



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁTRONICO

TEMA: DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA LÍNEA
SEMIAUTOMÁTICA DE LAVADO Y DESHIDRATADO DE
VEGETALES MEDIANTE CONTROL MULTIVARIABLE
PARA LA EMPRESA AMBAFOOD'S

AUTOR: MARCIAL SÁNCHEZ LUIS PAOLO

DIRECTOR: ING. GUASUMBA JOSE, MS.C.

CODIRECTOR: ING. IBARRA ALEXANDER, MS.C.

SANGOLQUÍ

ABRIL DEL 2015

CERTIFICADO DIRECTOR Y CODIRECTOR

El presente proyecto titulado "DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA LÍNEA SEMIAUTOMÁTICA DE LAVADO Y DESHIDRATADO DE VEGETALES MEDIANTE CONTROL MULTIVARIABLE PARA LA EMPRESA AMBAFOOD´S" fue realizado en su totalidad por Luis Paolo Marcial Sánchez como requisito de grado previo a la obtención del título de Ingeniero Mecatrónico.



MSc. José Guasumba
Director



MSc. Alexander Ibarra
Codirector

Sangolquí, Abril del 2015

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, Luis Paolo Marcial Sánchez portador de la cédula de ciudadanía 1804205738 declaro que el trabajo titulado "DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA LÍNEA SEMIAUTOMÁTICA DE LAVADO Y DESHIDRATADO DE VEGETALES MEDIANTE CONTROL MULTIVARIABLE PARA LA EMPRESA AMBAFOOD´S" es de mi autoría, se ha desarrollado respetando derechos intelectuales de terceros conforme con las citas y bibliografía incluidas en este documento.



Luis Paolo Marcial Sánchez

AUTORIZACIÓN

Yo, Luis Paolo Marcial Sánchez portador de la cédula de ciudadanía 1804205738 autor del trabajo de grado denominado "DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA LÍNEA SEMIAUTOMÁTICA DE LAVADO Y DESHIDRATADO DE VEGETALES MEDIANTE CONTROL MULTIVARIABLE PARA LA EMPRESA AMBAFOOD´S" autorizo en legal y debida forma la publicación física y virtual de la aludida obra en la Biblioteca Alejandro Segovia Gallegos perteneciente a la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE.



Luis Paolo Marcial Sánchez

DEDICATORIA

El presente trabajo de graduación se lo dedico con cariño a mi abuela Sara López y a la memoria de mi abuelo Olmedo Marcial, debido a que con sus valores de humildad, esfuerzo, trabajo y sobre todo amor han sido los gestores de la prosperidad e inspiración de toda su descendencia.

A mis padres, quienes han sabido cultivar en mí ese sentido de responsabilidad hacia los estudios, de nunca rendirse sin importar que tan difícil sea el problema a enfrentar, que me han enseñado todos sus valores y han procurado siempre velar por mi bienestar aun cuando el suyo ha estado en juego.

A mi hermano, cuyo incondicional apoyo y cariño me ha inspirado en los momentos difíciles por los cuales se atraviesa en el sendero de la vida estudiantil.

AGRADECIMIENTO

En primera instancia deseo agradecer a mi Padre Celestial sin cuya intervención y bendición desde el primer día de mi vida no hubiese podido completar con éxito ninguno de los haberes propuestos por mi persona.

A mis padres y hermano por siempre haberme brindado un hogar lleno de buen ejemplo, amor y apoyo incondicional en los buenos y malos momentos de la vida.

A mi novia por dejarme ser parte de su vida y haberme compartido su amor y tiempo durante todo el desarrollo de mi carrera universitaria.

Quisiera estrechar un especial agradecimiento a mi Director y Codirector del proyecto de graduación: el Ing., Ms.C. José Guasumba y el Ing., Ms.C. Alexander Ibarra quienes me han brindado sus conocimientos, paciencia y tiempo incondicional durante el desarrollo del presente trabajo.

INDICE DE CONTENIDO

CERTIFICADO DIRECTOR Y CODIRECTOR	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN (PUBLICACIÓN BIBLIOTECA VIRTUAL)	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
INDICE DE CONTENIDO	vii
ÍNDICE DE TABLAS	xi
ÍNDICE DE FIGURAS	xiii
RESUMEN	xvii
ABSTRACT	xviii
CAPÍTULO 1:	
GENERALIDADES	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Definición del Problema.....	2
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo General.....	2
1.3.2 Objetivos Específicos	2
1.4 Alcance.....	3
1.5 Justificación e Importancia.....	4
1.6 Área de influencia.....	5
CAPÍTULO 2:	
MARCO TEÓRICO	7
2.1 Proceso de Deshidratado de Vegetales.....	7
2.1.1 Recepción de Materia Prima y Selección.....	7
2.1.2 Almacenamiento y Pesaje	7
2.1.3 Lavado.....	8
2.1.4 Pelado	9
2.1.5 Preparación y Corte.....	9
2.1.6 Estabilización.....	10
2.1.7 Ecurrido y Embandejado.....	10
2.1.8 Deshidratación por aire Forzado Caliente.....	11
2.1.9 Control de calidad.....	11

2.1.10	Empacado	12
2.1.11	Limpieza y Control de Desechos	12
2.2	Deshidratadores de Vegetales	12
2.2.1	Deshidratador de Cámara.....	12
2.2.2	Deshidratador Tipo Vagón	13
2.2.3	Deshidratador de Arcones Múltiples	14
2.3	Tipos de Intercambiadores de Calor.....	15
2.3.1	Intercambiador de Calor de Dos Tubos	15
2.3.2	Intercambiador de Calor de Carcasa y Tubos.....	16
2.3.3	Intercambiador de Calor de Flujos Cruzados	17
2.4	Tipos de Ventiladores.....	18
2.4.1	Ventilador Industrial de Tipo Centrífugo.....	18
2.4.2	Ventilador industrial de Tipo Axial.....	19
2.5	Psicometría.	20
2.5.1	Composición del Aire.....	20
2.5.2	Propiedades térmicas del aire	21
2.6	Calor y Temperatura	23
2.6.1.	Calor Específico:	24
2.6.2.	Calor Latente	24
2.6.3.	Calor Sensible	25
2.7	Transferencia de Calor.....	25
2.7.1	Flujo de Calor por Conducción	25
2.7.2	Convección.....	26
2.7.3	Flujo de Calor por Radiación	26
2.8	Control.....	27
2.8.1	Controladores lógicos programables	27
2.8.2	Computadores Industriales	29
2.8.3	Tarjetas Micro Controladoras - Micro Procesadoras	30
2.8.3.1.	Arduino MEGA.....	30
2.8.3.2.	Raspberry Pi.....	31
2.9	Componentes Eléctricos / Electrónicos.....	32
2.9.1	Opto acopladores	33
2.9.2	Motores y Servomotores en Corriente Continua:	34
2.10	Control PID.....	36
2.10.1	Control Proporcional.....	37

2.10.2	Control Proporcional Integral	38
2.10.3	Control Proporcional Derivativo	38
2.10.4	Control Proporcional Integral Derivativo.....	39

CAPÍTULO 3:

SELECCIÓN DE COMPONENTES	41
3.1 Selección de Componentes Mecánicos.....	41
3.1.1 Selección del Horno Deshidratador:	41
3.1.2 Selección del Intercambiador de Calor:	43
3.1.3 Selección del Sistema de Ventilación	45
3.2 Selección del Sistema de Control.....	47

CAPÍTULO 4:

DISEÑO MECATRÓNICO	50
4.1 Diseño del Sistema Térmico.....	50
4.1.1 Determinación del Calor Útil para el Sistema Térmico	52
4.1.2 Diseño de la Cámara de Deshidratado	61
4.1.3 Diseño del Intercambiador de Calor de Flujos Cruzados	104
4.1.4 Diseño del Sistema de Ventilación.....	137
4.1.5 Diseño del Sistema de Combustión	142
4.2 Diseño del Sistema de Lavado.....	148
4.2.1 Tanque de Lavado y Enjuague	149
4.2.2 Depósito para Compuesto Ácido	150
4.2.3 Microbomba para Compuesto Ácido.....	151
4.2.4 Electro Válvulas.....	152
4.3 Diseño del Sistema De Control.....	154
4.3.1 Elementos del Sistema de Control.....	155
4.3.2 Lazo De Control.....	161
4.3.3 Etapa de Potencia:	172
4.4 Diseño Electrónico	175
4.4.1 Conexiones de Baja Potencia e Instrumentación	176
4.4.2 Conexiones de Alta Potencia.....	177
4.5 Diseño Mecánico.....	179
4.4.1 Intercambiador de Calor	180
4.4.2 Cámara de Combustión	184
4.4.3 Cámara de Deshidratado.....	187
4.5 Interfaz Gráfica.....	189

4.5.1	Componentes para la Implementación de la Interfaz Gráfica.....	189
4.5.2	Descripción de la Interfaz Gráfica.....	190
4.5.3	Programación del Interfaz Humano Máquina.....	193
4.5.4	Diseño Gráfico del Interfaz Humano Máquina.....	200

CAPÍTULO 5:

IMPLEMENTACIÓN Y CONSTRUCCIÓN206

5.1	Implementación y Construcción Mecánica:.....	206
5.1.1	Lista de Materiales e Insumos.....	207
5.1.2	Maquinaria y Herramientas Requeridas.....	208
5.1.3	Sistema Térmico.....	211
5.1.4	Implementación del Sistema de Lavado.....	217
5.2	Implementación Eléctrica y Electrónica:.....	220
5.3	Comunicación.....	224
5.4	Programación del sistema de control.....	224
5.4.1	Algoritmo de Control para PID de Temperatura.....	225
5.4.2	Algoritmo de Control de Salidas Discretas.....	225
5.4.3	Algoritmo de Control Velocidad del Viento.....	227

CAPÍTULO 6:

PRUEBAS Y RESULTADOS228

6.1	Desarrollo del protocolo de pruebas.....	228
6.1.1	Establecimiento de Puntos de Pruebas.....	229
6.2	Equipamiento para Realización de Pruebas.....	230
6.3	Tabulación de Datos.....	233
6.4	Graficas con Respecto a Datos Tabulados.....	237
6.5	Pruebas Realizadas al Controlador PID.....	242

CAPÍTULO 7:

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO245

7.1	Análisis de Costos.....	245
7.1.1	Costos Fijos.....	245
7.1.2	Costos Variables.....	252
7.1.3	Costos Totales.....	255
7.1.4	Egresos.....	256
7.1.4	Ingresos.....	257
7.2	Análisis Financiero.....	258
7.2.1	Flujo de Caja.....	258

7.2.3	Valor Actual Neto.....	259
7.2.4	Tasa Interna de Retorno.....	260
CAPÍTULO 8:		
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		262
8.1	CONCLUSIONES.....	262
8.2	RECOMENDACIONES.....	264
BIBLIOGRAFÍA.....		265
ANEXOS		267

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Productos permanentes producidos en la provincia de Tungurahua	4
Tabla 2	Participación en la producción de la provincia de Tungurahua	4
Tabla 3	Composición del aire atmosférico	21
Tabla 4	Composición del aire seco.....	21
Tabla 5	Características del microcontrolador Arduino Mega.....	31
Tabla 6	Detalles técnicos de la placa Raspberry Pi	32
Tabla 7	Matriz de evaluación de parámetros – Horno deshidratador	42
Tabla 8	Grado de importancia de parámetros evaluados – Horno deshidratador ...	43
Tabla 9	Matriz de conclusiones – Horno deshidratador	43
Tabla 10	Matriz de evaluación de parámetros – Intercambiador de calor	44
Tabla 11	Grado de importancia de parámetros evaluados – Intercambiador de calor.....	45
Tabla 12	Matriz de conclusiones – Intercambiador de calor	45
Tabla 13	Matriz de evaluación de parámetros – Ventilador	46
Tabla 14	Grado de importancia de parámetros evaluados – Ventilador.....	47
Tabla 15	Matriz de conclusiones – Ventilador	47
Tabla 16	Matriz de evaluación de parámetros – Sistema de control	48
Tabla 17	Grado de importancia de parámetros evaluados – Sistema de control ...	49
Tabla 18	Matriz de conclusiones – Sistema de control	49
Tabla 19	Elementos que conforman el sistema térmico.....	51
Tabla 20	Masa seca de los vegetales a deshidratar	54
Tabla 21	Variación de humedad en base	56
Tabla 22	Calor de evaporación de los vegetales a deshidratar.....	57
Tabla 23	Propiedades de vegetales a deshidratar	58
Tabla 24	Calor específico de vegetales a deshidratar	59
Tabla 25	Resultados de los cálculos con respecto al calor sensible	60
Tabla 26	Resultados de los cálculos con respecto al calor útil	61
Tabla 27	Elementos que conforman la cámara de deshidratado	62
Tabla 28	Volumen de deshidratado por jornada	63
Tabla 29	Coeficiente de convección natural externa	71
Tabla 30	Coeficientes de conductividad térmica del agua	72

Tabla 31 Viscosidad cinemática del aire a la máxima temperatura tolerable por el proceso	74
Tabla 32 Resultados de los cálculos con respecto al número de Reynolds	78
Tabla 33 Determinación del Número de Prandtl	79
Tabla 34 Evaluación de condiciones para cálculo del número de Nusselt	80
Tabla 35 Resultados de cálculos con respecto al número de Nusselt	82
Tabla 36 Conductividad térmica del aire a temperatura máxima tolerable	82
Tabla 37 Coeficientes de convección interna de la cámara de deshidratado	83
Tabla 38 Coeficiente global de transferencia de calor	84
Tabla 39 Temperaturas críticas del proceso de deshidratado.....	86
Tabla 40 Pérdidas de calor por jornada en los vegetales a deshidratar	87
Tabla 41 Pérdidas de calor por aire en el proceso.....	88
Tabla 42 Coeficiente global de transferencia de calor en las paredes de la cámara de deshidratado	92
Tabla 43 Pérdidas de calor en el aire del proceso	93
Tabla 44 Calor total perdido en la jornada laboral	94
Tabla 45 Calor neto perdido en la cámara de deshidratado.....	94
Tabla 46 Pérdidas de presión en la cámara de deshidratado	104
Tabla 47 Elementos que conforman el intercambiador de calor	104
Tabla 48 Consideraciones iniciales de diseño para el intercambiador de calor.....	105
Tabla 49 Materiales utilizados en la construcción del intercambiador de calor y su conductividad térmica característica	106
Tabla 50 Obtención de constantes C1 y m.....	118
Tabla 51 Características de ventilador seleccionado	139
Tabla 52 Elementos que conforman el sistema de combustión	143
Tabla 53 Consideraciones iniciales de diseño para el sistema de combustión	144
Tabla 54 Materiales utilizados en la construcción del sistema de combustión y su conductividad térmica característica	144
Tabla 55 Características del tanque de lavado	149
Tabla 56 Características de microbomba	151
Tabla 57 Accesorios para instalación de electroválvula de 3/8”	152
Tabla 58 Accesorios para instalación de electroválvula de 1/2”	152
Tabla 59 Especificaciones para válvula reguladora de caudal de GLP.	157
Tabla 60 Especificaciones de sensor DHT 11	159
Tabla 61 Especificaciones de sensor DS18B20	160
Tabla 62 Constantes P, PI, y PID en respuesta la escalón – Sieger Nichols	163
Tabla 63 Resultados de constantes P, PI, y PID – Sieger Nic	164
Tabla 64 Cantidad de aire a aplicarse a cada variedad de vegetal.....	170
Tabla 65 Velocidad del aire contra ángulo de apertura de compuerta del venterol.....	171
Tabla 66 Ángulo de apertura de compuerta de venterol para cada vegetal	172
Tabla 67 Componentes de la etapa de potencia del sistema de control	172
Tabla 68 Equivalencias de terminales en los diagramas con módulo de relés.....	178
Tabla 69 Equivalencias de terminales en los diagramas y varios módulos	179
Tabla 70 Componentes que soporta la estructura del intercambiador de calor.....	180
Tabla 71 Componentes que soporta la estructura de la cámara de combustión ...	184

Tabla 72	Componentes que soporta la estructura de la cámara de deshidratado.	187
Tabla 73	Talleres donde se llevó a cabo la construcción del equipo.	206
Tabla 74	Materiales e insumos mecánicos	207
Tabla 75	Equipamiento no eléctrico o electrónico.	207
Tabla 76	Materiales e insumos eléctricos / electrónicos	208
Tabla 77	Maquinaria requerida en la construcción del equipo	209
Tabla 78	Herramientas requeridas en la construcción del equipo	210
Tabla 79	Características del auto estructura del intercambiador de calor	212
Tabla 80	Accesorios para instalación de electroválvula de 3/8"	219
Tabla 81	Accesorios para instalación de electroválvula de 1/2"	219
Tabla 82	Tipos de cables utilizados en conexiones físicas	221
Tabla 83	Protocolo de comunicación serial utilizado entre Raspberry y Arduino	224
Tabla 84	Características del termómetro digital.	230
Tabla 85	Características del anemómetro	231
Tabla 86	Características de la balanza digital	232
Tabla 87	Pruebas realizadas en cámara de deshidratado	233
Tabla 88	Pruebas realizadas en intercambiador de calor	234
Tabla 89	Pruebas realizadas en el entorno del equipo	235
Tabla 90	Pruebas realizadas en los vegetales deshidrata	236
Tabla 91	Costo de materiales mecánicos	246
Tabla 92	Costo de materiales eléctricos	247
Tabla 93	Costo de equipamiento	248
Tabla 94	Costo de mano de obra	248
Tabla 95	Costo de transporte	248
Tabla 96	Costo total de la maquinaria	249
Tabla 97	Costos de infraestructura	249
Tabla 98	Depreciación de la maquinaria e infraestructura	250
Tabla 99	Análisis de costos por concepto de salarios.	250
Tabla 100	Masa seca procesada en el año	251
Tabla 101	Consumo y costo de agua potable aproximado	252
Tabla 102	Consumo y costo de energía eléctrica aproximado.	252
Tabla 103	Consumo anual de cilindros de gas licuado de petróleo	253
Tabla 104	Costo anual por limpieza de equipo	253
Tabla 105	Costo anual por mantenimiento de componentes	254
Tabla 106	Costo anual mantenimiento de intercambiador de calor.	254
Tabla 107	Costos de Materia Prima	254
Tabla 108	Masa fresca a deshidratar anualmente	255
Tabla 109	Costos totales unitarios.	256
Tabla 110	Egresos para el primer año de funcionamiento	256
Tabla 111	Precio de venta al público e ingresos anuales producto de la comercialización de los vegetales deshidratados a producirse	257
Tabla 112	Proyección de ingresos a lo largo de 10 años.	258
Tabla 113	Proyección de egresos a lo largo de 10 años	258
Tabla 114	Flujo de caja a lo largo de 10 años	259
Tabla 115	Cálculos para la determinación del V.A.N	260

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Proceso de pesaje de materia prima en estado fresco	8
Figura 2. Proceso de lavado de materia prima	8
Figura 3. Proceso de pelado	9
Figura 4. Proceso de corte	10
Figura 5. Materia prima escurriéndose	10
Figura 6. Proceso de deshidratación por aire forzado caliente	11
Figura 7. Deshidratador de cámara inferior	13
Figura 8. Deshidratador tipo vagón	14
Figura 9. Deshidratador de arcones múltiples	14
Figura 10. Flujo en Intercambiador de calor de dos tubos.....	15
Figura 11. Flujo en intercambiador de carcasa y tubos	16
Figura 12. Distribución del fluido en el intercambiador de flujos cruzados.....	17
Figura 13. Tipos de ventiladores centrífugos.....	19
Figura 14. Tipos de ventiladores axiales	20
Figura 15. Computador Industrial Siemens	30
Figura 16. Arduino Mega.....	30
Figura 17. RaspberryPi	31
Figura 18. Opto Acopladores usados en módulo de relés	33
Figura 19. Servomotor de baja potencia.....	36
Figura 20. Acciones de los tipos de controladores P, I y D.....	40
Figura 21. Esquema general del sistema térmico.....	51
Figura 22. Esquema general de la cámara de deshidratado	62
Figura 23. Dimensiones de la bandeja enmallada	63
Figura 24. Distribución de las nueve bandejas.	64
Figura 25. Dimensiones del área donde reposan los vegetales	67
Figura 26. Resistencias térmicas - Transferencia de calor en vegetales	68
Figura 27. Circuito térmico para los vegetales – Resistencias individuales	69
Figura 28. Circuito térmico para los vegetales – Resistencia equivalente	70
Figura 29. Área transversal (naranja) y perímetro mojado (rojo) de la cámara de deshidratado.....	75
Figura 30. Diagrama de Moody.....	81
Figura 31. Circuito térmico para las pérdidas de calor en los vegetales	84
Figura 32. Circuito térmico - Paredes de la cámara de deshidratado	91
Figura 33. Gráfica de Temperatura vs. Espacio – Cámara de deshidratado	99
Figura 34. Secciones para cálculo de pérdidas de presión.....	99
Figura 35. Esquema general del intercambiador de calor	105
Figura 36. Circuito térmico para cada tubo del intercambiador de calor	107
Figura 37. Esquema para relación de áreas.....	111
Figura 38. Secciones para cálculo de velocidad en gases de combustión	115
Figura 39. Factor de corrección intercambiadores de pasos múltiples	120
Figura 40. Dimensiones del intercambiador de calor y distribución de tubos.....	124
Figura 41. Circuito térmico para las paredes del intercambiador de calor	127
Figura 42. Diferencia de temperatura en media logarítmica.	130

Figura 43. Esquema para cálculo de pérdidas de presión	131
Figura 44. Perdidas de presión en tubos del intercambiador de calor	131
Figura 45. Esquema general del sistema de combustión	143
Figura 46. Estructura de soporte para quemador	145
Figura 47. Quemador atmosférico.....	146
Figura 48. Válvula rotativa automática	147
Figura 49. Válvula reguladora de presión.....	148
Figura 50. Electroválvula 3/8" para agua.....	154
Figura 51. Ancho de pulso vs ángulo de giro para servomotor	157
Figura 52. Apertura de compuerta en venterol vs ancho de pulso.....	158
Figura 53. Sensor DHT11	159
Figura 54. Sensor DS18B20	160
Figura 55. Sitio de instalación de instrumentación señalado en rojo.	160
Figura 56. Señales de entrada y salida de la planta en función del tiempo	162
Figura 57. Respuesta de la planta obtenida mediante Sieger Nichols	164
Figura 58. Diagrama de bloques del sistema de control.....	165
Figura 59. Respuesta del sistema utilizando control P	165
Figura 60. Respuesta del sistema utilizando control PI	166
Figura 61. Respuesta del sistema utilizando control PID.....	166
Figura 62. Respuesta del sistema utilizando un controlador PID sintonizado	167
Figura 63. Tiempo de estabilización y error en estado estacionario	168
Figura 64. Variación de humedad relativa en función del tiempo.....	169
Figura 65. Etapa de potencia del sistema de control	173
Figura 66. Etapa de potencia del sistema de control	176
Figura 67. Circuito y diagrama de conexión - Electroválvula de agua potable	177
Figura 68. Circuito y diagrama de conexión - Microbomba para desinfectante.....	177
Figura 69. Circuito y diagrama de conexión - Electroválvula de desagüe.....	177
Figura 70. Circuito y diagrama de conexión - Motor de venterol.....	178
Figura 71. Circuito y diagrama de conexión - Bobina de encendido	178
Figura 72. Distribución de fuerza en agujeros para soporte de tubos.....	181
Figura 73. Distribución del peso de chimenea sobre intercambiador de calor	181
Figura 74. Distribución del peso generado por accesorios varios.....	182
Figura 75. Fuerza normal generada por la cámara de combustión.....	182
Figura 76. Esfuerzos de von Mises en intercambiador de calor.....	183
Figura 77. Deformaciones presentes en el intercambiador de calor	184
Figura 78. Distribución de carga (morado) y fuerza normal (verde).....	185
Figura 79. Esfuerzos de von Mises en cámara de combustión.....	186
Figura 80. Deformaciones presentes en la cámara de combustión	186
Figura 81. Distribución de carga (morado) y fuerza normal (verde).....	188
Figura 82. Esfuerzos de von Mises en cámara deshidratado	188
Figura 83. Python Shell.....	191
Figura 84. Ventana de desarrollo de archivos ejecutables de Python	192
Figura 85. Comunicación USB para Interfaz gráfica.....	194
Figura 86. Ventana en Python.....	196
Figura 87. Etiquetas	197
Figura 88. Evento programado con una función.....	198

Figura 89. Campo de texto.....	199
Figura 90. Slider o Escala	199
Figura 91. Ventana de Registro de Usuario	201
Figura 92. Cambio de datos.....	201
Figura 93. Ejemplo de mensajes de advertencia.....	202
Figura 94. Ventana de Menú.....	202
Figura 95. Contenido del cuadro de mensaje referente a los créditos.	203
Figura 96. Ventana de Selección de Frutas	203
Figura 97. Ventana de Selección de Legumbres.....	204
Figura 98. Ventana de control del proceso.....	205
Figura 99. Sección para monitoreo del proceso	205
Figura 100. Fabricación cámara de deshidratado	211
Figura 101. Punteo y alineación de tubos antes de la suelda.....	213
Figura 102. Intercambiador de calor después de suelda hermética de tubos	214
Figura 103. Fundición de cemento refractario en cámara de combustión.....	215
Figura 104. Soporte para quemador	215
Figura 105. Campana de extracción de gases	216
Figura 106. Accesorios del sistema térmico en etapa de pintura anticorrosiva.....	217
Figura 107. Tanque de lavado y accesorios.....	218
Figura 108. Instalación de electroválvula de 3/8"	219
Figura 109. Instalación de electroválvula de 1/2"	220
Figura 110. Instalación de electrónica de control en armario.....	220
Figura 111. Instalación del control industrial en armario.....	221
Figura 112. Implementación de servomotor en válvula reguladora.....	222
Figura 113. Implementación de servomotor en compuerta de venterol	222
Figura 114. Implementación eléctrica y electrónica	223
Figura 115. Puntos de prueba pertenecientes al sistema térmico	229
Figura 116. Termómetro Digital.....	230
Figura 117. Anemómetro digital	231
Figura 118. Balanza digital.....	232
Figura 119. Temperaturas del proceso – Cámara de deshidratado.....	237
Figura 120. Humedad relativa del aire – Cámara de deshidratado.....	238
Figura 121. Velocidad del aire – Cámara de deshidratado.....	238
Figura 122. Temperatura del aire – Salida del intercambiador de calor.....	239
Figura 123. Humedad relativa del aire – Salida de intercambiador de calor.....	239
Figura 124. Velocidad del aire – intercambiador de Calor	240
Figura 125. Humedad relativa – Vegetal del proceso (manzana)	241
Figura 126. Peso de 10 muestras de manzana durante el proceso.....	241
Figura 127. Peso de la masa total procesada (100 libras de manzana)	242
Figura 128. Respuesta del sistema a escalón de temperatura de 50°C	243
Figura 129. Respuesta del sistema a escalón de temperatura de 60°C	243

RESUMEN

El consumo de alimentos naturales, sanos y nutritivos ha entrado en auge en el país los últimos años debido a las políticas de gobierno implementadas para evitar los malos hábitos alimenticios, es así que nace la iniciativa de recurrir al proceso de deshidratado conocido y comprobado desde antaño ya que se ha utilizado para extraer el agua de los alimentos y evitar así su oxidación y posterior putrefacción sin la necesidad de utilizar sistemas de refrigeración. El presente proyecto de grado consiste en la implementación de una línea semiautomática para realizar un proceso de lavado y deshidratado de cualquier tipo de fruta o verdura a partir de la aplicación de aire forzado a una temperatura tolerable en la cual no se pierden propiedades alimenticias de los mismos y que a su vez permita la extracción de su humedad interna. Para optimizar la producción de vegetales deshidratados se ha diseñado un sistema mecatrónico que permite reducir el consumo de recursos energéticos mediante el ahorro de combustible producto de la utilización eficiente del calor; además, mejora la calidad del producto final al asegurar que sus parámetros de procesamiento se controlaron y mantuvieron estables durante el transcurso del mismo.

