diseño 3

$T_r = 348.604K$				
Pr	λ (m ² /s)	k(W/mK)	ρ (Kg / m ³)	C_p (J / KgK)
0.69	21.16 x10 ⁻⁶	0.0299	1.016	1007

Fuente: Mills, A.F

→ Dimensiones del intercambiador:

Ya teniendo en consideración todo esto y siguiendo la metodología planteada de los otros diseños las dimensiones del intercambiador de la cámara de 1 pisos y 24 paletas para calentar el aire circulante desde los 69.208°C hasta los 82°C se pueden observar en la tabla 4.57.

Tabla 4.57: Dimensiones del intercambiador de calor en el diseño 3

Filas longitudinales	Filas transversales
17	38

Fuente: Elaboración propia

→ Potencia térmica del intercambiador de calor

Con la ecuación 3.28 se obtiene la potencia térmica del intercambiador como se muestra en la tabla 4.58.

Tabla 4.58: Potencia térmica del intercambiador en el diseño 3

Potencia térmica del intercambiador (KW)
1051.043

Fuente: Elaboración propia

Ahora bien mediante la ecuación 3.29 se tiene el flujo másico de vapor como se puede ver en la tabla 4.59.



Tabla 4.59: Flujo másico del vapor necesario para alimentar al intercambiador del diseño 3

Flujo másico de vapor (Kg/s)
0.4658

Fuente: Elaboración propia

4.4.3.6 Diseño de las paredes de la cámara de 1 pisos y 24 paletas

En el diseño de las paredes techo y portón de la cámara de 1 pisos y 24 paletas se utilizarán los materiales de las otras cámaras, por lo tanto las propiedades térmicas de los mismos se mantienen y solo variaran en las dimensiones.

4.4.3.6.1 Paredes Laterales

→ Coefficientes de convección interno, externo y radiación

Los coeficientes de convección se calcularán siguiendo la metodología planteada de los otros diseños, con la diferencia de las dimensiones de la pared lateral, la cual es de 3m de alto por 7.4m de ancho, entonces los coeficientes de convección se pueden observar a través de la tabla 4.60.

Tabla 4.60: Distintos coeficientes de convección y radiación en las paredes laterales en el diseño 3

$h_r (W / m^2 K)$	$h_{amb} (W / m^2 K)$	$h_{rad} (W / m^2 K)$
44.582	2.741	5.192

Fuente: Elaboración propia

→ Cálculo del espesor de la pared

El espesor mínimo de la pared lateral como se dijo antes se obtiene siguiendo la metodología planteada del diseño anterior, por lo tanto el mismo se puede observar en la tabla 4.61.



Tabla 4.61: Espesor mínimo del ladrillo refractario en las paredes laterales del diseño 3

Espesor mínimo (m)
0.1345

Fuente: Elaboración propia

Conociéndose el espesor mínimo del ladrillo refractario, se aproxima al espesor comercial más cercano el cual es el de 2 ladrillos igual a 0.228m.

4.4.3.6.2 Pared Trasera

Las dimensiones de la pared trasera son de 3m de alto por 5.4m de ancho

→ *Coefficientes de convección interno, externo y radiación*

Los coeficientes de convección y radiación se muestran en la tabla 4.62.

Tabla 4.62: Distintos coeficientes de convección y radiación en la pared trasera del diseño 3

$h_r (W / m^2 K)$	$h_{amb} (W / m^2 K)$	$h_{rad} (W / m^2 K)$
8.833	2.741	5.192

Fuente: Elaboración propia

→ *Cálculo del espesor de la pared*

El espesor mínimo del ladrillo refractario de la pared trasera se puede ver a través de la tabla 4.63.

Tabla 4.63: Espesor mínimo del ladrillo refractario de la pared trasera en el diseño 3

Espesor mínimo (m)
0.1180

Fuente: Elaboración propia



Conociéndose el espesor mínimo del ladrillo refractario, se aproxima al espesor comercial más cercano el cual es el de 2 ladrillos igual a 0.228m.

4.4.3.6.3 Techo

Las dimensiones del techo son de 5.4m de largo por 7.4m de ancho

→ *Coefficientes de convección interno, externo y radiación*

Los coeficientes de convección y radiación se muestran en la tabla 4.64.

Tabla 4.64: Distintos coeficientes de convección y radiación en el techo del diseño 3

h_r (W / m ² K)	h_{amb} (W / m ² K)	h_{rad} (W / m ² K)
8.833	3.644	6.3004

Fuente: Elaboración propia

→ *Cálculo del espesor de la pared*

El espesor mínimo del bloque de arcilla de la pared trasera se puede ver a través de la tabla 4.65.

Tabla 4.65: Espesor mínimo del bloque de arcilla del techo en el diseño 3

Espesor mínimo (m)
0.1231

Fuente: Elaboración propia

Conociéndose el espesor mínimo del bloque de arcilla, se aproxima al espesor comercial más cercano el cual es igual a 0.20m.



4.4.3.6.4 Portón

Las dimensiones del portón son de 3m de alto por 5.4m de ancho

→ *Coefficientes de convección interno, externo y radiación*

Los coeficientes de convección y radiación se muestran en la tabla 4.66.

Tabla 4.66: Distintos coeficientes de convección y radiación en el portón del diseño 3

h_r ($W / m^2 K$)	h_{amb} ($W / m^2 K$)	h_{rad} ($W / m^2 K$)
8.833	2.741	0.761

Fuente: Elaboración propia

→ *Cálculo del espesor de la pared*

El espesor mínimo de la lana de vidrio de la pared trasera se puede ver a través de la tabla 4.67.

Tabla 4.67: Espesor mínimo del aislante del portón en el diseño 3

Espesor mínimo (m)
0.0271

Fuente: Elaboración propia

Conociéndose el espesor mínimo de la lana de vidrio, se aproxima al espesor comercial más cercano el cual es igual a 0.0381m.

4.5. Tiempo de fusión del fenol en los 3 diseños planteados

El tiempo de fusión del fenol se calculará de acuerdo a la metodología planteada en la situación actual



4.5.1 Diseño 1

Como se planteo inicialmente en la situación actual el tiempo de fusión se dividirá en dos partes

- Calentamiento desde los 34°C hasta la temperatura de fusión 41°C

- Fusión del fenol y calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 82°C

4.5.1.1 Calentamiento desde los 34°C hasta la temperatura de fusión de 41°C

Siguiendo la metodología planteada para resolver el calentamiento hasta los 41°C que indica que la solución para un cilindro corto, es el producto de las soluciones de un cilindro infinito y un placa infinita

- *Solución de la placa de espesor 1.68m*

En el caso de esta cámara los valores que cambian con respecto a la situación actual es el coeficiente de convección el cual es $h = 39.556 W / m^2 k$, entonces aplicando la ecuación 2.47 se obtiene el número de Biot como se muestra en la tabla 4.68.

Tabla 4.68: Número de Biot del fenol sólido para la placa en el diseño 1

Número de Biot
66.2025

Fuente: Elaboración propia

Ya con el número de Biot se calculan los λ_n con la ecuación 3.3 y A_n con la ecuación 3.4, los cuales se muestran en la tabla 4.69.



Tabla 4.69: Coeficientes transitorios de la placa en el diseño 1

	1	2	3	4	5
λ_n	1.5474	4.6423	7.7376	10.8333	13.9297
A_n	1.2729	-0.4233	0.2529	-0.1795	0.1384

Fuente: Elaboración propia

El número de Fourier en el caso de la placa es $Fo = 1.0623 \times 10^{-4} t$

→ Solución del cilindro infinito de radio $r = 0.285m$

Con la ecuación 2.47 se obtiene el número de Biot como se muestra en la tabla 4.70.

Tabla 4.70: Número de Biot del fenol sólido del cilindro en el diseño 1

Número de Biot
24.1584

Fuente: Elaboración propia

Ya con el número de Biot se calcula los λ_n con la ecuación 3.5 y los A_n con la ecuación 3.6 los cuales e muestran en la tabla 4.70.

Tabla 4.71: Coeficientes transitorios del cilindro en el diseño 1

	1	2	3	4	5
$ J_0 $	0.055299	-0.081292	0.106134	-0.105383	0.111695
$ J_1 $	0.539735	-0.345533	0.262881	-0.190811	0.159591
$ \lambda $	2.301322	5.284434	8.261021	11.300671	14.320587
$ A $	1.593442	-1.037875	0.791872	-0.710727	0.587382

Fuente: Elaboración propia



El número de Fourier en el caso del cilindro es $Fo = 8.8169 \times 10^{-3} t$

Con los A_n y los números de Fourier para el cilindro infinito y la placa, se calcula el tiempo de calentamiento con la ecuación 2.51, como se muestra en la tabla 4.72.

Tabla 4.72: Tiempo de calentamiento del fenol desde los 34°C hasta los 41°C en el diseño 1

Tiempo de calentamiento t(h)
13.79458591

Fuente: Elaboración propia

4.5.1.2 Fusión del fenol y calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 82°C

En este caso se utilizará la ecuación 2.53, que permite calcular el tiempo de fusión desde la temperatura de fusión hasta los 82°C, sin embargo antes de aplicar esta ecuación es necesario obtener la longitud característica (L_{ca}), el número de Biot (Bi) y el número de Stefan (Ste) por lo tanto.

De acuerdo a la ecuación 2.52 con un factor de forma $w = 1$ por ser un cilindro, el área de transferencia del tambor $A = 2.0189 \text{m}^2$ y el volumen del tambor = 0.2510m^3 , se obtiene la longitud característica (L_{ca}) como se muestra en la tabla 4.73.

Tabla 4.73: Longitud característica del tambor en el diseño 1

Longitud (m)
0.2130868

Fuente: Elaboración propia



Haciendo uso de la ecuación 2.47 se obtiene el número de Biot como se muestra en la tabla 4.74.

Tabla 4.74: Número de Biot del fenol líquido en el tambor del diseño 1

Número de Biot
20.7088

Fuente: Elaboración propia

Mediante el uso de la ecuación 2.54, y desde una temperatura de 41°C hasta 82°C, se obtiene el número de Stefan (Ste) como se muestra en la tabla 4.75.

Tabla 4.75: Número de Stefan del tambor en el diseño 1

Número de Stefan
0.7923

Fuente: Elaboración propia

Con la ecuación 2.50 se obtiene la difusividad térmica del fenol líquido como se muestra en la tabla 4.76.

Tabla 4.76: Difusividad térmica del fenol líquido en el diseño 1

Difusividad térmica líquida(m ² /h)
5.8669×10^{-4}

Fuente: Elaboración propia

Ahora bien aplicando la ecuación 2.53 se obtiene el tiempo de fusión desde los 41°C hasta los 82°C del fenol como se muestra en la tabla 4.77.

Tabla 4.77: Tiempo de fusión del tambor de fenol en el diseño 1

Tiempo de Fusión t(h)
35.25090137

Fuente: Elaboración propia



El tiempo total del proceso de fusión del fenol desde los 34°C hasta 82°C es el resultado de la suma de del tiempo de calentamiento y el tiempo de fusión y este se muestra a través de la tabla 4.78.

Tabla 4.78: Tiempo total de fusión del tambor de fenol en el diseño 1

Tiempo total de Fusión t(h)
49.04548728

Fuente: Elaboración propia

4.5.2 Diseño 2

Como se planteo inicialmente en la situación actual el tiempo de fusión se dividirá en dos partes

- Calentamiento desde los 34°C hasta la temperatura de fusión 41°C
- Fusión del fenol y calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 82°C

4.5.2.1 Calentamiento desde los 34°C hasta la temperatura de fusión de 41°C

Siguiendo la metodología planteada para resolver el calentamiento hasta los 41°C que indica que la solución para un cilindro corto, es el producto de las soluciones de un cilindro infinito y un placa infinita

- *Solución de la placa de espesor 1.68m*

En el caso de esta cámara, el valor que cambia con respecto a la situación actual es el coeficiente de convección el cual es $h = 92.089W / m^2k$, entonces



aplicando la ecuación 2.47 se obtiene el número de Biot como se muestra en la tabla 4.79.

Tabla 4.79: Número de Biot del fenol sólido para la placa en el diseño 2

Número de Biot
154.1238

Fuente: Elaboración propia

Ya con el número de Biot se calculan los λ_n con la ecuación 3.3 y A_n con la ecuación 3.4, los cuales e muestran en la tabla 4.80.

Tabla 4.80: Coeficientes transitorios de la placa en el diseño 2

	1	2	3	4	5
λ_n	1.5606	4.6820	7.8033	10.9248	14.0462
A_n	1.2731	-0.4242	0.2543	-0.1814	0.1408

Fuente: Elaboración propia

El número de Fourier en el caso de la placa es $Fo = 1.0149 \times 10^{-4} t$

→ Solución del cilindro infinito de radio $r = 0.285m$

Con la ecuación 2.47 se obtiene el número de Biot como se muestra en la tabla 4.81.

Tabla 4.81: Número de Biot del fenol sólido del cilindro en el diseño 2

Número de Biot
52.2920

Fuente: Elaboración propia



Ya con el número de Biot se calcula los λ_n con la ecuación 3.5 y los A_n con la ecuación 3.6, los cuales e muestran en la tabla 4.82.

Tabla 4.82: Coeficientes transitorios del cilindro en el diseño 2

	1	2	3	4	5
J_0	0.022076	-0.031753	0.039043	-0.045082	0.050455
J_1	0.477622	-0.304980	0.240017	-0.203648	0.180082
λ	2.416991	5.444384	8.506322	11.576141	14.651078
A	1.728792	-1.191588	0.954338	-0.808736	0.702860

Fuente: Elaboración propia

El número de Fourier en el caso del cilindro es $Fo = 8.8169 \times 10^{-3} t$

Con los A_n y los números de Fourier para el cilindro infinito y la placa se calcula el tiempo de calentamiento con la ecuación 2.48 como se muestra en la tabla 4.83.

Tabla 4.83: Tiempo de calentamiento del fenol desde los 34°C hasta los 41°C en el diseño 2

Tiempo de calentamiento t(h)
14.22519447

Fuente: Elaboración propia

4.5.2.2 Fusión del fenol y calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 82°C

En este caso se utilizará la ecuación 2.53, que permite calcular el tiempo de fusión desde la temperatura de fusión hasta los 82°C, sin embargo antes de aplicar



esta ecuación es necesario obtener la longitud característica (L_{ca}), el número de Biot (Bi) y el número de Stefan (Ste) por lo tanto.

De acuerdo a la ecuación 2.52 con un factor de forma $w = 1$ por ser un cilindro, el área de transferencia del tambor $A = 2.0189\text{m}^2$ y el volumen del tambor $= 0.2510\text{m}^3$, se obtiene la longitud (L_{ca}) como se muestra en la tabla 4.84

Tabla 4.84: Longitud efectiva del tambor en el diseño 2

Longitud (m)
0.2130868

Fuente: Elaboración propia

Haciendo uso de la ecuación 2.47 se obtiene el número de Biot como se muestra en la tabla 4.85.

Tabla 4.85: Número de Biot del fenol líquido en el tambor del diseño 2

Número de Biot
48.2116

Fuente: Elaboración propia

Mediante el uso de la ecuación 2.54, y desde una temperatura de 41°C hasta 82°C , se obtiene el número de Stefan (Ste) como se muestra en la tabla 4.86.

Tabla 4.86: Número de Stefan del tambor en el diseño 1

Número de Stefan
0.7923

Fuente: Elaboración propia

Con la ecuación 2.50 se obtiene la difusividad térmica del fenol líquido como se muestra en la tabla 4.87.



Tabla 4.87: Difusividad térmica del fenol líquido en el diseño 2

Difusividad térmica líquida(m^2/h)
5.8669×10^{-4}

Fuente: Elaboración propia

Ahora bien aplicando la ecuación 2.53 se obtiene el tiempo de fusión desde los 41°C hasta los 82°C del fenol como se muestra en la tabla 4.88.

Tabla 4.88: Tiempo de fusión del tambor de fenol en el diseño 2

Tiempo de Fusión t(h)
33.89216843

Fuente: Elaboración propia

El tiempo total del proceso de fusión del fenol desde los 34°C hasta 82°C es el resultado de la suma de del tiempo de calentamiento y el tiempo de fusión y este se muestra a través de la tabla 4.89.

Tabla 4.89: Tiempo total de fusión del tambor de fenol en el diseño 2

Tiempo total de Fusión t(h)
48.1173629

Fuente: Elaboración propia

4.5.2 Diseño 3

Como se planteo inicialmente en la situación actual el tiempo de fusión se dividirá en dos partes

- Calentamiento desde los 34°C hasta la temperatura de fusión 41°C
- Fusión del fenol y calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 77°C



4.5.3.1 Calentamiento desde los 34°C hasta la temperatura de fusión de 41°C

Siguiendo la metodología planteada para resolver el calentamiento hasta los 41°C que indica que la solución para un cilindro corto, es el producto de las soluciones de un cilindro infinito y un placa infinita

→ Solución de la placa de espesor 1.68m

En el caso de esta cámara los valores que cambian con respecto a la situación actual es el coeficiente de convección el cual es $h = 63.512W / m^2k$, entonces aplicando la ecuación 2.47 se obtiene el número de Biot como se muestra en la tabla 4.90.

Tabla 4.90: Número de Biot del fenol sólido para la placa en el diseño 3

Número de Biot
53.1481

Fuente: Elaboración propia

Ya con el número de Biot se calculan los λ_n con la ecuación 3.3 y A_n con la ecuación 3.4, los cuales e muestran en la tabla 4.91.

Tabla 4.91: Coeficientes transitorios de la placa en el diseño 3

	1	2	3	4	5
λ_n	1.5417	4.6255	7.7099	10.7951	13.8816
A_n	1.2727	-0.4228	0.2520	-0.1783	0.1369

Fuente: Elaboración propia

El número de Fourier en el caso de la placa es $Fo = 4.0598x10^{-3}t$



→ Solución del cilindro infinito de radio $r = 0.285m$

Con la ecuación 2.47 se obtiene el número de Biot como se muestra en la tabla 4.92.

Tabla 4.92: Número de Biot del fenol sólido del cilindro en el diseño 3

Número de Biot
36.0647

Fuente: Elaboración propia

Ya con el número de Biot se calcula los λ_n con la ecuación 3.5 y los A_n con la ecuación 3.6, los cuales se muestran en la tabla 4.93

Tabla 4.93: Coeficientes transitorios del cilindro en el diseño 3

	1	2	3	4	5
J_0	0.034518	-0.051416	0.063373	-0.063630	0.0696450
J_1	0.531893	-0.345297	0.271416	-0.199699	0.172656
λ	2.340530	5.370237	8.420837	11.491407	14.547517
A	1.599798	-1.055160	0.829819	-0.791196	0.684834

Fuente: Elaboración propia

El número de Fourier en el caso del cilindro es $Fo = 8.8169 \times 10^{-3} t$

Con los A_n y los números de Fourier para el cilindro infinito y la placa se calcula el tiempo de calentamiento con la ecuación 2.51 como se muestra en la tabla 4.94.



Tabla 4.94: Tiempo de calentamiento del fenol desde los 34°C hasta los 41°C en el diseño 3

Tiempo de calentamiento t(h)
12.23579518

Fuente: Elaboración propia

4.5.3.2 Fusión del fenol y calentamiento desde la temperatura de fusión hasta los 82°C.

En este caso se utilizará la ecuación 2.53, que permite calcular el tiempo de fusión desde la temperatura de fusión hasta los 82°C, sin embargo antes de aplicar esta ecuación es necesario obtener la longitud (l), el número de Biot (Bi) y el número de Stefan (Ste). De acuerdo a la ecuación 2.52 con un factor de forma $w = 1$ por ser un cilindro, el área de transferencia del tambor $A = 2.0189\text{m}^2$ y el volumen del tambor $= 0.2510\text{m}^3$, se obtiene la longitud (l) como se muestra en la tabla 4.95.

Tabla 4.95: Longitud efectiva del tambor en el diseño 3

Longitud (m)
0.2130868

Fuente: Elaboración propia

Haciendo uso de la ecuación 2.47 se obtiene el número de Biot como se muestra en la tabla 4.96.

Tabla 4.96: Número de Biot del fenol líquido en el tambor del diseño 3

Número de Biot
33.2506

Fuente: Elaboración propia

Mediante el uso de la ecuación 2.54, y desde una temperatura de 41°C hasta 82°C, se obtiene el número de Stefan (Ste) como se muestra en la tabla 4.97.



Tabla 4.97: Número de Stefan del tambor en el diseño 3

Número de Stefan
0.7923

Fuente: Elaboración propia

Con la ecuación 2.50 se obtiene la difusividad térmica del fenol líquido como se muestra en la tabla 4.98.

Tabla 4.98: Difusividad térmica del fenol líquido en el diseño 3

Difusividad térmica líquida(m^2/h)
5.8089×10^{-4}

Fuente: Elaboración propia

Ahora bien aplicando la ecuación 2.53 se obtiene el tiempo de fusión desde los 41°C hasta los 82°C del fenol como se muestra en la tabla 4.99.

Tabla 4.99: Tiempo de fusión del tambor de fenol en el diseño 3

Tiempo de Fusión t(h)
34.35250265

Fuente: Elaboración propia

El tiempo total del proceso de fusión del fenol desde los 34°C hasta 82°C es el resultado de la suma de del tiempo de calentamiento y el tiempo de fusión y este se muestra a través de la tabla 4.100.

Tabla 4.100: Tiempo total de fusión del tambor de fenol en el diseño 3

Tiempo total de Fusión t(h)
46.58829783

Fuente: Elaboración propia



Ya con esto se finaliza el análisis térmico de los diseños planteados por lo tanto se elaborara una tabla con los resultados mas relevantes.