PLABRAS CLAVE:

- **DESHIDRATADO DE VEGETALES**
- **INTERCAMBIADOR DE CALOR**
- **CONTROL PID DE TEMPERATURA**
- **HMI CON RASPBERRY PI**
- **ARDUINO CON RASPBERRY PI**

ABSTRACT

Eating natural, safe and nutritious food is the new tendency in recent years due to government policies implemented to avoid bad eating habits, because of this reasons the idea to use the process already tested and checked of dehydration was born, so the water can be removed from the food and prevent it oxidation and subsequent putrefaction without cooling systems. This graduation project is about the implementation of a semiautomatic station for a washing and dehydrating any kind of fruit or vegetable using air forced with a tolerable temperature at which the nutritional properties of the food are not, however: the extraction of internal humidity is possible. To improve the production of dehydrated vegetables a mechatronic system has been designed reducing the consumption of energy resources through the efficient use of heat; also this system can offer a better quality of the final product ensuring that its processing parameters were monitored and remained stable during the course of it.

KEY WORDS:

- **VEGETABLES DEHYDRATATION**
- **HEATER INTERCHANGER**
- **PID CONTROL OF TEMPERATURE**
- **HMI WITH RASPBERRY PI**
- **ARDUINO PLUS RASPBERRY PI**

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

La automatización de procesos industriales en la actualidad es de vital importancia para la subsistencia de una empresa, debido a las exigencias en calidad, y la gran competencia existente en el mercado; además de la optimización de recursos humanos para utilizar su mano de obra en tareas no repetitivas que puedan ocasionar errores o retrasos en la producción.

La empresa patrocinadora AmbaFood's basa su funcionamiento en una modalidad de desarrollo incluyente con asociaciones agrícolas mediante un plan de cuatro pasos descritos a continuación:

- Investigación: Buscar nuevos productos innovadores y con aceptación en el mercado, cuyas materias primas estén disponibles en el país.
- Organización: Agrupar a comunidades agrícolas generadoras de los insumos alimenticios requeridos, brindarles capacitación, solicitando a cambio compromiso en cuanto a volúmenes de producción y calidad.
- Implementación: Desarrollar líneas de producción eficientes utilizando tecnología de bajo costo y en lo posible desarrollada en el país.

- Ejecución: Búsqueda de un nicho de mercado, puesta en marcha de la producción, venta, generación de renta y desarrollo para la empresa y las comunidades agrícolas asociadas.

Actualmente la empresa cuenta con proyectos asociados de producción de miel y quinua. Debido a la demanda en ascenso que están sufriendo los productos deshidratados nace la iniciativa de aumentar la línea de producción de los mismos para su venta al público.

1.2 Definición del Problema

La venta de materia prima sin procesar constituye un problema de carácter económico nacional debido a que mientras menos valor agregado reciba un producto genera menos utilidad, las fuentes de trabajo disminuyen y proliferan así las importaciones; ubicando a esta actividad en el nivel más bajo de la economía, el aumento de horas hombre y maquina a un producto sube su nivel, apoya el crecimiento del PIB del Ecuador y mejora así la calidad de vida en general de la población.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Implementar una línea semiautomática que permita obtener frutas y legumbres deshidratadas con porcentajes de humedad aptos para el consumo humano.

1.3.2 Objetivos Específicos

Implementar dentro del presupuesto y cronograma establecido una línea semiautomática con capacidad para lavar y deshidratar 100 libras diarias de vegetales hasta obtener una humedad residual en los mismos en un rango del 6% al 21%.

Desarrollar un control de temperatura que permita estabilizar esta variable para valores de referencia entre 40°C a 70°C para tener una humedad relativa en el rango del 20% al 30%; con un error de estado estacionario del $\pm 3.5\%$ y $\pm 5\%$ respectivamente y un tiempo de estabilización menor a 5 minutos.

1.4 Alcance

El presente proyecto consiste en el diseño e implementación de una línea de lavado y deshidratado de vegetales la cual debe contar con todos los accesorios necesarios para llevar a cabo los subprocesos enunciados a continuación:

- Almacenamiento de materia prima
- Lavado
- Selección
- Limpieza y corte
- Deshidratado
- Almacenamiento de producto procesado

Al ser un proceso semiautomático se va a contar con un operario que realice las operaciones de almacenamiento, selección, limpieza y corte de la materia prima; además del empaque del producto elaborado una vez finalizada la deshidratación.

Para el almacenamiento de la materia prima en estado fresco la empresa cuenta con un congelador y un refrigerador puestos a disposición del presente proyecto, además sus instalaciones cuentan con todos los servicios básicos necesarios para la instalación de cada uno de los equipos pertenecientes a la línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales.

1.5 Justificación e Importancia

En la provincia de Tungurahua se cuenta con una gran biodiversidad de alimentos debido a su ubicación geográfica mayoritariamente en la sierra y una pequeña parte colindante con el oriente; a continuación se detalla una lista de los productos potencialmente deshidratables que se cultivan en esta zona:

Tabla 1

Productos producidos en la provincia de Tungurahua

Cultivo	Condición del Cultivo	Superficie Plantada (Has)	Superficie Edad Productiva (Has)	Superficie Cosechada (Has)	Producción (Tm)	Ventas (Tm)
Manzana	Asociado	1131	1019	892	896	872
Claudia	Asociado	1023	955	885	1122	1101
Pera	Asociado	918	884	848	1432	1330
Mora	Asociado	495	452	219	248	231
Durazno	Asociado	439	368	354	255	253
Manzana	Sólo	432	338	304	442	422
Pera	Sólo	402	383	367	717	680
Claudia	Sólo	301	279	245	292	287
Durazno	Sólo	228	163	146	267	253

Fuente: (Censo Nacional Agropecuario, 2003)

Tabla 2

Participación en la producción de la provincia de Tungurahua

Cultivo	Condición del Cultivo	Superficie Plantada (Has)	Superficie Cosechada (Has)	Cantidad Cosechada (Tm)	Cantidad Vendida (Tm)
Remolacha	Sólo	543	537	4668	4560
Zanahoria	Sólo	283	261	2830	2806
Ajo	Sólo	53	18	58	58
Pimiento	Sólo	0	0	1	1
Cebolla	Asociado	1	1	3	3
Suquni	Asociado	1	1	5	5
Pepinillo	Asociado	1	1	0	0
Ají serrano	Sólo	4	4	26	26

Fuente: (Censo Nacional Agropecuario, 2003)

Un factor crítico para el desarrollo de esta Provincia viene a constituir el procesamiento de sus materias primas en elaboradas para que así obtengan un valor agregado y generen más ingresos económicos de lo que fueran capaces de realizarlo al ser expandidas al granel, así nace la idea de implementar una línea de producción de deshidratados universales (Frutas y Vegetales) en la empresa AmbaFood's; debido a que un alimento que ha sido de esta manera procesado conserva sus propiedades nutricionales, puede soportar mucho más tiempo sin descomponerse y su sabor se concentra.

En el mercado Ecuatoriano se está poniendo en auge el consumo de este tipo de alimentos debido a que se los puede clasificar como un snack sano y nutritivo a la vez que está libre de grasas, conservantes y sabores artificiales.

Con la idea de una línea universal de deshidratado de alimentos surgen también muchas necesidades a satisfacer para poder llevar a cabo el proyecto, una de ellas y por el cual se ha planteado el presente trabajo de grado es el desarrollo y construcción de un horno deshidratador que posea la flexibilidad de poder cambiar de programa de secado de entre un grupo de frutas y verduras que serán las escogidas por la empresa para ser procesadas. Cada una de las materias primas tiene un proceso tipo receta diferente, en la que se debe variar parámetros de temperatura, tiempo y la cantidad de aire aplicado mediante la velocidad del mismo.

1.6 Área de influencia

El desarrollo de este proyecto de grado está enfocado al diseño e implementación de una línea de producción semiautomática de deshidratados, acción por la cual se beneficiaran directa e indirectamente de los siguientes estamentos:

Directamente:

La empresa "AmbaFood's Cia. Ltda." debido a que se aumentará una línea de producción para ofertar alimentos deshidratados de alta calidad.

Indirectamente:

Las comunidades productoras de las materias primas a deshidratarse, ya que la empresa se maneja con proyectos independientes los cuales son financiados por las mismas comunidades y las ganancias son repartidas de acuerdo al aporte, además se asesora a los agricultores para que sus cosechas obtengan una calidad adecuada de acuerdo a la demanda del consumidor moderno (de tipo orgánico).

El consumidor del producto debido a que tiene la oportunidad de adquirir un alimento de calidad que asegura que lo que consume está cultivado y es procesado cuidando todas las características del producto de acuerdo a normas de calidad:

- NTE INEN 1529-11:2013 (Detección de moho en alientos.) y CPE INEN-CODEX 40:2013 (Higiene para alimentos poco ácidos elaborados y envasados asépticamente) (Catálogo de Normas INEN, 2013)

Los comerciantes debido a que tienen una mayor oferta lo cual produce competencia entre los productores e incurre en aumento de calidad y disminución de precios, en el caso de seleccionar los productos elaborados por la empresa AmbaFood's obtienen beneficios en precios debido a que las actuales políticas de gobierno protegen la industria Ecuatoriana y la mayoría de este tipo de alimentos deshidratados son importados al igual que sus materias primas.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1 Proceso de Deshidratado de Vegetales

Considerando que los vegetales a deshidratar están enfocados para consumo humano, a continuación se presentan los detalles que intervienen en su proceso productivo (COSUDE, 2005):

2.1.1 Recepción de Materia Prima y Selección

Consiste en recibir la materia prima a deshidratar y realizar una selección tomando en cuenta la apariencia externa de la misma, aquí se debe examinar manchas, tamaño y color; verificando siempre que la madurez del producto no se haya excedido.

2.1.2 Almacenamiento y Pesaje

Se pesa la materia prima y se destina la cantidad requerida al proceso de producción, el excedente se almacena dependiendo de su estado de maduración a temperatura ambiente o en sistemas de refrigeración.

Se debe procurar almacenar el producto fresco y procesar el de mayor maduración con el fin de evitar la formación de microorganismos y su posterior putrefacción.



Figura 1. Proceso de pesaje de materia prima en estado fresco

2.1.3 Lavado

Para el proceso de lavado y desinfección de los vegetales estos se deben sumergir durante un lapso de tiempo mayor o igual a cinco minutos en contenedores llenos de una solución a base de agua y desinfectante natural, posteriormente se deben enjuagar con abundante agua potable y bajo contenido de hierro con el fin de eliminar los residuos del desinfectante.



Figura 2. Proceso de lavado de materia prima

2.1.4 Pelado

Existen tres clases de pelado que se pueden aplicar al proceso productivo dependiendo de la naturaleza de la cáscara: el primero es un pelado manual mediante utensilios de acero inoxidable y se lo realiza a la manzana, el segundo es un pelado químico que se realiza con una solución de sosa caustica (NaOH), se aplica al durazno y zanahoria, el tercero es un proceso puramente manual presente en vegetales como el banano, las arvejas en vaina, las uvillas y la cebolla.



Figura 3. Proceso de pelado

Las otras variedades de vegetales a procesar como las uvillas, uvas, frutillas, ají serrano, pimiento y el choclo no requieren ser pelados y no atraviesan esta etapa del proceso.

2.1.5 Preparación y Corte

Se deben extraer las semillas e impurezas presentes en el interior de la materia prima cuando el proceso así lo requiera, posteriormente se debe cortar el producto en las dimensiones y formas deseadas tomando en cuenta los espesores requeridos por cada sistema de deshidratado. Para maximizar el tiempo de corte se recomienda que el vegetal no se encuentre congelado y la utilización de utensilios especializados.



Figura 4. Proceso de corte

2.1.6 Estabilización

Simultáneamente al corte de frutas se deben sumergir los trozos en una solución estabilizadora a base de acidulante y antioxidante durante un lapso de tiempo mayor a quince minutos, esto con el fin de asegurar las propiedades estéticas, alimenticias y ayudar a que las frutas no se tornen oscuras durante el transcurso del proceso de deshidratado. Los vegetales que no atraviesan por el proceso de pelado o corte no requieren de estabilización.

2.1.7 Escurrido y Embandejado



Figura 5. Materia prima escurriéndose

Antes de embanderar se debe dejar escurrir la materia prima sobre mallas encima del fregadero para evitar el deterioro de la cámara de deshidratado, posteriormente se acomodan los cortes de los vegetales sobre las bandejas enmalladas directamente sobre el deshidratador.

2.1.8 Deshidratación por aire Forzado Caliente

En esta operación se evapora el agua contenida en los alimentos evitando su oxidación y manteniendo sus propiedades alimenticias, la temperatura máxima soportada por los vegetales es importante para evitar cristalizaciones en el azúcar de los mismos y no convertir al proceso en cocción. El aire del proceso debe tener una temperatura menor a 60°C, bajo contenido de humedad, estar libre de gases tóxicos y un constante movimiento para un óptimo secado.



Figura 6. Proceso de deshidratación por aire forzado caliente

2.1.9 Control de calidad

Esta operación consiste en un control de calidad por lotes de producción en el cual se evalúa la humedad final del alimento deshidratado, si no se cumplen con las expectativas requeridas se deberá realizar un reprocesamiento del lote entero.

2.1.10 Empacado

El empacado se debe realizar de acuerdo a las presentaciones de venta, al tratarse de un producto seco no es necesario que se la realice al vacío, se debe procurar el uso de aluminio más no de plástico en cuanto sea posible.

2.1.11 Limpieza y Control de Desechos

Posterior al proceso productivo se debe realizar un proceso de limpieza y control de desechos para lo cual todos los utensilios utilizados se deben lavar con una solución de ácido per acético y agua potable con bajo contenido de hierro, además todas las soluciones utilizadas deben pasar por un control de aguas residuales antes de poder desecharlas al sistema de alcantarillado público.

2.2 Deshidratadores de Vegetales

Para llevar a cabo el proceso de deshidratado se requiere de maquinaria capaz de generar aire forzado caliente a temperaturas entre 50°C y 60°C, partiendo de este requerimiento se realiza una previa indagación de algunos de los tipos de deshidratadores que existen en la industria alimenticia:

- Deshidratador de Cámara
- Deshidratador Tipo Vagón
- Deshidratador de Arcones Múltiples

2.2.1 Deshidratador de Cámara

Combinan un flujo de aire con una fuente externa de calor, se utilizan para secar alimentos, su cámara de distribución del aire forzado caliente se encuentra debajo del producto a deshidratar, la dirección de descarga de aire es vertical ascendente a través de una superficie enmallada.

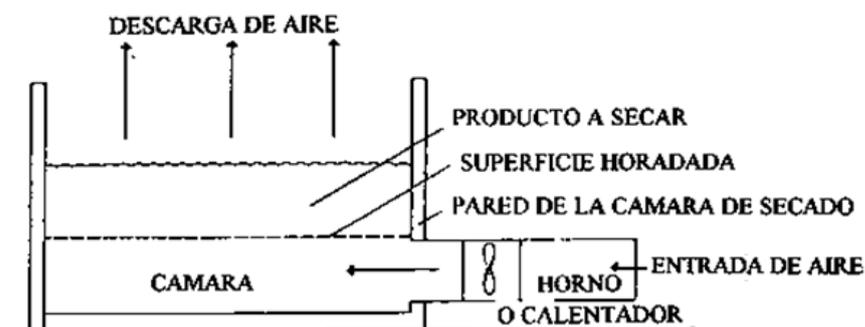


Figura 7. Deshidratador de cámara inferior
Fuente: (FAO, 1985)

La generación de calor puede ser de varios tipos: solar, eléctrica o por combustión, para este último se debe tomar en cuenta la utilización de intercambiadores de calor debido a la generación de gases tóxicos. La generación del flujo constante de aire está cargo de ventiladores centrífugos o axiales.

2.2.2 Deshidratador Tipo Vagón

Es el más común para aplicaciones alimenticias, similar a un horno convencional con la diferencia de poseer un flujo continuo de aire a través de superficies enmalladas sucesivas distribuidas en niveles verticales donde se colocan las frutas y verduras a deshidratar, existen de dos tipos:

- De vagón móvil: Se utiliza para secado en campo, su ventilador y quemador son portátiles, es de poca capacidad por el hecho que debe ser ligero y compacto. Su fuente de calor lo constituyen sistemas de combustión de biomasa o derivados de petróleo.
- De vagón fijo: Se utiliza en planta, es de mayor capacidad que el móvil y posee el sistema de ventilación y quemador embebidos formando una misma maquinaria. En sus quemadores generalmente se utilizan sistemas de combustión aunque también son comunes de tipo eléctrico.

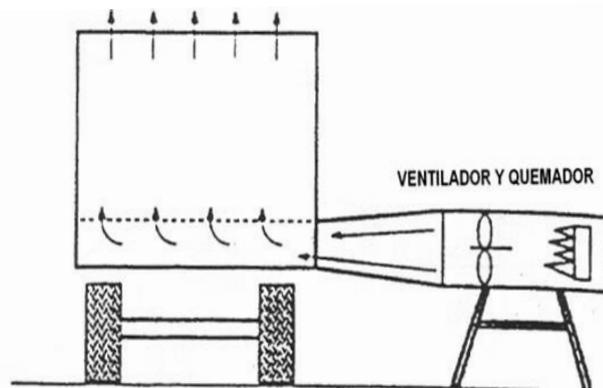


Figura 8. Deshidratador tipo vagón
Fuente: (Kader, 1992)

2.2.3 Deshidratador de Arcones Múltiples

Posee una cámara plenum fija sobre la cual se coloca una estructura con una serie de áreas enmalladas llamadas arcones, el producto a deshidratar es previamente colocado sobre los mismos lo que permite una disminución del tiempo de producción debido a la alterabilidad que se produce entre el proceso de organización de la materia prima sobre las superficies horadadas del arcón y el proceso de deshidratado.

Este tipo de deshidratadores se utilizan en aplicaciones alimenticias cuya capacidad de producción no sea elevada debido a que el transporte de aire caliente en largas distancias se vuelve ineficiente e incurre en altos gastos energéticos.

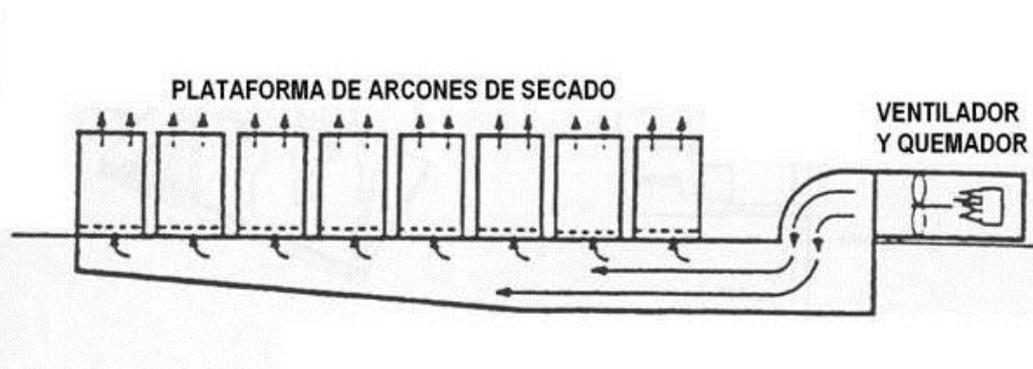


Figura 9. Deshidratador de arcones múltiples
Fuente: (Kader, 1992)

2.3 Tipos de Intercambiadores de Calor

Al tratarse de una aplicación alimenticia, los gases producto de la combustión del horno deshidratador no pueden entrar en contacto directo con la materia prima a ser procesada, por esta razón se debe utilizar un intercambiador de calor de entre los siguientes tipos:

- Dos Tubos
- Carcasa y Tubos
- Flujos Cruzados

2.3.1 Intercambiador de Calor de Dos Tubos

Son los más comunes debido a la facilidad de diseño y construcción, está formado por dos tubos: por lo general el de diámetro mayor transporta fluidos calientes y el de diámetro menor fluidos fríos, además pueden funcionar en contracorriente y equicorriente.

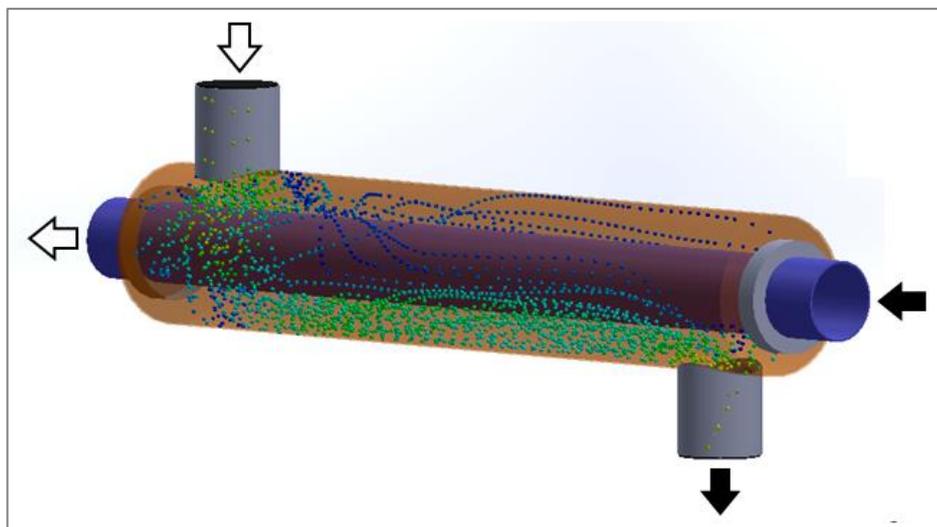


Figura 10. Flujo en Intercambiador de calor de dos tubos

En la figura 10 se observa que el área de transferencia de calor entre las paredes de los tubos y los fluidos tanto fríos como calientes es reducida generando así una ineficiente y tardía transferencia de calor.

2.3.2 Intercambiador de Calor de Carcasa y Tubos

Son usados en aplicaciones que requieran manejo de altas presiones, están constituidos por una serie de tubos de diámetro corto encargados del transporte del fluido caliente, externamente poseen una carcasa de forma cilíndrica que contiene los tubos citados anteriormente por donde se realiza la circulación del fluido frío, adicionalmente poseen placas deflectoras que optimizan el intercambio de calor dentro de la carcasa.

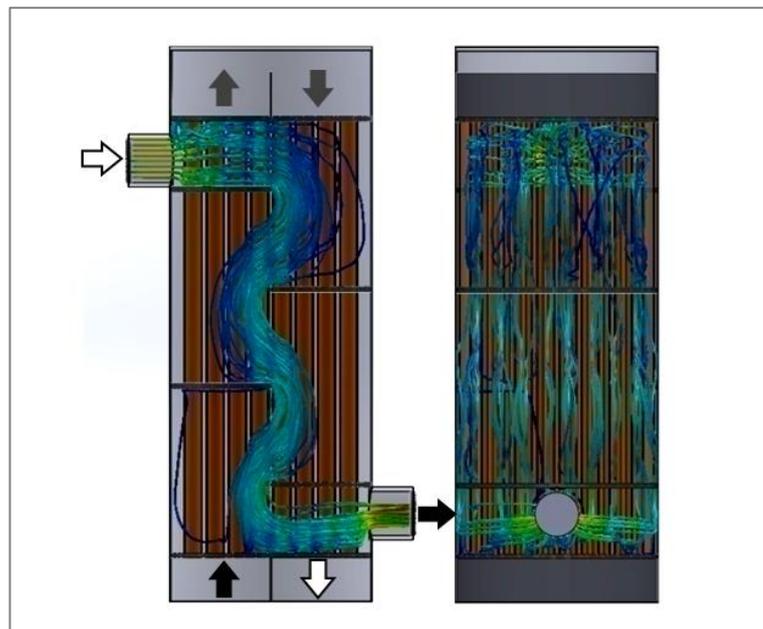


Figura 11. Flujo en intercambiador de carcasa y tubos

Como se puede apreciar en la figura 11 el contacto entre las superficies de mayor temperatura con el fluido a calentar es amplio (vista lateral) y distribuido uniformemente (vista frontal) optimizando de esta manera el intercambio calorífico.