Tabla 4.101: Resultados relevantes del análisis térmico de los 3 diseños

	Diseño 1 (2 pisos y 12 paletas)	Diseño 2 (2 pisos y 24 paletas)	Diseño 3 (1 piso y 24 paletas)
Ventilador	Centrifugo de doble entrada serie 100	Centrifugo de doble entrada serie 200	Centrifugo de doble entrada serie 200
Espesor de aislante de los conductos	1.5" = 3.81cm	2" = 5cm	1.5" = 3.81cm
Gasto total de vapor	0.3792Kg/s	0.9308Kg/s	0.9316Kg/s
Tiempo de fusión	49.0548728h	48.1173629h	46.58829783h
Filas transversales	21	29	38
Filas longitudinales	16	17	17
Gasto de vapor por intercambiador	0.0474Kg/s	0.2327Kg/s	0.4658Kg/s
Numero total de intercambiadores en el diseño	8	4	2

Fuente: Elaboración propia



4.6 Selección de la solución que resuelva de manera más efectiva el problema

4.6.1 Alternativas de solución.

- 1- (PS1) 2 Cámaras de dos pisos y 12 paletas
- 2- (PS2) Cámara de dos pisos y 24 paletas
- 3- (PS3) Cámara de 1 piso y 24 paletas

Para escoger la mejor solución que satisfaga la necesidad planteada se utilizará el método de ponderación de criterios y soluciones. (Vilchez, 2008)

4.6.2 Evaluación de las Soluciones en función del cumplimiento de las restricciones.

Para evaluar las soluciones se deben plantear las restricciones en el diseño de la cámara de circulación de aire

Restricciones:

- R₁: Tamaño menor a un área de 20m largo por 15m de ancho.
- R₂: Utilizar el vapor como fuente de calor
- R₃: Capacidad de carga no menor de 24 paletas de producto
- R₄: La disposición del producto debe ser mediante paletas de carga
- R₅: Temperatura interna menor a 87°C

Posibles Soluciones

Tabla 4.102: Tabla de posibles soluciones

Restricciones	PS ₁	PS ₂	PS ₃
R ₁	SI	SI	SI
R ₂	SI	SI	SI
R ₃	SI	SI	SI

Fuente: Elaboración propia



Tabla 4.101: Tabla de posibles soluciones (continuación)

Restricciones	PS ₁	PS ₂	PS ₃
R ₄	SI	SI	SI
R ₅	SI	SI	SI

Fuente: Elaboración propia

Al aplicar la tabla de restricciones a las soluciones planteadas se puede observar que las mismas cumplen con todas las restricciones.

4.6.3 Ponderación de Criterios.

En este paso se hará un análisis de las soluciones (PS1, PS2 y PS3) en función de los criterios en orden de relevancia y la puntuación asignada a los criterios tenemos:

- 1) (C1) Dimensiones de la cámara de circulación de aire (7 puntos)
- 2) (C2) Tiempo de fusión del producto (6 puntos)
- 3) (C3) Gasto de energía (5 puntos)
- 4) (C4) Diversidad de producción (3 puntos)
- 5) (C5) Nivel de ruido de los ventiladores (2 punto)
- 6) (C6) Mantenimiento (1 punto)

4.6.4 Ponderación de soluciones de acuerdo a cada criterio

De acuerdo al grado de aceptación o adecuación de la solución se le darán los siguientes valores:



5 = Excelente; 3 = Regular; 1 = Malo y este valor se multiplicará por el correspondiente puntaje asignado al criterio en orden de importancia. La sumatoria de cada uno de estos valores para los distintos criterios aplicados en una misma solución nos dará un índice o número de evaluación de la solución. El mayor de estos será la solución a elegir.

4.6.5 Sumatoria de las soluciones de acuerdo al grado de aceptación respecto al criterio por el valor del criterio

Tabla 4.103: Tabla de sumatoria de soluciones

Criterios	PS1	PS2	PS3
C1(6 puntos)	3 (18 Pts)	5 (30 Pts)	3 (18 Pts)
C2(5 puntos)	3 (15 Pts)	3 (15 Pts)	3 (5 Pts)
C3(4 puntos)	5 (20 Pts)	3 (12 Pts)	3 (12 Pts)
C4(3 puntos)	5 (15 Pts)	3 (9 Pts)	3 (9 Pts)
C5(2 puntos)	3 (6 Pts)	1 (2Pts)	1 (2 Pts)
C6(1 puntos)	3 (3 Pts)	1 (1Pts)	3 (3 Pts)
• Total	77 Pts	69 Pts	49 Pts

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a los estudios realizados se selecciona como solución la ¹ 1: 2 cámaras de 2 pisos y 12 paletas.



4.7 Sistema de control

El control automático de procesos es parte del progreso industrial desarrollado durante lo que ahora se conoce como la segunda revolución industrial. El uso intensivo de la ciencia de control automático es producto de una evolución que es consecuencia del uso difundido de las técnicas de medición y control. Su estudio intensivo ha contribuido al reconocimiento universal de sus ventajas.

El control automático se usa fundamentalmente porque reduce el costo de los procesos industriales, lo que compensa la inversión en equipos de control. Además existen muchas ganancias intangibles, como por ejemplo la eliminación de mano de obra pasiva, la cual provoca una demanda equivalente de trabajo especializado, como también la reducción de riesgos que puedan ocasionar accidentes laborales a los operarios. La eliminación de errores es otra contribución positiva del uso del control automático.

En este campo de estudio, existe un conjunto de dispositivos, los cuales emiten señales de diferente clase: Analógicas y Digitales. Por ello, el sistema estará gobernado por un controlador lógico programable (PLC) el cual, facilita la interacción entre los diferentes tipos de señales, lo que hace a este tipo de tecnología más versátil para esta aplicación. El PLC controla los equipos y dispositivos, tales como motores y cilindros neumáticos, mediante el procesamiento de señales de entrada generadas por los diferentes introductores de señal (sensores y pulsadores).

A continuación se presenta la explicación, selección y descripción de los diagramas de control que permiten la automatización del proceso de fusión dentro de la cámara de circulación de aire caliente.



4.7.1 Funcionamiento del sistema

Se requiere diseñar un sistema de control que permita mantener la temperatura del aire circulante dentro de la cámara en un rango de 79-85°C a fin de apoyar el cálculo del tiempo de fusión que se hizo anteriormente en la cámara de circulación de aire seleccionada, esto se logra a través de sensores de temperatura ubicados en el conducto 1 y en la entrada de aire de la cámara y dependiendo de su medición accionan unos cilindros neumáticos, que abren o cierran unas compuertas en la chimenea y la entrada de aire fresco de la cámara de mezcla.

Además del sistema de compuertas para regular la temperatura del aire como medida de seguridad, se utilizara otro sensor que al medir una temperatura accione un motor que permita cerrar una válvula, que corte el suministro de vapor dentro de la cámara.

Por último se automatizará el proceso a través de un contador calibrado con el tiempo de fusión calculado anteriormente el cual iniciara a través de un interruptor de encendido, es de hacer notar que para comenzar el proceso deberá estar el portón de la cámara cerrado. Una vez terminado el tiempo de fusión del producto o alguien pulse el botón de apagar la cámara, se accionara otro contador de 15 minutos que permita liberar el interruptor para abrir el portón a fin de liberar el aire caliente contenido dentro de la cámara.

4.7.2 Variables a monitorear

El sistema de control automatizado debe garantizar el control de los parámetros del proceso, los cuales se monitorearán por medio de las siguientes variables:



- Temperatura del aire en el conducto 1.
- Temperatura del aire en la entrada de la cámara

4.7.2.1 Temperatura del aire en el conducto 1.

Esta variable será detectada por 2 sensores de temperatura (termostato) los cuales habilitaran la apertura o el cierre del cilindro neumático de la compuerta de la chimenea.

4.7.2.2 Temperatura del aire en la entrada de la cámara.

Esta será detectada por 3 sensores de temperatura (termostato), los 2 primeros dependiendo de la temperatura que midan, se habilita la extensión o la retracción del cilindro neumático de la compuerta del aire fresco y el tercero corta el suministro de vapor a los intercambiadores de calor.

4.7.3 Selección de equipos a utilizar

Para esta aplicación se requiere de un PLC con un mínimo de 15 entradas y 9 salidas digitales. Entre los factores de selección, se debe tomar en cuenta la factibilidad económica del equipo y disponibilidad del mismo en el mercado. Para cumplir con estos requerimientos se ha seleccionado un PLC con las siguientes especificaciones:



Tabla 4.104: Controlador lógico programable (plc)

Marca	SIEMENS
Modelo	Plc S7 200 Simatic cpu 224
Entradas (mínimas)	14 entradas
Salidas (mínimas)	10 salidas

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4.105: Listado de direcciones del Simatic! (salidas)

SALIDAS				
Elemento	Dirección	Símbolo	señal	función
Contacto inversor	Q ₀	km1	digital binaria	energizar el moto reductor en el sentido de cierre del portón
Contacto inversor	Q ₁	km2	digital binaria	energizar el moto reductor en el sentido de apertura del portón
Electro válvula	Q ₂	Y ₁	digital binaria	Energizar el cilindro neumático en sentido de apertura de la compuerta de aire fresco
Electro válvula	Q ₃	Y ₂	digital binaria	Energizar el cilindro neumático en sentido de retracción de la compuerta de aire fresco
Electro válvula	Q ₄	Y ₃	digital binaria	Energizar el cilindro neumático en sentido de retracción de la compuerta de la chimenea
Electro válvula	Q ₅	Y ₄	digital binaria	Energizar el cilindro neumático en sentido de apertura de la compuerta de la chimenea
Contacto	Q ₆	Km3	digital binaria	Encender el motor del ventilador

Fuente: Elaboración propia



Tabla 4.105: Listado de direcciones del Simatic! (salidas) (continuación)

SALIDAS				
Elemento	Dirección	Símbolo	señal	función
Electro válvula	Q ₇	Y ₅	digital binaria	Energizar el cilindro neumático en sentido de apertura de la válvula de vapor
Electro válvula	Q ₈	Y ₆	digital binaria	Energizar el cilindro neumático en sentido de cierre de la válvula de vapor

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4.106: Listado de direcciones del Simatic! (entradas).

Entradas				
Elemento	Dirección	Símbolo	Señal	Función
pulsador sin retención	I ₀	S ₀	digital binaria	encender el moto reductor que abrirá el portón
pulsador sin retención	I ₁	S ₁	digital binaria	encender el moto reductor que cerrará el portón
pulsador sin retención	I ₂	S ₂	digital binaria	encender el motor del ventilador
pulsador sin retención	I ₃	S ₃	digital binaria	apagar el motor del ventilador
sensor térmico (termostato)	I ₄	B ₀	digital binaria	Detecta la temperatura en el conducto 1 (80°C) a fin de abrir la compuerta de la chimenea

Fuente: Elaboración propia



Tabla 4.106: Listado de direcciones del Simatic! (entradas) (continuación).

Elemento	Dirección	Símbolo	Señal	Función
sensor térmico (termostato)	I ₅	B ₁	digital binaria	Detecta la temperatura en la cámara (85°C) a fin de abrir la compuerta de aire fresco
Sensor de posición	I ₆	B ₂	digital binaria	Detecta la posición del portón (cerrado)
Sensor de posición	I ₇	B ₃	digital binaria	Detecta la posición del portón (abierto)
Sensor de posición	I ₈	B ₄	digital binaria	Detecta la posición de la compuerta de aire fresco (abierto)
Sensor de posición	I ₉	B ₅	digital binaria	Detecta la posición de la compuerta de aire fresco (cerrado)
Sensor de posición	I ₁₀	B ₆	digital binaria	Detecta la posición de la chimenea (abierta)
Sensor de posición	I ₁₁	B ₇	digital binaria	Detecta la posición de la chimenea (cerrado)
sensor térmico (termostato)	I ₁₂	B ₈	digital binaria	Detecta la temperatura en el conducto 1 (76°C) a fin de cerrar la compuerta de la chimenea
sensor térmico (termostato)	I ₁₃	B ₉	digital binaria	Detecta la temperatura en la cámara (79°C) a fin de cerrar la compuerta de aire fresco
sensor térmico (termostato)	I ₁₄	B ₁₀	digital binaria	Detecta la temperatura en la cámara (87°C) a fin de cerrar la válvula de vapor

Fuente: Elaboración propia

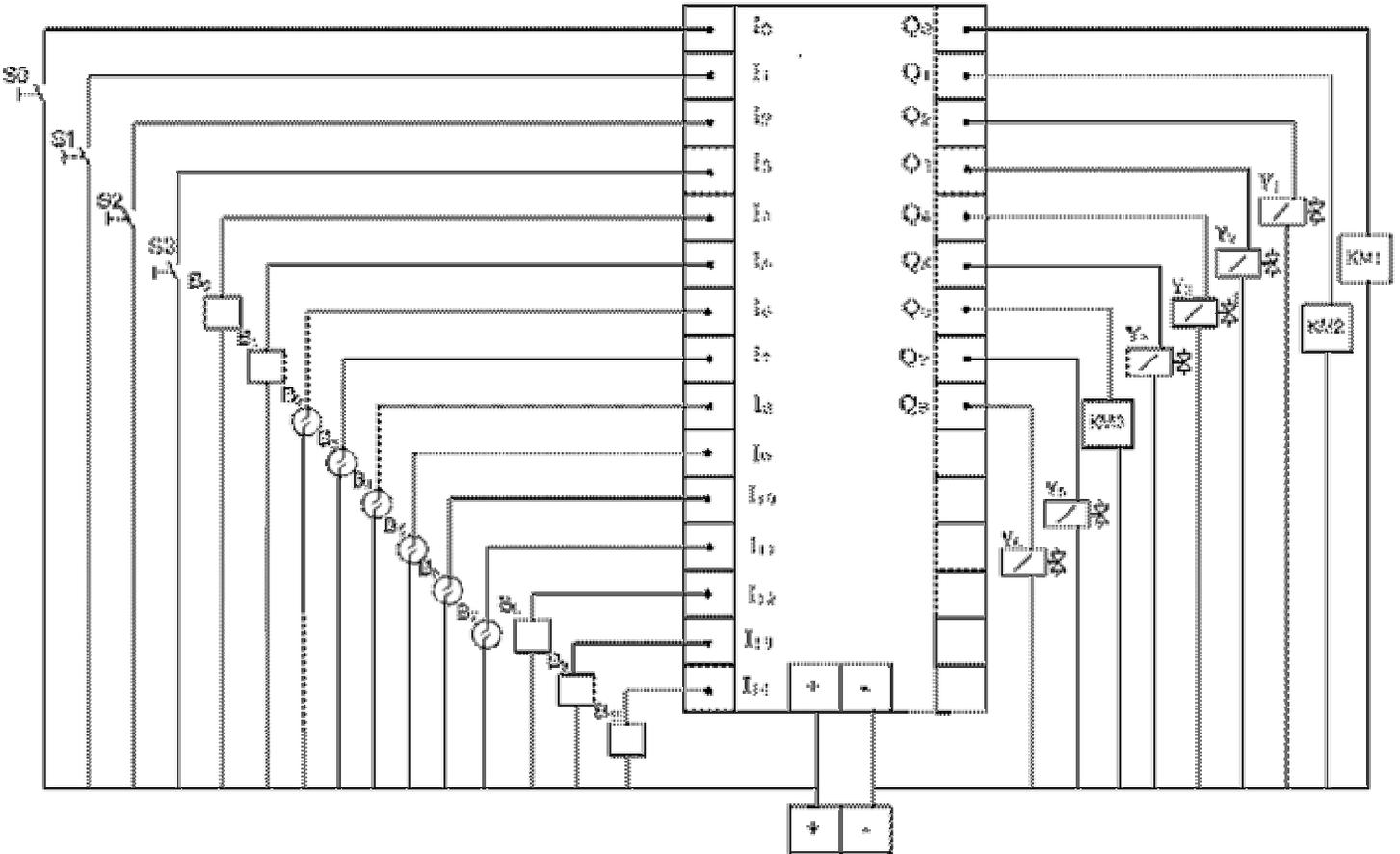


Figura 4.10. Diagrama Físico del PLC.

Tabla 4.107: Listado de componentes del sistema de control.

NOM	DISPOSITIVO	IMAGEN	DESCRIPCIÓN
S ₀	Pulsador sin Retención		Pulsador de 22mm color verde, marca Allen-Bradley modelo 800FM-LF3
S ₁	Pulsador sin Retención		Pulsador de 22mm color rojo, marca Allen-Bradley modelo 800FM-LF4
S ₂	Pulsador sin Retención		Pulsador de 22mm color verde, marca Allen-Bradley modelo 800FM-LF3
S ₃	Pulsador sin Retención		Pulsador de 22mm color rojo, marca Allen-Bradley modelo 800FM-LF4
B ₀	Termostato Bimetálico		Termostato bimetalico serie B1009X marca SANG MAO código B1009X-75
B ₁	Termostato Bimetálico		Termostato bimetalico serie B1009X marca SANG MAO código B1009X-85
B ₂	Sensor de posición inductivo		Sensor inductivo M12 2H NA saliente con cable
B ₃	Sensor de posición inductivo		Sensor inductivo M12 2H NA saliente con cable
B ₄	Sensor de posición magnético para cilindro neumático		Sensor de posición magnético para cilindro neumático PNP 24VDC
B ₅	Sensor de posición magnético para cilindro neumático		Sensor de posición magnético para cilindro neumático PNP 24VDC

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4.107: Listado de componentes del sistema de control. (Continuación)

NOM	DISPOSITIVO	IMAGEN	DESCRIPCIÓN
B ₆	Sensor de posición magnético para cilindro neumático		Sensor de posición magnético para cilindro neumático PNP 24VDC
B ₇	Sensor de posición magnético para cilindro neumático		Sensor de posición magnético para cilindro neumático PNP 24VDC
B ₈	Termostato Bimetálico		Termostato bimetálico serie B1009X marca SANG MAO código B1009X-75
B ₉	Termostato Bimetálico		Termostato bimetálico serie B1009X marca SANG MAO código B1009X-75
B ₁₀	Termostato Bimetálico		Termostato bimetálico serie B1009X marca SANG MAO código B1009X-85
KM1	Contacto Inversor		Marca Telemecanique de 9 Amp
KM2	Contacto Inversor		Marca Telemecanique de 9 Amp
Y ₁	Electro válvula servo pilotada de 5-2vías (2 bobinas)		Marca metal work modelo SOV 25 SOB OO
Y ₂	Electro válvula servo pilotada de 5-2vías (2 bobinas)		Marca metal work modelo SOV 25 SOB OO
Y ₃	Electro válvula servo pilotada de 5-2vías (2 bobinas)		Marca metal work modelo SOV 25 SOB OO
Y ₄	Electro válvula servo pilotada de 5-2vías (2 bobinas)		Marca metal work modelo SOV 25 SOB OO

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4.107: Listado de componentes del sistema de control. (Continuación)

NOM	DISPOSITIVO	IMAGEN	DESCRIPCIÓN
KM3	Contactador		Marca Telemecanique de 32 Amp
Y ₅	Electro válvula servo pilotada de 5-2vias (2 bobinas)		Marca metal work modelo SOV 25 SOB OO
Y ₆	Electro válvula servo pilotada de 5-2vias (2 bobinas)		Marca metal work modelo SOV 25 SOB OO

Fuente: Elaboración propia

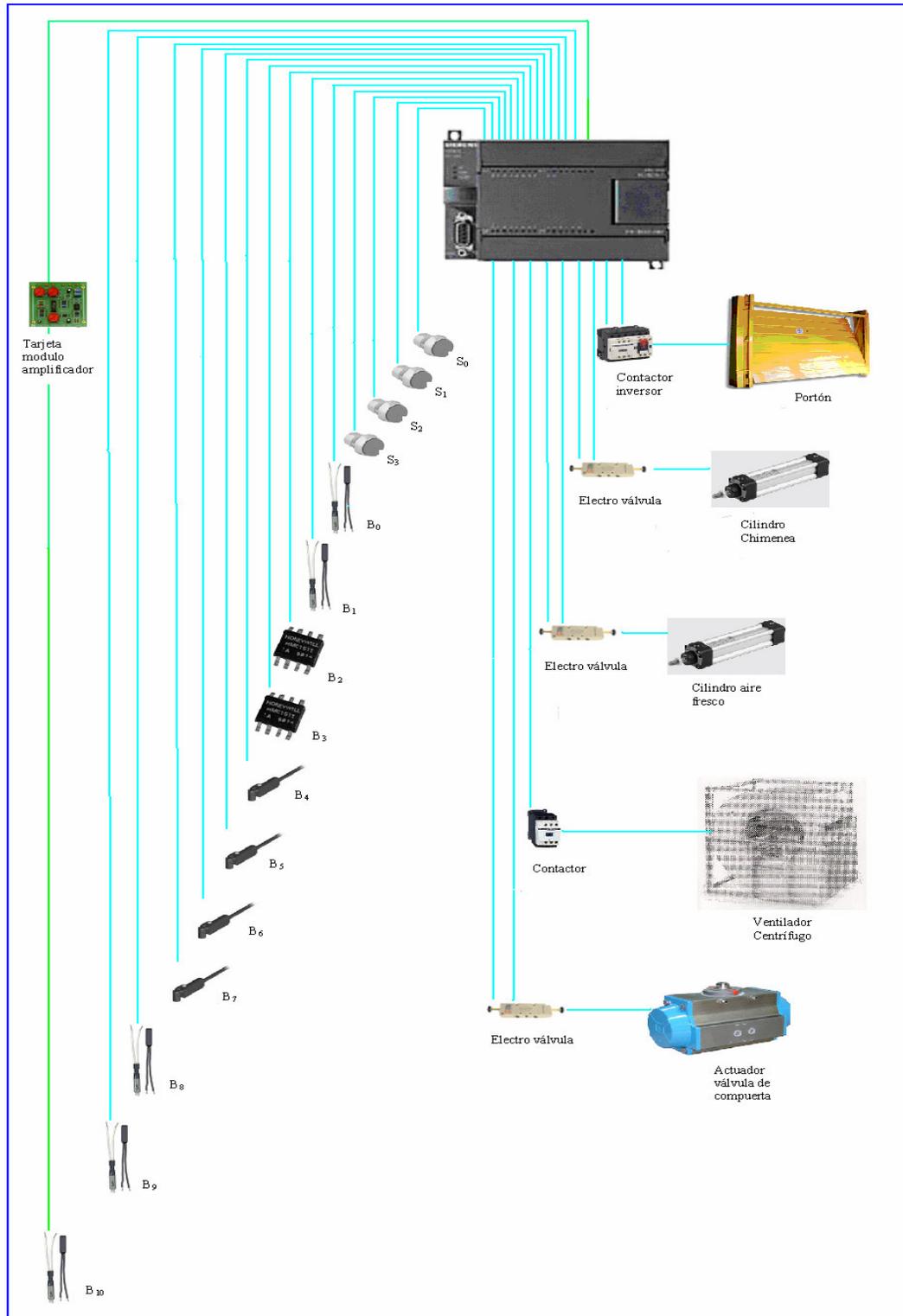


Figura 4.11 Arquitectura del sistema de control

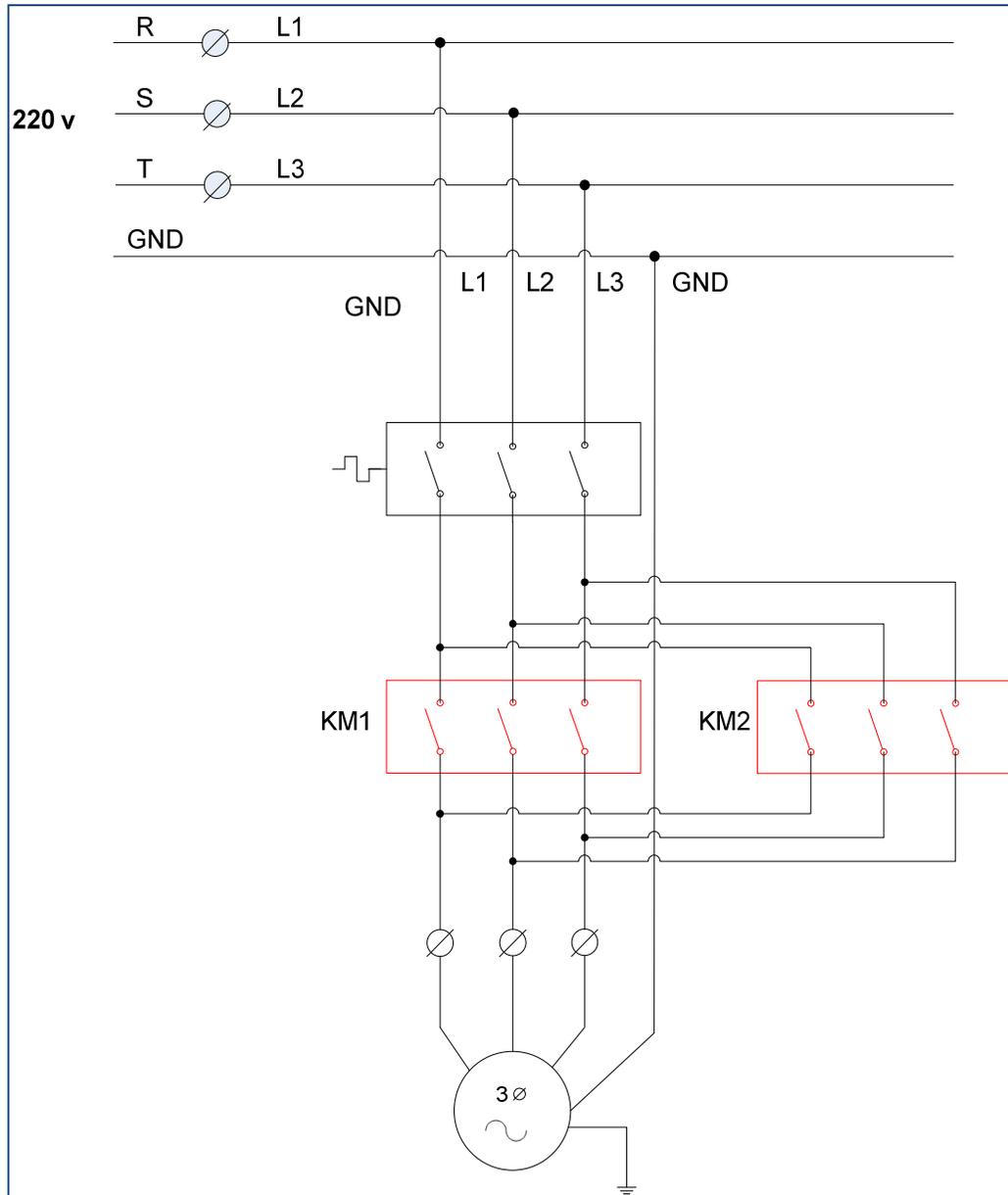


Figura 4.12 Diagrama de potencia del moto reductor del portón

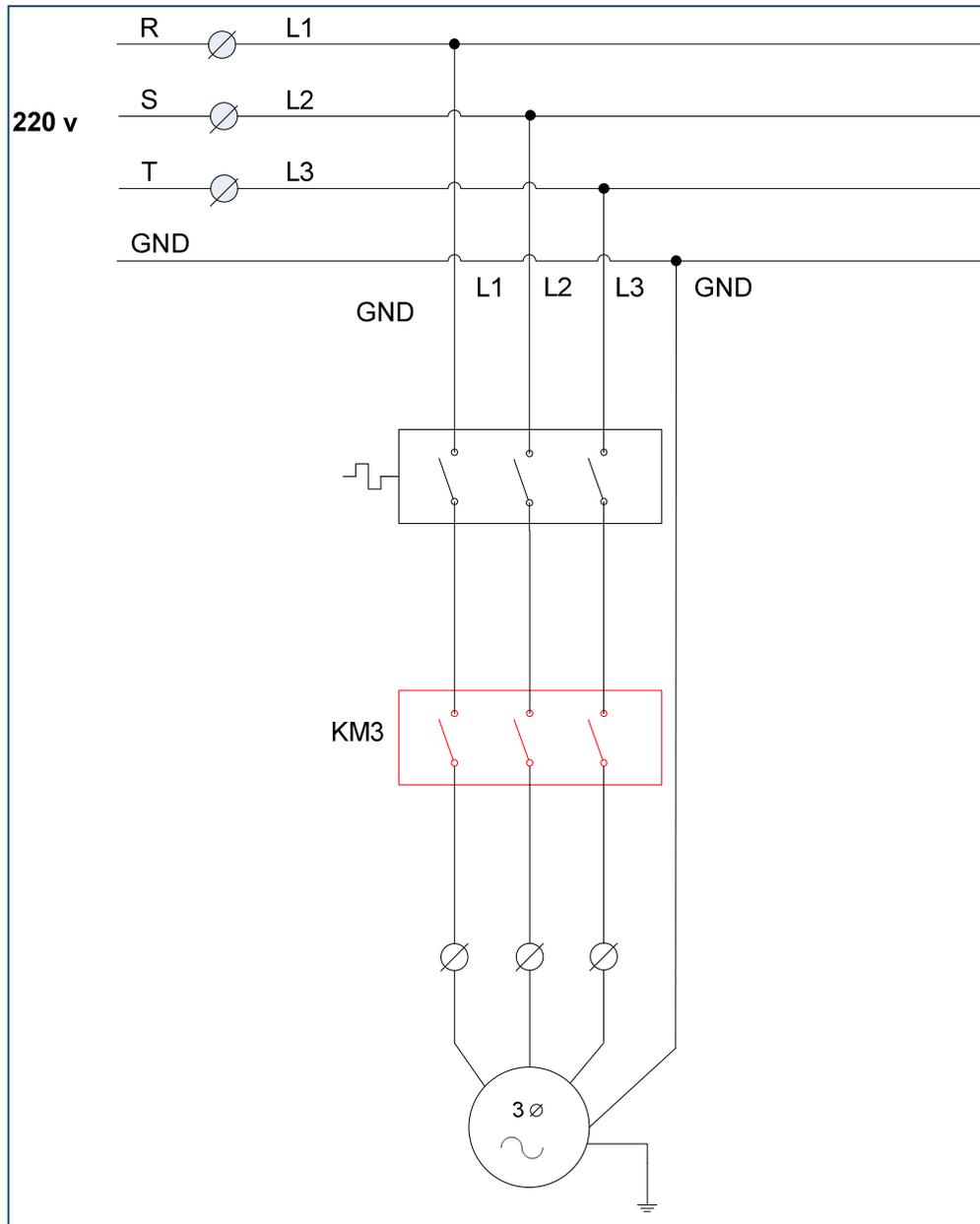


Figura 4.13: Diagrama de potencia del motor del ventilador

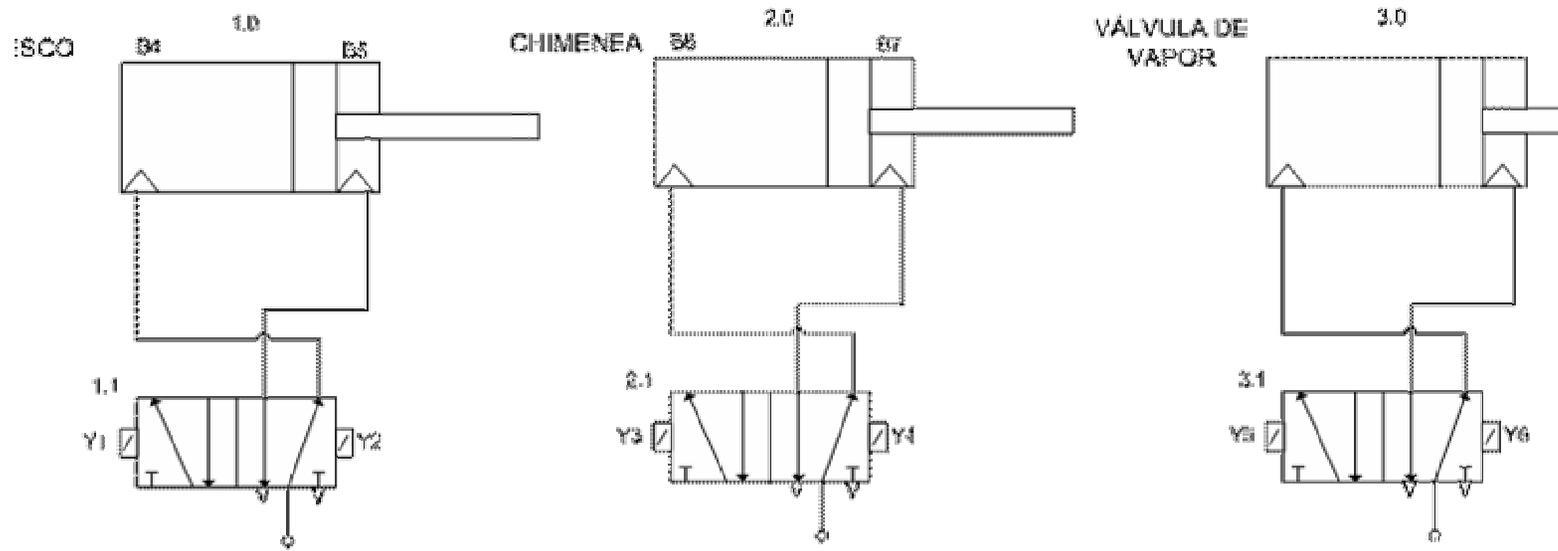


Figura 4.14. Diagrama de potencia de las válvulas

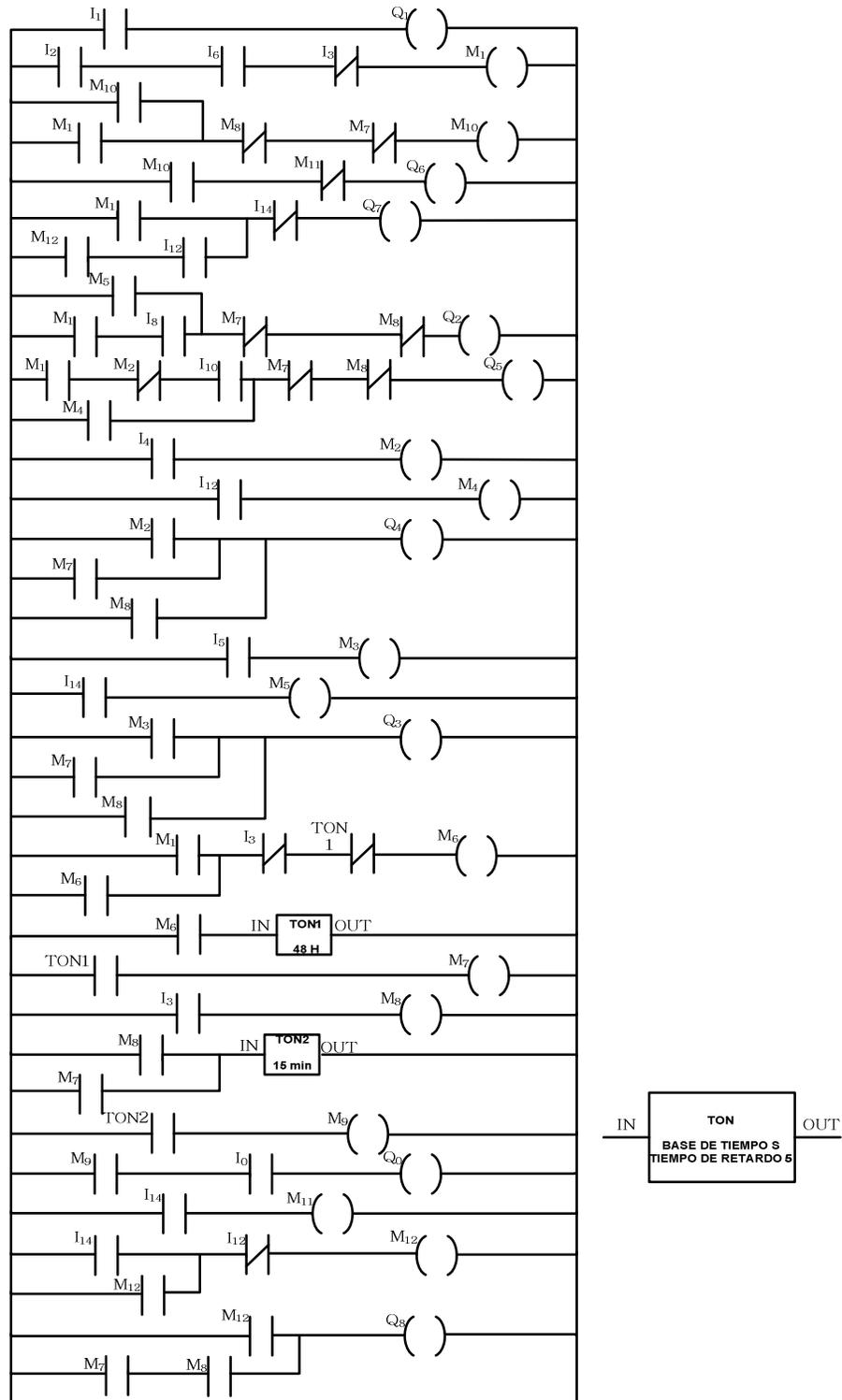


Figura 4.15: Diagrama de programación del PLC



4.7.4 Memoria descriptiva:

Al colocar el selector S_1 en la posición de automático, se energizó la entrada I_1 y con esta lectura se asigna la salida Q_1 energizando el relé KM_2 que conmuta sus contactos asociados encendiendo el moto-reductor, que permite cerrar la puerta del horno.

Al oprimir el pulsador S_2 se energiza la entrada I_2 y el sensor de posición B_2 detecte que la puerta del horno este cerrada mas el negado I_3 se asigna la marca M_1 , a partir de la condición previa de M_1 , se procede a describir el resto de la programación:

Con la memoria M_1 , más los negados de M_8 y M_7 , se activará la marca M_{10} reteniéndose su señal en paralelo a M_1 . Con la lectura de la marca más el negado M_{11} se asigna la salida Q_6 , energizando el motor del ventilador.

Con la marca M_{12} y el sensor de temperatura B_8 detecte la temperatura del aire circulante en el conducto 1 a 70°C reteniéndose su señal en paralelo con la marca M_1 más el negado de I_{14} , se asigna la salida Q_7 , que energizó la válvula neumática que activa la retracción del actuador para válvulas permitiendo así el paso del vapor a los intercambiadores de calor

Con la memoria M_1 y el sensor de posición B_4 detecte que la compuerta de aire fresco esta abierta, reteniéndose su señal en paralelo con la marca M_5 más los negados de M_7 y M_8 , se asigna la salida Q_2 , energizando la válvula neumática para que active la extensión del cilindro neumático que cierra la compuerta de aire fresco

Con la memoria M_1 más el negado M_2 y que el sensor de posición B_6 detecte que la compuerta de la chimenea este abierta, todo esta señal retenida en paralelo con



la marca M_4 , sumando a los negados de M_7 y M_8 , se asigna la salida Q_5 , energizando la válvula neumática para que active la extensión del cilindro neumático que cierra la compuerta de la chimenea.

Al momento en el cual el sensor de temperatura B_0 detecte la temperatura del aire circulante en el conducto 1 a 80°C se energiza la entrada I_4 a la cual se le asigna la marca M_2 .

Al momento en el cual el sensor de temperatura B_8 detecte la temperatura del aire circulante en el conducto 1 a 76°C se energiza la entrada I_{12} a la cual se le asigna la marca M_4 .

Ahora bien la marca M_2 se retiene en paralelo con la marca M_7 y las anteriores se retienen en paralelo con la marca M_8 , a esto se le asigna la salida Q_4 , energizando la válvula neumática para que active la retracción del cilindro neumático que abre la compuerta de la chimenea.

Al momento en el cual el sensor de temperatura B_1 detecte la temperatura a 85°C del aire circulante ubicado en la entrada de la cámara, se energizará la entrada I_5 a la cual se le asigna la marca M_3 .

Al momento en el cual el sensor de temperatura B_9 detecte la temperatura a 79°C del aire circulante ubicado en la entrada de aire a la cámara, se energizará la entrada I_{13} a la cual se le asigna la marca M_5 .

Ahora bien la marca M_3 se retiene en paralelo con la marca M_7 y las anteriores se retienen en paralelo con la marca M_8 , a esto se le asigna la salida Q_3 , energizando la válvula neumática para que active la retracción del cilindro neumático que abre la compuerta de aire fresco.



Con la marca M_1 más los negados de I_3 y del contador TON_1 , se le asigna la marca M_6 reteniéndose la señal M_1 .

Con la marca M_6 se activara el contador TON_1 programado a 48horas

Seguidamente al contador TON_1 cumplir con el tiempo estipulado de 48 horas se le asigna la marca M_7 .

Cuando se oprima el pulsador S_3 para apagar el horno se energiza la entrada I_3 a la cual se le asigna la marca M_8 .

Con la marca M_8 retenida en paralelo con la marca M_7 , se activa el contador TON_2 , programado para 15minutos.

Seguidamente al contador TON_2 cumplir con el tiempo estipulado de 15 minutos se le asigna la marca M_9 .

Con la marca M_9 y al oprimir el pulsador S_0 se asigna la salida Q_0 , energizando el relé KM_1 , que conmuta sus contactos asociados encendiendo el moto-reductor, permitiendo abrir la puerta del horno.

Al momento en el cual el sensor de temperatura B_{10} detecte la temperatura a 87°C del aire circulante ubicado en la entrada de la cámara, se energizó la entrada I_{14} a la cual se le asigna la marca M_{11} .

Simultáneamente al energizarse la entrada I_{14} más el negado de I_{13} , se le asigna la marca M_{12} reteniéndose la señal I_{14} .



Ahora bien con la marca M₁₂ retenida en paralelo con las marcas M₇ y M₈ se le asigna la salida Q₈, que energiza la válvula neumática que activa la extensión del actuador para válvulas cerrando así el paso del vapor a los intercambiadores de calor.

4.8 Costo asociado de la solución seleccionada con el tiempo de retorno de inversión.

4.8.1 Estimación de la Inversión Inicial

En la tabla 4.108 se presentan las cantidades y los precios de cada uno de los equipos requeridos para la instalación de la nueva cámara de circulación de aire caliente y se hace el cálculo de los costos totales.

Tabla 4.108: Costo de equipos y herramientas requeridas

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO (Bs.)	COSTO TOTAL (Bs.)
Laminas Galvanizada Calibre 20 (1,20m x 2,44m)	58	Pieza	89,00	5.162,00
Ventilador Centrifugo Serie 100 marca Aerometal	8	Pieza	51.090,00	408.720,00
Tubería HG ½"	8309	Metros	12,46	103.530,14
Válvula de compuerta de ½"	2	Pieza	48,36	96,72
Ladrillo Refractario 6x12x25	3840	Pieza	7,14	27.417,60
Bloque Tipo Piñata de 40x20x20	432	Pieza	5,45	2.354,40
Nervios Prefabricados 12x10x410	16	Pieza	184,5	2.952,00
Laminas de Aislante de Lana de vidrio 1.22x30.48x0.0381	2	Pieza	734,72	1.469,44

Fuente: Elaboración Propia.



Tabla 4.108: Costo de equipos y herramientas requeridas (continuación)

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO (Bs.)	COSTO TOTAL (Bs.)
Portón Aislado con lamina de 1 ½” de 4.2x3	2	Pieza	22.059,70	44.119,40
Rejillas metálicas de intercambiador 2.7x0.70	8	Pieza	1.188,43	9.507,46
PLC SIEMENS SIMATIC S7-200 cpu 224	2	Pieza	5.700,00	11.400,00
Modulo de ampliación de entradas para el PLC S7-200	2	Pieza	1.300,00	2.600,00
Contactador TELEMECANIQUE de 9amp	4	Pieza	770,00	3.080,00
Contactador TELEMECANIQUE de 32amp	8	Pieza	1.500,00	12.000,00
Pulsador Allen Bradley 800FM	4	Pieza	170,00	680,00
Termostato bimetalico SANG-MAO B1002TL-75	8	Pieza	1.400,00	11.200,00
Termostato bimetalico SANG-MAO B1002TL-85	4	Pieza	1.400,00	5.600,00
Sensor inductivo M12 2H NA saliente con cable	4	Pieza	480,00	1.920,00
Sensor magnético para cilindro neumático PNP 24VDC	8	Pieza	350,00	2.800,00
TOTAL				652.409,16

Fuente: Elaboración Propia.