La desventaja de este tipo de intercambiadores de calor es que los gases de combustión que atraviesan los tubos forman capas de residuos que aumentan la rugosidad de estos y las pérdidas de presión; es decir: la transferencia de calor se vuelve ineficiente aumentando así la frecuencia de mantenimiento.

2.3.3 Intercambiador de Calor de Flujos Cruzados

En este tipo de intercambiadores el fluido de menor temperatura circula a través de tubos posicionados a 90° con respecto al flujo de gases o líquidos a partir de los cuales se requiere extraer el calor, se pueden construir en varios pasos para aumentar su eficiencia y el hecho de que los gases de combustión circulen por fuera de los tubos ocasiona que las frecuencias de mantenimiento se disminuyan drásticamente

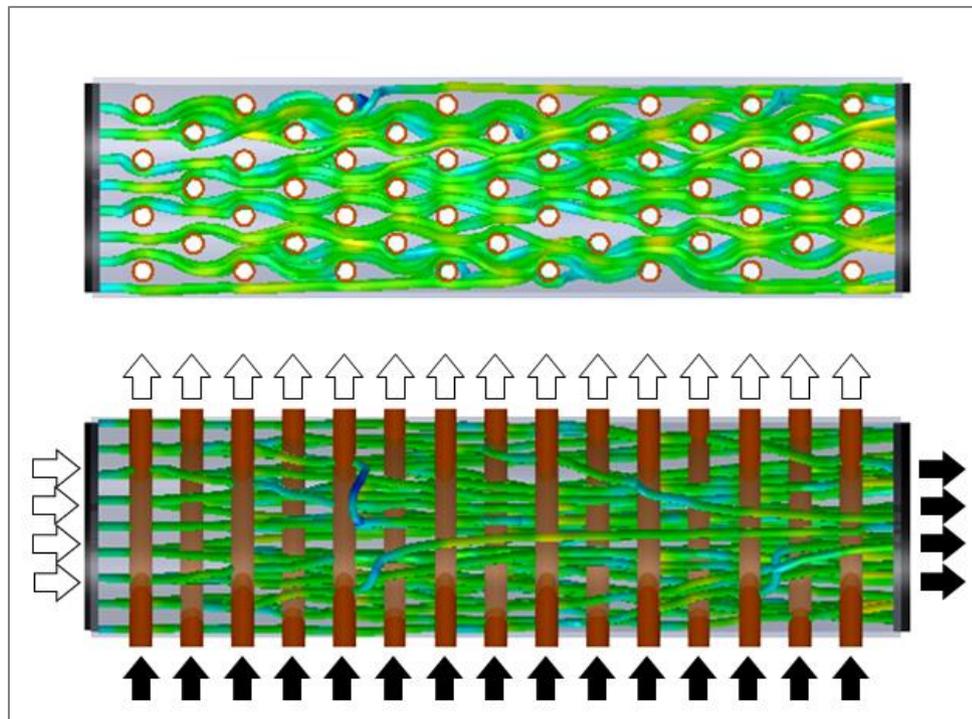


Figura 12. Distribución del fluido en el intercambiador de flujos cruzados

Como se puede apreciar en la simulación (ver figura 12) este tipo de intercambiadores posee una amplia superficie de contacto, no provoca flujos turbulentos, y tiene una distribución uniforme que permite una rápida transferencia de calor en un área pequeña.

Existen de dos tipos de intercambiadores de calor de flujo cruzado presentados a continuación:

- Mezclado: Poseen mayor superficie de contacto para la transferencia de calor, su estudio es más complejo debido a que existe dos direcciones de disipación del mismo.
- No mezclado: Su superficie de contacto es menor pero su estudio es menos complejo debido a que existe una única dirección de disipación del calor.

2.4 Tipos de Ventiladores

Se requiere de un ventilador para forzar el aire a través de los tubos y al proceso. Existen dos tipos de ventiladores que se clasifican de acuerdo a la dirección de su caudal de entrada y salida, así:

- De tipo centrífugo
- De tipo axial

2.4.1 Ventilador Industrial de Tipo Centrífugo

El ventilador centrífugo absorbe el gas a transportar en la misma dirección que su eje de rotación, la forma envolvente de su carcasa lo centrifuga e impulsa perpendicularmente a través de un ducto recto que estabiliza la inercia producida por el cambio de dirección de las partículas.

Este tipo de ventilador es utilizado en aplicaciones en las que se requiera impulsar gases por ductos de gran longitud debido a que poseen una diferencia de presión relativamente alta entre su boca de impulsión y de aspiración en comparación con los ventiladores de tipo axial.

Se dividen según la forma de las palas o álabes del rotor, mismas de las cuales dependen el ruido, velocidad y aplicabilidad del ventilador:

- Palas curvas hacia adelante
- Palas radiales
- Palas inclinadas hacia atrás
- Airfoil
- Radial Tip

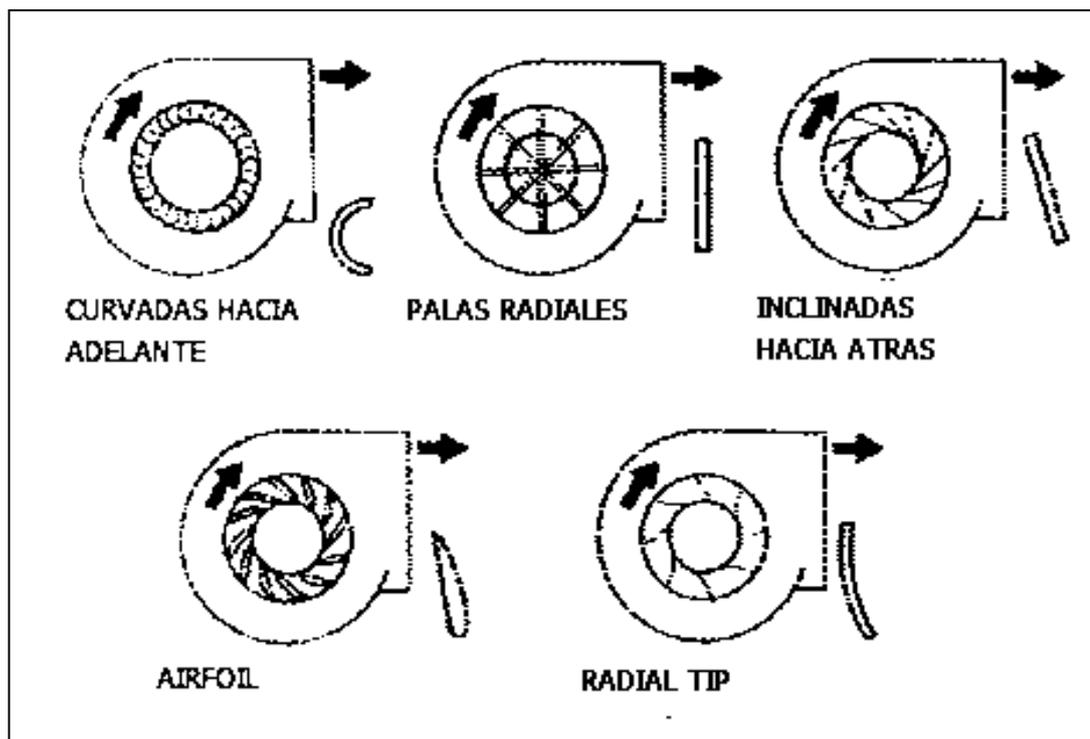


Figura 13. Tipos de ventiladores centrífugos
Fuente: (Ciarrapicos Hermanos, 2009)

2.4.2 Ventilador industrial de Tipo Axial

El ventilador axial recoge e impulsa un gas en la misma dirección que el eje de rotación de sus aspas. Se los denomina también helicoidales por la forma en la que se distribuye del flujo de los gases a la salida de la boca de impulsión.

Sus aplicaciones son válidas cuando se requiere mover grandes caudales de gases a baja presión y existe un contenido de polvo u otra sustancia ajena de alta densidad en el ambiente.

Se los puede clasificar según la forma de su envolvente (carcasa) como se indica a continuación:

- Helicoidal
- Tube axial
- Vane axial
- Centrifoil

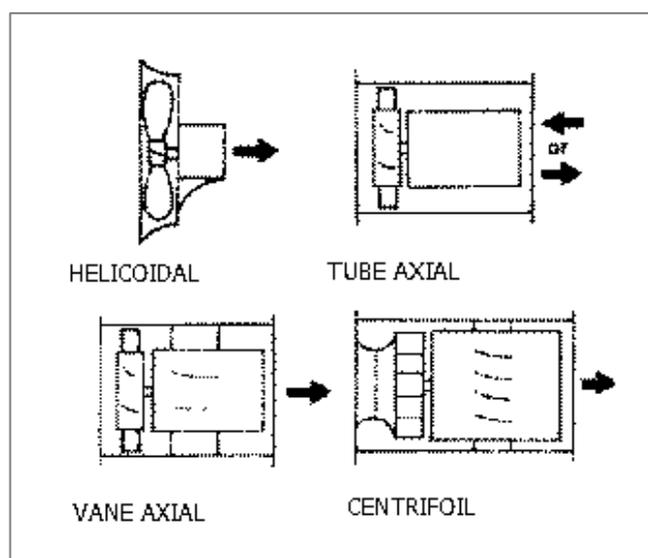


Figura 14. Tipos de ventiladores axiales
Fuente: (Ciarrapicos Hermanos, 2009)

2.5 Psicometría.

Es la encargada del estudio de la termodinámica del aire en presencia de humedad y su impacto en el medio donde se encuentra presente; además de la composición del aire atmosférico en cuanto a los porcentajes de aire seco y agua en estado gaseoso.

2.5.1 Composición del Aire

El aire atmosférico hasta 80km sobre el nivel del mar contiene una composición constante de las siguientes sustancias: (ver Tabla 3)

Tabla 3
Composición del aire atmosférico

Sustancia	Porcentaje (%)
Nitrógeno	78.00000
Oxígeno	21.00000
Argón	0.930000
Anhídrido Carbónico	0.033000
Neón	0.001500
Hidrógeno	0.000450
Helio	0.000430
Metano	0.000140
Kriptón	0.000080
Xenón	0.000006

Fuente: (Gálvez F., 1998)

El aire en estado seco con un porcentaje de humedad menor a 20% y que sin contaminación posee la composición indicada en la tabla 4.

Tabla 4
Composición del aire seco

Sustancia	Porcentaje (%)
Nitrógeno	78.09000
Oxígeno	20.95000
Argón	0.934000
Anhídrido Carbónico	0.031400
Neón	0.001818
Helio	0.000524
Metano	0.000200
Hidrógeno	0.000050
Kriptón	0.000020
Xenón	0.000020

Fuente: (Gálvez F., 1998)

2.5.2 Propiedades térmicas del aire

2.5.2.1 Temperatura Seca

La temperatura seca es la que se mide utilizando un termómetro de mercurio cuyo bulbo esté libre de humedad. Se la utiliza para la determinación del punto de rocío el cual permite prever el comportamiento de las mezclas de aire.

2.5.2.2 Temperatura de bulbo húmedo

Se la obtiene a partir de la utilización de un termómetro de mercurio el cual contiene en su bulbo envuelto por un paño de algodón húmedo, su función es de medir la temperatura del aire húmedo a partir de la cual se puede calcular la humedad relativa de este como también la temperatura de rocío.

2.5.2.3 Humedad Relativa

Es la relación entre la cantidad de vapor de agua que puede absorber una determinada masa de aire contra la cantidad de vapor de agua que poseería si esta misma masa de aire estuviera completamente saturada con vapor de agua. (Goribar, 2009)

$$Hr = \frac{p_{H_2O}}{p^*_{H_2O}} * 100 [\%] \quad (1)$$

Dónde:

Hr = humedad relativa del aire

p_{H_2O} = presión parcial del vapor de agua contenido en el aire

$p^*_{H_2O}$ = presión de saturación del agua a la temperatura del aire

2.5.2.4 Presión Parcial del Vapor de Agua

Es la porción de presión atmosférica que ejerce el vapor de agua contenido en la mezcla de gases presentes en la atmosfera, la presión parcial de vapor de agua posee la siguiente expresión: (Goribar, 2009)

$$P_v = P_{vs,bh} - a_1 * P * (T - T_{bh}) \quad (2)$$

Dónde:

P_v = presión o tensión de vapor de agua

$P_{vs,bh}$ = presión de vapor de saturación a temperatura de bulbo húmedo

a_1 = factor psicométrico (varía con la ventilación)

P = presión atmosférica

$T - T_{bh}$ = diferencia o depresión psicométrica

2.5.2.5 Temperatura de rocío

Es la temperatura a la cual el agua en estado gaseoso presente en el aire comienza a condensarse; este fenómeno se produce cuando en una determinada masa de aire atmosférico la humedad relativa (HR) es igual al 100%; es decir: está saturada. Viene dado por la siguiente fórmula:

$$Tr = \sqrt[8]{\frac{H}{100} * [112 + (0.9 * T)] + (0.1 * T) - 112} \quad (3)$$

Dónde:

Tr = temperatura de Rocío

T = temperatura del aire [°C]

H = humedad realtiva

2.6 Calor y Temperatura

A continuación se enuncian ciertos conceptos necesarios para entender que el calor es producto de una diferencia o gradiente de temperaturas; ya que en muchas ocasiones se los relaciona de manera errada o se cree que representan lo mismo:

2.6.1. Calor Específico:

Es la cantidad necesaria de calor para aumentar la temperatura de una cierta materia en un grado centígrado, su fórmula viene dada por la siguiente expresión:

$$C_p = \frac{Q}{m * \Delta T} \quad (4)$$

Dónde:

C_p = calor específico

Q = energía requerida

m = masa de una determinada materia

ΔT = variación de temperatura

2.6.2. Calor Latente

En caso de vaporización de agua: Energía necesaria para producir el cambio entre el estado líquido al gaseoso de una determinada substancia, viene dado por la siguiente ecuación (Incropera & Dewitt , 1996):

$$Q_l = \dot{m} * h_{fg} \quad (5)$$

Dónde:

Q_l = calor latente

\dot{m} = masa de vapor de agua resultante

h_{fg} = calor Latente de vaporización del agua

2.6.3. Calor Sensible

Es una cantidad de calor que permite variar la temperatura de una porción de materia sin cambiar su estado; la expresión de su comportamiento viene dada a continuación (Incropera & Dewitt , 1996):

$$Q_S = L * C_p * (\Delta T); \quad (6)$$

Dónde:

Q_S = calor Sensible

L = longitud de transferencia

C_p = calor específico a presión o volumen constante

ΔT = variación de temperatura

La expresión anterior es válida para aplicaciones que se desarrollen a presión o a volumen constante.

2.7 Transferencia de Calor

En la naturaleza se conoce tres tipos diferentes de transferencia de calor indicados a continuación:

2.7.1 Flujo de Calor por Conducción

El intercambio de calor se produce cuando dos cuerpos están en contacto directo, la temperatura tiende a fluir del cuerpo que posee más temperatura al de menos hasta igualarlas. El flujo de calor por conducción viene dado por la siguiente ecuación:

$$Q = -k * A * \frac{dT}{dx} \quad (7)$$

Dónde:

Q = flujo de calor por conducción

k = coeficiente de conductividad térmica

A = área normal transversal al flujo de calor

$\frac{dT}{dx}$ = gradiente de temperatura en función del espesor de pared

2.7.2 Convección

Existen dos tipos de fenómenos de convección, macroscópicos y microscópicos que pueden presentarse en las siguientes condiciones:

- Entre un fluido dinámico y un sólido.
- Entre sustancias líquidas inmiscibles con movimiento relativo.
- Entre un gas y un líquido con movimiento relativo.

Los macroscópicos se deben a movimientos físicamente apreciables de grandes grupos de moléculas con respecto a otras, en cambio los microscópicos son movimientos imperceptibles y aleatorios que se dan por diferencia de las densidades de las moléculas presentes en una porción de materia.

2.7.3 Flujo de Calor por Radiación

El intercambio de calor entre los cuerpos se da sin que exista ningún medio de contacto (en vacío); es un fenómeno atribuido al electromagnetismo y a la excitación molecular que este produce. El flujo de calor emitido por una superficie radiante tiene la siguiente ecuación:

$$Q = \varepsilon * \sigma * A * T^4 ; \quad (8)$$

Dónde:

Q = flujo de calor por radiación

ε = emisividad de la superficie

σ = constante de Stefan – Boltzman = $5.669 * 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K^4} \right]$

A = área de trnasferencia de calor

T = temperatura de la superficie irradiante

2.8 Control

Debido a que en el proceso intervienen controles discretos y digitales de secuencias de manejo de actuadores, además de variables en el tiempo, a continuación se describen algunos de los elementos dedicados a realizar este tipo de actividades.

2.8.1 Controladores lógicos programables

Es un dispositivo utilizado para automatizar procesos electromecánicos tales como el control de maquinaria de fábricas, líneas de montaje o atracciones mecánicas.

A diferencia de las computadoras de propósito general, el PLC está diseñado para múltiples señales de entrada y de salida, rangos de temperatura ampliados, inmunidad al ruido eléctrico, resistencia a la vibración y al impacto, realizar control en tiempo real; es decir: debe poseer un tiempo definido al actuar, ser determinístico, ser fiable y robusto (características de seguridad sobredimensionadas).

Sus funciones radican principiantemente en: control lógico, regularización, posicionamiento, conteo, dosificación, comando de válvulas; es decir: procesos continuos y discretos.

Una de las principales ventajas de los controladores lógicos programables es que no se deben cablear físicamente las bobinas y contactos, solo programarlas utilizando la misma lógica que se emplearía para realizar el cableado.

En la actualidad existen una infinidad de marcas dedicadas a la fabricación de PLC's pero en general la mayoría de estos comparten las siguientes características:

- Memoria: Entre kilobytes y megabytes
- Arquitectura: Panel de operador, alimentación, CPU, memoria de usuario, entradas y salidas.
- Lenguajes: Contactos (LD), funciones (FBD), lista de instrucciones (IL), diagrama de funciones secuenciales (alto nivel - SFC), texto estructurado (alto nivel - ST).

La estructura lógica por la que están formados estos dispositivos es la siguiente:

- Unidad de control
- ROM
- Memoria
- Entradas/ salidas
- Temporizadores, contadores y marcas
- Comunicaciones (Determinístico vía Ethernet)

El ciclo de lectura del programa posee las siguientes características y elementos:

- Perro guardián (Hardware - Cuida que no se den boocles)
- Actualización (Imagen entradas)
- Transferencia (Imagen de salidas)

2.8.2 Computadores Industriales

Computador de propósito industrial (procesos continuos o discretos), robusto (condiciones ambientales adversas).

Su evolución depende mucho del procesamiento de nuevos software, la disminución de su costo y mejores prestaciones, la opción con más futuro en el mercado, algunos ejemplos de software para control de procesos son MATLAB, LAB VIEW, VxWORKS, etc. además se está trasladando a plantas industriales tradicionales para su integración con procesos de gestión.

Sus aplicaciones nacen con los sistemas SCADA que son utilizados en el control, supervisión y adquisición de datos interconectados con otros computadores y con los niveles inferiores de la pirámide de automatización.

Hoy en día también se tiende a utilizar un PC común junto con un controlador lógico programable interconectado logrado así prestaciones de flexibilidad y robustez.

Su utilización cada vez más es aceptada para aplicaciones que requieren de procesamiento alto como visión artificial pero se ven truncados por la velocidad de respuesta en tiempo real cuya solución la están proponiendo varios fabricantes.

Para solucionar estos problemas también se ha propuesto simular el funcionamiento de un controlador lógico programable y uso de normas adecuadas al momento de la programación.

En ciertos elementos de la industria se encuentran controladores empotrados basados en computadores industriales que ya incluyen un interfaz humano máquina ejecutándose sobre un sistema operativo como por ejemplo el controlador de un torno VIWA que trabaja sobre Windows XP.



Figura 15. Computador Industrial Siemens
Fuente: (Siemens, 2014)

2.8.3 Tarjetas Micro Controladoras - Micro Procesadoras

2.8.3.1. Arduino MEGA

El Arduino MEGA es un micro controlador basado en un AVR (chip ATmega2560), posee 54 salidas/entradas digitales (de las cuales 15 pueden ser usadas como salidas para controlar ancho de pulso), 16 entradas analógicas, tiene una velocidad de procesamiento es de 16MHz y tres puertos para comunicación serial.

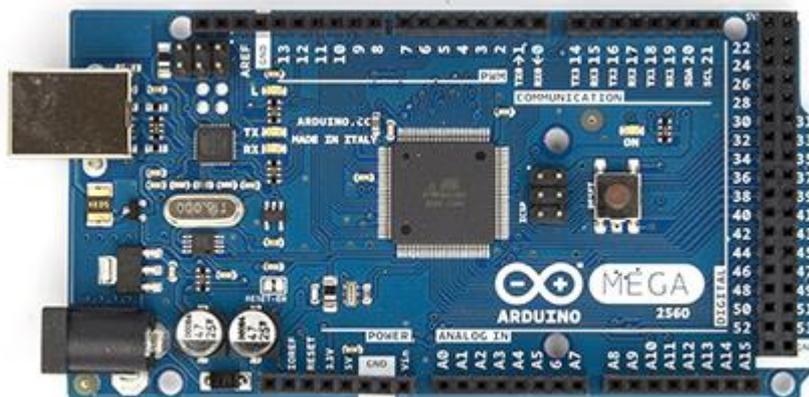


Figura 16. Arduino Mega
Fuente: (Arduino, 2015)

Tabla 5
Características del microcontrolador Arduino Mega

Nombre	Característica
Microcontrolador	ATmega 2560
Voltaje de operación	5 V
Voltaje de entrada (recomendado)	7 a 12 V
Pines digitales I/O	54 (15 proveen salidas PWM)
Pines de entradas analógicas	16
Corriente directa por pin de I/O	40 mA
Memoria Flash	256 KB – 8 KB (bootloader)
SRAM	8 KB
EEPROM	4 KB
Velocidad de reloj	16MHz
Convertor análogo – digital	Resolución de 10 bits
Microcontrolador	ATmega 2560
Voltaje de operación	5 V
Voltaje de entrada (recomendado)	7 a 12 V
Pines digitales I/O	54 (15 proveen salidas PWM)
Pines de entradas analógicas	16

Fuente: (Arduino, 2015)

2.8.3.2. Raspberry Pi

Es un ordenador de placa reducida especializado para aplicaciones que requieran de altas cantidades de procesamiento (imágenes, video, sonido, etc.) que cuenta además con un procesador gráfico y un conjunto de entradas y salidas digitales que permiten conexiones de sensores y pre actuadores de baja potencia.



Figura 17. RaspberryPi
Fuente: (Raspberrypiorg, 2015)

Tabla 6
Detalles técnicos de la placa Raspberry Pi

	Modelo A	Modelo B	Modelo B+
SoC:5	Broadcom BCM2835 (CPU + GPU + DSP + SDRAM + puerto USB)		
CPU:	ARM 1176JZF-S a 700 MHz (familia ARM11)		
Instrucciones:	RISC de 32 bits		
GPU:	Broadcom Video Core IV		
Memoria (SDRAM):	256 MiB (compartidos GPU)	512 MiB (compartidos GPU)	
Puertos USB 2.0:	1	2	4
Entradas de vídeo:	Conector MIPI CSI que permite instalar un módulo de cámara RPF		
Salidas de vídeo:	Conector RCA (PAL y NTSC), HDMI (rev1.3 y 1.4), Interfaz DSI		
Salidas de audio:	Conector de 3.5 mm, HDMI		
Almacenamiento	SD / MMC / ranura para SDIO		Micro SD
Conectividad de red:	Ninguna	10/100 Ethernet (RJ-45)	
Periféricos bajo nivel:	8 x GPIO, SPI, I ² C, UART		
Consumo energético:	2.5 W	3.5 W	3.0 W
Alimentación:	5 V vía Micro USB o GPIO header		
S.O.	GNU/Linux:(Raspbian), (Pidora), Arch Linux, Slackware Linux.		

Fuente: (Raspberrypiorg, 2015)

La estructura lógica del microprocesador Raspberry Pi posee los siguientes elementos:

- Unidad de control (CPU)
- Procesador gráfico (GPU)
- Memoria SDRAM
- Memoria de almacenamiento (SD hasta 16 Gb)
- Entradas/ salidas de digitales, audio y video
- Periféricos (USB compatible con Fundación Raspberry)
- Comunicaciones (Ethernet)

2.9 Componentes Eléctricos / Electrónicos.

A continuación se describen los componentes electrónicos más importantes utilizados en la implementación de la línea semiautomática de vegetales:

2.9.1 Opto acopladores

Los microprocesadores y micro controladores generalmente poseen salidas de baja corriente de alta velocidad, por lo que se recomienda implementar un circuito con opto acopladores para proteger las mismas y aislar la etapa de control del proceso con la de potencia.