Adicionalmente se realiza el cálculo de la instalación de dichos equipos, la cual se muestra en la tabla 4.109:

Tabla 4.109: Costo de Instalación

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO (Bs.)	COSTO TOTAL (Bs.)
Instalación de losa nervada	34,44	m ²	301,20	10.373,33
Instalación de paredes de ladrillo	57,60	m ²	57,12	3.290,11
Instalación de tubería HG ½"	8309	ml	2,65	22.018,85
Instalación de Ventilador Centrifugo	8	Pieza	882,81	7.062,48
Instalación de Rejas Metálicas	15,12	m ²	80,22	1.212,93
TOTAL				43.957,70

Fuente: Cotización

Finalmente se obtiene el valor de la inversión inicial sumando el costo total e instalación de los equipos y herramientas, además se calcula un aproximado de costos imprevistos y proyecto de ingeniería el cual se muestra en la tabla 4.110.

Tabla 4.110: Inversión Inicial

DESCRIPCIÓN	COSTO TOTAL (Bs.)
Costo Total de Equipos y Herramientas	652.409,16
IVA 12%	78.289,09
Costo de Instalación	43.957,70
Total	774.655,95
Imprevistos*	38.732,79

Fuente: Elaboración Propia



Tabla 4.110 Inversión Inicial (continuación)

DESCRIPCIÓN	COSTO TOTAL (Bs.)
Proyecto de Ingeniería*	116.198,39
Gastos de Mantenimiento*	15.493,12
TOTAL	945.080,25

Fuente: Elaboración Propia

* Para el cálculo de la inversión inicial se tomo un 5% para costos imprevistos, un 15% como proyecto de ingeniería y un 2% por costos de mantenimiento, esto tomando referencia de los autores Gómez y Núñez (2007).

4.8.2 Rentabilidad

Según Gómez y Núñez (2007) existen diversos métodos para conocer la rentabilidad de un proyecto. Para el presente se procedió a calcular la misma mediante el Porcentaje de Retorno de la Inversión y adicionalmente el Tiempo de Pago.

4.8.2.1 Estimación de la ganancia bruta

Debido a que la cámara es un equipo de servicio para la planta de multipropósitos el cual prepara la materia prima para la utilización de la misma en los reactores, entonces la estimación de los ingresos se hará en base a la ganancia que obtiene la empresa fundiendo los productos en la cámara, porque existe la posibilidad de comprarlo diluido listo para verter al reactor.

La cantidad de arkopal producido actualmente es de 24 ton/mes pero con este proyecto se busca aumentar la capacidad de producción a 48 ton/mes.



El precio del arkopal sólido es de 8.2Bsf/kg y el del diluido es de 9.8 Bsf/kg entonces el costo de 48 toneladas de arkopal sólido (C_{as}) y diluido (C_{al}) es el siguiente.

$$C_{as} = (\text{precio arkopal sólido})(\text{producción mensual})$$

$$C_{as} = 8.2 \frac{\text{Bsf}}{\text{Kg}} 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{Ton}} 48 \frac{\text{Ton}}{\text{mes}} = 393600\text{Bsf} \quad (4.135)$$

$$C_{al} = (\text{precio arkopal liquido})(\text{producción mensual})$$

$$C_{as} = 9.8 \frac{\text{Bsf}}{\text{Kg}} 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{Ton}} 48 \frac{\text{Ton}}{\text{mes}} = 470400\text{Bsf} \quad (4.136)$$

El precio del vapor suministrado a la planta de multipósitos en el 2010 es de 35.9Bsf/ton y el consumo del mismo en la planta en lo que va de este año se puede observar en la tabla 4.111.

Tabla 4.111: Tabla de consumo de vapor de la cámara actual

Mes	Consumo (Toneladas)
Enero	413.51
Febrero	457.13
Marzo	502.28
Abril	442.01
Mayo	568
Junio	668
Julio	533.14

Fuente: Clariant.de Venezuela C.A



Tabla 4.110: Tabla de consumo de vapor de la cámara actual (continuación)

Mes	Consumo (Toneladas)
Agosto	463.36
Total	4047.43

Fuente: Clariant.de Venezuela C.A

El consumo promedio por mes es de 505.92 toneladas de vapor y según el jefe de la planta de multipropósitos la cámara consume el 25% del vapor de la planta por lo tanto la cámara consume 126.48 toneladas de vapor al mes, y el gasto de vapor de la nueva cámara es el siguiente de 0.4344Kg/s.

El tiempo de fusión para una jornada de 24 paletas de arkopal en la nueva cámara es de 45 horas, el peso de un tambor es de 200kg y una paleta tiene 4 tambores, entonces en 45 horas se funden 19200Kg. de arkopal.

Entonces si necesita 48 toneladas de arkopal mensuales y la máxima producción de la cámara es de 19.2Ton, entonces la cantidad de jornadas necesarias para producirlas (j) se obtienen de la siguiente manera.

$$j = \frac{\text{producción mensual}}{\text{producción por jornada}} = \frac{48\text{Ton}}{19.2\text{Ton}} = 2.5 \approx 3 \text{ jornadas} \quad (4.137)$$

El tiempo que necesita la cámara para producir 48 toneladas de arkopal es el de 3 jornadas el cual suma un total de 135horas

Ahora bien el consumo de vapor de la nueva cámara es:

$$C_v = (\text{gasto de vapor})(\text{Tiempo de producción})$$



$$C_v = 0.4344 \frac{Kg}{s} 3600 \frac{s}{h} 135 \frac{h}{mes} = 211118.4 \frac{kg}{men} = 211.118 \frac{Ton}{mes} \quad (4.138)$$

Entonces el precio del vapor para 211.118Ton de vapor en un mes es el siguiente

$$precio\ vapor = (gasto\ vapor)(precio\ vapor) = 211.118 \frac{Ton}{mes} 35.9 \frac{Bsf}{Ton} = 7579.13 \frac{Bsf}{mes} \quad (4.139)$$

La ganancia bruta para la empresa por la cámara de circulación de aire caliente es la siguiente:

$$Ganancia\ bruta = C_{al} - C_{as} - precio\ vapor$$

$$Ganancia\ bruta = 470400 - 393600 - 7579.13 = 69220.87 \frac{Bsf}{mes} \quad (4.140)$$

4.8.2.2 Porcentaje de Retorno de la Inversión

Según Gómez y Núñez (2007), toda inversión retorna en proporciones cada cierto tiempo, para conocer este, se tiene la siguiente fórmula:

$$\%RI = \frac{Ganancia\ bruta}{Inversión\ inicial} 100$$

$$\%RI = \frac{69.220,87}{945.080,25} \cdot 100 \quad \%RI = 7.324\% \quad (4.141)$$



4.8.2.3 Tiempo de retorno de inversión.

Según Gómez y Núñez (2007), las inversiones retornan a largo o corto tiempo, este puede ser conocido mediante la expresión:

$$TRI = \frac{\textit{Inversión inicial}}{\textit{Ganancia Bruta}}$$

$$TRI = \frac{945.080,25}{69.220,17} \quad TRI = 13.65\textit{meses} \approx 14\textit{meses} \quad (4.142)$$

Con los resultados obtenidos en ambos métodos aplicados se puede concluir que la recuperación de la inversión inicial es en un periodo de un año y 2 meses aproximadamente en proporciones de 7.446%, lo que confirma que el presente proyecto es rentable debido a que el tiempo crítico para el retorno de la inversión impuesto por la empresa es de 3 años.



CONCLUSIONES

A continuación se presentan las principales conclusiones obtenidas a partir del análisis de cada uno de los resultados alcanzados mediante el desarrollo de este trabajo especial de grado.

Con respecto a los parámetros y magnitudes de las variables que intervienen en el proceso de fusión.

Los parámetros relevantes para el estudio térmico del proceso de fusión son: la temperatura y la velocidad del aire circulante en la entrada de la cámara.

La poca efectividad de la cámara para fundir el arkopal N300 el cual se logra en un tiempo de 64 horas se debe a la baja temperatura del aire circulante 77°C muy por debajo de los 87°C que tiene como límite para el proceso de fusión del arkopal, a fin de no afectar las propiedades del mismo.

La velocidad del aire circulante dentro de la cámara desempeña un papel muy importante en proceso de fusión del arkopal, ya que a través de la convección de este se transmite el calor a los tambores, la velocidad del aire dentro de la cámara es de 0.3m/s , este valor es muy bajo, esto origina una cantidad de calor que solo absorbe la primera fila tambores, y segundo la gran cantidad de filas de tambores que atraviesa el aire circulante que son 8 es la causa de que este baje mucho su temperatura y por consiguiente hace que el proceso de fusión se cada vez mas lento a medida que el aire pasa por mas filas de tambores.



La ausencia de controles automáticos que permitan regular el comportamiento de la temperatura del aire circulante genera deficiencias en cuanto al tiempo de fusión del arkopal.

Con respecto al diseño de cámaras de circulación de aire caliente

La poca cantidad de tambores que se funden en la cámara de circulación de aire y el alto tiempo de fusión del proceso indican la necesidad de enfocar las propuestas de diseño dirigidas a las variables que influyen directamente en el proceso de fusión del arkopal N300 estas variables son la velocidad del aire circulante y la temperatura del aire circulante.

Para garantizar que se funda toda la carga de arkopal dentro de la cámara de circulación de aire caliente se plantearon diseños donde se mejore la velocidad del aire dentro de la cámara, esto se logra con la adquisición de ventiladores centrífugos que eleven el caudal de trabajo del aire circulante, sin embargo esto no es suficiente ya que otras de las causas fue la gran cantidad de filas de tambores que tendría que atravesar el aire circulante, para disminuir la cantidad de filas que atravesará el aire circulante sin necesidad de disminuir la capacidad de carga ni aumentar el área transversal, se plantearon diseños con entradas de aire a ambos lados de la cámara.

Para reducir el tiempo del proceso de fusión del arkopal dentro de la cámara, se aumento la temperatura del aire circulante de 77°C a 82°C esto selogra diseñando los intercambiadores de calor que permitan aumentar la temperatura del aire a la entrada de la cámara hasta ese valor, es de hacer notar que con este aumento en la temperatura del aire se logro una reducción del tiempo de fusión de 24.71% con respecto al proceso actual.



Con respecto a la selección de la soluciones planteadas

Para resolver el problema que existe en el actual proceso de fusión se plantearon 3 soluciones de la cual solo una será la seleccionada

La solución seleccionada para resolver el problema del proceso de fusión es la de 2 cámaras de 2 pisos y 24 paletas ya que esta cumple con las restricciones planteadas por la empresa en cuanto al diseño y aunque no aprovecha de la manera mas efectiva el espacio disponible ni tiene el menor tiempo de fusión de las 3 opciones, esta si aventaja por mucho a las demás en cuanto al consumo de energía, versatilidad de producción ya que en la misma se funden otros productos aparte del arkopal N300, ruido de los ventiladores y mantenimiento.

Con respecto al diseño de control de la cámara seleccionada.

La ausencia de controles automáticos en la cámara de circulación de aire actual, ha originado una menor efectividad en el proceso de fusión y varios problemas de seguridad en cuanto al manejo de la cámara por parte de los operadores, es por esta razón que el diseño del sistema de control de las 2 cámaras de 2 pisos y 12 paletas se enfocara en resolver estos dos problemas

Para mejorar la efectividad del proceso de fusión, se aumento la temperatura del aire circulante hasta los 82°C siendo este valor muy cercano al limite de 87°C impuesto por la empresa, ahora bien para lograr que la temperatura del aire se mantenga alrededor de los 82°C y no pase la barrera de los 87°C se diseño una compuerta en la chimenea que regula la temperatura del aire de recirculación a la entrada de la cámara de mezcla, sin embargo si este sistema falla se tomo en cuenta el diseño de otra compuerta ubicada en el conducto de entrada del aire fresco de la cámara de mezcla a fin de regular la temperatura de entrada a los intercambiadores de



calor, por otro lado si en un caso extremo los dos sistemas anteriores fallan se corta el suministro de vapor a los intercambiadores de calor a través de un actuador para válvulas.

Para mejorar la seguridad de los trabajadores se automatizará el portón ya que anteriormente el mismo se operaba de forma manual, aparte de esto se agregó un contador de 15 minutos que libera la apertura del portón al terminar el proceso de fusión, esto con el fin de que el aire caliente escape a través de la chimenea y la compuerta de aire fresco y por consiguiente evitar quemaduras en el operador.

Con respecto al costo asociado de la solución seleccionada con el tiempo de retorno de inversión.

La construcción e instalación de las 2 cámaras de 2 pisos y 12 paletas constituye un proyecto rentable, ya que considerando una inversión de 931.468,73Bs. La misma se recupera al año y 2 meses a partir de la puesta en marcha de la cámara, teniendo como tiempo crítico de retorno de inversión 3 años, es de hacer notar que esto se logra solo operando la cámara 3 jornadas al mes equivalente a 6 días dando pie a un aumento de la producción cuando la empresa lo necesite, aunado a esto la reducción en el tiempo de fusión del proceso le permite a la empresa tener ventaja con la competencia debido a que esta le ofrece a los clientes un mejor tiempo entrega en los productos que estén bajo pedidos.



RECOMENDACIONES

- Obtener los tiempos de los otros productos que se funden en la cámara de circulación de aire, a fin de aprovechar al máximo el uso de la misma
- Realizar un plan de mantenimiento en la cámara de circulación de aire caliente que permita mantener la operatividad de la misma
- Se recomienda adiestrar al operario de la cámara de circulación de aire caliente en el uso del sistema de control diseñado, para garantizar el óptimo desempeño en la ejecución del proceso.
- Colocar un sistema de control que garantice la velocidad del aire en las filas 2 y 3 de tambores, a fin de disminuir el tiempo de fusión.



REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Alexiades, Vasilios y Solomon, Alan D. (1993) *Mathematical Modeling of Melting and Freezing Processes*. (1^{era} Ed) USA. Hemisphere Publishing Corporation.
- [2] Cengel, Yunus y Michael A. Boles. (2003) *Termodinámica*. (4^{ta} Ed) México. Mc Graw Hill.
- [3] Cengel, Yunus. (2004) *Transferencia de Calor*. (2^{da} Ed) México. Mc Graw-Hill.
- [4] Giugni Luz, E. y otros. (2007) *Evaluación de proyectos de inversión*. Publicado por Universidad de Carabobo.
- [5] Incropera, Frank P. y David P. DeWitt. (1999) *Fundamentos de Transferencia de Calor*. (4^{ta} ed). México. Prentice Hall.
- [6] Kreith, F. (1970) *Principios de Transferencia de Calor*. México: Herrero Hermanos, Sucesores S.A
- [7] Mills, A.F. (1999) *Transferencia de Calor*. España. Editorial McGraw-Hill.1999
- [8] Vilchez Nelson. (2005). “*Estrategias Creativas en el Diseño Mecánico*”. Publicado por Universidad de Carabobo.
- [9] Aponte, Cesar y Reyes, Oswald (2005) “Rediseño de un horno de recocido de botellas en una fabrica procesadora de vidrio”. Universidad de Carabobo 2001. Trabajo de grado no publicado.
- [10] Estaba, Pedro y Herrera, Luís (2006) “Diseño y construcción de un horno para fundir aluminio en un laboratorio de evaluación de materiales”. Universidad de Carabobo 2001. Trabajo de grado no publicado
- [11] Herrera, Miguel. “Diseño de un horno para el tratamiento térmico de recipientes a presión según código A.S.M.E.”. Universidad de Carabobo 2001. Trabajo de grado no publicado.
- [12] Landaeta, Maghglebe y Francisco Blanco. “Cálculo y diseño de un horno para el envejecimiento artificial del aluminio”. Universidad de Carabobo 1977. Trabajo de grado no publicado.



-
- [13] Conceptos básicos de PLC (2010). [On-line].
Disponible en: <http://www.elprisma.com/apuntes/curso.asp?id=7476>
- [14] Equipos de automatización (2010). [On-line].
Disponible en: <http://www.vatekca.com>
- [15] Ingeniería térmica (2010). [On-line].
Disponible en: <http://libros.redsauce.net/IngenieriaTermica/Teoria/PDFs/01.pdf>
- [16] Mantos suplidores (2010). [On-line].
Disponible en: <http://www.matosuplidores.com>
- [17] Organización Clariant. (2010). [On-line].
Disponible en: <http://www.clariant.com>
- [18] Propiedades de productos químicos (2010). [On-line].
Disponible en: <http://www.quiminet.com>



Bibliografía





ANEXO A



Gas	T K	k W/m K	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\mu \times 10^6$ ^a kg/m s	$\nu \times 10^6$ ^b m ² /s	Pr
Aire (PE 82 K)	150	0.0158	2.355	1017	10.64	4.52	0.69
	200	0.0197	1.767	1009	13.59	7.69	0.69
	250	0.0235	1.413	1009	16.14	11.42	0.69
	260	0.0242	1.360	1009	16.63	12.23	0.69
	270	0.0249	1.311	1009	17.12	13.06	0.69
	280	0.0255	1.265	1008	17.60	13.91	0.69
	290	0.0261	1.220	1007	18.02	14.77	0.69
	300	0.0267	1.177	1005	18.43	15.66	0.69
	310	0.0274	1.141	1005	18.87	16.54	0.69
	320	0.0281	1.106	1006	19.29	17.44	0.69
	330	0.0287	1.073	1006	19.71	18.37	0.69
	340	0.0294	1.042	1007	20.13	19.32	0.69
	350	0.0300	1.012	1007	20.54	20.30	0.69
	360	0.0306	0.983	1007	20.94	21.30	0.69
	370	0.0313	0.956	1008	21.34	22.32	0.69
	380	0.0319	0.931	1008	21.75	23.36	0.69
	390	0.0325	0.906	1009	22.12	24.42	0.69
	400	0.0331	0.883	1009	22.52	25.50	0.69
	500	0.0389	0.706	1017	26.33	37.30	0.69
	600	0.0447	0.589	1038	29.74	50.50	0.69
700	0.0503	0.507	1065	33.03	65.15	0.70	
800	0.0559	0.442	1089	35.89	81.20	0.70	
900	0.0616	0.392	1111	38.65	98.60	0.70	
1000	0.0672	0.354	1130	41.52	117.3	0.70	
1500	0.0926	0.235	1202	53.82	229.0	0.70	
2000	0.1149	0.176	1244	64.77	368.0	0.70	

Figura A.1. Tabla de propiedades del Aire
Fuente: Mills, A.F. Transferencia de Calor



Propiedades de gas ideal del aire

T R	h Btu/lbm	P _r	u Btu/lbm	v _r	s ^o Btu/lbm · R	T R	h Btu/lbm	P _r	u Btu/lbm	v _r	s ^o Btu/lbm · R
360	85.97	0.3363	61.29	396.6	0.50369	1600	395.74	71.13	286.06	8.263	0.87130
380	90.75	0.4061	64.70	346.6	0.51663	1650	409.13	80.89	296.03	7.555	0.87954
400	95.53	0.4858	68.11	305.0	0.52890	1700	422.59	90.95	306.06	6.924	0.88738
420	100.32	0.5760	71.52	270.1	0.54058	1750	436.12	101.98	316.16	6.357	0.89542
440	105.11	0.6776	74.93	240.6	0.55172	1800	449.71	114.0	326.32	5.847	0.90308
460	109.90	0.7913	78.36	215.33	0.56235	1850	463.37	127.2	336.55	5.388	0.91056
480	114.69	0.9182	81.77	193.65	0.57255	1900	477.09	141.5	346.85	4.974	0.91788
500	119.48	1.0590	85.20	174.90	0.58233	1950	490.88	157.1	357.20	4.598	0.92504
520	124.27	1.2147	88.62	158.58	0.59173	2000	504.71	174.0	367.61	4.258	0.93205
537	128.10	1.3593	91.53	146.34	0.59345	2050	518.71	192.3	378.08	3.943	0.93891
540	129.06	1.3860	92.04	144.32	0.60078	2100	532.55	212.1	388.60	3.667	0.94564
560	133.86	1.5742	95.47	131.78	0.60950	2150	546.54	223.5	399.17	3.410	0.95222
580	138.66	1.7800	98.90	120.70	0.61793	2200	560.59	256.6	409.78	3.176	0.95919
600	143.47	2.005	102.34	110.88	0.62607	2250	574.69	281.4	420.45	2.961	0.96501
620	148.28	2.249	105.78	102.12	0.63395	2300	588.82	308.1	431.16	2.765	0.97123
640	153.09	2.514	109.21	94.30	0.64159	2350	603.00	336.8	441.91	2.585	0.97732
660	157.92	2.801	112.67	87.27	0.64902	2400	617.22	367.6	452.70	2.419	0.98331
680	162.73	3.111	116.12	80.96	0.65621	2450	631.48	400.5	463.54	2.266	0.98919
700	167.56	3.446	119.58	75.25	0.66321	2500	645.78	435.7	474.40	2.125	0.99497
720	172.39	3.806	123.04	70.07	0.67002	2550	660.12	473.3	485.31	1.996	1.00064
740	177.23	4.193	126.51	65.38	0.67665	2600	674.49	513.5	496.26	1.876	1.00623
760	182.08	4.607	129.99	61.10	0.68312	2650	688.90	556.3	507.25	1.765	1.01172
780	186.94	5.051	133.47	57.20	0.68942	2700	703.35	601.9	518.26	1.662	1.01712
800	191.81	5.526	136.97	53.63	0.69556	2750	717.83	650.4	529.31	1.566	1.02244
820	196.69	6.033	140.47	50.35	0.70160	2800	732.33	702.0	540.40	1.478	1.02767
840	201.56	6.573	143.98	47.34	0.70747	2850	746.88	756.7	551.52	1.395	1.03282
860	206.46	7.149	147.50	44.57	0.71323	2900	761.45	814.8	562.66	1.318	1.03788
880	211.35	7.761	151.02	42.01	0.71886	2950	776.05	876.4	573.84	1.247	1.04288
900	216.26	8.411	154.57	39.64	0.72438	3000	790.68	941.4	585.04	1.180	1.04779
920	221.18	9.102	158.12	37.44	0.72979	3050	805.34	1011	596.28	1.118	1.05264
940	226.11	9.834	161.68	35.41	0.73509	3100	820.03	1083	607.53	1.060	1.05741
960	231.06	10.61	165.26	33.52	0.74030	3150	834.75	1161	618.82	1.006	1.06212
980	236.02	11.43	168.83	31.76	0.74540	3200	849.48	1242	630.12	0.955	1.06676
1000	240.98	12.30	172.43	30.12	0.75042	3250	864.24	1328	641.46	0.907	1.07134
1040	250.95	14.18	179.66	27.17	0.76019	3300	879.02	1418	652.81	0.862	1.07585
1080	260.97	16.28	186.93	24.58	0.76954	3350	893.83	1513	664.20	0.820	1.08031
1120	271.03	18.60	194.25	22.30	0.77890	3400	908.66	1613	675.60	0.780	1.08470
1160	281.14	21.16	201.63	20.29	0.78767	3450	923.52	1719	687.04	0.743	1.08904
1200	291.30	24.01	209.05	18.51	0.79628	3500	938.40	1829	698.48	0.709	1.09332
1240	301.52	27.13	216.53	16.93	0.80466	3550	953.30	1946	709.95	0.679	1.09755
1280	311.79	30.55	224.05	15.52	0.81280	3600	968.21	2068	721.44	0.644	1.10172
1320	322.11	34.31	231.63	14.26	0.82075	3650	983.15	2196	732.95	0.615	1.10584
1360	332.48	38.41	239.25	13.12	0.82848	3700	998.11	2330	744.48	0.588	1.10991
1400	342.90	42.88	246.93	12.10	0.83604	3750	1013.1	2471	756.04	0.562	1.11393
1440	353.37	47.75	254.66	11.17	0.84341	3800	1028.1	2618	767.60	0.537	1.11791
1480	363.89	53.04	262.44	10.34	0.85062	3850	1043.1	2773	779.19	0.514	1.12183
1520	374.47	58.78	270.26	9.578	0.85767	3900	1058.1	2934	790.80	0.492	1.12571
1560	385.08	65.00	278.13	8.890	0.86456	3950	1073.2	3103	802.43	0.471	1.12955