Un opto acoplador es un circuito que posee un diodo emisor lumínico el cual se conecta a los pines de salidas digitales de los microprocesadores y micro controladores, cuenta también con un diodo receptor el cual se activa al ser excitado con la señal proveniente del emisor el cual va conectado a un amplificador de corriente o voltaje dependiendo de la aplicación según se requiera.

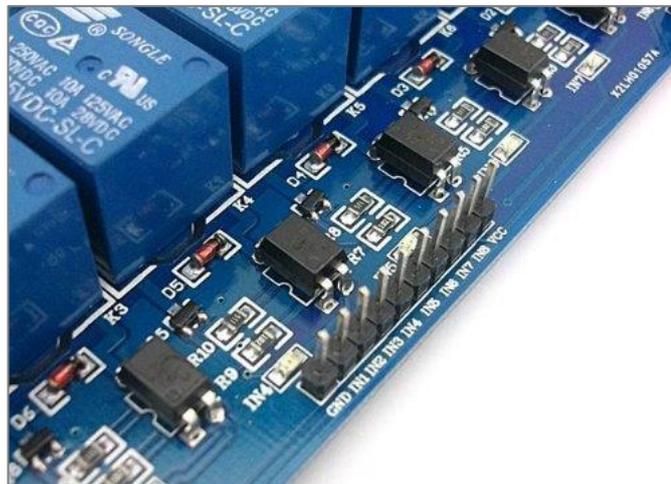


Figura 18. Opto Acopladores usados en módulo de relés
Fuente: (SainSmart, 2015)

La ventaja de utilizar opto acopladores es que no se requiere de una tierra común entre las etapas de control y potencia evitando así que sobre tensiones dañen los circuitos de baja potencia, además que al utilizarse una señal lumínica teóricamente esta viaja a la velocidad de la luz y permite que replicar señales generadas a altas frecuencias.

2.9.2 Motores y Servomotores en Corriente Continua:

Los servomotores de corriente continua se pueden dividir en dos tipos según el mecanismo de conmutación que posean:

- Motores DC de tipo con escobilla
- Motores DC de tipo sin escobilla

2.9.2.1. Motores DC de tipo con escobilla:

Un motor de corriente continua de escobillas es aquel que posee un par de estas conectadas al estator donde se encuentran los imanes permanentes para realizar conmutación con el anillo del rotor (el cual posee el devanado) y de esta manera estabilizar los campos magnéticos a 90°, existen de tres tipos:

- Inducido de núcleo de hierro
- Inducido de disco impreso
- Motores DC con inducido acorazado

Para realizar el control de un motor DC se debe conocer su ecuación característica, para estos se debe conocer algunos conceptos con respecto a los fenómenos físicos que están involucrados en el proceso de generación de movimiento:

- Un conductor por el que circule corriente generará un campo magnético alrededor de él.
- La magnitud de la corriente aplicada es proporcional fuerza del campo electromagnético y la dirección se la obtiene de aplicar la regla de la mano derecha apuntando el pulgar en dirección de la circulación de corriente.
- La forma del campo electromagnético depende de la forma física del conductor.

Bajo estos conceptos podemos plantear que un motor DC de escobillas de imán permanente posee la siguiente ecuación:

$$V_t(t) = R * i(t) + L \frac{di(t)}{dt} + K_e * \dot{\theta}(t); \quad (9)$$

Dónde:

$V_t(t)$ = tensión aplicada a los devanados [V]

R = resistencia de la bobina [ohm]

$i(t)$ = corriente de pendiente del tiempo [amp]

$L \frac{di(t)}{dt}$ = auto inductancia debido a las bobinas [V]

K_e = fuerza contra electromotriz constante $\left[\frac{V}{\text{rpm}} \right]$

$\dot{\theta}(t)$ = velocidad de giro dependiente del tiempo [rpm]

El término $K_e * \dot{\theta}(t)$ representa la acción generadora debida al principio de inducción de Faraday. (Un conductor moviéndose en un campo magnético induce un voltaje proporcional a su fuerza y a la velocidad de giro)

2.9.2.2. Servomotor o Motores DC de tipo sin escobilla:

Un motor de corriente continua sin escobillas posee un rotor con imanes permanentes y un estator con devanado, sus campos magnéticos son perpendiculares entre sí en todas las posiciones de rotor debido a que el campo magnético gira con este.

A fin de mantener una relación perpendicular entre los campos magnéticos del rotor y estator se debe controlar el vector corriente del estator con respecto a la posición del rotor por medio de transistores de potencia y un sensor de posición o velocidad instalado en este último.

Los servomotores se emplean en aplicaciones en las que el manejo de la carga requiera de una potencia inferior a 20HP. Cuando se trata de servomotores de baja potencia (menores a 1 HP) los mismos traen incluido un controlador embebido que funciona en base a modulación por ancho de pulso, cuando la potencia de los mismos es alta se debe poseer un circuito para modulación de ancho de pulso que soporte grandes cantidades de corriente y que a su vez conmute a altas frecuencias, generalmente estos circuitos se venden por separado del servomotor.



Figura 19. Servomotor de baja potencia
Fuente: (HITEC RCD, 2015)

La instrumentación mayormente utilizada en estos servomotores son sensores de efecto hall, encoder y potenciómetros; un servomotor siempre trae su instrumentación embebida, posee entradas para su alimentación y salidas que poseen la información del sensor.

2.10 Control PID.

Para comprender un concepto de lo que es un control PID, primero se debe conocer que es la fusión de tres controladores, los cuales son:

- Control Proporcional (P)
- Control Integral (I)
- Control Derivativo (D)

Otra terminología a conocer viene dada por las señales típicas que se manejan en un lazo cerrado:

- Referencia - $r(t)$
- Error - $E(t)$
- Controlador - $m(t)$
- Salida de la planta - $c(t)$

2.10.1 Control Proporcional

En este tipo de controlador su señal de salida - $m(t)$ varía de linealmente con el error $E(t)$, sus expresiones matemáticas en el dominio del tiempo viene dado por la ecuación 10 y el dominio de la frecuencia por la ecuación 11 como se indica a continuación:

$$m(t) = K_p * E(t) + m_0 \quad (10)$$

$$M(s) = K_p * E(s) \quad (11)$$

Dónde:

K_p = constante proporcional

m_0 = magnitud de la señal inicial o anterior del controlador

$M(s)$ = señal del controlador en el dominio de la frecuencia

$E(s)$ = señal de error en el dominio de la frecuencia

Este controlador tiene una desviación estable u "off set" que hace que el error en estado estacionario varíe dependiendo de la constante proporcional K_p , pero a su vez se vea afectado por oscilaciones con mayor amplitud y mayor frecuencia con el riesgo de volverse inestable.

2.10.2 Control Proporcional Integral

La acción integral se la realiza para corregir la desviación estable del control proporcional; por ende su utilización a solas no tendría sentido en un controlador. Su expresión matemática en el dominio del tiempo viene dado por la ecuación 12 y en el dominio de la frecuencia por la ecuación 13:

$$m(t) = K_p * E(t) + \frac{K_p}{T_i} \int E(t)dt + m_0 \quad (12)$$

$$M(s) = K_p * \left(1 + \frac{1}{T_i * s}\right) * E(s) \quad (13)$$

Dónde:

T_i es el tiempo integral

Este controlador tiene la función de disminuir el error en estado estacionario pero a su vez retarda la respuesta del sistema. Su utilización es apropiada para sistemas que presentan errores altos pero que no varíen con rapidez; ya que la acción integral producirá un sobre impulso debido al tiempo de integración, para realizar un controlador con un buen desempeño se recomienda que la acción integral se programe únicamente para que corrija errores altos hasta que estos alcancen un valor apropiado y posteriormente su acción se anule y de paso a la acción proporcional únicamente.

2.10.3 Control Proporcional Derivativo

La acción derivativa no corrige la desviación estable del control proporcional, está enfocado a atenuar los efectos producidos por cambios bruscos en la variación del error. Su expresión matemática en el dominio del tiempo viene dado por la ecuación 14 y en el dominio de la frecuencia por la ecuación 15:

$$m(t) = K_p * E(t) + K_p * T_d * \frac{d E(t)}{d t} \quad (14)$$

$$M(s) = K_p * (1 + T_d * s) * E(s) \quad (15)$$

Dónde:

T_d es el tiempo integral

2.10.4 Control Proporcional Integral Derivativo

Su importancia radica en que al aplicar este controlador se obtienen todas las ventajas de los tres controladores vistos en la sección de antecedentes, además de que los efectos adversos son anulados entre sí; dando como resultado un control libre de desviación estable, sobre picos y además con un tiempo de respuesta reducido. Su expresión matemática en el dominio del tiempo viene dado por la ecuación 16 y en el dominio de la frecuencia por la ecuación 17:

$$m(t) = K_p * E(t) + \frac{K_p}{T_i} \int E(t) dt + K_p * T_d * \frac{d E(t)}{d t} \quad (16)$$

$$M(s) = K_p * (1 + 1/(T_i * s) + T_d * s) * E(s) \quad (17)$$

Las constantes a manejarse en este control se las obtiene de las ecuaciones 18 y 19 para la constante de integración y la derivativa respectivamente:

$$K_i = \frac{K_p}{T_i} \quad (18)$$

$$K_d = K_p * T_d \quad (19)$$

Reemplazando las ecuaciones 18 y 19 en la ecuación 16 se obtiene la expresión de carácter general para la determinación un controlador PID, así:

$$m(t) = K_p * E(t) + K_i \int E(t) dt + K_d * \frac{dE(t)}{dt} \quad (20)$$

En la siguiente gráfica se puede apreciar las acciones de los tipos controladores P, I y D sobre la señal de salida de planta $c(t)$:

- Zonas 1 y 3: Disminuye sobre impulsos debido a la oposición de la acción derivativa sobre la integral,
- Zonas 2 y 4: Error se mantiene estable debido al actuar en conjunto del control integral y derivativo

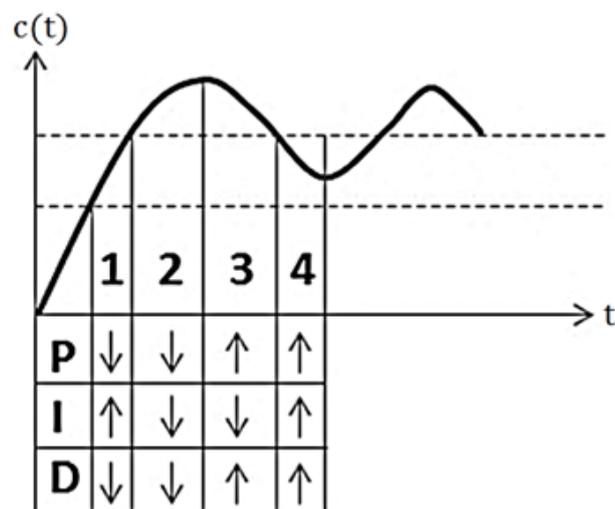


Figura 20. Acciones de los tipos de controladores P, I y D

En resumen las principales características de un controlador proporcional, integral derivativo (PID) son:

- La salida del controlador es corregida proporcionalmente al error (Control proporcional).
- La salida del controlador es corregida proporcionalmente a la cantidad integrada de error (Control integral).
- La salida del controlador es corregida proporcionalmente a la variación del error (Control derivativo).

CAPÍTULO 3

SELECCIÓN DE COMPONENTES

3.1 Selección de Componentes Mecánicos

Los componentes mecánicos a seleccionar son el tipo de horno deshidratador, el intercambiador de calor y el tipo de ventilador.

3.1.1 Selección del Horno Deshidratador:

La etapa de deshidratado de vegetales debe poseer las siguientes características: Capacidad de procesamiento de 100 lb en seis horas, la temperatura de deshidratado debe poder variarse en un rango de 50 a 60°C, y la humedad relativa establecerse entre 20 y 30%.

Los hornos industriales utilizados en el deshidratado de productos vegetales son de varios tipos y utilizan diferentes principios y tecnologías, a continuación se proponen tres modelos:

- Opción A: Deshidratador de cámara
- Opción B: Deshidratador tipo vagón
- Opción C: Deshidratador de arcones múltiples

Para realizar la selección del deshidratador se evalúan los siguientes parámetros:

- Costo
- Factibilidad de diseño
- Factibilidad de implementación y/o construcción
- Espacio
- Mantenimiento

En la matriz de evaluación de parámetros (ver tabla 7) se le otorga un uno a la opción más conveniente y un cero a la que no lo es, la comparación se realiza en grupos de dos opciones a la vez:

Tabla 7

Matriz de evaluación de parámetros – Horno deshidratador

	Opción A	Opción B	Opción C	Sumatoria	Porcentaje
Matriz de evaluación de costos					
Opción A	1	0	1	2	0.333
Opción B	1	1	1	3	0.5
Opción C	0	0	1	1	0.166
	Total			6	1
Matriz de evaluación de la factibilidad de diseño					
Opción A	1	0	1	2	0.333
Opción B	1	1	1	3	0.5
Opción C	0	0	1	1	0.166
	Total			6	1
Matriz de evaluación de la factibilidad de construcción					
Opción A	1	0	1	2	0.33
Opción B	1	1	1	3	0.5
Opción C	0	0	1	1	0.166
	Total			6	1
Matriz de evaluación del espacio					
Opción A	1	1	1	3	0.5
Opción B	0	1	0	1	0.166
Opción C	0	1	1	2	0.333
	Total			6	1
Matriz de evaluación de mantenimiento					
Opción A	1	1	1	3	0.5
Opción B	0	1	1	2	0.333
Opción C	0	0	1	1	0.166
	Total			6	1

El grado de importancia de cada parámetro de la evaluación y su porcentaje de aporte sobre la decisión final se determinará con la siguiente matriz: (ver Tabla 8)

Tabla 8
Grado de importancia de parámetros evaluados – Horno deshidratador

	Costo	Fact. de diseño	Fact. de Constr.	Espacio	Mant.	Sum.	%
Costo	1	1	0	0	1	3	0,200
Fact. de diseño	0	1	0	0	1	2	0,133
Fact. de construc.	1	1	1	0	0	3	0,200
Espacio	1	1	1	1	1	5	0,333
Mantenimiento	0	0	1	0	1	2	0,133
Total						15	1

En la matriz de conclusiones (ver Tabla 9) podemos observar que la opción de mayor porcentaje de aceptación es la perteneciente al deshidratador de cámara (Opción A) con aproximadamente 41%, por tanto este modelo será motivo de estudio, desarrollo y construcción en el presente trabajo de grado.

Tabla 9
Matriz de conclusiones – Horno deshidratador

	Costo	Fact. de Diseño	Fact. de Construc.	Espacio	Mant.	Sum.
Opción A	0,0666	0,0444	0,0666	0,1666	0,0666	0,4111
Opción B	0,1000	0,0666	0,1000	0,0555	0,0444	0,3666
Opción C	0,0333	0,0222	0,0333	0,1111	0,0222	0,2222
Total						1

3.1.2 Selección del Intercambiador de Calor:

El intercambiador de calor que se seleccione deberá tener la capacidad de elevar la temperatura del aire forzado desde 15°C (temperatura ambiente promedio de la ciudad de Ambato) medidos en la boca de aspiración del ventilador hasta 60°C (temperatura máxima permisible en el proceso) medidos en la cámara de deshidratado, además; poseer el menor número de accesorios de conexión evitando así las pérdidas de calor. Se plantean tres tipos de intercambiadores de calor para su evaluación:

- Opción A: Dos Tubos
- Opción B: Carcasa y Tubos
- Opción C: Flujos Cruzados

Los parámetros que se tomarán en cuenta para la selección vienen dados a continuación:

- Costo
- Factibilidad de Diseño
- Factibilidad de Construcción
- Área de Contacto y Distribución del Flujo
- Mantenimiento

En la matriz de evaluación de parámetros (ver Tabla 10) se le otorga un uno a la opción más conveniente y un cero a la que no lo es, la comparación se realiza en grupos de dos opciones a la vez:

Tabla 10

Matriz de evaluación de parámetros – Intercambiador de calor

	Opción A	Opción B	Opción C	Sumatoria	Porcentaje
Matriz de evaluación de costos					
Opción A	1	1	1	3	0.500
Opción B	0	1	0	1	0.166
Opción C	0	1	1	2	0.333
	Total			6	1
Matriz de evaluación de la factibilidad de diseño					
Opción A	1	1	1	3	0.500
Opción B	0	1	0	1	0.166
Opción C	0	1	1	2	0.333
	Total			6	1
Matriz de evaluación de la factibilidad de construcción					
Opción A	1	1	1	3	0.500
Opción B	0	1	0	1	0.166
Opción C	0	1	1	2	0.333
	Total			6	1
Matriz de evaluación del área de contacto y distribución del flujo					
Opción A	1	0	0	1	0.166
Opción B	1	1	0	2	0.333
Opción C	1	1	1	3	0.500
	Total			6	1
Matriz de evaluación de mantenimiento					
Opción A	1	1	1	3	0.500
Opción B	0	1	0	1	0.166
Opción C	0	1	1	2	0.333
	Total			6	1

El grado de importancia de cada parámetro de evaluación y su porcentaje de aporte sobre la decisión final se determinan con la tabla 11:

Tabla 11*Grado de importancia de parámetros evaluados – Intercambiador de calor*

	Costo	Fact. de diseño	Fact. de Construc.	Cont. y Distrib.	Mant.	Sum.	%
Costo	1	1	0	0	1	3	0,200
Fact. de diseño	0	1	0	0	1	2	0,133
Fact. de construc.	1	1	1	0	0	3	0,200
Cont. y Distrib.	1	1	1	1	1	5	0,333
Mantenimiento	0	0	1	0	1	2	0,133
Total						15	1

En la matriz de conclusiones (ver Tabla 12) podemos observar que existe una paridad entre la opción A y la opción C siendo el factor determinante para la selección entre estas dos opciones el tamaño en planta; evaluando este último factor se determina el intercambiador de calor de flujos cruzados como la opción que mejor se adapta al deshidratador de cámara.

Tabla 12*Matriz de conclusiones – Intercambiador de calor*

	Costo	Fact. de diseño	Fact. de Construc.	Fact. de Automat.	Mant.	Sum.
Opción A	0,1000	0,0666	0,1000	0,1666	0,0666	0,3889
Opción B	0,0333	0,0222	0,0333	0,0555	0,0222	0,2222
Opción C	0,0666	0,0444	0,0666	0,1111	0,0444	0,3889
Total						1

3.1.3 Selección del Sistema de Ventilación

Al tratarse de un proceso industrial se requiere de ventiladores que puedan soportar seis horas de trabajo diario continuo y que la velocidad del aire en su boca de eyección sea factible de control permitiendo la manipulación indirecta del flujo másico de este gas al proceso llevado a cabo en la cámara de deshidratado, se proponen dos tipos de ventiladores:

- Opción A: De tipo centrífugo
- Opción B: De tipo axial

Los parámetros que se tomarán en cuenta para la selección vienen dados a continuación:

- Costo
- Espacio
- Presión estática
- Flujo másico de aire
- Mantenimiento

En la matriz de evaluación de parámetros (ver Tabla 13) se le otorga un uno a la opción más conveniente y un cero a la que no lo es, la comparación se realiza en grupos de dos opciones a la vez:

Tabla 13

Matriz de evaluación de parámetros – Ventilador

	Opción A	Opción B	Sumatoria	Porcentaje
Matriz de evaluación de costos				
Opción A	1	1	2	0.667
Opción B	0	1	1	0.333
Total			3	1
Matriz de evaluación del espacio				
Opción A	1	1	2	0.667
Opción B	0	1	1	0.333
Total			3	1
Matriz de evaluación de la presión estática				
Opción A	1	1	2	0.667
Opción B	0	1	1	0.333
Total			3	1
Matriz de evaluación del flujo másico				
Opción A	1	0	1	0.333
Opción B	1	1	2	0.667
Total			3	1
Matriz de evaluación de mantenimiento				
Opción A	1	0	1	0.333
Opción B	1	1	2	0.667
Total			3	1

El grado de importancia de cada parámetro de la evaluación y su porcentaje de aporte sobre la decisión final se determinará con la siguiente matriz: (ver Tabla 14)

Tabla 14*Grado de importancia de parámetros evaluados – Ventilador*

	Costo	Espacio	P. est.	F. másico	Mant.	Sum.	%
Costo	1	1	0	1	0	3	0,200
Espacio	0	1	0	1	0	2	0,133
Presión estática	1	1	1	1	1	5	0,333
Flujo másico	0	0	0	1	0	1	0,067
Mantenimiento	1	1	0	1	1	4	0,267
Total						15	1

En la matriz de conclusiones (ver Tabla 15) podemos observar que la opción A perteneciente al ventilador industrial de tipo centrífugo posee la mayor puntuación por lo que será el utilizado para el desarrollo del presente proyecto de grado.

Tabla 15*Matriz de conclusiones – Ventilador*

	Costo	Espacio	Vel.	Cap.	Mant.	Sum.
Opción A	0,1334	0,0887	0,2221	0,0223	0,0889	0,5554
Opción B	0,0666	0,0442	0,1108	0,0446	0,1781	0,4443
Total						1

3.2 Selección del Sistema de Control

Las variables a controlar son temperatura y humedad, las mismas poseen la característica de que su cambio de magnitud se produce a baja velocidad; es decir: varían en un límite de tiempo amplio, debido a esto el procesamiento de sus señales no requiere de altas velocidades por lo que es factible de realizar con una serie de controladores disponibles en el mercado de los cuales analizaremos las siguientes opciones:

- Opción A: Controladores Lógicos Programables + HMI
- Opción B: Computadores Industriales
- Opción C: Arduino + Raspberry Pi

Los parámetros que se tomarán en cuenta para la selección del sistema de control vienen dados a continuación:

- Costo
- Factibilidad de implementación
- Factibilidad de programación
- Durabilidad
- Confiabilidad

En la matriz de evaluación de parámetros (ver Tabla 16) se le otorga un uno a la opción más conveniente y un cero a la que no lo es, la comparación se realiza en grupos de dos opciones a la vez:

Tabla 16

Matriz de evaluación de parámetros – Sistema de Control

	Opción A	Opción B	Opción C	Sumatoria	Porcentaje
Matriz de evaluación de costos					
Opción A	1	1	0	2	0.333
Opción B	0	1	0	1	0.166
Opción C	1	1	1	3	0.500
	Total			6	1
Matriz de evaluación de la factibilidad de implementación					
Opción A	1	0	1	2	0.333
Opción B	1	1	1	3	0.500
Opción C	0	0	1	1	0.166
	Total			6	1
Matriz de evaluación de la factibilidad de programación					
Opción A	1	1	0	2	0.333
Opción B	0	1	0	1	0.166
Opción C	1	1	1	3	0.500
	Total			6	1
Matriz de evaluación de durabilidad					
Opción A	1	1	1	3	0.500
Opción B	0	1	0	1	0.166
Opción C	0	1	1	2	0.333
	Total			6	1
Matriz de evaluación de confiabilidad					
Opción A	1	0	1	2	0.333
Opción B	1	1	1	3	0.500
Opción C	0	0	1	1	0.166
	Total			6	1

El grado de importancia de cada parámetro de la evaluación y su porcentaje de aporte sobre la decisión final se determinará con la siguiente matriz: (ver Tabla 17)

Tabla 17

Grado de importancia de parámetros evaluados – Sistema de Control

	Costo	Fact. de Implem.	Fact. de Prog.	Durab.	Confiab.	Sum.	%
Costo	1	1	1	1	1	5	0,333
Factibilidad de Implem.	0	1	0	0	0	1	0,067
Factibilidad de Prog.	0	1	1	1	1	4	0,267
Durabilidad	0	1	0	1	1	3	0,200
Confiabilidad	0	1	0	0	1	2	0,133
Total						15	1

En la matriz de conclusiones (ver Tabla 18) se puede observar que la opción con mayor puntuación es la perteneciente al literal “C” que corresponde a la utilización de un Arduino MEGA 2560 y una Raspberry Pi embebidos para realizar el control y procesamiento de las señales, además mediante la conexión HDMI que proporciona la Raspberry Pi se puede añadir un sistema de interfaz humano máquina, misma que se puede desarrollar con software sobre un sistema operativo Linux adecuado a este microprocesador denominado Raspbian y en lenguaje de programación Python (similar a JAVA) u Octave (similar a MATLAB).