Figura A.2. Tabla de propiedades del gas ideal Aire
Fuente: Cengel, Yunus. Transferencia de Calor



Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., T °C	Pres. sat., P _{sat.} kPa	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Liq. sat., v _f	Vapor sat., v _g	Liq. sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Liq. sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Liq. sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2874.9	2874.9	0.001	2500.9	2600.9	0.0000	9.1566	9.1566
5	0.8725	0.001000	147.08	21.019	2860.8	2881.8	21.020	2469.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0250
10	1.2281	0.001000	106.82	42.020	2846.5	2888.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.886	62.980	2832.5	2895.5	62.982	2468.4	2526.3	0.2245	8.5599	8.7809
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2818.4	2902.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2804.3	2909.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1885	8.5567
30	4.2459	0.001004	32.879	125.73	2790.2	2915.9	125.74	2429.8	2556.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6251	0.001005	25.206	146.63	2776.0	2922.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5061	7.8455	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.516	167.53	2761.9	2929.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2747.7	2936.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.025	209.33	2733.4	2942.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001013	9.9639	230.24	2719.1	2949.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7690	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2704.7	2955.9	251.16	2357.7	2608.8	0.8319	7.0769	7.9082
65	24.943	0.001020	6.1935	272.09	2690.3	2962.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8295
70	31.202	0.001023	5.0895	293.04	2675.8	2968.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2661.3	2975.3	314.08	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4063	334.97	2646.6	2981.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0755	6.5355	7.6111
85	57.668	0.001032	2.8261	355.96	2631.9	2987.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2617.0	2994.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.509	0.001040	1.9608	398.00	2602.0	2999.9	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.5720	419.06	2587.0	2995.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2571.8	2991.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2932
110	143.36	0.001052	1.2094	461.27	2556.4	2988.4	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2332
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2540.9	2984.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.57	0.001060	0.89133	503.60	2525.3	2979.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.68	2509.5	2975.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.65908	546.10	2493.4	2970.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0256
135	313.22	0.001075	0.56179	567.41	2477.3	2965.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.83	0.001080	0.48050	588.77	2460.9	2960.9	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	416.68	0.001085	0.41600	610.19	2444.2	2956.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	478.16	0.001091	0.36248	631.66	2427.4	2951.9	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.31646	653.19	2410.3	2947.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	613.23	0.001102	0.28550	674.79	2393.0	2943.0	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.25744	696.45	2375.4	2938.5	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7057
170	792.18	0.001114	0.24250	718.20	2357.5	2934.0	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	2339.4	2929.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.6	0.001127	0.19304	761.92	2320.9	2924.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	2302.1	2920.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	2283.0	2915.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14083	828.18	2263.5	2910.0	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	2243.7	2904.2	852.25	1939.6	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

Figura A.3. Tabla de agua saturada
Fuente: Cengel, Yunus Transferencia de Calor

Coefficientes usados en la solución aproximada de un término de la conducción de calor unidimensional en régimen transitorio en paredes planas, cilindros y esferas ($Bi = hL/k$ para una pared plana de espesor $2L$ y $Bi = hr_o/k$ para un cilindro o una esfera de radio r_o)

Bi	Pared plana		Cilindro		Esfera	
	λ_1	A_1	λ_1	A_1	λ_1	A_1
0.01	0.0998	1.0017	0.1412	1.0025	0.1730	1.0030
0.02	0.1410	1.0033	0.1995	1.0050	0.2445	1.0060
0.04	0.1987	1.0066	0.2814	1.0099	0.3450	1.0120
0.06	0.2425	1.0098	0.3438	1.0148	0.4217	1.0179
0.08	0.2791	1.0130	0.3960	1.0197	0.4860	1.0239
0.1	0.3111	1.0161	0.4417	1.0246	0.5423	1.0298
0.2	0.4328	1.0311	0.6170	1.0483	0.7593	1.0592
0.3	0.5218	1.0450	0.7465	1.0712	0.9208	1.0880
0.4	0.5932	1.0580	0.8516	1.0931	1.0528	1.1164
0.5	0.6533	1.0701	0.9408	1.1143	1.1656	1.1441
0.6	0.7051	1.0814	1.0184	1.1345	1.2644	1.1713
0.7	0.7506	1.0918	1.0873	1.1539	1.3525	1.1978
0.8	0.7910	1.1016	1.1490	1.1724	1.4320	1.2236
0.9	0.8274	1.1107	1.2048	1.1902	1.5044	1.2488
1.0	0.8603	1.1191	1.2558	1.2071	1.5708	1.2732
2.0	1.0769	1.1785	1.5995	1.3384	2.0288	1.4793
3.0	1.1925	1.2102	1.7887	1.4191	2.2889	1.6227
4.0	1.2646	1.2287	1.9081	1.4698	2.4556	1.7202
5.0	1.3138	1.2403	1.9898	1.5029	2.5704	1.7870
6.0	1.3496	1.2479	2.0490	1.5253	2.6537	1.8338
7.0	1.3766	1.2532	2.0937	1.5411	2.7165	1.8673
8.0	1.3978	1.2570	2.1286	1.5526	2.7654	1.8920
9.0	1.4149	1.2598	2.1566	1.5611	2.8044	1.9106
10.0	1.4289	1.2620	2.1795	1.5677	2.8363	1.9249
20.0	1.4961	1.2699	2.2880	1.5919	2.9857	1.9781
30.0	1.5202	1.2717	2.3261	1.5973	3.0372	1.9898
40.0	1.5325	1.2723	2.3455	1.5993	3.0632	1.9942
50.0	1.5400	1.2727	2.3572	1.6002	3.0788	1.9962
100.0	1.5552	1.2731	2.3809	1.6015	3.1102	1.9990
∞	1.5708	1.2732	2.4048	1.6021	3.1416	2.0000

Figura A.4. Tabla de coeficientes transitorios
Fuente: Cengel, Yunus Transferencia de Calor

Material	Espesor, L mm	Densidad, ρ kg/m ³	Conductividad térmica, k W/m · °C	Calor específico, C_p kJ/kg · °C	Valor R (para los espesores de la lista) °C · m ² /W
Tableros de construcción					
Tablero de asbesto-cemento	6 mm	1 922	—	1.00	0.011
Tablero de yeso de revoque	10 mm	800	—	1.09	0.057
	13 mm	800	—	—	0.078
Madera contrachapada (abeto Douglas)	—	545	0.12	1.21	—
	6 mm	545	—	1.21	0.055
	10 mm	545	—	1.21	0.083
	13 mm	545	—	1.21	0.110
	20 mm	545	—	1.21	0.165
Tablero y entablado aislados (densidad común)	13 mm	288	—	1.30	0.232
	20 mm	288	—	1.30	0.359
Tablero duro (de alta densidad, amasado estándar)	—	1 010	0.14	1.34	—
Tablero aglutinado:					
Densidad media	—	800	0.14	1.30	—
Contrapiso	16 mm	640	—	1.21	0.144
Contrapiso de madera	20 mm	—	—	1.38	0.166
Membrana de construcción					
Filtro permeable al vapor	—	—	—	—	0.011
Sello de vapor (2 capas de fieltro de 0.73 kg/m ² estropajado)	—	—	—	—	0.021
Materiales para piso					
Alfombra y carpeta fibrosa	—	—	—	1.42	0.367
Alfombra y carpeta de caucho	—	—	—	1.38	0.217
Loseta (salfato, linóleo, vinilo)	—	—	—	1.26	0.009
Materiales para mampostería					
<i>Unidades de mampostería:</i>					
Ladrillo común		1 922	0.72	—	—
Ladrillo para fachada		2 082	1.30	—	—
Ladrillo de arcilla refractaria		2 400	1.34	—	—
		1 920	0.90	0.79	—
		1 120	0.41	—	—
Bloques de concreto (3 núcleos ovales, agregado de arena y grava)	100 mm	—	0.77	—	0.13
	200 mm	—	1.0	—	0.20
	300 mm	—	1.30	—	0.23
Concretos:					
Agregados ligeros (incluyendo esquisto, arcilla o pizarra expandidos; escorias de alto horno expandidas; cenizas de alto horno; piedra pómez y escoria)		1 920	1.1	—	—
		1 600	0.79	0.84	—
		1 280	0.54	0.84	—
		960	0.33	—	—
		940	0.18	—	—
Cementicia, mortero y estuco					
Cementicia, mortero y estuco		1 920	1.40	—	—
		1 280	0.65	—	—
Estuco		1 857	0.72	—	—

Figura A.5. Tabla de conductividad térmica de distintos materiales
Fuente: Cengel, Yunus. Transferencia de Calor

Tabla A.1a Metales sólidos: punto de fusión y propiedades térmicas a 300 K

Metal (composición %)	T_{MP} K	ρ kg/m ³	c J/kg K	k W/m K	α^p m ² /s $\times 10^6$
Acero al carbón					
AISI 1010 (0.1 C, 0.4 Mn)		7830	434	64	18.8
AISI 1042 recocido (0.42 C, 0.64 Mn, 0.063 Ni, 0.13 Cu)		7840	460	50	13.9
AISI 4130 endurecido y templado (0.3 C, 0.5 Mn, 0.3 Si, 0.95 Cr, 0.5 Mo)		7840	460	43	11.9
Aceros inoxidables					
AISI 302 (18-8) (0.15 C, 2 Mn, 1 Si, 16-18 Cr, 6-8 Ni)		8055	480	15	3.88
AISI 304 (0.08 C, 2 Mn, 1 Si, 18-20 Cr, 8-10 Ni)	1670	7900	477	15	3.98
AISI 316 (0.08 C, 2 Mn, 1 Si, 16-18 Cr, 10-14 Ni, 2-3 Mo)		8238	468	13	3.37
AISI 410 (0.15 C, 1 Mn, 1 Si, 11.5-13 Cr)		7770	460	25	7.00
Aluminio					
Puro	933	2702	903	237	97.1
Alucaluminio (4.4 Cu, 1.0 Mg, 0.75 Mn, 0.4 Si)	775	2770	875	174	71.8
Alleación 195 moldeada (4.5 Cu)		2790	883	168	68.1
Cadmio	1550	1850	1825	200	59.2
Cromo	545	9780	122	7.9	6.59
Cobalto	594	8650	231	97	48.4
Cobre	693	7140	389	116	41.8
Plomo					
Puro	2125	6570	278	22.7	12.4
Snicalloy-4 (1.2-1.75 Sn, 0.18-0.24 Fe, 0.07-0.13 Cr)		6560	285	14.22	7.60
Plata					
Puro	1358	8933	385	401	117
Plata electrolítica (Cu + Ag 99.90 mínimo)		8950	385	386	112
Aluminio comercial (10A1)	1293	8800	420	52	14.1
Aluminio (30 Zn)	1188	8530	380	111	34.2
Alata alemana (15 Ni, 22 Zn)		8618	410	116	32.8
Constantán (40 Ni)		8920	420	22.7	6.06
Constantán (45 Ni)		8860		23	

Figura A.6. Tabla de propiedades del acero AISI 302
Fuente: Cengel, Yunus. Transferencia de Calor

x	$J_0(x)$	$J_1(x)$	$Y_0(x)$	$Y_1(x)$
0	1.0000	0.0000	-	
1	0.7652	0.4401	0.0883	-0.7812
2	0.2239	0.5767	0.5104	-0.1070
3	-0.2601	0.3391	0.3769	0.3247
4	-0.3971	-0.0660	-0.0169	0.3979
5	-0.1776	-0.3276	-0.3085	0.1479
6	0.1506	-0.2767	-0.2882	-0.1750
7	0.3001	-0.0047	-0.0259	-0.3027
8	0.1717	0.2346	0.2235	-0.1581
9	-0.0903	0.2453	0.2499	0.1043
10	-0.2459	0.0435	0.0557	0.2490
11	-0.1712	-0.1768	-0.1688	0.1637
12	0.0477	-0.2234	-0.2252	-0.0571
13	0.2069	-0.0703	-0.0782	-0.2101
14	0.1711	0.1334	0.1272	-0.1666
15	-0.0142	0.2051	0.2055	0.0211

Figura A.7. Funciones de Bessel

Fuente: Blake, Roy. Electronic Communication Systems

Temperatura (°C)	Conductividad Térmica (W/mk)
28.3	0,5067
40.0	0,4971
43.9	0,4206
49.2	0,4142
58.1	0,4086
62.0	0,4023
80.0	0.3934
101.0	0,3741
120.0	0.3483
149.7	0.3157
172.6	0.2973
173.1	0,2786
197.8	0,2513

Figura A.8. Conductividad Térmica del Fenol
Fuente: Laboratorio Clariant de Venezuela



9. PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS			
Aspecto	Cera.		
Color	-		
Olor	-		
Punto de ebullición/rango (°C)	> 100	Presión (kPa)	
Rango/punto de fusión (°C)	41		
Temperatura de inflamación (°C)	> 100	Método	
Temperatura de autoencendido (°C)	> 150		
Límite inferior de explosión (vol%)	-		
Límite superior de explosión (vol%)	-		
Presión de vapor	-	Temperatura (°C)	
Densidad de vapor relativa (aire=1)	> 1		
Densidad (kg/m ³)	1070	Temperatura (°C)	60
Fecha del número	2005-09-15	Revision	0.2

Figura A.9. Propiedades Físicas y Químicas del Fenol
Fuente: Ficha de Datos suministrada por Clariant de Venezuela C.A



Temperatura de Fusión	41 °C
Temperatura de Congelación	42 °C
Calor Latente de Fusión	29,30 kcal/mol
Temperatura de Ebullición	181,75 °C
Peso Molecular	94,11
Densidad 41°/4°	1,05 g/cm ³
Densidad 25°/4°	1,071 g/cm ³
Punto Crítico	419 °C y 60,5 atm
Calor Específico	26 °C 0,561kcal/mol °K
Calor de Formación	(liq) -27,71 kcal/mol
	(vap) -37,80 kcal/mol
Energía Libre de Formación	(vap) -6,26 kcal/mol
	(liq) -11,02 kcal/mol
Calor de Disolución	(sólido) 2.605kcal/mol

Figura A.10. Propiedades Físicas y Químicas del Fenol

Fuente: Quiminet Información y Negocios segundo a segundo (www.quiminet.com)



Tabla 4.6 Exponentes que deben usarse en las ecuaciones (4.37) y (4.38) para corregir los coeficientes de propiedades y de temperaturas: flujo interior en tubo.

Tipo de flujo	Fluido	Condiciones de la pared	m	n
Laminar	Líquidos	Calentada	0.58	-0.11
	μ_s/μ_b	Enfriada	0.50	-0.11
	Gases	Calentada y enfriada	1	0
Turbulento	T_s/T_b			
	Líquidos	Calentada	0.25	-0.25
	μ_s/μ_b	Enfriada	0.25	-0.11
	Gases	Calentada	-0.2	-0.55
	(T_s/T_b)	Enfriada	-0.1	0.0

Figura A.11: Exponentes que deben usarse en las ecuaciones para corregir los coeficientes de propiedades y de temperaturas (flujo interior en un tubo)



ANEXO B



Wheel Dia. (In.)	Wheel (In.)		Shaft Dia. (In.)	Overall Dimensions (In.) Less Motor			Outlet (In.)	
	Dia.	W		H	W	D	H	W
20	20	20	1 7/8	38	36 1/2	32 1/2	24 1/2	24 1/2
22	22	22	1 7/8	41 1/2	39 1/2	35 1/2	27 1/2	27 1/2
25	25	25	1 7/8	46 1/2	43 1/2	40	31 1/2	31 1/2

Wheel Dia. (In.)	CFM Air Delivery @ Static Pressure Shown								Blower RPM	Motor HP	Voltage	Phase
	0.250"	0.375"	0.500"	0.750"	1.000"	1.250"	1.500"	2.000"				
20	6350	3770	—	—	—	—	—	—	310	1	115/230	1
20	6350	3770	—	—	—	—	—	—	310	1	200-230/460	3
20	8940	8420	7570	—	—	—	—	—	400	2	115/230	1
20	8940	8420	7570	—	—	—	—	—	400	2	200-230/460	3
20	#	9860	9360	6970	—	—	—	—	450	3	200-230/460	3
20	#	11,870	11,540	10,600	8490	—	—	—	525	5	200-230/460	3
20	#	#	#	13,200	12,370	10,920	—	—	610	7 1/2	200-230/460	3
20	#	#	#	#	15,900	14,500	13,850	10,000	760	15	200-230/460	3
20	#	#	#	#	17,200	16,300	15,400	12,700	800	20	200-230/460	3
20	#	#	#	#	18,700	17,900	17,000	14,850	850	25	200-230/460	3
22	8760	6980	—	—	—	—	—	—	310	1 1/2	200-230/460	3
22	12,560	11,640	10,530	—	—	—	—	—	400	3	200-230/460	3
22	#	13,770	12,920	10,640	—	—	—	—	450	5	200-230/460	3
22	#	#	#	15,310	13,500	10,410	—	—	540	7 1/2	200-230/460	3
22	#	#	#	17,310	15,860	13,990	—	—	585	10	200-230/460	3
22	#	#	#	19,000	18,000	16,900	15,700	11,900	730	15	200-230/460	3
22	#	#	#	20,050	19,100	18,100	16,950	13,650	760	20	200-230/460	3
22	#	#	#	21,300	20,450	19,500	18,550	16,000	800	20	200-230/460	3
22	#	#	#	23,300	22,500	21,700	20,800	18,750	860	25	200-230/460	3
25	12,700	10,460	—	—	—	—	—	—	270	2	200-230/460	3
25	15,590	13,960	11,900	—	—	—	—	—	310	3	200-230/460	3
25	#	19,110	17,830	14,600	—	—	—	—	380	5	200-230/460	3
25	#	22,300	21,800	19,470	16,480	—	—	—	435	10	200-230/460	3
25	#	#	#	22,180	19,790	16,500	—	—	470	10	200-230/460	3
25	#	#	#	#	24,350	21,920	18,000	—	535	15	200-230/460	3
25	#	#	#	#	28,000	26,250	24,300	21,300	560	20	200-230/460	3
25	#	#	#	30,700	29,100	27,400	25,400	16,700	600	25	200-230/460	3
25	#	#	#	#	#	#	28,300	23,000	635	25	200-230/460	3

WARNING: (#) Motor overload will result if blower is operated at static pressure below performance shown. (**) Drive package consists of the performance listed.

Figura B.1. Especificaciones del Ventilador Centrifugo de Diámetro 22"
Fuente: Aerometal C.A

SIZE 491		Wheel diameter: 49" Wheel circumference: 12.8'					Fan outlet area: 24.9 sq. ft. Maximum BHP = 117 (RPM/1000)		Class I = 850 RPM Class II = 1105 RPM Class III = 1395 RPM												
CFM	DV	1" SP		2" SP		3" SP		4" SP		5" SP		6" SP		8" SP		10" SP		12" SP		14" SP	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
22600	1094	389	4.91	853	10.8	604	8.0	698	9.0	281	3.42	355	4.0	987	54.0	1123	86.0	1204	104	1305	154
37100	1798	395	4.41	870	10.4	604	20.3	697	20.0	279	36.5	352	40.7	986	40.3	1132	93.6	1207	113	1305	146
39600	1566	473	6.40	100	12.4	612	23.3	699	32.2	278	42.3	352	52.8	986	77.1	1195	107	1209	131	1307	158
46600	1847	470	11.1	870	16.8	670	27.0	697	30.7	285	46.8	354	57.7	988	82.6	1191	120	1207	133	1307	169
53000	2123	526	16.6	858	24.3	687	31.6	727	41.5	284	62.1	355	67.3	987	88.0	1191	117	1208	136	1303	179
100000	4410	576	36.8	849	37.3	689	37.1	754	47.6	315	58.8	375	70.3	995	97.0	1193	178	1216	161	1306	191
67000	3811	630	22.3	878	31.2	720	43.7	705	58.4	347	66.7	395	68.7	1000	105	1211	135	1212	167	1306	201
74800	3972	684	25.5	711	46.2	773	50.1	672	53.7	376	75.1	375	88.3	1000	118	1219	145	1212	170	1305	213
81000	3284	713	29.9	769	48.4	823	39.6	865	51.4	416	81	619	98.5	1294	128	1168	158	1203	162	1114	217
150000	3534	765	46.3	858	57.7	875	64.7	911	66.7	451	95.5	500	116	1080	141	1165	173	1248	208	1328	243
160000	3915	816	48.7	853	68.1	929	81.1	953	88.7	505	108	1055	129	1116	155	1193	188	1289	223	1345	260
130000	4298	876	59.2	944	75.4	1003	94.2	1017	108	1063	122	1077	138	1152	171	1225	206	1296	241	1386	280
130000	4378	934	71.7	887	86.9	1037	108	1057	124	1100	128	1123	154	1285	168	1259	224	1337	263	1385	284
116000	4898	962	84.4	1035	97.3	1091	124	1121	141	1198	158	1177	172	1236	200	1263	244	1355	285	1385	284
120000	4840	1052	99.4	1057	116	1143	141	1175	150	120	170	1253	197	1279	217	1335	255	1385	284	1386	280
130000	5221	1105	116	1143	128	1173	150	1223	170	1256	197	1283	215	1377	241	1371	269	1385	284	1386	280

Performance shown is Installation Type B. Free inlet, ducted outlet. Power rating (BHP) does not include drive losses. Performance ratings do not include the effects of appurtenances in the airstream.