Tabla 18

Matriz de conclusiones – Sistema de Control

	Costo	Fact. de Implem.	Fact. de Prog.	Durab.	Confiab.	Sum.
Opción A	0,1108	0,0223	0,0889	0,1000	0,0443	0,3663
Opción B	0,0552	0,0111	0,0443	0,0332	0,0665	0,2114
Opción C	0,1665	0,0335	0,1335	0,0666	0,0221	0,4222
Total						1

CAPÍTULO 4

DISEÑO MECATRÓNICO

4.1 Diseño del Sistema Térmico

Una alta calidad en la producción de vegetales deshidratados depende de un buen diseño térmico, la exactitud en cuanto se refiere a la temperatura del aire forzado que será aplicado a la materia prima para su procesamiento es proporcional a la ejecución de un correcto y detallado estudio de los componentes del sistema térmico enlistados a continuación:

- Cámara de deshidratado
- Intercambiador de calor
- Cámara de combustión
- Campana de extracción de gases
- Sistema de ventilación
- Accesorios

A continuación se presenta un esquema gráfico del sistema térmico y se incluye además la disposición de sus componentes en el ensamble del mismo. (Ver figura 21 y tabla 19)

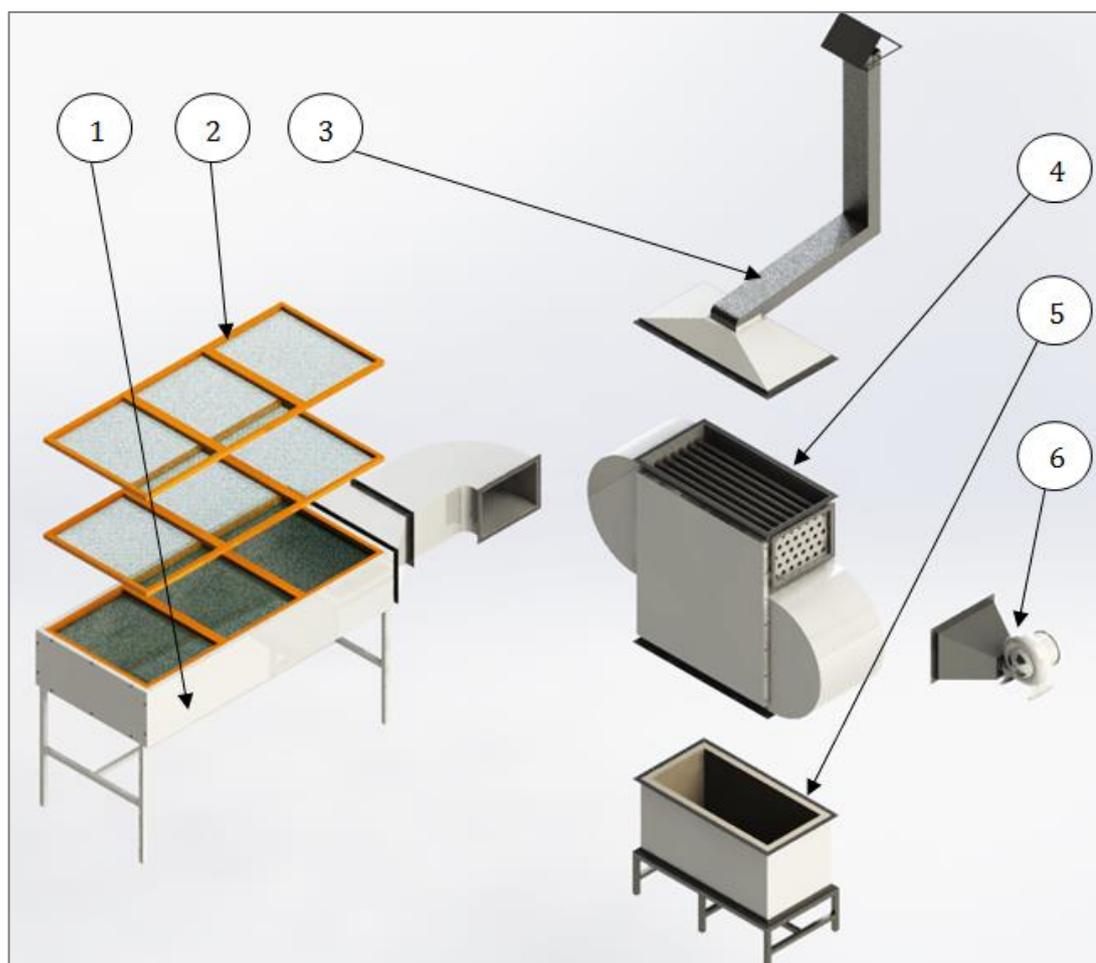


Figura 21. Esquema general del sistema térmico
Fuente: (Guasumba, J., Biocalefón, 2003-2008)

Tabla 19

Elementos que conforman el sistema térmico

No. de Pieza	Descripción
1	Cámara de deshidratado
2	Bandejas horadadas
3	Campana de extracción de gases
4	Intercambiador de calor (Guasumba, J., Biocalefón, 2003 -2008)
5	Cámara de combustión
6	Ensamble ventorol y accesorios

El diseño del sistema térmico se basa en la determinación del calor total requerido por el proceso de deshidratado en la jornada de trabajo diaria, se lo calcula mediante la suma del calor necesario para extraer del agua presente en los vegetales y las pérdidas del mismo producto de los diferentes métodos de transferencia de calor que intervienen en el proceso.

$$\dot{Q}_{\text{total proceso}} = \dot{Q}_{\text{útil}} + \dot{Q}_{\text{perdido cd}} + \dot{Q}_{\text{perdido ic}} + \dot{Q}_{\text{perdido cc}} \quad (21)$$

Dónde:

$\dot{Q}_{\text{total proceso}}$ = calor requerido en el proceso de deshidratado por jornada

$\dot{Q}_{\text{útil}}$ = calor para extracción del agua presente en el vegetal por jornada

$\dot{Q}_{\text{perdido cd}}$ = calor perdido en la cámara de deshidratado por jornada

$\dot{Q}_{\text{perdido ic}}$ = calor perdido en el intercambiador de calor por jornada

$\dot{Q}_{\text{perdido cc}}$ = calor perdido en la cámara de combustión por jornada

4.1.1 Determinación del Calor Útil para el Sistema Térmico

El calor útil se determina a partir de la suma entre el calor de evaporación y el calor sensible así:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{Q}_e + \dot{Q}_s \quad (22)$$

4.1.1.1. Calor de Evaporación

Cantidad de calor requerido para evaporar determinado porcentaje de agua presente en un sólido durante un lapso de tiempo específico.

$$\dot{Q}_e = E * h_{fg} \quad (23)$$

Dónde:

\dot{Q}_e = calor de evaporación requerido por jornada [W]

E = velocidad de evaporación $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$

h_{fg} = entalpía de evaporización del agua a temperatura T_e $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

T_e = temperatura a la que ebulle el agua en Ambato [$^{\circ}\text{K}$]

La velocidad de evaporación es la rapidez con la que el agua presente dentro de un sólido puede cambiar de estado líquido a gaseoso.

$$E = \frac{m_{seca} * \Delta H_b}{t} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (24)$$

Dónde:

m_{seca} = masa del producto deshidratado [kg]

ΔH_b = variación de humedad en base [%]

t = tiempo de deshidratado = 6 [h] = 21 600 [s]

La masa seca es la resultante después de haber extraído un determinado porcentaje de humedad al producto en estado fresco, se la determina por medio de la siguiente expresión:

$$m_{seca} = m_{humeda} - m_{H_2O} \quad (25)$$

Dónde:

m_{seca} = masa del producto deshidratado [kg]

m_{humeda} = masa del producto en estado fresco [kg]

m_{H_2O} = masa de agua a remover en el proceso de deshidratado [kg]

La masa de agua a remover en el proceso de deshidratado se la obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$m_{H_2O} = m_{humeda} * \left(\frac{H_{inicial} - H_{final}}{100 - H_{final}} \right) \quad (26)$$

Dónde:

$H_{inicial}$ = Humedad del producto en estado fresco [%]

H_{final} = Humedad del producto en estado seco [%]

A continuación se procede a realizar un ejemplo del reemplazo de datos requerido para la obtención de la masa seca con respecto a la manzana, el resultado perteneciente a los demás vegetales únicamente se publica en la tabla 20.

$$m_{\text{H}_2\text{O manzana}} = 45.36[\text{kg}] * \left(\frac{84-14}{100-14} \right)$$

$$m_{\text{H}_2\text{O manzana}} = 36.921 [\text{kg}]$$

$$m_{\text{seca manzana}} = 45.36[\text{kg}] - 36.921[\text{kg}]$$

$$m_{\text{seca manzana}} = 8.4391 [\text{kg}]$$

Tabla 20
Masa seca de los vegetales a deshidratar

Nombre	H _{inicial} %	H _{final} %	m _{húmeda} (kg)	m _{H₂O} (kg)	m _{seca} (kg)
Manzana	84	14	45,36	36,921	8,4391
Durazno	88	18	45,36	38,722	6,6380
Uvilla	80	16	45,36	34,560	10,800
Banano	75	15	45,36	32,019	13,341
Uva	80	15	45,36	34,687	10,672
Frutilla	88	21	45,36	38,470	6,8901
Ají Serrano	75	12	45,36	32,474	12,886
Pimiento	90	9	45,36	40,375	4,9846
Cebolla	90	8	45,36	40,430	4,9304
Zanahoria	88	6	45,36	39,569	5,7906
Choclo	75	10	45,36	32,760	12,600
Arveja	79	10	45,36	34,776	10,584

La variación de humedad en base se obtiene mediante la diferencia entre su contenido de humedad en base seca con su homólogo en base húmeda, así:

$$\Delta H_b = (H_{bs} - H_{bh}) \quad (27)$$

La humedad en base seca es el porcentaje de agua que acompaña a un sólido seco; en este caso: un vegetal deshidratado, viene dado por la siguiente expresión:

$$H_{bs} = \frac{100}{100 - H_{inicial}} \quad (28)$$

La húmeda en base húmeda es el porcentaje de agua que acompaña a un sólido húmedo; en este caso: un vegetal fresco, viene dado por la siguiente expresión:

$$H_{bh} = \frac{H_{final}}{100 - H_{final}} \quad (29)$$

A continuación se procede a realizar un ejemplo del reemplazo de datos para la obtención de la humedad en base seca, húmeda y la variación de la misma para la manzana, el resultado perteneciente a los demás vegetales se publica en la tabla 21.

$$H_{bs \text{ manzana}} = \frac{100}{100 - 84}$$

$$H_{bs \text{ manzana}} = 6.25 \%$$

$$H_{bh \text{ manzana}} = \frac{14}{100 - 14}$$

$$H_{bh \text{ manzana}} = 0.163 \%$$

$$\Delta H_b = 6.25 \% - 0.163 \%$$

$$\Delta H_b = 6.087 \%$$

Tabla 21
Variación de humedad en base

Nombre	H _{inicial} (%)	H _{final} (%)	H _{bs} (%)	H _{bh} (%)	ΔH _b (%)
Manzana	84	14	6,250	0,1628	6,0872
Durazno	88	18	8,333	0,2195	8,1138
Uvilla	80	16	5,000	0,1905	4,8095
Banano	75	15	4,000	0,1765	3,8235
Uva	80	15	5,000	0,1765	4,8235
Frutilla	88	21	8,333	0,2658	8,0675
Ají Serrano	75	12	4,000	0,1364	3,8636
Pimiento	90	9	10,000	0,0989	9,9011
Cebolla	90	8	10,000	0,0870	9,9130
Zanahoria	88	6	8,333	0,0638	8,2695
Choclo	75	10	4,000	0,1111	3,8889
Arveja	79	10	4,762	0,1111	4,6508

La entalpia de evaporización del agua se la obtiene a partir de tablas termodinámicas en función de su temperatura de ebullición, debido a que el proceso no ocurre a nivel del mar se determina a continuación la temperatura de ebullición del agua para la ciudad de Ambato mediante la fórmula de Clausius – Clapeyron (Zúñiga, 2007):

$$T_e = \left(\frac{1}{T_{nm}} + \frac{R * \ln(P_{atm})}{h_{fg_nm}} \right)^{-1} \quad (30)$$

Dónde:

T_e = temperatura a la que ebulle el agua (Ambato) [°K]

T_{nm} = temperatura a la que ebulle el agua (nivel del mar) = 373.15[°K]

R = constate ideal de los gases = $8.314 \left[\frac{J}{^{\circ}K * mol} \right]$

P_{atm} = presión atmosférica (Ambato) = 0.71 [atm]

h_{fg_nm} = entalpía de evaporización (H₂O a T_{nm}) = $40626 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$

Reemplazando se obtiene:

$$T_e = \left(\frac{1}{373.15} + \frac{8.314 * \ln(0.71)}{40626} \right)^{-1}$$

$$T_e = 358.46[^\circ\text{K}] = 85.31[^\circ\text{C}]$$

$$h_{fg} = \text{entalpía de evaporización del agua a temperatura } T_e = 2296 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

A continuación se procede a realizar un ejemplo del reemplazo de los datos para la obtención del calor de evaporación con respecto a la manzana, el resultado perteneciente a los demás vegetales se publica en la tabla 22.

$$E = \frac{8.4391 [\text{kg}] * 6.0872}{21600[\text{s}]}$$

$$E = 0,0024 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$\dot{Q}_e = 0,0024 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] * 2296 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$\dot{Q}_e = 4,563525[\text{kW}]$$

Tabla 22

Calor de evaporación de los vegetales a deshidratar

Nombre	E $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	\dot{Q}_e [kW]
Manzana	0,0023783	5,46048156
Durazno	0,0024935	5,72511220
Uvilla	0,0024048	5,52133333
Banano	0,0023616	5,42221453
Uva	0,0023834	5,47226574
Frutilla	0,0025734	5,90860388
Ají Serrano	0,0023050	5,29230372
Pimiento	0,0022849	5,24605917
Cebolla	0,0022628	5,19529679
Zanahoria	0,0022169	5,09007297
Choclo	0,0022685	5,20851852
Arveja	0,0022789	5,23232889

4.1.1.2 Calor Sensible

Es la cantidad de calor generado durante un lapso de tiempo específico que permite variar la temperatura del agua presente en un sólido, en este caso un vegetal: sin modificar el estado de la misma.

$$\dot{Q}_s = \frac{m_{\text{humeda}} * c_{p_{\text{vegetal}}} * \Delta T_s}{t} \quad (6)$$

Dónde:

\dot{Q}_s = calor sensible requerido en el proceso por jornada [kW]

m_{humeda} = masa del producto en estado fresco [kg]

$c_{p_{\text{vegetal}}}$ = calor específico de los vegetales $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{K}} \right]$

t = jornada de deshidratado = 21 600 [s]

ΔT_s = Temperatura sensible [°C]

Para determinar el calor específico y temperatura sensible (diferencia entre temperatura ambiente y la requerida en la etapa de deshidratado) de la materia prima se requiere conocer algunas de sus propiedades físicas:

Tabla 23
Propiedades de vegetales a deshidratar

Nombre	Densidad (kg/cm ³)	H _{inicial} (%)	H _{final} (%)	T _{max tolerable} (°C)
Manzana	0.843	84	14	50
Durazno	1.058	88	18	60
Uvilla	1.150	80	16	55
Banano	0.980	75	15	60
Uva	1.010	80	15	55
Frutilla	0.900	88	21	55
Ají Serrano	0.900	75	12	55
Pimiento	1.027	90	9	55
Cebolla	0.970	90	8	55
Zanahoria	1.040	88	6	60
Choclo	0.965	75	10	60
Arveja	0.910	79	10	60

Fuente: (Orrego, 2003)

El calor específico de los vegetales en estado fresco se lo obtiene a partir de las siguientes expresiones:

- Para vegetales con: $H_{inicial} > 90\%$ (Worth, 1988)

$$c_p = 1.6736 + 0.0251 * H_{inicial} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{K}} \right] \quad (31)$$

- Para vegetales con: $80\% \leq H_{inicial} \leq 90\%$ (Earle, 1998)

$$c_p = 0.84 + 0.0335 * H_{inicial} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{K}} \right] \quad (32)$$

- Para vegetales con: $H_{inicial} < 80\%$ (Worth, 1988)

$$c_p = \frac{4.184 * (H_{inicial}) + 2.092 * (\%_{grasa}) + 1.255 * (\%_{sólidos})}{100} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{K}} \right] \quad (33)$$

En la tabla 24 se presenta el calor específico de los vegetales a procesar en función de la humedad inicial del mismo o valores obtenidos en tablas:

Tabla 24
Calor específico de vegetales a deshidratar

Nombre	$H_{inicial}$ (%)	% de Grasa	% de Sólidos	$c_{p_{vegetal}}$ $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{K}} \right]$
Manzana	84	--	--	3.726
Durazno	88	--	--	2.570
Uvilla	80	--	--	3.520
Banano (Worth, 1988)	75	0.2	21.8	3,416
Uva	80	--	--	2.320
Frutilla	88	--	--	3,788
Ají Serrano (Worth, 1988)	75	0.9	5.0	3,219
Pimiento	90	--	--	3,933
Cebolla (Orrego, 2003)	90	--	--	1.930
Zanahoria	88	--	--	3.810
Choclo (Worth, 1988)	75	1,2	23,3	3,455
Arveja (Worth, 1988)	79	0,9	18,2	3,553

Finalmente la temperatura sensible se calcula utilizando la expresión enunciada a continuación:

$$\Delta T_s = (T_{\text{max tolerable}} - T_{\text{ambiente}}) \quad (34)$$

Dónde:

ΔT_s = temperatura sensible [°C]

$T_{\text{max tolerable}}$ = temperatura maxima de deshidratado de un vegetal [°C]

T_{ambiente} = temperatura ambiente de Ambato = 15 [°C]

A continuación se procede a realizar un ejemplo del reemplazo de los datos para la obtención del calor sensible requerido por jornada con respecto a la manzana, el resultado perteneciente a los demás vegetales se publica en la tabla 25.

$$\dot{Q}_{s \text{ manzana}} = \frac{45.36[\text{kg}] * 3.726 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{K}} \right] * (50 - 15)[^\circ\text{C}]}{21\,600 [\text{s}]}$$

$$\dot{Q}_{s \text{ manzana}} = 0.27386 [\text{kW}]$$

Tabla 25

Resultados de los cálculos con respecto al calor sensible

Nombre	$T_{\text{max tolerable}}$ (°C)	T_{ambiente} (°C)	ΔT_s (°C)	Q_s (kW)
Manzana	50	15	35	0,27386
Durazno	60	15	45	0,24287
Uvilla	55	15	40	0,29568
Banano	60	15	45	0,32281
Uva	55	15	40	0,19488
Frutilla	55	15	40	0,31819
Ají Serrano	55	15	40	0,27040
Pimiento	55	15	40	0,33037
Cebolla	55	15	40	0,16212
Zanahoria	60	15	45	0,36005
Choclo	60	15	45	0,32650
Arveja	60	15	45	0,33576

4.1.1.3 Calor Útil

El calor útil es el aprovechado por el proceso de deshidratado sin incluir ninguna clase de pérdidas del mismo, se lo obtiene a partir de la suma del calor de evaporación y el calor sensible como se expresa en la ecuación 22.

Los resultados de los cálculos para la obtención del calor útil se los presenta a continuación (ver tabla 26):

Tabla 26
Resultados de los cálculos con respecto al calor útil

Nombre	\dot{Q}_s (kW)	\dot{Q}_e (kW)	$\dot{Q}_{\text{útil}}$ (kW)
Manzana	0,27386	5,46048	5,73434
Durazno	0,24287	5,72511	5,96798
Uvilla	0,29568	5,52133	5,81701
Banano	0,32281	5,42221	5,74503
Uva	0,19488	5,47227	5,66715
Frutilla	0,31819	5,90860	6,22680
Ají Serrano	0,27040	5,29230	5,56270
Pimiento	0,33037	5,24606	5,57643
Cebolla	0,16212	5,19530	5,35742
Zanahoria	0,36005	5,09007	5,45012
Choclo	0,32650	5,20852	5,53502
Arveja	0,33576	5,23233	5,56809

4.1.2 Diseño de la Cámara de Deshidratado

La cámara de deshidratado es la encargada de la distribución del aire forzado caliente proveniente de la etapa de intercambio de calor hacia las bandejas de transporte que contienen las frutas y verduras a procesar; además sirve como estructura para las mismas y también para los accesorios de conexión con el intercambiador de calor.

La cámara de deshidratado está constituida por los elementos y accesorios enunciados a continuación. (Ver figura 22 y Tabla 4.9)

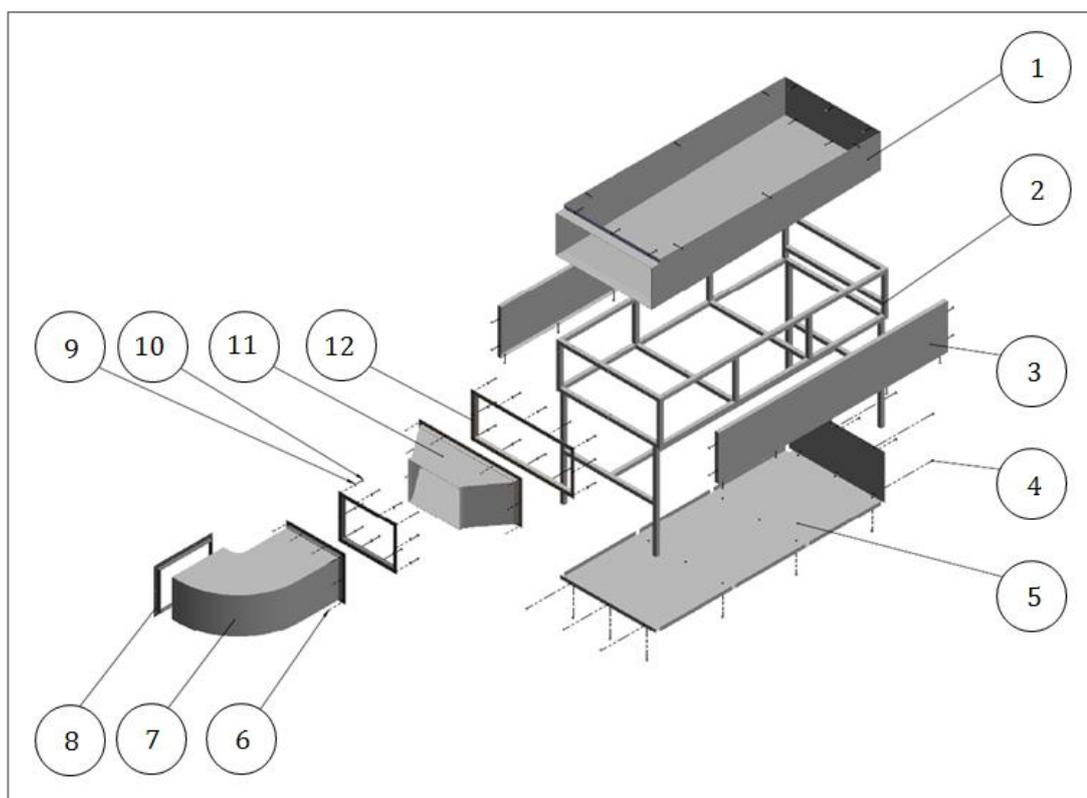


Figura 22. Esquema general de la cámara de deshidratado

Tabla 27

Elementos que conforman la cámara de deshidratado

No. de Pieza	Descripción
1	Cámara de distribución de aire
2	Estructura
3	Cubierta lateral para lana de vidrio
4	Remaches
5	Cubierta exterior
6	Pernos
7	Deflector de 90°
8	Marco de conexión con intercambiador de calor
9	Arandelas
10	Tuercas
11	Reductor
12	Marco de conexión con reductor

4.1.2.1 Dimensionamiento de la Cámara de Deshidratado

Para realizar el dimensionamiento de la cámara de deshidratado se requiere conocer el volumen que ocupará la masa en estado fresco de la materia prima a procesar diariamente.

A continuación se procede a realizar un ejemplo de cálculo para la obtención del volumen que generaría una masa de 45.36 kg de manzana en función su densidad, el resultado perteneciente a los demás vegetales se publica en la tabla 28.

$$\begin{aligned}
 m_{\text{húmeda manzana}} &= 45.36 \text{ [kg]} \\
 \delta_{\text{manzana}} &= 843 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \\
 \text{Vol}_{\text{vegetales}} &= \frac{m_{\text{húmeda}}}{\delta_{\text{vegetales}}} \\
 \text{Vol}_{\text{manzana}} &= 45.36[\text{kg}]/843 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] = 0.05381[\text{m}^3]
 \end{aligned}$$

Tabla 28

Volumen de deshidratado por jornada

Nombre	Peso (kg)	Densidad (kg/m ³)	Volumen (m ³)
Manzana	45.36	843	0.05381
Durazno	45.36	1058	0.04287
Uvilla	45.36	1150	0.03944
Banano	45.36	980	0.04629
Uva	45.36	1010	0.04491
Frutilla	45.36	900	0.05040
Ají Serrano	45.36	900	0.05040
Pimiento	45.36	1027	0.04417
Cebolla	45.36	970	0.04676
Zanahoria	45.36	1040	0.04362
Choclo	45.36	965	0.04701
Arveja	45.36	910	0.04985

Los vegetales a procesar en la cámara de deshidratado se ubican sobre bandejas enmalladas que poseen las siguientes características:

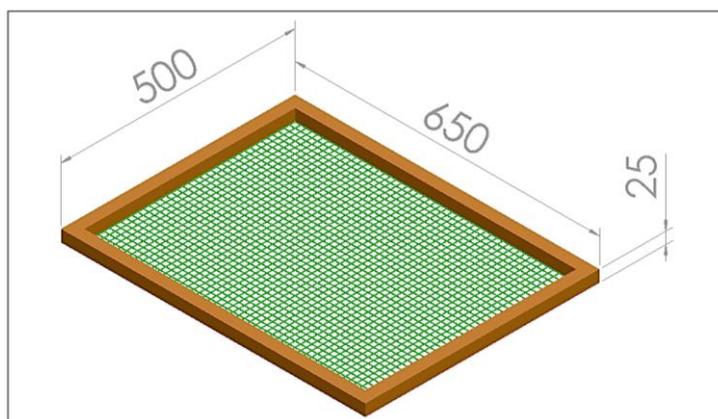


Figura 23. Dimensiones de la bandeja enmallada

$$\begin{aligned}L_{\text{bandeja}} &= 650 \text{ [mm]} \\A_{\text{bandeja}} &= 500 \text{ [mm]} \\H_{\text{bandeja}} &= 25 \text{ [mm]} \\Vol_{\text{bandeja}} &= 0.0081 \text{ [m}^3\text{]}\end{aligned}$$

El número de bandejas necesarias para satisfacer la producción diaria de vegetales deshidratados se calcula a partir de la relación entre el mayor volumen de deshidratado y el volumen de cada bandeja.

$$\begin{aligned}Vol_{\text{mayor}} &= 0.05381 \text{ [m}^3\text{]} \\ \#_{\text{bandejas}} &= \frac{Vol_{\text{mayor}}}{Vol_{\text{bandeja}}} = \frac{0.05381 \text{ [m}^3\text{]}}{0.0081 \text{ [m}^3\text{]}} = 6.62 \cong 7 \text{ bandejas}\end{aligned}$$

Debido a que entre las rebanadas o trozos de los vegetales que se ubican sobre las bandejas se forman espacios vacíos se considera la fabricación de un total de nueve bandejas distribuidas como se indica en la siguiente figura:



Figura 24. Distribución de las nueve bandejas.

Las medidas con respecto al largo y ancho de la cámara de deshidratado se obtienen mediante deducción a partir del conocimiento de las medidas de las bandejas y de su distribución así:

$$L_{CD} = 3 * A_{bandeja}$$

$$L_{CD} = 3 * 0.5 \text{ [m]}$$

$$L_{CD} = 1.5 \text{ [m]}$$

$$A_{CD} = L_{bandeja}$$

$$A_{CD} = 0.65 \text{ [m]}$$

La altura de la cámara de deshidratado por facilidad de construcción y ahorro de material tiene una medida de 0.25 metros debido a que el acero galvanizado utilizado para su construcción se lo comercializa en planchas de 2.4 x 1.2 metros.

$$H_{CD} = 0.25 \text{ [m]}$$

Se debe considerar ligera inclinación en la base de la cámara de deshidratado que permita evacuar fácilmente residuos de condensado de vapor de agua y desperdicios además de que ayuda la distribución del aire con mayor uniformidad

4.1.2.2 Pérdidas de Calor en la Cámara de Deshidratado

En el presente proyecto de grado se analizan los siguientes puntos de pérdida de calor para la cámara de deshidratado:

- Pérdidas de calor en los vegetales.
- Pérdidas de calor en el fluido del proceso (aire).
- Pérdidas de calor en las paredes de la cámara de deshidratado.

– **Pérdidas de Calor en los Vegetales**

El calor perdido en los vegetales se lo calcula a partir del conocimiento de la densidad del flujo calorífico por medio de la ley de enfriamiento de Newton:

$$q = \frac{\dot{Q}}{A} = h_c * \Delta T = \frac{\Delta T}{R_{tc}} \quad (35)$$

Dónde:

$$q = \text{densidad de flujo calorífico} \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$\dot{Q} = \text{flujo de calor [W]}$$

$$A = \text{área de la sección transversal al flujo de calor [m}^2\text{]}$$

$$h_c = \text{coeficiente de convección} \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]$$

$$\Delta T = \text{variación de temperatura donde se produce el flujo de calor [}^\circ\text{K]}$$

$$R_{tc} = \text{resistencia térmica convectiva} = \frac{1}{h_c}$$

Mediante deducción de la ley de enfriamiento de Newton se puede establecer que las pérdidas de calor globales así:

$$\dot{Q} = A * U * \Delta T = \frac{\Delta T}{R_{eq}} \quad (36)$$

Dónde:

$$\dot{Q} = \text{flujo de calor [W]}$$

$$A = \text{área de la sección transversal al flujo de calor [m}^2\text{]}$$

$$U = \text{coeficiente global de transferencia de calor} \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]$$

$$\Delta T = \text{variación de temperatura donde se produce el flujo de calor [}^\circ\text{K]}$$

$$R_{eq} = \text{resistencia equivalente (conductiva + convectiva + radiactiva)} = \frac{1}{U}$$

Reemplazando los subíndices necesarios para obtener las pérdidas de calor en los vegetales en la ecuación deducida anteriormente se obtiene la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{\text{perdido vegetal}} = A_v * U_v * (\Delta T_v) \quad (37)$$

Dónde:

A_v = área de la sección transversal al flujo de calor [m²]

U_v = coeficiente global de transferencia de calor en los vegetales $\left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]$

ΔT_v = diferencia de temperatura generadora del flujo calorífico [°K]

– Área de la Sección Transversal al Flujo de Calor

Es el área transversal donde se reposan los vegetales sobre las bandejas horadadas, se la obtiene como se muestra a continuación:

$$A_v = A_{CD} * L_{CD}$$

$$A_v = 0.65[m] * 1.5[m]$$

$$A_v = 0.975 [m^2]$$

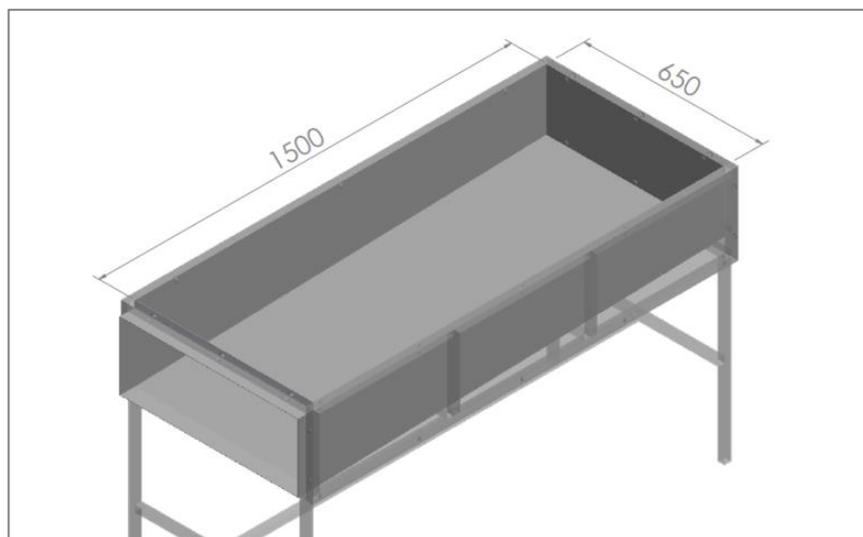


Figura 25. Dimensiones del área donde reposan los vegetales

– Coeficiente Global de Transferencia de Calor en Vegetales

El coeficiente global de transferencia de calor es una constante de proporcionalidad inversamente proporcional a la resistencia equivalente obtenida a partir de las resistencias térmicas pertenecientes a los mecanismos más relevantes de transferencia de calor en los vegetales:

$$- R_1 = \text{resistencia térmica de convección} = \frac{1}{h_{co \text{ vegetal}}} \quad (38)$$

$$- R_2 = \text{resistencia térmica de conducción} = \frac{3 \cdot H_{bandejas}}{\lambda_{\text{vegetal}}} \quad (39)$$

$$- R_3 = \text{resistencia térmica de convección} = \frac{1}{h_{ci \text{ vegetal}}} \quad (40)$$

Dónde:

$$h_{co \text{ vegetal}} = \text{coeficiente de convección externa} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right]$$

$$H_{bandejas} = \text{altura de bandejas horadadas} = 0.025 \text{ [m]}$$

$$\lambda_{\text{vegetal}} = \text{coeficiente de conductividad térmica del vegetal} \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ K} \right]$$

$$h_{ci \text{ vegetal}} = \text{coeficiente de convección interna} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right]$$

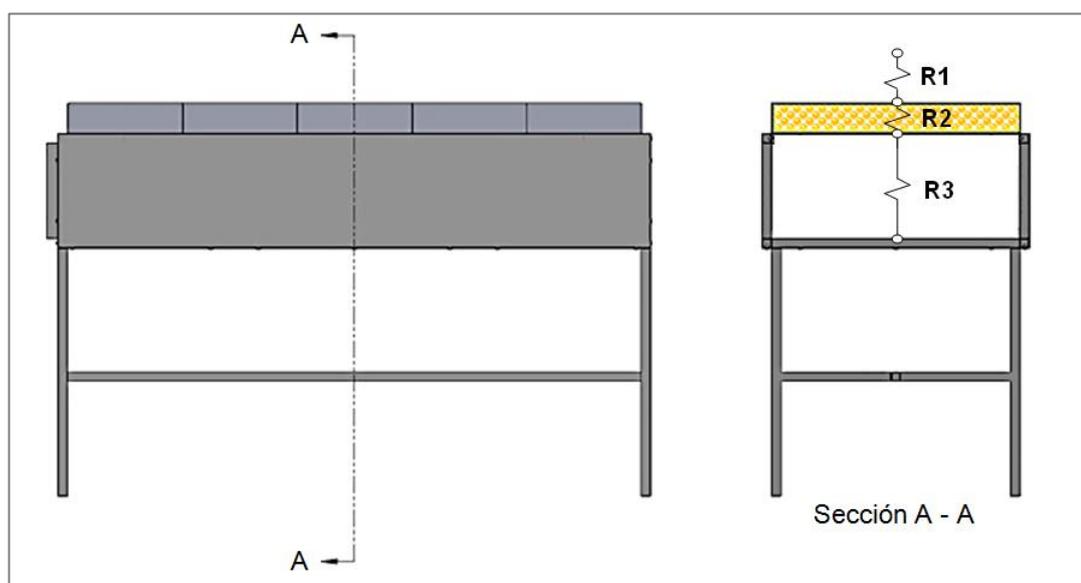


Figura 26. Resistencias térmicas - Transferencia de calor en vegetales

La ecuación para el cálculo de la densidad de flujo calorífico se puede comparar con ley de ohm para el cálculo de la corriente a partir de la relación existente entre la diferencia de potencial y la resistencia eléctrica así:

$$q = \frac{\Delta T}{R_{tc}}$$

$$i = \frac{\Delta V}{R} \quad (41)$$

Aplicando esta comparación se obtiene el circuito térmico con respecto a las pérdidas de calor en los vegetales y se deduce el valor del coeficiente global de transferencia de calor como se indica a continuación:

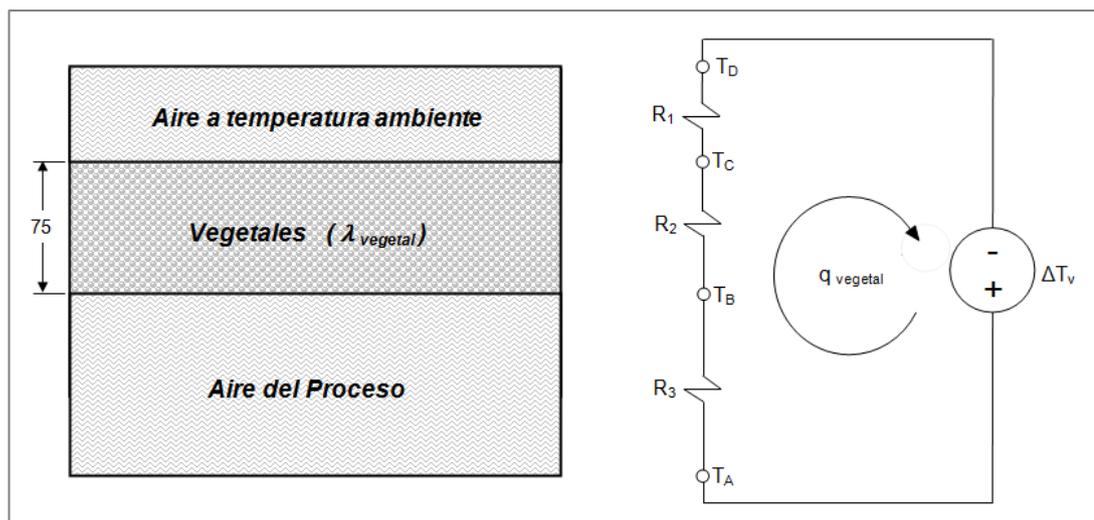


Figura 27. Circuito térmico para los vegetales – Resistencias individuales

$$q = \frac{\Delta T_v}{(R_1 + R_2 + R_3)}$$

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\Delta T_v}{(R_1 + R_2 + R_3)}$$

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_v * A}{(R_1 + R_2 + R_3)} \quad (42)$$

Resolviendo el circuito térmico se obtiene una resistencia equivalente que es igual a la suma en serie de las resistencias individuales así:

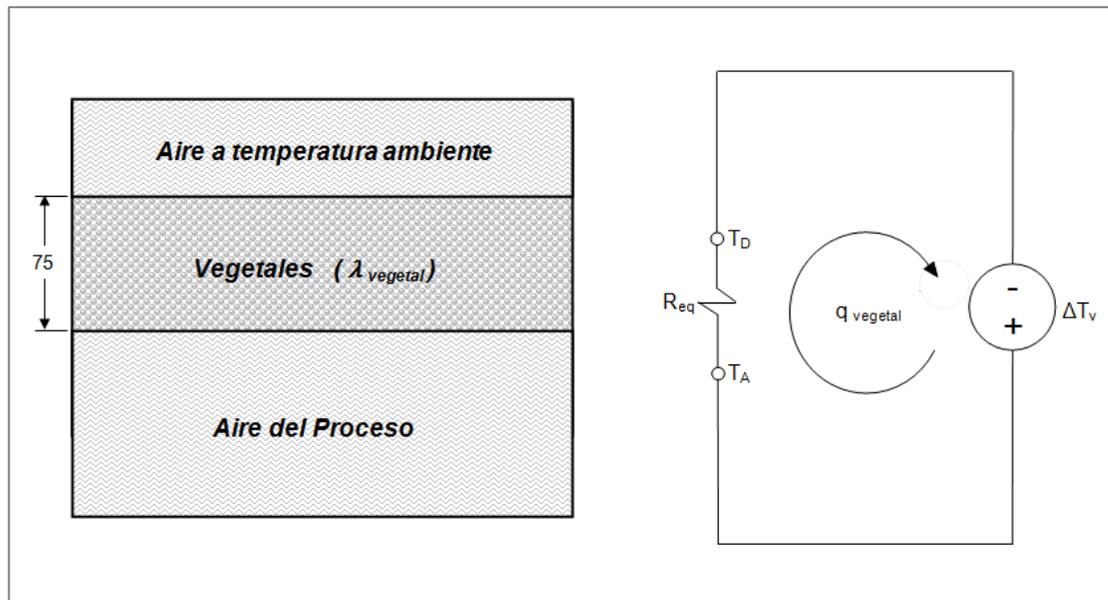


Figura 28. Circuito térmico para los vegetales – Resistencia equivalente

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_v * A}{(R_{eq})} \quad (43)$$

Donde se deduce a partir de la ecuación 36 que el coeficiente global de transferencia de calor para determinar las pérdidas del mismo en los vegetales viene dado por la siguiente expresión:

$$U_v = \frac{1}{R_{eq}} \quad (44)$$

Reemplazando se obtiene:

$$U_v = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{co\ vegetal}} + \frac{3 * H_{bandejas}}{\lambda_{vegetal}} + \frac{1}{h_{ci\ vegetal}} \right)} \quad (45)$$

– **Coefficiente de Convección Externo**

El funcionamiento de la cámara de deshidratado se efectúa dentro de una edificación cerrada que posee ventilación natural (no forzada por el viento de medio ambiente) por lo que su coeficiente de convección externo se lo puede estimar a partir de los resultados obtenidos de la aplicación de métodos experimentales de ensayos como:

- El método de la placa caliente (ASTM C177)
- El método de la caja caliente aislada (ASTM C236)

Los coeficientes de convección externa enunciados en la siguiente tabla (ver tabla 29) son los resultados obtenidos de dichos ensayos y se encuentran en función de la dirección del flujo de calor así:

Tabla 29
Coefficiente de convección natural externa

Dirección del flujo de calor	Referencia	$h_{co\ vegetal} \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]$
0°	Flujo de calor asciende	4.03
45°		3.85
90°	Flujo de calor horizontal	3.06
135°		2.27
180°	Flujo de calor descende	0.96

Fuente: (Ashrae Fund., p.357, tabla 1)

Debido a que el flujo de calor en los vegetales se produce en dirección vertical ascendente se tienen que el coeficiente de convección externa para el cálculo de las pérdidas de calor en los vegetales se aproxima a la siguiente expresión:

$$h_{co\ vegetal} = 4.03 \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]$$

– **Coefficiente de Conductividad Térmica de los Vegetales**

Este coeficiente indica la capacidad que posee el agua presente en los vegetales para conducir el calor, su cálculo está en función del contenido porcentual de humedad de estos de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\lambda_{\text{vegetal}} = 0.148 + 0.00493 * H_{\text{inicial}} \quad (46)$$

Dónde:

$$\lambda_{\text{vegetal}} = \text{coeficiente de conductividad térmica de los vegetales} \left[\frac{\text{W}}{\text{m} * ^\circ\text{K}} \right]$$

$$H_{\text{inicial}} = \text{humedad del producto en estado fresco} [\%]$$

Reemplazando los porcentajes de humedad para cada vegetal se obtienen los siguientes resultados (ver tabla 30):

Tabla 30
Coefficientes de conductividad térmica del agua

Nombre	H_{inicial} (%)	$\lambda_{\text{vegetal}} \left(\frac{\text{W}}{\text{m} * ^\circ\text{K}} \right)$
Manzana	84	0,5621
Durazno	88	0,5818
Uvilla	80	0,5424
Banano	75	0,5177
Uva	80	0,5424
Frutilla	88	0,5818
Ají Serrano	75	0,5177
Pimiento	90	0,5917
Cebolla	90	0,5917
Zanahoria	88	0,5818
Choclo	75	0,5177
Arveja	79	0,5374

– **Coefficiente de Convección Interno**

El coeficiente de convección interno se obtiene a partir de la ecuación utilizada en el cálculo del número de Nusselt como se indica a continuación:

$$h_{ci} = \frac{\text{Nusselt} * \lambda_{\text{fluido}}}{Dh} \quad (47)$$

Reemplazando los subíndices se obtiene:

$$h_{ci \text{ vegetal}} = \frac{\text{Nusselt}_{CD} * \lambda_{\text{aire}}}{Dh_{CD}}$$

Dónde:

$$h_{ci \text{ vegetal}} = \text{coef. de convección interna para pérdidas en veg.} \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]$$

Nusselt_{CD} = número de Nusselt para la cámara de deshidratado

$$\lambda_{\text{aire}} = \text{conductividad térmica del aire} \left[\frac{W}{m * ^\circ K} \right]$$

Dh_{CD} = diámetro hidráulico de la cámara de deshidratado [m]

Para la determinación del número de Nusselt es necesario obtener en primera instancia su homólogo de Reynolds y de Prandtl para lo cual se realizan los siguientes cálculos:

$$\text{Rey}_{CD} = \frac{V_{\text{aire } CD} * Dh_{CD}}{\nu_{\text{aire}}} \quad (48)$$

Dónde:

Rey_{CD} = número de Reynolds para la cámara de deshidratado

$$V_{\text{aire } CD} = \text{velocidad del aire para la cámara de deshidratado} \left[\frac{m}{s} \right]$$

Dh_{CD} = diámetro hidráulico para la cámara de deshidratado [m]

$$\nu_{\text{aire}} = \text{viscosidad cinemática del aire} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

La viscosidad cinemática del aire se la puede obtener de tablas termodinámicas mediante el conocimiento de la temperatura (máxima tolerable por el proceso de deshidratado) y presión del aire (se considerará una presión constante de 1 atm):

Tabla 31

Viscosidad cinemática del aire a la máxima temperatura tolerable por el proceso de deshidratado

Nombre	T _{max tolerable} (°C)	v _{aire} * 10 ⁻⁵ (m ² /s)
Manzana	50	1,798
Durazno	60	1,896
Uvilla	55	1,847
Banano	60	1,895
Uva	55	1,847
Frutilla	55	1,847
Ají Serrano	55	1,847
Pimiento	55	1,847
Cebolla	55	1,847
Zanahoria	60	1,896
Choclo	60	1,896
Arveja	60	1,896

Fuente: (Cengel, 2003)

La ecuación para el cálculo del diámetro hidráulico con respecto a figuras rectangulares viene dada por la siguiente expresión:

$$Dh_{CD} = \frac{4 * A_{trans. CD}}{P_{mojado CD}} \quad (49)$$

Dónde:

Dh_{CD} = diámetro hidráulico de la cámara de deshidratado [m]

A_{trans. CD} = área transversal de la cámara de deshidratado [m²]

P_{mojado CD} = perímetro mojado por el aire del proceso [m]

El área transversal de la cámara de deshidratado y el perímetro mojado por el aire del proceso vienen dado por:

$$A_{\text{trans.CD}} = A_{\text{CD}} * H_{\text{CD}}$$

$$A_{\text{trans.CD}} = 0.65 * 0.25$$

$$A_{\text{trans.CD}} = 0.1625 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$P_{\text{mojado CD}} = 2 * A_{\text{CD}} + 2 * H_{\text{CD}}$$

$$P_{\text{mojado CD}} = 2 * 0.65 + 2 * 0.25$$

$$P_{\text{mojado CD}} = 1.8 \text{ [m]}$$

Reemplazando se obtiene:

$$Dh_{\text{CD}} = \frac{4 * 0.1625 \text{ [m}^2\text{]}}{1.8 \text{ [m]}} = 0.3611 \text{ [m]}$$

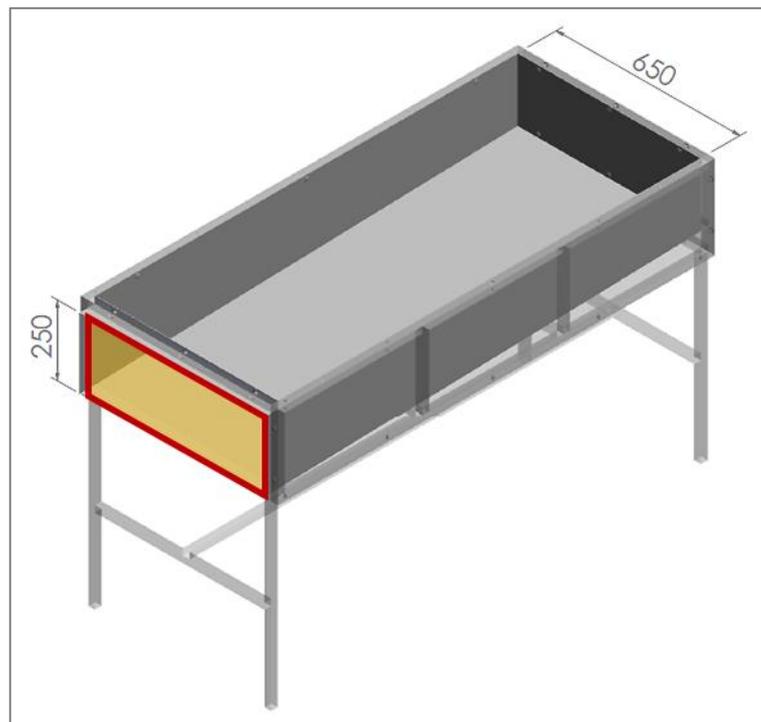


Figura 29. Área transversal (naranja) y perímetro mojado (rojo) de la cámara de deshidratado.

La velocidad del aire en la cámara de deshidratado se obtiene despejando la ecuación para el cálculo del flujo másico como se indica a continuación:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = V_{\text{aire CD}} * \delta_{\text{aire}} * A_{\text{trans.CD}} \quad (50)$$

$$V_{\text{aire CD}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{\delta_{\text{aire}} * A_{\text{trans.CD}}}$$

Dónde:

$$V_{\text{aire CD}} = \text{velocidad del aire en la cámara de deshidratado} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \text{flujo másico del proceso de deshidratado} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$\delta_{\text{aire}} = \text{densidad del aire en Ambato} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$A_{\text{trans.CD}} = 0.1625 \text{ [m}^2\text{]}$$

El flujo másico del aire a su vez también se lo puede determinar a partir del flujo de calor útil generado en el proceso de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{\text{aire}} * c_{p\text{ambiente}} * \Delta T_{\text{proceso}} \quad (51)$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{\dot{Q}_u}{c_{p\text{ambiente}} * (\Delta T_{\text{proceso}})} \quad (52)$$

Dónde:

$$\dot{Q}_u = \text{flujo de calor útil en el proceso de deshidratado [W]}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \text{flujo másico de aire en el proceso de deshidratado} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$\Delta T_{\text{proceso}} = \text{variación de temperatura existente en el aire del proceso [}^\circ\text{C]}$$

$$c_{p\text{ambiente}} = \text{calor específico del aire en Ambato} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{K}} \right]$$

La variación de temperatura en el aire del proceso de deshidratado se produce al elevar la temperatura del mismo desde la ambiente hasta la máxima tolerable por proceso de deshidratado así:

$$\Delta T_{\text{proceso}} = T_{\text{max tolerable}} - T_{\text{ambiente}} \quad (53)$$

Reemplazando se obtiene:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{\dot{Q}_u}{c_{p\text{ambiente}} * (T_{\text{max. tolerable}} - T_{\text{ambiente}})} \quad (54)$$

Dónde:

$T_{\text{max tolerable}}$ = temperatura maxima de deshidratado de un vegetal [°C]

T_{ambiente} = temperatura ambiente de Ambato = 15 [°C]

El calor específico y la densidad del aire en la ciudad de Ambato se obtienen de una interpolación lineal a partir del conocimiento de la temperatura promedio a la que se encuentra esta ciudad. Los valores obtenidos de las tablas provienen de propiedades del aire a presión constante de 1 atm (Cengel, 2003):

$$T_{\text{ambiente}} = 15 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\delta_{\text{aire}} = 1.225 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$c_{p\text{ambiente}} = \text{calor específico del aire en Ambato} = 1.007 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{K}} \right]$$

A continuación se procede a realizar un ejemplo de cálculo del número de Reynolds para la cámara de deshidratado con respecto a la manzana, el resultado perteneciente a los demás vegetales se publica en la tabla 32.

$$\dot{m}_{\text{aire manzana}} = \frac{5,7343 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]}{1.007 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right] * (50[^\circ\text{C}] - 15[^\circ\text{C}])}$$

$$\dot{m}_{\text{aire manzana}} = 0.1626 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$V_{\text{aire CD manzana}} = \frac{0.1626 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]}{1.225 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 0.1625 \text{ [m}^2\text{]}}$$

$$V_{\text{aire CD manzana}} = 0.8173 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$\text{Rey}_{\text{CD manzana}} = \frac{0.9535 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 0.3611 \text{ [m]}}{1,798 * 10^{-5} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]}$$

$$\text{Rey}_{\text{CD manzana}} = 16414.7573$$

Tabla 32*Resultados de los cálculos con respecto al número de Reynolds*

Nombre	$\dot{m}_{\text{aire}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$	$V_{\text{aire CD}} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$	$v_{\text{aire}} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$	Rey_{CD}
Manzana	0,16269946	0,81732854	0,00001798	16414,7573
Durazno	0,13169982	0,66160034	0,00001896	12600,4157
Uvilla	0,14441443	0,72547282	0,00001847	14183,4452
Banano	0,12677976	0,63688439	0,00001896	12129,6915
Uva	0,14069379	0,70678198	0,00001847	13818,0277
Frutilla	0,15458778	0,77657913	0,00001847	15182,6055
Ají Serrano	0,13810079	0,69375592	0,00001847	13563,3602
Pimiento	0,13844169	0,69546845	0,00001847	13596,8411
Cebolla	0,13300439	0,66815392	0,00001847	13062,8251
Zanahoria	0,12027183	0,60419130	0,00001896	11507,0399
Choclo	0,12214534	0,61360296	0,00001896	11686,2884
Arveja	0,12287515	0,61726920	0,00001896	11756,1132

El número de Prandtl para el aire perteneciente al proceso se lo obtiene a partir de tabas termodinámicas cuyos valores se encuentran en función de la temperatura y la presión de este fluido.