PAGE 11

Figura B.2. Especificaciones del Ventilador Centrifugo de Diámetro 49"
Fuente: Aerometal C.A

Bulletin 800FM Metal Operators

- IP65/66, Type 4/13
- Die-cast metal construction
- Chrome-plated



Bul. 800FM Die-Cast Metal Operators

	Flush Operator Cat. No. 800FP-F3	Non-illuminated, extended push button	Red			800FM-E4
		Illuminated, flush push button	Green	Plastic	1	800FP-LF3
		Illuminated, extended push button	Red			800FP-LE4
		Illuminated, flush push button	Yellow		800FP-LF5	
		Illuminated, flush push button	Green	Metal		800FM-LF3
		Illuminated, extended push button	Red		800FM-LE4	
Flush Operator Cat. No. 800FM-LF4		Illuminated, flush push button	Yellow			800FM-LF5

Figura B.3. Especificaciones de los pulsadores sin retención

SERIE B1009X	
SANG MAO	
CODIGO	TEMPERATURA DE CORTE (°C)
B1009X-60	60
B1009X-75	75
B1009X-85	85
B1009X-95	95
B1009X-105	105
B1009X-120	120
B1009X-130	130
B1009X-150	150

SERIE B1009X

ESPECIFICACIONES:

- Normal Cerrado
- f_{max} : 10 Hz
- Tolerancia : $\pm 5^{\circ}\text{C}$
- Tensión de trabajo : 12/24 VDC , 125/250 VAC
- Vida útil : 10000 ciclos @ 3A/250VAC
- Aislación : 1500 VAC
- Temperatura máxima : 200°C / 3 minutos
- Corriente máxima : 5A
- AUTO RESET

Figura B.4. Especificaciones del termostato bimetalico

SENSORI INDUTTIVI - SERIE VM

VM SERIES - INDUCTIVE SENSORS

Sensori di prossimità induttivi M12 in CA serie VM

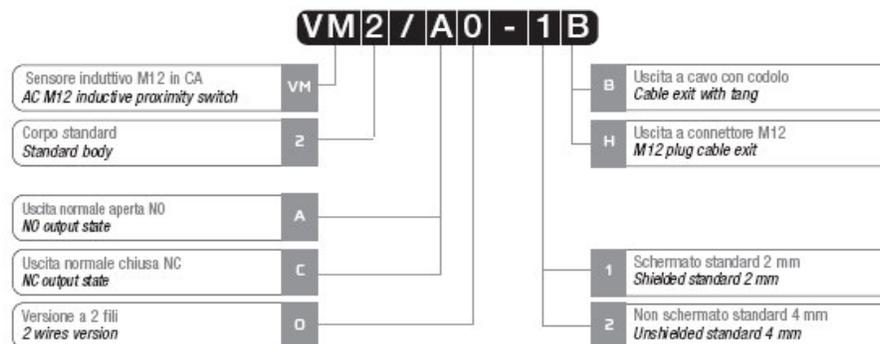
AC M12 inductive proximity sensors VM series



Caratteristiche principali Main features

- > Uscite: cavo e connettore M12
> *Output: cable and M12 plug cable exit*
- > Modelli a 2 fili
> *Models with 2 wires*
- > Grado di protezione IP67
> *IP67 protection degree*
- > Multitensione 20 ... 253Vac
> *Multivoltage 20 ... 253Vac*
- > Marchio CE
> *CE Mark*

Descrizione del codice - Code structure



Modelli disponibili - Available models

Corpo Standard / Standard housing						
Diametro <i>Diameter</i>	Montaggio <i>Installation</i>	Portata <i>Distance</i>	Conn. <i>Plug</i>	Distanza <i>Distance</i>	NO	NC
M12	Schermato <i>Shielded</i>	Standard	Cavo con codolo / <i>Wire with tang</i>	2 mm	VM2/A0-1B	VM2/C0-1B
			M12	2 mm	VM2/A0-1H	VM2/C0-1H
	Non scherm. <i>Unshielded</i>	Standard	Cavo con codolo / <i>Wire with tang</i>	4 mm	VM2/A0-2B	VM2/C0-2B
			M12	4 mm	VM2/A0-2H	VM2/C0-2H

Figura B.5. Especificaciones del sensor inductivo de posición

a

VM SERIES

SENSOR MAGNÉTICO



MODELO	CÓDIGO
REED 0-220V CON CABLE	W0950000201
REED 0-220V CON CONECTOR	W0950000202
PNP 24V DC	W0950000222
NPN 24V DC	W0950000232

Figura B.6. Especificaciones del sensor de posición magnético para cilindro neumático

Coordinación de tipo 2

Tensión de empleo: 380/400 V – Corriente de cortocircuito: $I_q = 50$ kA

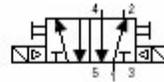
Motor P kW	In (380 V) A	Corriente máx. de empleo del arrancador A	Fusible		Contactor		Relé térmico	
			Tipo	Calibre A	Referencia a completar	Ie (AC3) A	Referencia (1)	Calibre A
0,37	1,03	1,6	aM	2	LC1-D09	9	LR2-D1306	1-1,6
0,55	1,6	1,6	aM	4	LC1-D09	9	LR2-D13X6	1,25-1,6
0,75	2	2,5	aM	4	LC1-D09	9	LR2-D1307	1,6-2,5
1,1	2,6	4	aM	6	LC1-D09	9	LR2-D1308	2,5-4
1,5	3,5	4	aM	6	LC1-D09	9	LR2-D1308	2,5-4
2,2	5	6	aM	8	LC1-D09	9	LR2-D1310	4-6
3	6,6	8	aM	12	LC1-D09	9	LR2-D1312	5,5-8
4	8,5	9	aM	12	LC1-D09	9	LR2-D1314	7-10
5,5	11,5	12	aM	16	LC1-D12	12	LR2-D1316	9-13
7,5	15,5	18	aM	20	LC1-D18	18	LR2-D1321	12-18
9	18,5	25	aM	25	LC1-D25	25	LR2-D1322	17-25
11	22	25	aM	25	LC1-D25	25	LR2-D1322	17-25
15	30	32	aM	40	LC1-D32	32	LR2-D2353	23-32
15	30	32	aM	40	LC1-D32	32	LR2-D2355	28-36
18,5	37	40	aM	40	LC1-D40	40	LR2-D3355	30-40
22	44	50	aM	63	LC1-D50	50	LR2-D3357	37-50
30	60	65	aM	80	LC1-D65	65	LR2-D3361	55-70
37	72	80	aM	80	LC1-D80	80	LR2-D3363	63-80
45	85	93	aM	100	LC1-D95	95	LR2-D3365	80-93

(1) Clase de disparo de los relés de protección térmica:

– relés electromecánicos LR2-D: clase 10: referencias: LR2-D●3●●
clase 20: referencias para modificar: LR2-D●5●●

Figura B.7. Especificaciones de los contactores telemecanique.

ELECTROVÁLVULA SERVOPILOTADA DE 5 VIAS Y 2 POSICIONES
(Dos bobinas)



Ø	VOLTAJE DE LA BOBINA	MODELO	CODIGO
1/8	--	SOV 25 SOB OO	7010021200
	12 VDC	SOV 25 SOB OO	7010021200 1C
	24 VDC	SOV 25 SOB OO	7010021200 2C
	24 VAC	SOV 25 SOB OO	7010021200 3C
	110 VAC	SOV 25 SOB OO	7010021200 4C
	220 VAC	SOV 25 SOB OO	7010021200 5C

Figura B.8. Especificaciones de electro válvulas

CILINDRO SERIE "ISO 6431 VDMA" Ø 32 ÷ 125 mm



Cilindros realizados de conformidad con la norma ISO 6431 VDMA; disponibles en varias versiones y con una amplia gama de accesorios:

- ejecución con o sin detección magnética
- simple efecto y doble - vástago simple o pasante
- posibilidad de elegir entre juntas en NBR, POLIURETANO y Viton® (para altas temperaturas)
- ejecuciones especiales a petición
- accesorios de fijación, unidad de guía y de bloqueo mecánico de vástago



DATOS TÉCNICOS	POLIURETANO	NBR	Viton®	Baja Temperatura
Presión de trabajo	máx 10 bar (máx 1 MPa - 145 psi)			
Temperatura de funcionamiento Ø 32 + 63	-20°C+80°C (Cil. no magnético)	-10°C+80°C (Cil. no magnético)	-10°C+150° (Cil. no magnético)	-35°C+80°C
Ø 80 + 125	-20°C+70°C (Cil. magnético)	-10°C+70°C (Cil. magnético)	-10°C+150° (Cil. no magnético)	-35°C+80°C
Fluido	Aire sin lubricación, si se utiliza aire lubricado la lubricación debe ser continua			
Dímetros	Ø 32 ; Ø 40 ; Ø 50 ; Ø 63 ; Ø 80 ; Ø 100 ; Ø 125			
Tipo de construcción	Culatas con tornillos autoforantes			
Cameras standard	Simple efecto: para diámetros de Ø 32-63 cámaras de 0 a 250 mm Efecto doble: para diámetros de Ø 32-80 cámaras de 25 a 2800 mm para diámetros de Ø 100-125 cámaras de 25 a 2600 mm			
Versiones	Doble efecto amortiguado, Simple efecto vástago retraído amortiguado, Vástago pasante amortiguado, Amortiguamiento prolongado, Alta temperatura, Bloqueo de vástago, Insonorizados, Estanqueidad aceite, Vástago pasante estanqueidad aceite, Baja rozamiento, Anti skip slip.			
Imanes para sensores	Todas las versiones con detección magnética a petición suministrado sin detección			
Presión de arranque	Ø 32;40: 0.4 bar Ø 50;63 carrera < 1500 mm: 0.3 bar; carrera ≥ 1500 mm: 0.4 bar Ø 80;100;125 carrera < 1500 mm: 0.2 bar; carrera ≥ 1500 mm: 0.4 bar Ver DATOS TECNICOS GENERALES PAG. 1.1/05 Ver DATOS TECNICOS GENERALES PAG. 1.1/06 Para versiones anti skip slip utilizar sólo aire sin lubricación			
Fuerza a desarrollar a 6 bar en empuje/tracción				
Peso				

COMPONENTES

- ① VÁSTAGO: acero C45 o inox. cromado en profundidad
- ② CULATAS: en aluminio fundido a presión, completamente trabajada en máquina herramienta
- ③ JUNTAS VÁSTAGO: en poliuretano (PARKER PRADIFA) NBR o Viton®
- ④ CASQUILLO DE GUIA: Fleje de acero con recubrimiento de bronce y PTFE
- ⑤ CAMISA: en aluminio perfilado anodizado y calibrado
- ⑥ PISTÓN: en tecnopolímero autolubrificante con ojiva de amortiguación integrada (en aluminio con patín de PTFE para los diámetros 80-100-125)
- ⑦ JUNTAS PISTÓN: Poliuretano (PARKER PRADIFA), NBR o Viton®
- ⑧ IMANES: en plastroferrita
- ⑨ OR estáticos: NBR o Viton®
- ⑩ JUNTAS AMORTIGUACION: Poliuretano (PARKER PRADIFA) NBR o Viton®
- ⑪ PUNZÓN: de amortiguación en OT 58 con sistema de seguridad escape punzón con total apertura
- ⑫ TORNILLOS: de ensamblaje automático autoforantes (Top Tite)

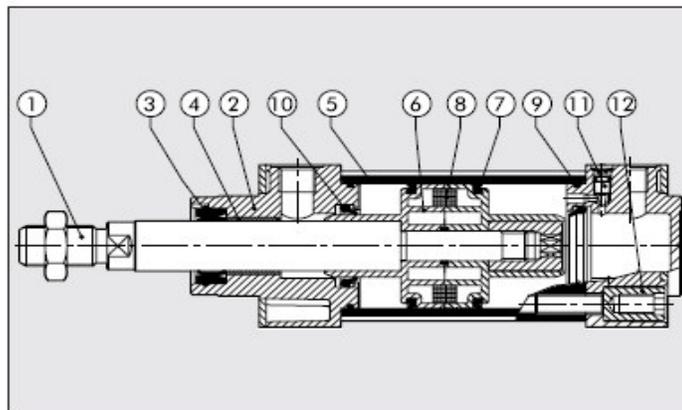


Figura B.9. Especificaciones de cilindro neumático

		2	NEUMATICA	2-06-50
05-05	ITALIA	ACTUADORES NEUMATICOS SIMPLE Y DOBLE EFECTO		

ACTUADORES NEUMATICOS

Permiten automatizar válvulas con accionamiento de un 1/4° de vuelta, bola y mariposa de 1/4" a 8".



Aplicaciones

pueden utilizarse con válvulas resistentes a fluidos corrosivos y/o productos contaminados, además son una excelente solución para la automatización de válvulas que están instaladas en lugares con difícil acceso.

Ofrecemos de stock actuadores para automatizar válvulas ya existentes en su planta o bien conjuntos completos armados de válvula y actuador neumático.

Accionamiento

Son del mismo principio que los cilindros neumáticos, existiendo de 2 tipos: doble efecto y simple efecto. Por sus características constructivas permiten transformar un movimiento lineal en uno giratorio de 90°.

Su actuación debe ser controlada por válvulas del tipo

5 vías / 2 posiciones / 1 solenoide ó

3 vías / 2 posiciones / 1 solenoide correspondiente.

Ver Listas Técnicas 2-04-00A y 2-04-03 para la selección de este tipo de válvulas.

La forma más adecuada para seleccionar un actuador neumático es a través del torque que puede lograr cada tipo. Para obtener el valor del torque de la válvula utilizar una llave de torque convencional, además entregamos una guía que relaciona el tipo de actuador con el tamaño de válvulas de bola.

Todos los actuadores tienen perforaciones roscadas para conexión de las válvulas de control y además una prolongación del eje de accionamiento para su control manual en el caso de falta de aire comprimido.

El sistema de sujeción entre el actuador y la válvula depende del tipo de válvula.

Características

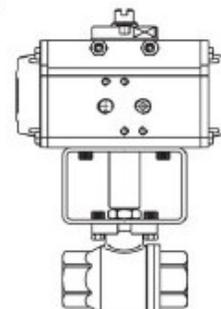
Presión máxima: 10 bar / 150 psi Temperatura máxima: -20 a 85°C

Materiales:

Cuerpo y tapas: aluminio anodizado / Piñón: Acero cromado

Tornillos: Acero inoxidable / Sellos: NBR 70.

El actuador está diseñado para trabajar en ambientes corrosivos.



Digito	Catálogo	∅ Pistón mm.	Torque (Nm) a 6 bar	Conexiones de aire	Válvulas Conexión	Tipo
0206520-7	DA-32	32	9	1/8" NPT hembra	1/4" a 1/2"	Doble Efecto
0206525-8	DA-52	52	25	1/8" NPT hembra	3/4" a 1 1/4"	Doble Efecto
0206530-4	DA-63	63	44	1/8" NPT hembra	1 1/2" a 2"	Doble Efecto
0206532-0	DA-75	75	61	1/4" NPT hembra	1 1/2" a 2 3/4"	Doble Efecto
0206535-5	DA-85	85	107	1/8" NPT hembra	2 1/2" a 3"	Doble Efecto
0206540-1	DA-100	100	169	1/4" NPT hembra	3" a 4"	Doble Efecto
0206545-2	DA-125	125	397	1/4" NPT hembra	5" a 8"	Doble Efecto
0206546-0	DA-160	160	720	1/4" NPT hembra	6"	Doble Efecto
0206547-9	DA-200	200	1350	1/4" NPT hembra	8"	Doble Efecto
0206550-9	SR-52	52	10,2	1/8" NPT hembra	1/8" a 1/2"	Simple Efecto
0206555-K	SR-63	63	17,9	1/8" NPT hembra	3/4" a 1 1/4"	Simple Efecto
0206557-6	SR-75	75	23,7	1/8" NPT hembra	3/4" a 1 1/4"	Simple Efecto
0206560-6	SR-85	85	40,4	1/8" NPT hembra	1-1/2" - 2"	Simple Efecto
0206565-7	SR-100	100	74,0	1/4" NPT hembra	1-1/2"-2"-2-1/2"	Simple Efecto

Figura B.10. Especificaciones de actuador para válvula

Specific technical data on the CPUs:					
Feature	CPU 221 ¹	CPU 222 ¹	CPU 224 ¹	CPU 224XP ¹ CPU 224XPSi ²	CPU 226 ¹
					
Integrated dig. inputs/outputs	6 DI/4 DO	8 DI/6 DO	14 DI/10 DO	14 DI/10 DO	24 DI/16 DO
Digital inputs/outputs/max. number of channels with expansion modules	–	48/46/94	114/110/224	114/110/224	128/128/256
Analog inputs/outputs/max. number of channels with expansion modules	–	16/8/16	32/28/44	2 AI/1 AO integrated 32/28/44	32/28/44
Program memory	4 KByte	4 KByte	8/12 KByte	12/16 KByte	16/24 KByte
Data memory	2 KByte	2 KByte	8 KByte	10 KByte	10 KByte
Storage of dyn. data via high-performance capacitor	typ. 50 h	typ. 50 h	typ. 100 h	typ. 100 h	typ. 100 h
High-speed counters	4 x 30 kHz, of which 2 x 20 kHz A/B counter usable	4 x 30 kHz, of which 2 x 20 kHz A/B counter usable	6 x 30 kHz, of which 4 x 20 kHz A/B counter usable	4 x 30 kHz, 2 x 200 kHz of which 3 x 20 kHz + 1 x 100 kHz A/B counter usable	6 x 30 kHz, of which 4 x 20 kHz A/B counter usable
Communications interfaces RS 485	1	1	1	2	2
Supported protocols:				both interfaces	both interfaces
– PPI master/slave	yes	yes	yes	yes	yes
– MPI slave	yes	yes	yes	yes	yes
– Freeport (freely config. ASCII protocol)	yes	yes	yes	yes	yes
Optional communications possibilities	not expandable	yes, PROFIBUS DP Slave and/or AS-Interface Master/Ethernet/ Internet/Modem	yes, PROFIBUS DP Slave and/or AS-Interface Master/Ethernet/ Internet/Modem	yes, PROFIBUS DP Slave and/or AS-Interface Master/Ethernet/ Internet/Modem	yes, PROFIBUS DP Slave and/or AS-Interface Master/Ethernet/ Internet/Modem
Built-in 8-bit analog potentiometer (for commissioning, value change)	1	1	2	2	2
Real-time clock	optional	optional	yes	yes	yes
Integrated 24-V-DC sensor supply volt.	max. 180 mA	max. 180 mA	max. 280 mA	max. 280 mA	max. 400 mA
Removable terminal strip	–	–	yes	yes	yes
Dimensions (W x H x D in mm)	90 x 80 x 62	90 x 80 x 62	120.5 x 80 x 62	140 x 80 x 62	196 x 80 x 62

Figura B.11. Especificaciones del PLC siemens S7-200



ANEXO C



NEUMATICA ARAGUA C.A

J-29726586-4
Av. Universidad - Edif. Torrente - Piso 1 Of. 6, El Limon, Maracay, Edo. Aragua. 0243-2860101

PRESUPUESTO
000000480

Cliente	1174	Nombre	STEVENSON ROJAS
Dirección		Teléfono	
Contacto		N.I.T.	
R.I.F.	1174	N° de solicitud	
Vendedor	01	OFICINA MCY	

Emisión	23/09/2010
Vence	23/09/2010
Página	1

Código	Descripción	Cant.	Precio (Bs)	Ud.	I.V.A	Total
NA-CILINDRO	CILINDRO DOBLE EFECTO 32-330	1	1.350,00	0,00	12,00	1.350,00
NA-CILINDRO	CILINDRO DOBLE EFECTO 32-440	1	1.450,00	0,00	12,00	1.450,00
NA-ACTUADOR	ACTUADOR P/VALVULA COMPUERTA	1	1.300,00	0,00	12,00	1.300,00
NA-VALVULA	VALVULA 5/2 VIAS FIESTABLE	3	800,00	0,00	12,00	2.400,00
NA-SENSOR	SENSOR INDUCTIVO M12 2H NA	2	480,00	0,00	12,00	960,00
NA-SENSOR	SENSOR MAGNETICO PNP 24VDC	4	350,00	0,00	12,00	1.400,00

Sub Total	8.860,00			Total Neto	8.860,00
Descuento 1	0,00	0,00%		Impuesto (I.V.A)	1.063,20
Descuento 2	0,00	0,00%		Total Operación	9.923,20
FRIE	0,00	0,00%			

VALIDEZ DE LA OFERTA: 7 DIAS, ENTREGA 3 DIAS
 VALIDEZ DE LA OFERTA: 7 DIAS, ENTREGA 3 DIAS
 Por NEUMATICA ARAGUA C.A

Figura C.2. Cotizaciones de equipos (Neumática Aragua)



Guía de Costos de Construcción

BUNKER DE VENEZUELA C.A.
(0241) 824.57.65
 cercobunker@telcel.net.ve

El cerco perimetral eléctrico más seguro, estético y económico para uso residencial, industrial y comercial.

Noticias

Precios Referenciales ▶

Consideraciones ▶

Directorio ▶

HRT-COSTOS LT ▶

Contactenos

f Share

**HRT
OSERS**
INGENIEROS CONSULTORES

Estos precios provienen de distintos proveedores del Area Metropolitana de Caracas y son valores referenciales, NO SOMOS DISTRIBUIDORES, NO HACEMOS PROCURA DE MATERIALES.

Introduzca el texto que desea buscar como Material, Equipo o Mano de obra, no utilice acentos ni comillas o haga click sobre alguno de los enlaces rápidos que aparecen a continuación

Anuncios Google
Construccion
Mano De Obra
Costos
Lulo Win
App

ABRAZADERA	ACACIAS	ACCESORIOS	ACEITE
ACELERADOR	ACETILENO	ACIDO	ACOPLE
ADAPTADOR	ADAPTADORES	ADHESIVO	ADITIVO
AGUA-TARIFA	AIRE	AISLANTE	ALAMBRE
ALAMBRON	ALCANTARILLA	ALFA	ALOMBRAS
ALIVEN	ANCLA	ANCLAJE	ANGULO
ANILLO	ANIME	ARANDELA	ARBOL
ARENA	ARROCILLO	ASFALTO	ASIENTO
BALASTO	BALDOSA	BALDOSIN	BANCO
BARNIZ	BARRA	BASE	BATEA
BATERIA	BARBERA	BERBERO	BENTONITA
BIDET	BISABRA	BLOQUE	BOCALLAVE
BOLSA	BOMBA	BOMBILLO	BORNE
BOYA	BRAZO	BREAKER	BRIDA
BROCAL	BUSHING	CABEZOTE	CABILLA
CABILLAS	CABLE	CAJA	CAJETIN
CAL	CALENTADOR	CANAL	CANILLA
CANTO	CAOBA	CASQUILLO	CATALIZADOR
CAVENA	CELULA	CEMENTO	CEPILLERA
CERA	CERAMICA	CERRADURA	CESTA
CERRAPUERTAS	CILINDRO	CINTA	CLAVOS
COCUIZA	CODO	COLUMPIO	COMPACTO
CONCRETO	CONDUCTOR	CONNECTOR	CONEXION
CONMUTADOR	CONMUTADOR-DOBLE	CONG	CORTA
CORTE	CRISTAL	CROTO	CRUCETA
CUMBRERA	CURADOR	CURVA	DEFENSA
DESAGUE	DIENTE	DISCO	DISPENSADOR
DUCHA	DUCTO	ELECTRODO	EMPACADURA
EMPALMES	EMULSION	ENDURECEDOR	EQUIPO
ESCALON	ESCAMA	ESPEJO	ESQUINERO
ESTANTILLO	ESTOPA	ESTRUCTURA	EXTENSION
EXTINTOR	EXTRACTOR	EXTREMIDAD	FAGINA
FIBRA	FIJACION	FLANGE	FLASHING
FLEJE	FLUXOMETRO	FONDO	FORMALETA
FREGADERO	FREON	FULMINANTE	GABINETE
GANCHOS	GAS	GASOL	GASOLINA
GRAPAS	GRASA	GRAVA	GRIFERIA
GRIFO	GUARAL	GUAYA	HERILLA
HERRAJE	HIDRANTE	HIDROPEL	IMPRIMADOR
INDUFLIX	INTERRUPTOR	INTERRUPTOR-TRIPLE	INTERRUPTOR-TRIPLE
JABONERA	JASMIN	JUEGO	JUNTA
KEROSENE	Kilovatio-Hora	LADRILLO	LAM.D/FIBRA
LAMINA	LAMPARA	LANILLA	LAVAMANOS
LAVAMOPAS	LENGUA	LIBRETA	LITIA
LIMPIADOR	LLAVE	LUMINARIA	MADERA
MALLA	MANCHON	MANGUERA	MANILLA
MANTO	MARCO	MASTIQUE	MATERIAL
MATERIALES	MECANISMO	MECHA	MEDIDOR
MEZCLA	MEZCLILLA	MONTAJE	MORTERO
MOSAICO	NARANJILLO	NIPLE	NITROGENO
OXIDO	OXIGENO	PABILO	PALMA
PANELA	PANTALLA	PAPEL	PARARRAYO
PARQUET	PASADOR	PASAJE	PASTA
PAVICRETO	PEGO	PEGAMENTO	PEGO
PERCHA	PERFIL	PERMATEX	PERNO
PERNOS	PERRO	PIEDRA	PINTURA
PLACA	PLATINA	PLETINA	PLOMO
POLVILLO	POLVO	PORCELANA	PORTA
PORTABORRILLO	PORTABORRILLOS	POSTE	PRESOSTATO
PRIMER	PROTECCION	PROTECTOR	PVENTE
PUERTA	PULSADOR	PUNTA	R
RAMPILUS	RECTANGULO	REDUCCION	REJA
REJILLA	REMATE	RETARDADOR	RODAMIENTO
RODAPIE	ROSA	ROSETA	SALIDA
SECCIONADOR	SELLADOR	SEPARADOR	SIAMESA
SIFON	SOCATE	SOLDADURA	SOLVENTE
SOMBRERO	SOPORTE	SEUD	STARTER
SUBE	SUSPENSION	TABIQUE	TABLERO
TABLITA	TANQUE	TANQUILLA	TAPA
TAPE	TAPON	TE	TEE
TEFON	TEJA	TELA	TERMINAL
TERMOSTATO	TIERRA	TIMBRE	TINTA
TIRO	TIRRO	TOALLERA	TORGAN
TOMA	TOMACORRIENTE	TORNILLO	TORNILLOS
TRANSE	TRANSFORMADOR	TRANSICION	TRANSPORTE
TRASLADO	TUBERIA	TUBO	TUERCA
UNION	URINARIO	VALVULA	VARIOS
VASERA	VENTANA	VENTILADOR	VIBRIO
VIPOQUIN	W.C.	YE	YEE
YESO	grietas	z	z

Costos actualizados al: 10-08-2010 20:16:26.

Figura C.3. Cotizaciones de equipos (Guía de costos de construcción)



INGENIERIA - CONSTRUCCIONES G & M C.A.

N° RIF: J-29576789-2

Fecha: 27/09/2010

ANALISIS DE PRECIO UNITARIO

Partida N° 1

Descripción de la Obra: CONSTRUCCION DE PORTON ELECTRICO AISLADO TERMICAMENTE PARA CAMARA DE FUSION
Propietario: Jose Luis Monagas **Código de la Obra:** GM04510

Descripción Partida: CONSTRUCCION DE PORTON ELECTRICO TIPO GUILLOTINA CON AISLAMIENTO TERMICO DE LANA DE VIDRIO Y ESTRUCTURA METALICA

Código:	Código Covenin:	Unidad	Cantidad	Rendimiento
SC	E-S/C	M²	12,60 M²	2,000000 M²/día

1.- MATERIALES

Código	Descripción	Unidad	Cantidad	% Desp.	Costo	Total
PIÑ03	ESMALTE TIPO A MONTAFIX O SIMILAR	GAL.	0,02000		79,08	1,58
ACERO25	LAMINA DE HIERRO NEGRO	KG.	15,05000		3,49	52,52
ACERO6	ELECTRODOS AGA	Kg	0,17000		7,54	1,28
ACERO31	TUBO NO ESTRUCTURAL (Redon. Cuad. y Rec)	Kg	11,45000		3,33	38,13
PLETINA	PLETINA	Kg	5,95000		2,38	14,16
PIÑ06	FONDO ANTICORROSIVO TIPO A MONTANA O SIM	GAL.	0,01200		68,42	0,82
ACERO12	PERFIL IPN (8).	KG.	7,20000		2,81	20,23
ACERO27	ANGULOS.	KG.	6,70000		2,90	19,43
HMOT5HP	MOTOR ELECTRIC FRANKLIN 5 HP, 230V, 3F	UND	0,15870		2,752,75	436,86
PLACAS06	PLACA EN RESINA AISLANTE 30x30 cm	PZA	3,00000		85,66	256,98
Total Materiales:						841,99
Unitario de Materiales:						841,99

2.- EQUIPOS

Código	Descripción	Cantidad	Costo	Dep. o Alq.	Total
HEMEN	HERRAMIENTAS MENORES	0,30000	10,19	1,000000	3,06
MAQS	MAQUINA DE SOLDAR A GASOLINA 200-300AMP.	0,50000	168,00	1,000000	84,00
CAPIC	CAMIONETA PICK-UP	0,20000	241,63	1,000000	48,33
OXI	EQUIPO OXICORTE.	0,50000	77,45	1,000000	38,73
Total Equipos:					174,12
Unitario de Equipos:					87,06

3.- MANO DE OBRA

Código	Descripción	Cantidad	Salario	Total
AYUDA	AYUDANTE	2,00000	66,44	132,88
SOL1	SOLDADOR DE 1era	1,00000	83,32	83,32
MOBR1	MAESTRO DE OBRA DE 1ERA.	0,25000	106,28	26,57
PIÑ1	PINTOR DE 1era	0,25000	83,32	20,83
Total Mano de Obra:				263,60
Mano de Obra Directa:				263,60

Calculado por: Jose Luis Monagas
 Revisado por: Jose Luis Monagas

Desarrollado Por: **USO EXCLUSIVO DE:**
 Lulo Software, C.A. **INGENIERIA - CONSTRUCCIONES G & M C.A.**

Mano de Obra Directa:	263,60
210.00 % Prestaciones Sociales:	553,56
26.50 Bs./día ALIMENTICIO:	92,75
Total Mano de Obra:	909,91
Unitario Mano de Obra:	454,96
Costo Directo por Unidad:	1.384,01
10.00% Administración y Gastos Generales:	138,40
Sub-Total:	1.522,41
15.00% Utilidad e Imprevistos:	228,36

PRECIO UNITARIO Bs. 1.750,77

Figura C.4. Cotización de metro cuadrado del portón (Ingeniería construcciones G & M)

**INGENIERIA - CONSTRUCCIONES G & M C.A.**

Nº RIF.: J-29576769-2

Página Nº: 1

Fecha: 27/09/2010

PRESUPUESTO**Obra:** CONSTRUCCION DE PORTON ELECTRICO AISLADO TERMICAMENTE PARA CAMARA DE FUSION**Propietario:** Jose Luis Monagas

PARTIDA	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	P.U.	TOTAL Bs.
1	E-S/C CONSTRUCCION DE PORTON ELECTRICO TIPO GUILLOTINA CON AISLAMIENTO TERMICO DE LANA DE VIDRIO Y ESTRUCTURA METALICA	M ²	12,60	1.750,77	22.059,70
Total Bs.:					22.059,70
(12.00 %) I.V.A.:					2.647,16
TOTAL GENERAL:					24.706,86

Figura C.5. Cotización del portón (Ingeniería construcciones G & M)



INGENIERIA - CONSTRUCCIONES G & M C.A.

N° RIF: J-29576769-2

Fecha: 27/09/2010

ANALISIS DE PRECIO UNITARIO

Partida N° 1						
Descripción de la Obra: MANO DE OBRA PARA CONSTRUCCION DE CAMARA DE FUSION CON LADRILLOS REFRACTARIOS Y LOSA NERVADA CON INSTALACION DE SERPENTINES DE VAPOR						
Propietario: Jose Luis Monagas			Código de la Obra: GM04610			
Descripción Partida: LOSA NERVADA EN UN SENTIDO e: 15 cm. UTILIZANDO NERVIOS PREFABRICADOS TIPO PLACAS 2000 CON NERVIOS TIPO P8 SEPARADOS ENTRE EJES 70 cm Y PINATAS DE ANIME DE ALTA DENSIDAD AUTOEXTINGUIBLE ISOFILL, INCLUYE TOPPING e: 5 cm. CONCRETO Rcc 210 Kg/cm² Y APUNTALAMIENTO. NO INCLUYE REFUERZO METALICO SUPERIOR Y MALLA.						
Código: SC021	Código Covenin: E33.33.151.20	Unidad M²	Cantidad 34,44 M²	Rendimiento 14,000000 M³/día		
1.- MATERIALES						
Código	Descripción	Unidad	Cantidad	% Desp.	Costo	Total
CP210A5	CONCRETO PREMEZCLADO Rcc 210 Kg/cm² A:5"	m³			472.74	
CON64	PINATA ANIME A. D. AUTOE 0,10x1,00x0,57	PZA			9.56	
ENC02	CUARTON AURORA (3 USOS)	m³			1.926.71	
ENC03	VIGUETAS P/ ARRIOSTRAR O APUNTALAR 3 USO	m³			556.32	
CON52	NERVIO PREF. TIPO PLACAS 2000 P08 h=10cm	ml			18.37	
Total Materiales:						0,00
Unitario de Materiales:						0,00
2.- EQUIPOS						
Código	Descripción	Cantidad	Costo	Dep. o Alq.	Total	
CARRE	CARRETONES.	2,00000	20,11	1,000000	40,22	
HEMEN	HERRAMIENTAS MENORES	0,50000	10,19	1,000000	5,10	
VICON	VIBRADOR DE CONCRETO.	1,00000	105,00	1,000000	105,00	
WIN	WINCHE CABRESTANTE ELECT.CAP.2 TON.	1,00000	140,00	1,000000	140,00	
CAPIC	CAMIONETA PICK-UP	0,25000	241,63	1,000000	60,41	
Total Equipos:						350,73
Unitario de Equipos:						25,05
3.- MANO DE OBRA						
Código	Descripción	Cantidad	Salario	Total		
MOBR1	MAESTRO DE OBRA DE 1ERA.	1,00000	106,28	106,28		
OBRE1	OBRAERO DE 1era	7,00000	62,04	434,28		
AYUDA	AYUDANTE	2,00000	66,44	132,88		
ALBA1	ALBAÑIL 1era	2,00000	83,32	166,64		
CHOF3	CHOFER DE 3era.(hasta 3 toneladas)	0,25000	69,34	17,34		
Total Mano de Obra:						857,42
Mano de Obra Directa:						857,42
210.00 % Prestaciones Sociales:						1.800,58
26.50 Bs./día ALIMENTICIO:						324,62
Total Mano de Obra:						2.982,63
Unitario Mano de Obra:						213,05
Costo Directo por Unidad:						238,10
10.00% Administración y Gastos Generales:						23,81
Sub-Total:						261,91
15.00% Utilidad e Imprevistos:						39,29
PRECIO UNITARIO Bs.						301,20

Figura C.6. Cotización de instalación del metro cuadrado de losa nervada (Ingeniería construcciones G & M)



INGENIERIA - CONSTRUCCIONES G & M C.A.

Nº RIF: J-29578789-2

Fecha: 27/09/2010

ANALISIS DE PRECIO UNITARIO

							Partida Nº 2		
Descripción de la Obra:		MANO DE OBRA PARA CONSTRUCCION DE CAMARA DE FUSION CON LADRILLOS REFRACTARIOS Y LOSA NERVADA CON INSTALACION DE SERPENTINES DE VAPOR							
Propletario:		Jose Luis Monagas				Código de la Obra: GM04610			
Descripción Partida:		CONSTRUCCION DE PAREDES DE LADRILLOS MACIZOS, ACABADO CORRIENTE, e: 12 cm. NO INCLUYE MACHONES, DINTELES Y BROCALES							
Código:	Código Covenin:	Unidad	Cantidad			Rendimiento			
OA006	E41.10.210.12	m ²	57,60 m ²			23,000000 m ² /día			
1.- MATERIALES									
Código	Descripción	Unidad	Cantidad	% Desp.	Costo	Total			
PAR07	LADRILLO MACIZO 6x12x25cm(INCLUYE FLETE)	PZA.			4,41				
ARECER	ARENA CERNIDA	m ³			45,72				
CON04	AGUA	LTS.							
CGRIS	CEMENTO GRIS PORTLAND(INCLUYE FLETE)	SAC.			16,88				
						Total Materiales:		0,00	
						Unitario de Materiales:		0,00	
2.- EQUIPOS									
Código	Descripción	Cantidad	Costo	Dep. o Alq.	Total				
HEMEN	HERRAMIENTAS MENORES	0,40000	10,19	1,000000	4,08				
AND	ANDAMIOS CUERPOS.	2,00000	4,20	1,000000	8,40				
						Total Equipos:		12,48	
						Unitario de Equipos:		0,54	
3.- MANO DE OBRA									
Código	Descripción	Cantidad	Salario				Total		
MOBR1	MAESTRO DE OBRA DE 1ERA.	0,20000	106,28				21,26		
ALBA1	ALBAÑIL 1era	1,00000	83,32				83,32		
AYUDA	AYUDANTE	1,00000	66,44				66,44		
OBRE1	OBRAERO DE 1era	2,00000	62,04				124,08		
						Total Mano de Obra:		295,10	
								0,00	
						<u>Mano de Obra Directa:</u>		295,10	
						<u>210.00 % Prestaciones Sociales:</u>		619,71	
						<u>26.50 Bs./día ALIMENTICIO:</u>		111,30	
						Total Mano de Obra:		1.026,11	
						Unitario Mano de Obra:		44,61	
						Costo Directo por Unidad:		45,15	
						10.00% Administración y Gastos Generales:		4,52	
						Sub-Total:		49,67	
						15.00% Utilidad e Imprevistos:		7,45	
						PRECIO UNITARIO Bs.		57,12	

Figura C.7. Cotización de instalación del metro cuadrado de paredes de ladrillo (Ingeniería construcciones G & M)



INGENIERIA - CONSTRUCCIONES G & M C.A.

Nº RIF: J-29578789-2

Fecha: 27/09/2010

ANALISIS DE PRECIO UNITARIO

Partida Nº 3						
Descripción de la Obra: MANO DE OBRA PARA CONSTRUCCION DE CAMARA DE FUSION CON LADRILLOS REFRACTARIOS Y LOSA NERVADA CON INSTALACION DE SERPENTINES DE VAPOR						
Propietario: Jose Luis Monagas				Código de la Obra: GM04610		
Descripción Partida: INSTALACION DE TUBERIA DE HIERRO GALVANIZADA DE 1/2"						
Código: SC107	Código Covenin: E51.22.110.00	Unidad ML	Cantidad 8.309,00 ML	Rendimiento 380,000000 ML/día		
1.- MATERIALES						
Código	Descripción	Unidad	Cantidad	% Desp.	Costo	Total
Total Materiales:						0,00
Unitario de Materiales:						0,00
2.- EQUIPOS						
Código	Descripción	Cantidad	Costo	Dep. o Alq.	Total	
CAJA	CAJA DE HERRAMIENTAS	1,00000	242,38	0,008000	1,94	
MEDI	EQUIPO DE MEDICION DE ELECTRICIDAD	0,50000	401,63	0,016000	3,21	
TUBE	EQUIPO PARA TUBEROS	0,25000	1.435,00	0,004000	1,44	
Total Equipos:						6,59
Unitario de Equipos:						0,02
3.- MANO DE OBRA						
Código	Descripción	Cantidad	Salario	Total		
ELEC1	ELECTRICISTA DE 1era	1,00000	83,32	83,32		
AYUDA	AYUDANTE	2,00000	66,44	132,88		
MOBR1	MAESTRO DE OBRA DE 1ERA.	0,10000	106,28	10,63		
Total Mano de Obra:						226,83
Mano de Obra Directa:						0,00
210,00 % Prestaciones Sociales:						226,83
26.50 Bs./día ALIMENTICIO:						476,34
Total Mano de Obra:						82,15
Unitario Mano de Obra:						785,32
Costo Directo por Unidad:						2,07
10.00% Administración y Gastos Generales:						2,09
Sub-Total:						0,21
15.00% Utilidad e Imprevistos:						2,30
Total:						0,35
PRECIO UNITARIO Bs.						2,65

Figura C8. Cotización de instalación metro lineal de tuberías (Ingeniería construcciones G & M)



INGENIERIA - CONSTRUCCIONES G & M C.A.

N° RIF: J-29576769-2

Fecha: 27/09/2010

ANALISIS DE PRECIO UNITARIO

						Partida N° 4
Descripción de la Obra: MANO DE OBRA PARA CONSTRUCCION DE CAMARA DE FUSION CON LADRILLOS REFRACTARIOS Y LOSA NERVADA CON INSTALACION DE SERPENTINES DE VAPOR						
Propietario: Jose Luis Monagas				Código de la Obra: GM04610		
Descripción Partida: INSTALACION DE VENTILADOR CENTRIFUGO Y PUESTA EN MARCHA.						
Código: H-00348	Código Convenin: HI-S/C	Unidad PZA	Cantidad 8,00 PZA	Rendimiento 3,000000 PZA/día		
1.- MATERIALES						
Código	Descripción	Unidad	Cantidad	% Desp.	Costo	Total
Total Materiales:						0,00
Unitario de Materiales:						0,00
2.- EQUIPOS						
Código	Descripción	Cantidad	Costo	Dep. o Alq.	Total	
HEELE	HERRAMIENTAS MENORES PARA ELECTRICIDAD	0,50000	20,02	1,000000	10,01	
CAPIC	CAMIONETA PICK-UP	0,25000	241,63	1,000000	60,41	
GRU10	GRUA DE 8 TONELADAS	1,00000	387,32	1,000000	387,32	
Total Equipos:						457,74
Unitario de Equipos:						152,58
3.- MANO DE OBRA						
Código	Descripción	Cantidad	Salario	Total		
CAPOR	CAPORAL	1,00000	74,48	74,49		
ELEC1	ELECTRICISTA DE 1era	1,00000	83,32	83,32		
INEL1	INSTALADOR ELECTROMECANICO DE 1era	1,00000	83,32	83,32		
AYUDA	AYUDANTE	2,00000	66,44	132,88		
CHOF4	CHOFER DE 4ta.	0,25000	67,77	16,94		
OPGR2	OPERADOR DE GRUA (GRUERO) DE 2DA.	1,00000	83,32	83,32		
Total Mano de Obra:						474,27
Mano de Obra Directa:						474,27
210,00 % Prestaciones Sociales:						995,97
26,50 Bs./día ALIMENTICIO:						165,62
Total Mano de Obra:						1.635,87
Unitario Mano de Obra:						545,29
Costo Directo por Unidad:						697,87
10.00% Administración y Gastos Generales:						69,79
Sub-Total:						767,66
15.00% Utilidad e Imprevistos:						115,15
PRECIO UNITARIO Bs.						882,81

Calculado por: Jose Luis Monagas

Revisado por: Jose Luis Monagas

Desarrollado Por: *USO EXCLUSIVO DE:*
Lulo Software, C.A. *INGENIERIA - CONSTRUCCIONES G & M C.A.*

Figura C.9. Cotización de instalación de ventiladores centrífugos (Ingeniería construcciones G & M)



INGENIERIA - CONSTRUCCIONES G & M C.A.