Las tablas se evaluarán con respecto a la temperatura máxima tolerable por el vegetal dentro del proceso de deshidratado y una presión de una atmósfera (Ver tabla 33).

Tabla 33
Determinación del Número de Prandtl

Nombre	T _{max tolerable} (°C)	Prandtl _{CD}
Manzana	50	0.7228
Durazno	60	0.7202
Uvilla	55	0.7215
Banano	60	0.7202
Uva	55	0.7215
Frutilla	55	0.7215
Ají Serrano	55	0.7215
Pimiento	55	0.7215
Cebolla	55	0.7215
Zanahoria	60	0.7202
Choclo	60	0.7202
Arveja	60	0.7202

Fuente: (Cengel, 2003)

Una vez obtenido el número de Reynolds y de Prandtl de la cámara de deshidratado se procede a seleccionar el método apropiado para la resolución del número de Nusselt mediante la evaluación de las condiciones indicadas a continuación:

$$0.7 < \text{Prandtl}_{\text{tubo}} < 160$$

$$\frac{L_{\text{cc}}}{Dh_{\text{cam}}} > 10$$

$$\text{Rey}_{\text{tubo}} > 10\,000$$

Evaluación de condiciones:

$$\frac{L_{\text{CD}}}{Dh_{\text{CD}}} = \frac{1.5}{0.3611} = 4.1539 < 10 \rightarrow \text{no cumple condición}$$

Tabla 34*Evaluación de condiciones para cálculo del número de Nusselt*

Nombre	Rey _{CD}	Rey _{CD} > 10 000	Prandtl _{CD}	0.7 < Prandtl _{CD} < 160
Manzana	16414,7573	Si cumple	0.7228	Si cumple
Durazno	12600,4157	Si cumple	0.7202	Si cumple
Uvilla	14183,4452	Si cumple	0.7215	Si cumple
Banano	12129,6915	Si cumple	0.7202	Si cumple
Uva	13818,0277	Si cumple	0.7215	Si cumple
Frutilla	15182,6055	Si cumple	0.7215	Si cumple
Ají Serrano	13563,3602	Si cumple	0.7215	Si cumple
Pimiento	13596,8411	Si cumple	0.7215	Si cumple
Cebolla	13062,8251	Si cumple	0.7215	Si cumple
Zanahoria	11507,0399	Si cumple	0.7202	Si cumple
Choclo	11686,2884	Si cumple	0.7202	Si cumple
Arveja	11756,1132	Si cumple	0.7202	Si cumple

Debido a que no todas las condiciones se cumplen satisfactoriamente no se puede proceder al cálculo del número de Nusselt mediante la ecuación de Dittus & Boelter optando por la expresión de Pethukov & Kirilov:

$$\text{Nusselt}_{\text{CD}} = \frac{(f/8) * \text{Rey}_{\text{CD}} * \text{Prandtl}_{\text{CD}}}{1.1 + \frac{900}{\text{Rey}_{\text{CD}}} - \frac{0.63}{1+10*\text{Prandtl}_{\text{CD}}} + 12.7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\text{Prandtl}_{\text{CD}}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (55)$$

Dónde:

$\text{Nusselt}_{\text{CD}}$ = número de Nusselt para la cámara de deshidratado

f = factor de fricción

La determinación del factor de fricción se estimara mediante la utilización del diagrama de Moody (Mott, 2006) para lo cual se requiere conocer el número de Reynolds y la relación existente entre los siguientes estamentos:

D_{hCD} = diámetro hidráulico de la cámara de deshidratado = 0.3611 (m)

ε = rugosidad absoluta del acero galvanizado = 0.00024 (m)

$$\frac{Dh_{CD}}{\varepsilon} = \text{rugosidad relativa} = \frac{0.3611}{0.00024} = 1504.583$$

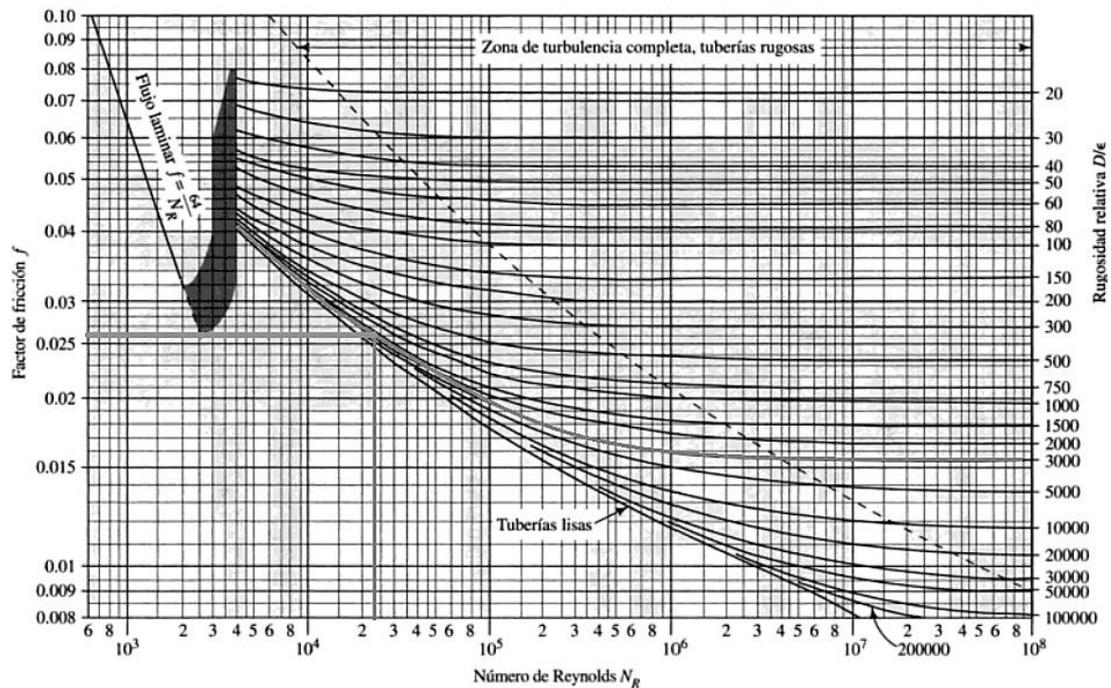


Figura 30. Diagrama de Moody.
Fuente: (Mott, 2006)

Evaluando el diagrama de Moody utilizando el número de Reynolds de la cámara de deshidratado y la rugosidad relativa se obtiene el siguiente factor de fricción:

$$f = \text{factor de fricción} = 0.027$$

A continuación se procede a realizar un ejemplo de cálculo del número de Nusselt para la cámara de deshidratado con respecto a la manzana, el resultado perteneciente a los demás vegetales se publica en la tabla 35.

$$\text{Nusselt}_{CD \text{ manzana}} = \frac{(0.027/8) * 16414 * 0.723}{1.1 + \frac{900}{16414} - \frac{0.63}{1+10*0.723} + 12.7 * \left(\frac{0.027}{8}\right)^{1/2} (0.723^{2/3} - 1)}$$

$$\text{Nusselt}_{CD \text{ manzana}} = 44.26179$$

Tabla 35*Resultados de cálculos con respecto al número de Nusselt*

Nombre	Rey _{CD}	Prandtl _{CD}	# Nusselt _{CD}
Manzana	16414,7573	0.7228	44,26179
Durazno	12600,4157	0.7202	33,30475
Uvilla	14183,4452	0.7215	37,85037
Banano	12129,6915	0.7202	31,96421
Uva	13818,0277	0.7215	36,80751
Frutilla	15182,6055	0.7215	40,70303
Ají Serrano	13563,3602	0.7215	36,08088
Pimiento	13596,8411	0.7215	36,17640
Cebolla	13062,8251	0.7215	34,65312
Zanahoria	11507,0399	0.7202	30,19198
Choclo	11686,2884	0.7202	30,70205
Arveja	11756,1132	0.7202	30,90077

La conductividad térmica del aire se evalúa de tablas termodinámicas utilizando la temperatura máxima tolerable por el vegetal:

Tabla 36*Conductividad térmica del aire a temperatura máxima tolerable*

Nombre	T _{max tolerable} (°C)	$\lambda_{\text{aire}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{°K}} \right]$
Manzana	50	0,02735
Durazno	60	0,02808
Uvilla	55	0,02771
Banano	60	0,02808
Uva	55	0,02771
Frutilla	55	0,02771
Ají Serrano	55	0,02771
Pimiento	55	0,02771
Cebolla	55	0,02771
Zanahoria	60	0,02808
Choclo	60	0,02808
Arveja	60	0,02808

Fuente: (Cengel, 2003)

A continuación se procede a realizar un ejemplo de cálculo para el coeficiente de convección interna con respecto a la manzana, el resultado perteneciente a los demás vegetales se publica en la tabla 37.

$$h_{ci\ manzana} = \frac{49.16102 * 0.0274 \left[\frac{W}{m * ^\circ K} \right]}{0.3611[m]} = 4.2431 \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]$$

Tabla 37*Coefficientes de convección interna de la cámara de deshidratado*

Nombre	Nusselt _{CD}	$\lambda_{aire} \left[\frac{W}{m * ^\circ K} \right]$	$h_{ci\ vegetal} \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]$
Manzana	44,26179	0,02735	3,3524232
Durazno	33,30475	0,02808	2,5898573
Uvilla	37,85037	0,02771	2,9050758
Banano	31,96421	0,02808	2,4856138
Uva	36,80751	0,02771	2,8250352
Frutilla	40,70303	0,02771	3,1240223
Ají Serrano	36,08088	0,02771	2,7692649
Pimiento	36,17640	0,02771	2,7765964
Cebolla	34,65312	0,02771	2,6596818
Zanahoria	30,19198	0,02808	2,3478008
Choclo	30,70205	0,02808	2,3874649
Arveja	30,90077	0,02808	2,4029178

Como paso final para la determinación del coeficiente global de transferencia de calor este coeficiente se utilizará la ecuación 45 descrita a inicio de la sección y se realizará reemplazo de datos:

$$U_v = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{co\ vegetal}} + \frac{3 * H_{bandejas}}{\lambda_{vegetal}} + \frac{1}{h_{ci\ vegetal}} \right)}$$

A continuación se procede a realizar un ejemplo de cálculo para el coeficiente global de transferencia de calor con respecto a la manzana, el resultado perteneciente a los demás vegetales se publica en la tabla 38.

$$U_{CD\ manznana} = \frac{1}{\left(\frac{1}{4.03 \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]} + \frac{3 * 0.025 [m]}{0.5621 \left[\frac{W}{m * ^\circ K} \right]} + \frac{1}{3.3524 \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]} \right)}$$

$$U_{CD\ manznana} = 1.4709 \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]$$

Tabla 38
Coeficiente global de transferencia de calor

Nombre	λ_{vegetal} $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ K} \right]$	$h_{\text{ci vegetal}}$ $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right]$	$h_{\text{co vegetal}}$ $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right]$	U_v $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right]$
Manzana	0,562120	3,3524232	4.03	1,47090
Durazno	0,581840	2,5898573	4.03	1,31034
Uvilla	0,542400	2,9050758	4.03	1,36867
Banano	0,517750	2,4856138	4.03	1,25737
Uva	0,542400	2,8250352	4.03	1,35064
Frutilla	0,581840	3,1240223	4.03	1,43443
Ají Serrano	0,517750	2,7692649	4.03	1,32608
Pimiento	0,591700	2,7765964	4.03	1,36046
Cebolla	0,591700	2,6596818	4.03	1,33178
Zanahoria	0,581840	2,3478008	4.03	1,24538
Choclo	0,517750	2,3874649	4.03	1,23175
Arveja	0,537470	2,4029178	4.03	1,24403

– **Diferencia de Temperatura Generadora del Flujo de Calor**

El componente final requerido para determinar las pérdidas de calor en los vegetales es la diferencia de temperaturas presentes entre los mecanismos de transferencia de calor del proceso de deshidratado. Para el cálculo de esta magnitud se procede al estudio del circuito térmico planteado en secciones anteriores:

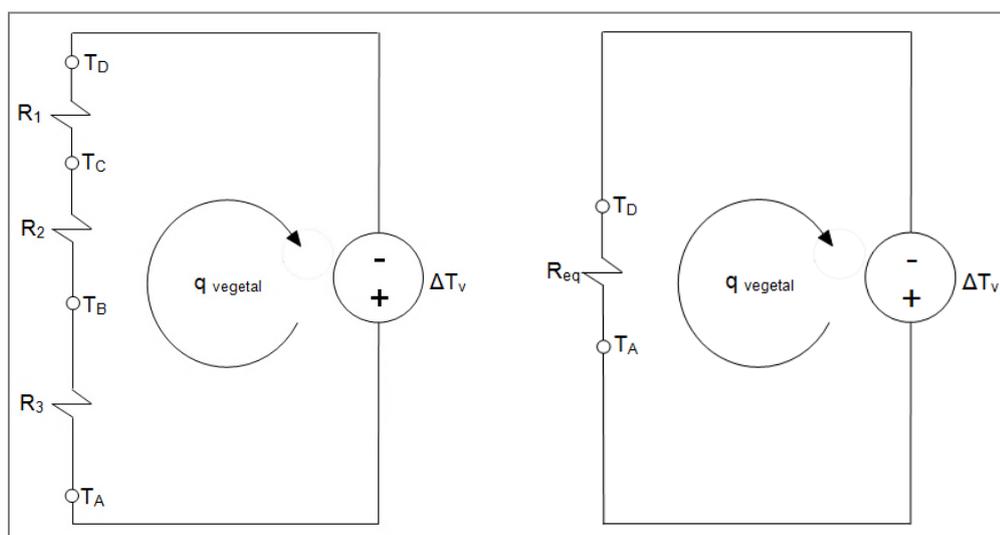


Figura 31. Circuito térmico para las pérdidas de calor en los vegetales

Mediante la aplicación de una analogía entre el circuito térmico para las pérdidas de calor en los vegetales y un circuito eléctrico se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$q = \frac{\dot{Q}}{A} = \frac{T_C - T_D}{R_1} = \frac{T_B - T_C}{R_2} = \frac{T_A - T_B}{R_3}$$

$$q = \frac{\dot{Q}}{A} = \frac{T_A - T_D}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{T_A - T_D}{R_{eq}} = \frac{\Delta T_v}{R_{eq}}$$

Dónde:

T_A = Temperatura del aire presente en la cámara de deshidratado [°C]

T_B = Temperatura máxima tolerable en el proceso de deshidratado [°C]

T_C = Temperatura mínima presente en el proceso de deshidratado [°C]

T_D = Temperatura ambiente de Ambato = 15 [°C]

$R_1 = 1 / h_{co \text{ vegetal}}$

$R_2 = 3 * H_{bandejas} / \lambda_{vegetal}$

$R_3 = 1 / h_{ci \text{ vegetal}}$

Reemplazando se obtiene:

$$q = \frac{\dot{Q}}{A} = \frac{T_C - 15 \text{ [°C]}}{\frac{1}{h_{co \text{ vegetal}}}} = \frac{T_{\text{max tolerable}} - T_C}{\frac{3 * H_{bandejas}}{\lambda_{vegetal}}}$$

$$q = \frac{\dot{Q}}{A} = \frac{T_{\text{max tolerable}} - T_C}{\frac{3 * H_{bandejas}}{\lambda_{vegetal}}} = \frac{T_A - T_{\text{max tolerable}}}{\frac{1}{h_{ci \text{ vegetal}}}}$$

Despejando se obtiene:

$$T_C = \left(15 \frac{3 H_{bandejas}}{\lambda_{vegetal}} + \frac{T_{\text{max. tolerable}}}{h_{co \text{ vegetal}}} \right) / \left(\frac{1}{h_{co \text{ vegetal}}} + \frac{3 H_{bandejas}}{\lambda_{vegetal}} \right) \quad (56)$$

$$T_A = T_{\text{max. tolerable}} - \left(\frac{T_C - T_{\text{max. tolerable}}}{3 * H_{\text{bandejas}}} \right) / \left(\frac{h_{\text{ci vegetal}}}{\lambda_{\text{vegetal}}} \right) \quad (57)$$

A continuación se procede a realizar un ejemplo de cálculo de las temperaturas críticas del proceso de deshidratado con respecto a la manzana, el resultado perteneciente a los demás vegetales se publica en la tabla 39.

$$T_C = \left(15 * \frac{3 * 0.025}{0.5621} + \frac{50}{4.03} \right) / \left(\frac{1}{4.03} + \frac{3 * 0.025}{0.5621} \right) \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_C = 37.7613 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_A = 50 - \left(\frac{39.4726 - 50}{3 * 0.025} \right) / \left(\frac{3.3524232}{0.5621} \right) \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_A = 77.3617 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Tabla 39

Temperaturas críticas del proceso de deshidratado

Nombre	T _A [°C]	T _B [°C]	T _C [°C]	T _D [°C]
Manzana	77,3617	50	37,76132	15
Durazno	106,0839	60	44,61554	15
Uvilla	90,6328	55	40,68638	15
Banano	106,0670	65	43,41311	15
Uva	91,6424	55	40,68638	15
Frutilla	88,9592	55	41,32492	15
Ají Serrano	91,7542	55	40,25610	15
Pimienta	93,4274	55	41,47575	15
Cebolla	95,1166	55	41,47575	15
Zanahoria	110,8351	60	44,61554	15
Choclo	107,9608	60	43,41311	15
Arveja	108,3057	60	43,80264	15

– Determinación de las Pérdidas de Calor en los Vegetales

Una vez obtenidos todos los parámetros necesarios para el cálculo de las pérdidas de calor en los vegetales se procede al mismo mediante la utilización de la ecuación 58:

$$\dot{Q}_{\text{perdido vegetal}} = A_v * U_v * (\Delta T_v) \quad (58)$$

Dónde:

A_v = área donde reposan los vegetales sobre las bandejas [m²]

U_v = coeficiente global de transferencia de calor en los vegetales $\left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K}\right]$

$\Delta T_v = T_A - T_D$ [°C]

T_A = Temperatura del aire presente en la cámara de deshidratado [°C]

T_D = Temperatura ambiente de Ambato = 15 [°C]

A continuación se procede a realizar un ejemplo de cálculo de las pérdidas de calor por jornada con respecto a la manzana, el resultado perteneciente a los demás vegetales se publica en la tabla 40:

$$\dot{Q}_{\text{perdido manzana}} = 0.975[m^2] * 1,531 \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K}\right] * (77,3617[^\circ C] - 15[^\circ C])$$

$$\dot{Q}_{\text{perdido manzana}} = 89.4349 [W]$$

Tabla 40

Pérdidas de calor por jornada en los vegetales a deshidratar

Nombre	T_A [°C]	U_v $\left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K}\right]$	$\dot{Q}_{\text{perdido vegetal}}$ [W]
Manzana	77,3617	1,47090	89,43491
Durazno	106,0839	1,31034	116,36685
Uvilla	90,6328	1,36867	100,92820
Banano	106,0670	1,25737	111,64221
Uva	91,6424	1,35064	100,92820
Frutilla	88,9592	1,43443	103,43720
Ají Serrano	91,7542	1,32608	99,23752
Pimiento	93,4274	1,36046	104,02986
Cebolla	95,1166	1,33178	104,02986
Zanahoria	110,8351	1,24538	116,36685
Choclo	107,9608	1,23175	111,64221
Arveja	108,3057	1,24403	113,17276

– **Pérdidas de Calor en el Fluido del Proceso**

Para determinar las pérdidas de calor por aire en el proceso se requiere la diferencia de temperaturas entre el fluido que entra y el que sale de la cámara de deshidratado denominadas “T_A” y “T_C” respectivamente.

$$\dot{Q}_{\text{perdido aire}} = \dot{m}_{\text{aire proceso}} * c_{p\text{aire}} * (T_A - T_C) \quad (59)$$

Dónde:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \text{flujo másico de aire en el proceso} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$c_{p\text{aire}} = \text{calor específico del aire en Ambato} = 1.007 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{K}} \right]$$

A continuación se procede a realizar un ejemplo de cálculo de las pérdidas de calor por aire en el proceso con respecto a la manzana, el resultado perteneciente a los demás vegetales se publica en la tabla 41:

$$\dot{Q}_{\text{perdido aire manzana}} = 0.1627 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] * 1.007 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{K}} \right] * (79.41 [^\circ\text{C}] - 39.47 [^\circ\text{C}])$$

$$\dot{Q}_{\text{perdido aire manzana}} = 6.0637 \text{ [kW]}$$

Tabla 41

Pérdidas de calor por aire en el proceso

Nombre	T _A [°C]	T _C [°C]	Q _{perdido aire} [kW]
Manzana	77,3617	37,76132	6,4474765
Durazno	106,0839	44,61554	8,1010332
Uvilla	90,6328	40,68638	7,2180392
Banano	106,0670	43,41311	7,9488110
Uva	91,6424	40,68638	7,1742159
Frutilla	88,9592	41,32492	7,3688388
Ají Serrano	91,7542	40,25610	7,1169048
Pimiento	93,4274	41,47575	7,1973036
Cebolla	95,1166	41,47575	7,1394569
Zanahoria	110,8351	44,61554	7,9699192
Choclo	107,9608	43,41311	7,8897239
Arveja	108,3057	43,80264	7,9313715

– **Pérdidas de Calor en las Paredes de la Cámara**

Para determinar las pérdidas de calor en la cámara de deshidratado primero se deben especificar los espesores de los materiales a utilizarse en su construcción y el espesor total de las paredes de la misma:

$$\text{Esp}_{\text{TOTAL CD}} = \text{Esp}_{\text{ACDi}} + \text{Esp}_{\text{LVCD}} + \text{Esp}_{\text{ACDe}} \quad (60)$$

Dónde

$$\begin{aligned} \text{Esp}_{\text{TOTAL CD}} &= \text{espesor total de la cámara de deshidratado} = 26.5 \text{ [mm]} \\ \text{Esp}_{\text{ACDi}} &= \text{espesor de la cubierta int. de la cám. de deshidratado} = 0.5 \text{ [mm]} \\ \text{Esp}_{\text{LVCD}} &= \text{espesor de la lana de vidrio} = 25 \text{ [mm]} \\ \text{Esp}_{\text{ACDe}} &= \text{espesor de la cubierta ext. de la cám. de deshidratado} = 1 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

La pérdida de calor en las paredes de la cámara de deshidratado en el transcurso de la jornada laboral al igual que su homóloga en los vegetales se calculan por medio de circuitos térmicos y el uso de la ecuación para el cálculo de la densidad de flujo calorífico deducida a partir de la ley de enfriamiento de Newton:

$$\dot{Q}_{\text{perdido paredes CD}} = \text{Area}_{\text{paredes CD}} * U_{\text{paredes CD}} * (T_A - T_D) \quad (61)$$

Dónde:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{perdido paredes CD}} &= \text{pérdidas de calor en las paredes de la cam. por jornada (W)} \\ \text{Area}_{\text{paredes CD}} &= \text{área de transferencia de calor en las paredes de la cámara (m}^2\text{)} \\ U_{\text{paredes CD}} &= \text{coef. global de transf. de calor en las paredes de la cam.} \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{°C}} \right) \\ T_A &= \text{temperatura del aire presente en la cámara de deshidratado [°C]} \\ T_D &= \text{temperatura ambiente de Ambato} = 15 \text{ [°C]} \end{aligned}$$

– **Área de Transferencia de Calor en las Paredes de la Cámara de Deshidratado**

Es la sumatoria de las áreas pertenecientes a dos paredes laterales, una inferior y una posterior de la cámara de deshidratado, la ecuación para su cálculo viene dada por la siguiente expresión:

$$\text{Area}_{\text{paredes CD}} = 2 * L_{\text{CDt}} * H_{\text{CDt}} + A_{\text{CDt}} * L_{\text{CDt}} + A_{\text{CDt}} * H_{\text{CDt}} \quad (62)$$