Nº RIF: J-29578789-2

Fecha: 27/09/2010

ANALISIS DE PRECIO UNITARIO

						Partida Nº 5	
Descripción de la Obra: MANO DE OBRA PARA CONSTRUCCION DE CAMARA DE FUSION CON LADRILLOS REFRACTARIOS Y LOSA NERVADA CON INSTALACION DE SERPENTINES DE VAPOR							
Propietario: Jose Luis Monagas						Código de la Obra: GM04610	
Descripción Partida: INSTALACION DE REJAS METALICAS.							
Código: SC065	Código Covenin: E43.70.471.00	Unidad M2	Cantidad 15,12 M2	Rendimiento 12,000000 M2/día			
1.- MATERIALES							
Código	Descripción	Unidad	Cantidad	% Desp.	Costo	Total	
						Total Materiales: 0,00	
						Unitario de Materiales: 0,00	
2.- EQUIPOS							
Código	Descripción	Cantidad	Costo	Dep. o Alq.	Total		
HEMEN	HERRAMIENTAS MENORES	0,30000	10,19	1,000000	3,06		
					Total Equipos: 3,06		
					Unitario de Equipos: 0,26		
3.- MANO DE OBRA							
Código	Descripción	Cantidad	Salario	Total			
SOL2	SOLDADOR DE 2da	1,00000	74,48	74,49			
AYUDA	AYUDANTE	2,00000	66,44	132,88			
MOBR1	MAESTRO DE OBRA DE 1ERA.	0,10000	106,28	10,63			
					Total Mano de Obra: 218,00		
					0,00		
					Mano de Obra Directa: 218,00		
					210.00 % Prestaciones Sociales: 457,80		
					26.50 Bs./día ALIMENTICIO: 82,15		
					Total Mano de Obra: 757,95		
					Unitario Mano de Obra: 63,16		
					Costo Directo por Unidad: 63,42		
					10.00% Administración y Gastos Generales: 6,34		
					Sub-Total: 69,76		
					15.00% Utilidad e Imprevistos: 10,46		
					PRECIO UNITARIO Bs. 80,22		

Figura C.10. Cotización de instalación de rejillas metálicas (Ingeniería construcciones G & M)



ANEXO D

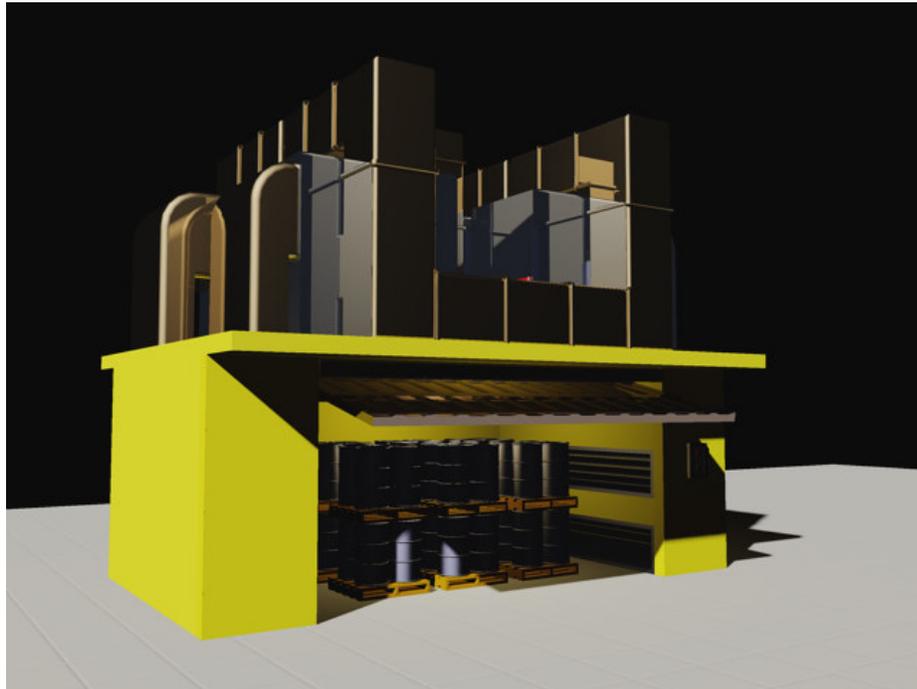


Figura D.1. Vista general de la cámara de fusión

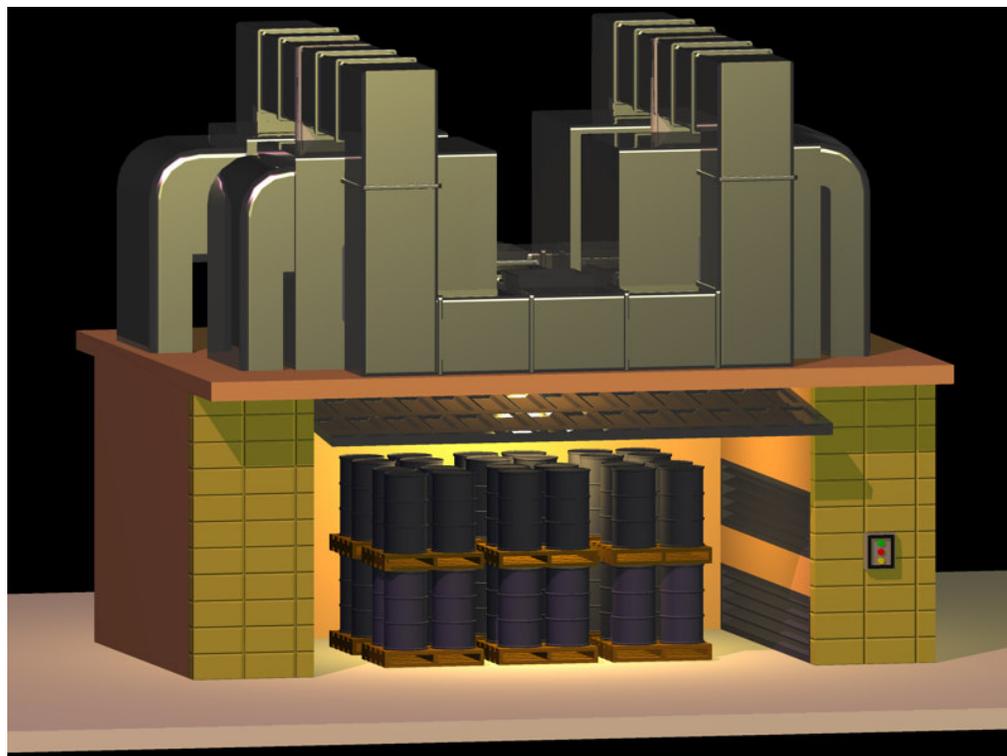


Figura D.2. Vista Frontal de la cámara de fusión

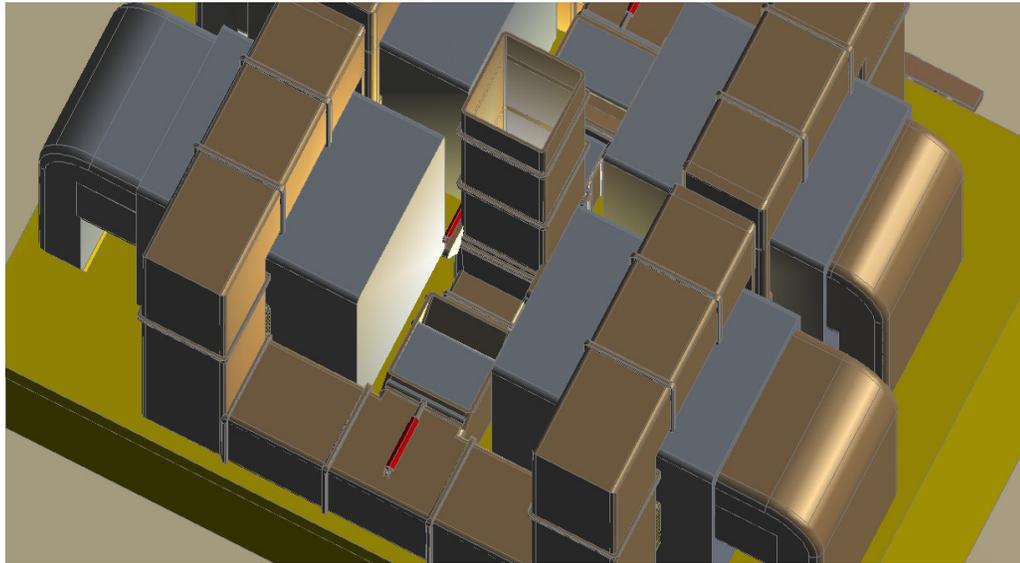


Figura D.3. Vista Superior de la cámara de fusión

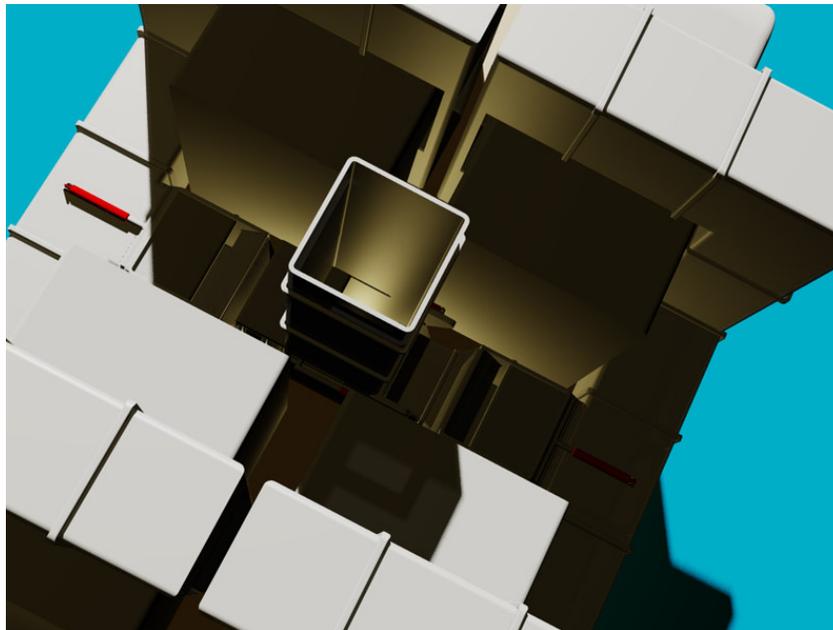


Figura D.4. Detalle de la chimenea de la cámara de fusión

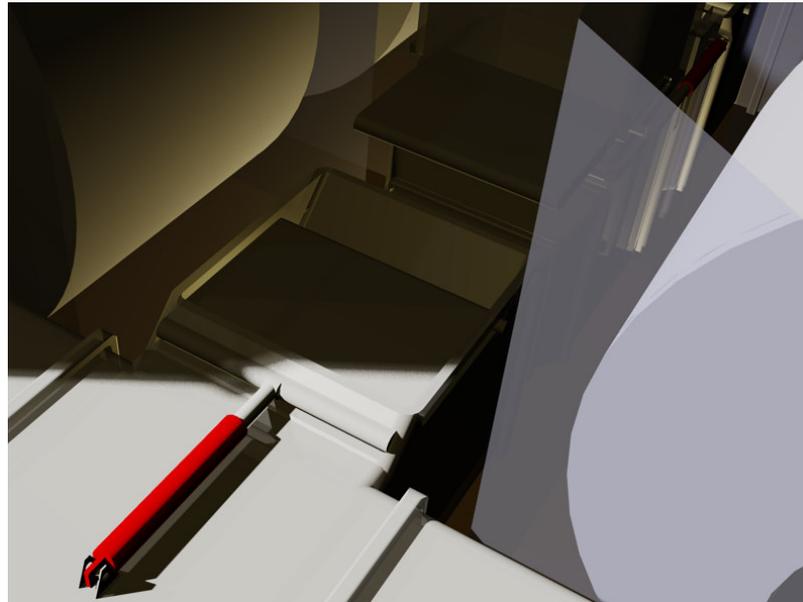


Figura D.5. Detalle de la compuerta de la cámara de fusión

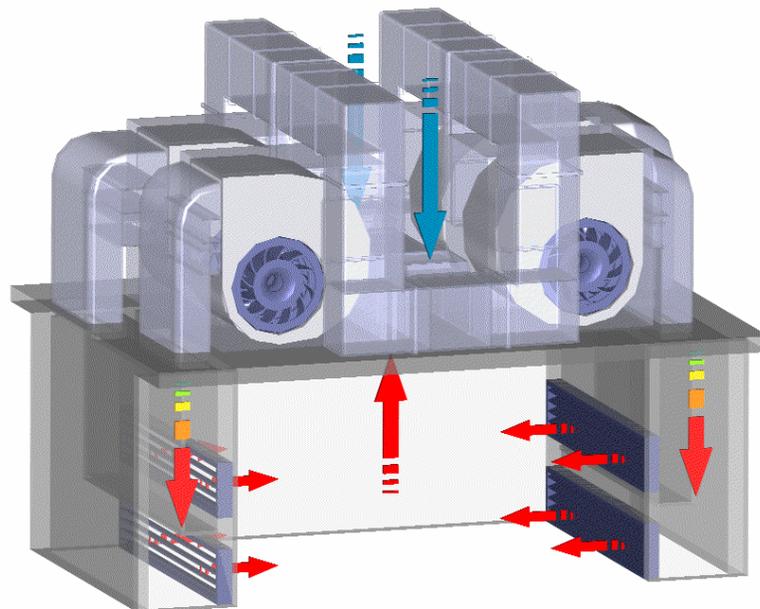


Figura D.6. Detalle del flujo de aire de la cámara de fusión

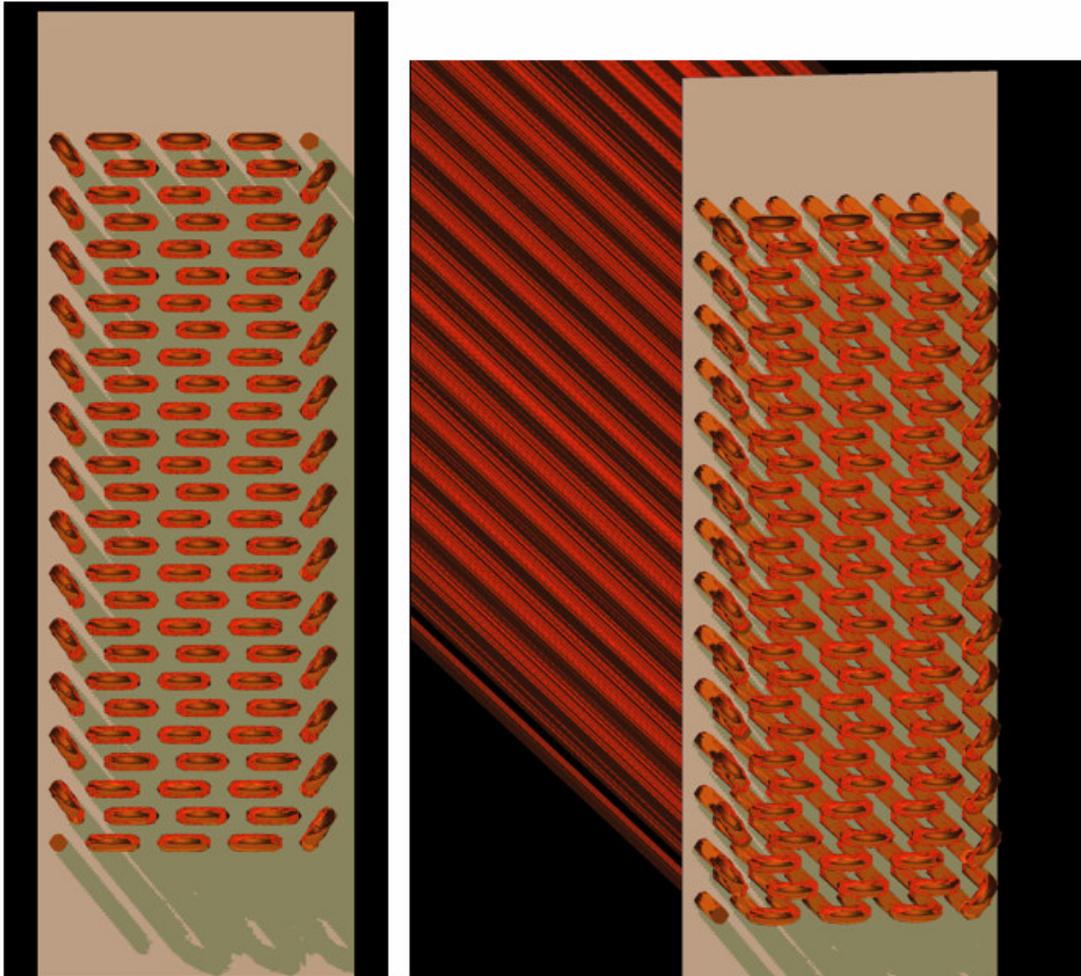


Figura D.7. Detalle de uno de los intercambiadores de calor de la cámara de fusión

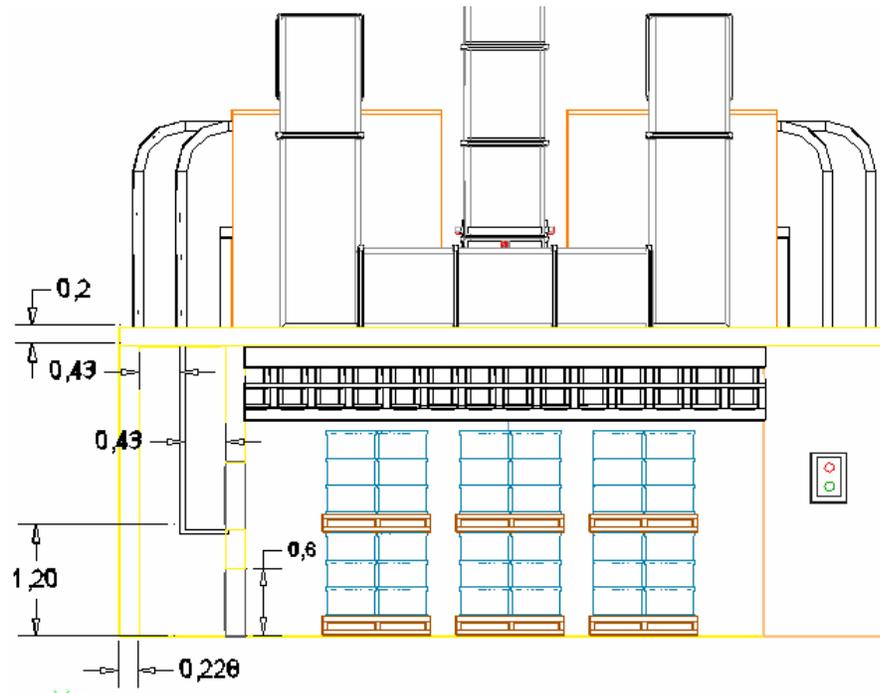


Figura D.8. Vista de Planta Frontal de la cámara de fusión

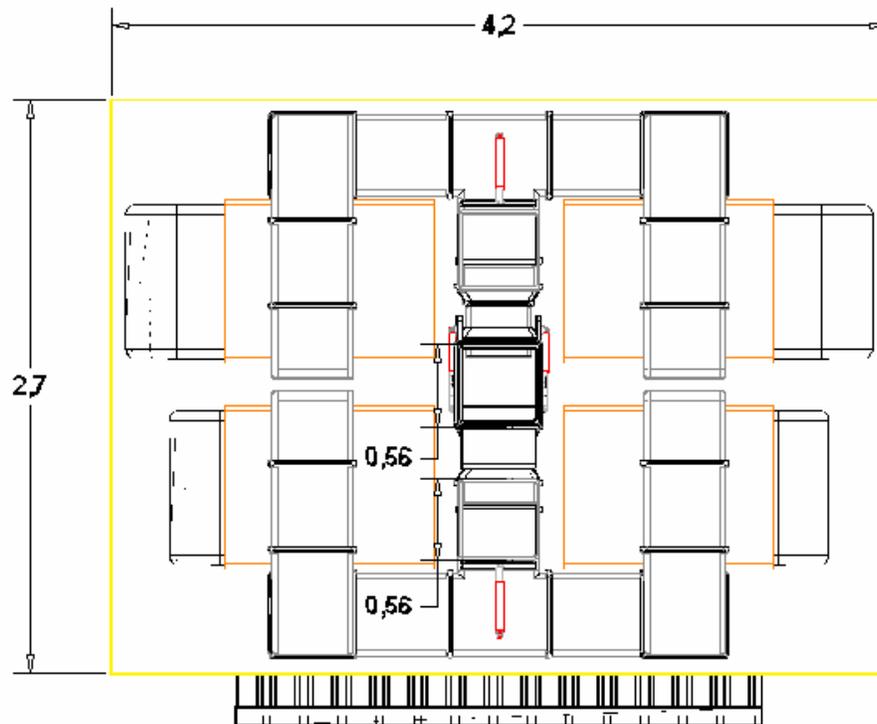


Figura D.9. Vista de Planta Superior de la cámara de fusión