Dónde:

$$L_{\text{CDt}} = L_{\text{CD}} + 2 * \text{Esp}_{\text{total CD}} = 1.5 + 2 * 0.0265 = 1.553[\text{m}]$$

$$A_{\text{CDt}} = A_{\text{CD}} + 2 * \text{Esp}_{\text{total CD}} = 0.65 + 2 * 0.0265 = 0.703[\text{m}]$$

$$H_{\text{CDt}} = H_{\text{CD}} + H_{\text{bandejas}} + \text{Esp}_{\text{total CD}} = 0.25 + 0.06 + 0.0265 = 0.3365[\text{m}]$$

Reemplazando se obtiene:

$$\text{Area}_{\text{paredes CD}} = (2 * 1.553 * 0.3365 + 0.703 * 1.553 + 0.703 * 0.3365) [\text{m}^2]$$

$$\text{Area}_{\text{paredes CD}} = 2.3735 [\text{m}^2]$$

– **Coefficiente Global de Transferencia de Calor en las Paredes de la Cámara de Deshidratado**

La determinación del coeficiente global de transferencia de calor en las paredes de la cámara de deshidratado se obtiene mediante circuito térmico (figura 32) de acuerdo a la siguiente expresión:

$$U_{\text{paredes CD}} = \frac{1}{R_4 + R_5 + R_6 + R_7 + R_8} \quad (63)$$

$$U_{\text{paredes CD}} = \frac{1}{R_{\text{eq paredes CD}}} \quad (64)$$

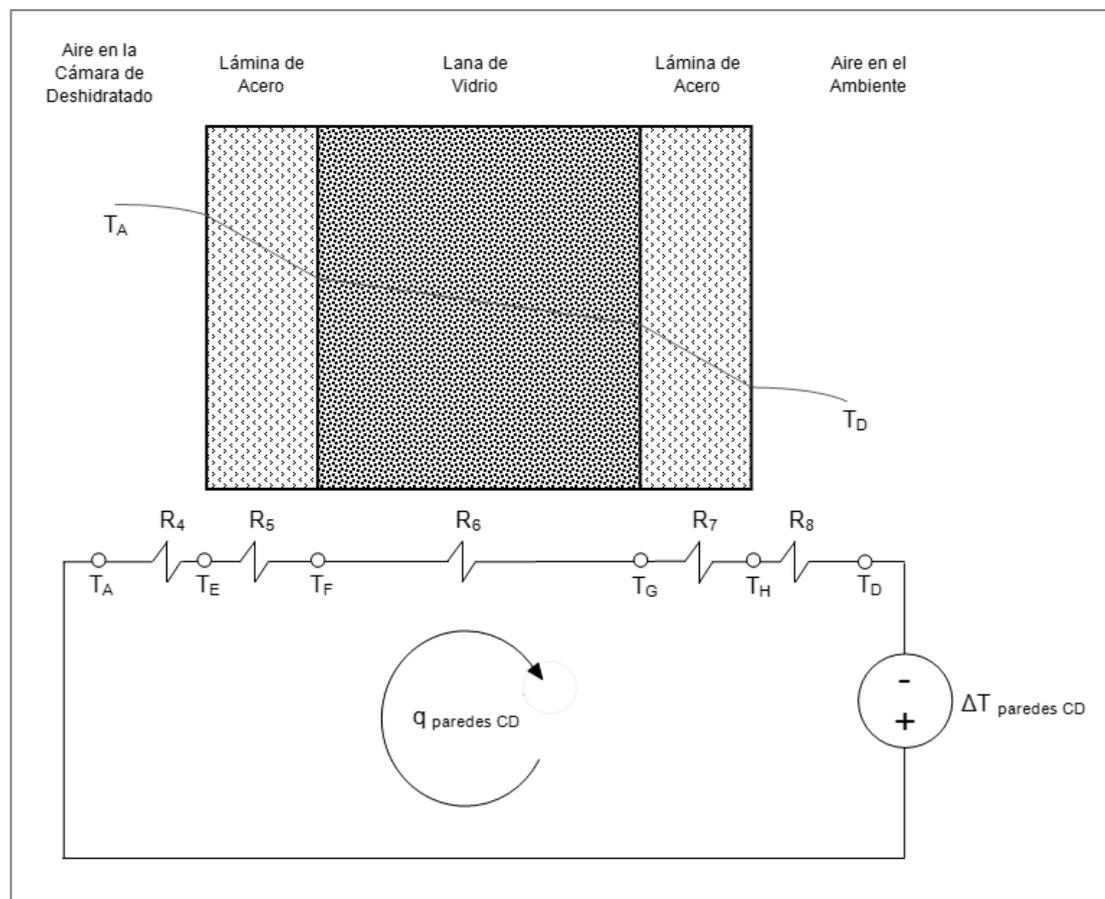


Figura 32. Circuito térmico - Paredes de la cámara de deshidratado

$$- R_4 = \text{resistencia térmica de convección} = \frac{1}{h_{ci \text{ vegetal}}} \quad (65)$$

$$- R_5 = \text{resistencia térmica de conducción} = \frac{\text{Esp}_{A \text{ CDi}}}{\lambda_{\text{Acero}}} \quad (66)$$

$$- R_6 = \text{resistencia térmica de conducción} = \frac{\text{Esp}_{LV \text{ CD}}}{\lambda_{LV \text{ CD}}} \quad (67)$$

$$- R_7 = \text{resistencia térmica de conducción} = \frac{\text{Esp}_{A \text{ CDe}}}{\lambda_{\text{Acero}}} \quad (68)$$

$$- R_8 = \text{resistencia térmica de convección} = \frac{1}{h_{co \text{ vegetal}}} \quad (69)$$

Dónde:

$\text{Esp}_{A \text{ CDi}} =$ espesor de la cubierta int. de la cám. de deshidratado = 0.7 [mm]

$\text{Esp}_{LV \text{ CD}} =$ espesor de la lana de vidrio = 25 [mm]

$\text{Esp}_{A \text{ CDe}} =$ espesor de la cubierta ext. de la cám. de deshidratado = 0.7 [mm]

$$\begin{aligned}\lambda_{\text{Acero}} &= \text{coeficiente de conductividad térmica acero} = 51.9 \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}} \right] \\ \lambda_{\text{LV CD}} &= \text{coeficiente de conductividad térmica lana de vidrio} = 0.046 \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}} \right] \\ h_{\text{ci CD}} &= h_{\text{ci vegetal}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}} \right] \\ h_{\text{co CD}} &= h_{\text{co vegetal}} = 4.03 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}} \right]\end{aligned}$$

Reemplazando se obtiene:

$$U_{\text{paredes CD}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{ci vegetal}}} + \frac{\text{Esp}_{\text{A CDi}}}{\lambda_{\text{Acero}}} + \frac{\text{Esp}_{\text{LV CD}}}{\lambda_{\text{LV CD}}} + \frac{\text{Esp}_{\text{A CDe}}}{\lambda_{\text{Acero}}} + \frac{1}{h_{\text{co vegetal}}}} \quad (70)$$

A continuación se procede a realizar un ejemplo de cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en las paredes de la cámara de deshidratado con respecto a la manzana, el resultado perteneciente a los demás vegetales se publica en la tabla 42:

$$\begin{aligned}U_{\text{paredes CD manzana}} &= \frac{1}{\frac{1}{3.3524} + \frac{0.0007}{51.9} + \frac{0.025}{0.046} + \frac{0.0007}{51.9} + \frac{1}{4.03}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}} \right] \\ U_{\text{paredes CD manzana}} &= 0.9432 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}} \right]\end{aligned}$$

Tabla 42

Coficiente global de transferencia de calor en las paredes de la cámara de deshidratado

Nombre	$h_{\text{ci vegetal}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}} \right]$	$h_{\text{co vegetal}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}} \right]$	$U_{\text{paredes CD}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}} \right]$
Manzana	3,3524232	4,03	0,917485
Durazno	2,5898573	4,03	0,849065
Uvilla	2,9050758	4,03	0,880383
Banano	2,4856138	4,03	0,837549
Uva	2,8250352	4,03	0,872888
Frutilla	3,1240223	4,03	0,899487
Ají Serrano	2,7692649	4,03	0,867490
Pimiento	2,7765964	4,03	0,868208
Cebolla	2,6596818	4,03	0,856436
Zanahoria	2,3478008	4,03	0,821305
Choclo	2,3874649	4,03	0,826106
Arveja	2,4029178	4,03	0,827948

– **Determinación de las Pérdidas de Calor en las Paredes de la Cámara de Deshidratado**

Finalmente para obtener el coeficiente global de transferencia de calor se procede al reemplazo de los datos calculados anteriormente en la ecuación 61:

$$\dot{Q}_{\text{perdido paredes CD}} = \text{Area}_{\text{paredes CD}} * U_{\text{paredes CD}} * (T_A - T_D) \quad (61)$$

A continuación se procede a realizar un ejemplo de cálculo de las pérdidas de calor en las paredes de la cámara de deshidratado con respecto a la manzana, el resultado perteneciente a los demás vegetales se publica en la tabla 43:

$$\dot{Q}_{\text{perdido paredes CD}} = 2.3735 * 0,917485 * (77.36 - 15) = 137.65 \text{ [W]}$$

Tabla 43
Pérdidas de calor en el aire del proceso

Nombre	T _A [°C]	T _D [°C]	Q̇ _{perdido paredes CD} [W]
Manzana	77,3617	15	135,801406
Durazno	106,0839	15	183,556384
Uvilla	90,6328	15	158,040757
Banano	106,0670	15	181,033381
Uva	91,6424	15	158,786960
Frutilla	88,9592	15	157,897253
Ají Serrano	91,7542	15	158,035135
Pimiento	93,4274	15	161,613856
Cebolla	95,1166	15	162,856261
Zanahoria	110,8351	15	186,816778
Choclo	107,9608	15	182,273208
Arveja	108,3057	15	183,357391

– **Pérdidas de Calor Totales en la Cámara de Deshidratado**

El calor perdido total generado en la cámara de deshidratado y debido a los diferentes métodos de transferencia del mismo se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{total perdido CD}} = Q_{\text{perdido vegetal}} + Q_{\text{perdido aire}} + Q_{\text{perdido paredes CD}} \quad (71)$$

Tabla 44*Calor total perdido en la jornada laboral*

Nombre	$\dot{Q}_{\text{total perdido CD}}$ [W]
Manzana	6740,23916
Durazno	8575,60636
Uvilla	7601,33102
Banano	8435,91232
Uva	7566,46850
Frutilla	7729,76383
Ají Serrano	7514,56184
Pimiento	7596,31995
Cebolla	7551,47628
Zanahoria	8476,35650
Choclo	8390,16795
Arveja	8430,07284

4.1.2.3 Calor Neto Requerido en la Cámara de Deshidratado

El calor neto necesario para llevar a cabo el proceso de deshidratado durante una jornada laboral con respecto a la cámara de deshidratado es igual a la sumatoria del calor útil y las pérdidas de calor durante la misma.

$$\dot{Q}_{\text{neto CD}} = \dot{Q}_{\text{útil}} + Q_{\text{total perdido CD}} \quad (72)$$

Tabla 45*Calor neto perdido en la cámara de deshidratado*

Nombre	$\dot{Q}_{\text{neto CD}}$ [W]	$\dot{Q}_{\text{neto CD}}$ [Btu/h]
Manzana	12474,58172	42593,53617
Durazno	14543,58355	49657,98982
Uvilla	13418,34435	45815,94384
Banano	14180,93885	48419,76631
Uva	13233,61424	45185,19654
Frutilla	13956,55971	47653,64033
Ají Serrano	13077,26156	44651,34188
Pimiento	13172,75112	44977,38392
Cebolla	12908,89306	44076,46011
Zanahoria	13926,47448	47550,91654
Choclo	13925,18396	47546,51018
Arveja	13998,16023	47795,68225

4.1.2.4 Gráficas Características de la Cámara de Deshidratado

Una vez que el control de temperatura y humedad perteneciente al sistema térmico estabiliza estas variables en los puntos de referencia deseados se puede considerar a las mismas como fijas ya que su valor no cambiará a partir del tiempo de estabilización, por lo tanto el análisis de las gráficas de temperatura versus espacio se lo realizara para valores de temperatura y humedad invariantes en el tiempo.

A continuación se procede a generar las ecuaciones necesarias para graficar la temperatura del aire presente en la cámara de deshidratado en función del diámetro hidráulico deduciendo por analógica eléctrica que:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{perdido vegetal}}}{A_v} = \frac{1}{R_3} * (T_A - T) \quad (73)$$

Dónde:

$\dot{Q}_{\text{perdido vegetal}}$ = calor perdido en vegetal por jornada[W]

A_v = área de la sección transversal al flujo de calor = 0.975 [m²]

R_3 = $1 / h_{ci \text{ vegetal}} \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]$

T_A = temperatura del aire presente en la cámara de deshidratado [°C]

T = temperatura dependiente del espacio [°C]

Reemplazando la ecuación 40 y 73 se obtiene:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}_{\text{perdido vegetal}}}{A_v} &= h_{ci \text{ vegetal}} * (T_A - T) \\ \frac{\dot{Q}_{\text{perdido vegetal}}}{A_v} &= \left(\frac{\text{Nusselt}_{CD} * \lambda_{\text{aire}}}{Dh_{CD}} \right) * (T_A - T) \\ \dot{Q}_{\text{perdido vegetal}} * Dh_{CD} &= A_v * \text{Nusselt}_{CD} * \lambda_{\text{aire}} * (T_A - T) \\ \dot{Q}_{\text{perdido vegetal}} * \left(\frac{2.6 * X}{1.3 + 2 * X} \right) &= 0.975 * \text{Nusselt}_{CD} * \lambda_{\text{aire}} * (T_A - T) \quad (74) \end{aligned}$$

Cada vegetal tiene su propio gráfico y ecuación característica por lo que se presenta un ejemplo de cálculo para la manzana y los resultados de los demás vegetales con factores críticos se presentan en la figura 33:

$$89.43 * \left(\frac{2.6 * x}{1.3 + 2 * x} \right) = 0.975 * 44.26 * 0.027 * (77.36 - T)$$

Despejando se obtiene:

$$T = \frac{63.5723}{x + 0.65} - 20.8236 \text{ [}^\circ\text{C]} \Big|_{x=0 \text{ m}}^{x=0.25 \text{ m}}$$

A continuación se procede a generar las ecuaciones necesarias para graficar la temperatura de los vegetales a deshidratar en función de la altura de las bandejas que los contienen:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{perdido vegetal}}}{A_v} = \lambda_{\text{vegetal}} \frac{dT}{dx} \quad (47)$$

Resolviendo la ecuación tenemos:

$$\int_0^x \dot{Q}_{\text{perdido vegetal}} dx = \int_{T_B}^{T_C} A_v * \lambda_{\text{vegetal}} dT$$

$$\dot{Q}_{\text{perdido vegetal}} * x = A_v * \lambda_{\text{vegetal}} * (T_B - T_C)$$

Dónde:

$\dot{Q}_{\text{perdido vegetal}}$ = calor perdido en vegetal por jornada[W]

λ_{vegetal} = coeficiente de conductividad térmica de los vegetales $\left[\frac{W}{m * ^\circ K} \right]$

A_v = área de la sección transversal al flujo de calor = 0.975 [m²]

T_B = temperatura máxima tolerable por proceso de deshidratado [°C]

T = temperatura dependiente del espacio [°C]

Cada vegetal tiene su propio gráfico y ecuación característica por lo que se presenta un ejemplo de cálculo para la manzana y los resultados de los demás vegetales con factores críticos se presentan en la figura 33:

$$96.16 * x = 0.975 * 0.56212 * (50 - T)$$

Despejando se obtiene:

$$T = 50 - 175.4589 * (x) \Big|_{x=0 \text{ m}}^{x=0.025 * 3 \text{ m}} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Desplazando la ecuación en el eje de las ordenadas 0.25 metros:

$$T = 50 - 175.4589 * (x - 0.25) \Big|_{x=0.25 \text{ m}}^{x=0.325 \text{ m}} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

A continuación se procede a generar las ecuaciones necesarias para graficar la temperatura del aire que se encuentra presente en los exteriores de la cámara de deshidratado:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{perdido vegetal}}}{A_v} = \frac{1}{R_1} * (T_C - T) \quad (48)$$

Dónde:

$\dot{Q}_{\text{perdido vegetal}}$ = calor perdido en vegetal por jornada[W]

A_v = área de la sección transversal al flujo de calor = 0.975 [m²]

R_1 = resistencia de convección ext. de la cam. de deshidratado $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{K}} \right]$

T_C = temperatura mínima presente en el proceso de deshidratado [°C]

T = temperatura dependiente del espacio [°C]

Reemplazando se obtiene:

$$\dot{Q}_{\text{perdido vegetal}} = A_v * h_{\text{co vegetal}} * (T_C - T)$$

El coeficiente de convección de tipo natural (no forzada) en dirección ascendente se lo puede expresar en función de la temperatura del fluido y la distancia que este recorre de acuerdo a la siguiente expresión (Ghiaasiaan, 2012):

$$h_{co\ vegetal} = 1.31 * \left(\frac{\Delta T}{x}\right)^{1/4} \quad (75)$$

$$\dot{Q}_{perdido\ vegetal} = A_v * 1.31 * \left(\frac{T_c - T}{x}\right)^{1/4} * (T_c - T)$$

$$\dot{Q}_{perdido\ vegetal} = A_v * 1.31 * \frac{(T_c - T)^{5/4}}{(x)^{1/4}}$$

Cada vegetal tiene su propio gráfico y ecuación característica por lo que se presenta un ejemplo de cálculo para la manzana y los resultados de los demás vegetales con factores críticos se presentan en la figura 33.

$$96.16[W] * (x)^{1/4} = 0.975 * 1.31 * (39.47 - T)^{5/4} \quad (76)$$

Despejando se obtiene:

$$x = -3.112618 * 10^{-8} * (T - 39.47)^5 \Big|_{x=0.0\ m}^{x=0.25\ m} \quad [^{\circ}C]$$

Desplazando la ecuación en el eje de las ordenadas 0.31 metros:

$$x = -3.112618 * 10^{-8} * (T - 39.47)^3 \Big|_{x=0.325\ m}^{x=0.575\ m} + 0.31 \quad [^{\circ}C]$$

A continuación se presenta la gráfica característica de la temperatura contra espacio perteneciente a la cámara de deshidratado con respecto a los siguientes vegetales:

- Manzana: Temperatura máxima tolerable = 50°C.
- Uvilla: Temperatura máxima tolerable = 55°C.
- Banano: Temperatura máxima tolerable = 60°C.

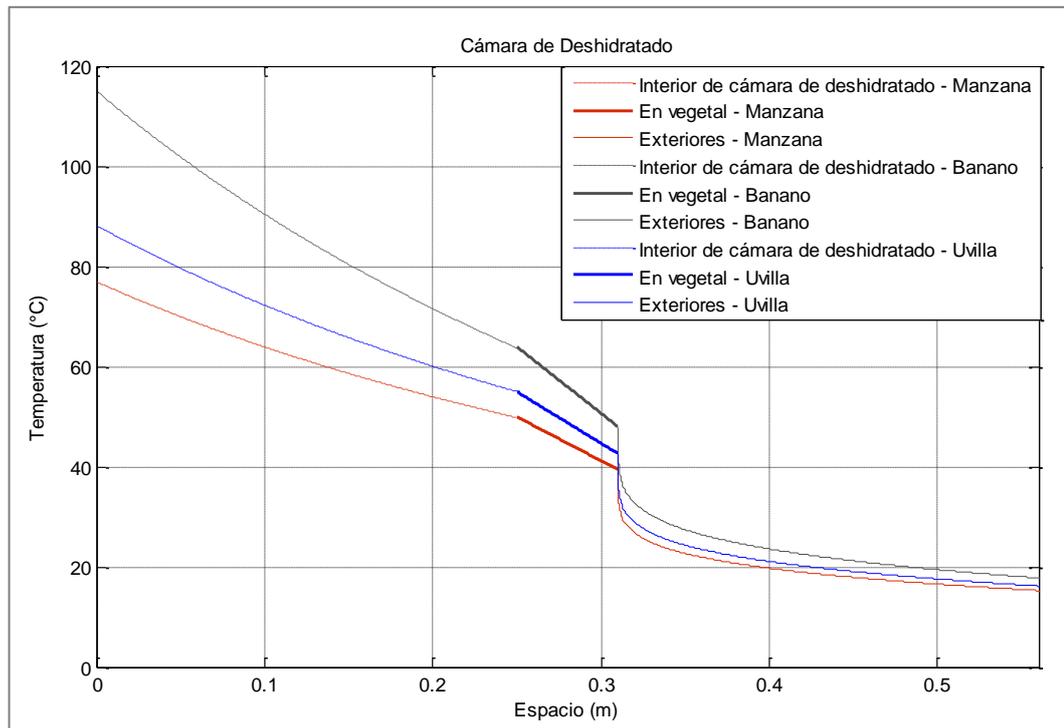


Figura 33. Gráfica de Temperatura vs. Espacio – Cámara de deshidratado

4.1.2.5 Pérdidas de Presión en la Cámara de Deshidratado

Las pérdidas de presión en la cámara de deshidratado se deben calcular en las siguientes secciones:

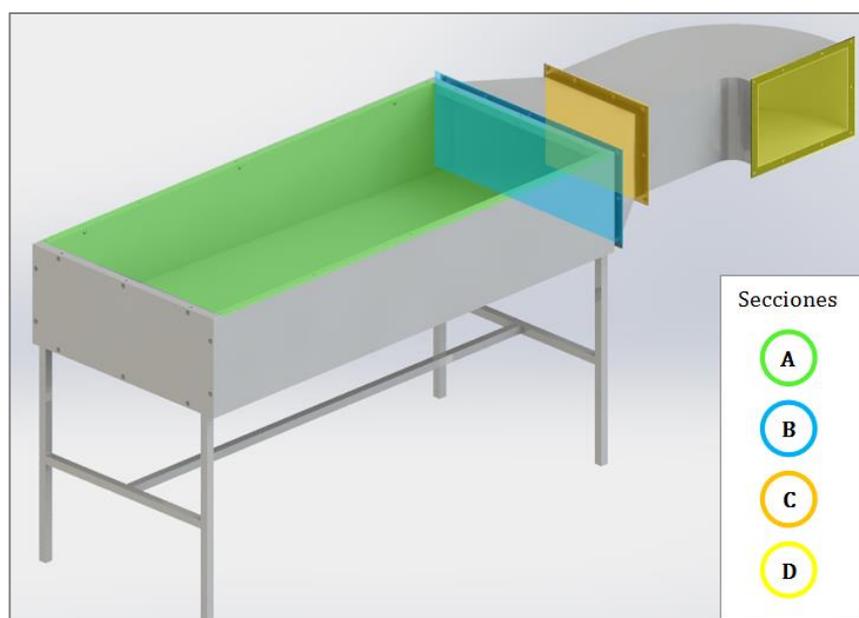


Figura 34. Secciones para cálculo de pérdidas de presión.

- A: Salida de aire hacia bandejas.
- B: Conexión entre acople reductor y cámara de deshidratado.
- C: Conexión entre el acople reductor y codo de 90°
- D: Conexión entre el codo de 90° y el intercambiador de calor

El cálculo de la presión en la sección A requiere del conocimiento de la velocidad del aire en esa área, misma que se determina a partir de la ecuación 50:

$$V_{\text{sección A}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{\delta_{\text{sección A}} * A_{\text{sección A}}} \quad (77)$$

Dónde:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \text{flujo másico de aire perteneciente al proceso} = 0.1627 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$\delta_{\text{sección A}} = \text{densidad del aire a temp. máxima tolerable por el proceso} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$A_{\text{sección A}} = \text{área de la sección A} = 1.5[\text{m}] * 0.65[\text{m}] = 0.975[\text{m}^2]$$

La presión en la sección A se determina utilizando la ecuación de la energía en conducción de gases (Mott, 2006) como indica la siguiente expresión:

$$P_{\text{sección A}} = \frac{\delta_{\text{sección A}} * (V_{\text{sección A}})^2}{2} \quad (78)$$

Dónde:

$$P_{\text{sección A}} = \text{presión del aire en la sección A [Pa]}$$

Para calcular la velocidad en la sección B se considera la ecuación de conservación de la masa de un fluido (Mott, 2006) indicada a continuación:

$$V_{\text{sección B}} = \frac{V_{\text{sección A}} * A_{\text{sección A}} * \delta_{\text{sección A}}}{A_{\text{sección B}} * \delta_{\text{sección B}}} \quad (79)$$

Dónde:

$$A_{\text{sección B}} = \text{área de la sección B} = 0.65[\text{m}] * 0.25[\text{m}] = 0.1625[\text{m}^2]$$

$$\delta_{\text{sección B}} = \text{densidad del aire a } T_A \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$T_A = \text{temperatura del aire en la cámara de deshidratado } [^{\circ}\text{C}]$$

La presión en la sección B se calcula de igual manera que en la sección anterior de acuerdo a la siguiente expresión:

$$P_{\text{sección B}} = \frac{\delta_{\text{sección B}} * V_{\text{sección B}}^2}{2} \quad (80)$$

La velocidad en la sección de conexión entre el acople reductor y el codo de 90° (sección C) se obtiene análogamente a la sección B:

$$V_{\text{sección C}} = \frac{V_{\text{sección B}} * A_{\text{sección B}} * \delta_{\text{sección B}}}{A_{\text{sección C}} * \delta_{\text{sección C}}} \quad (81)$$

Dónde:

$$A_{\text{sección C}} = \text{área de la sección C} = 0.35[\text{m}] * 0.25[\text{m}] = 0.0875[\text{m}^2]$$

$$\delta_{\text{sección C}} = \text{densidad del aire a } T_A \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$T_A = \text{temperatura del aire en la cámara de deshidratado } [^{\circ}\text{C}]$$

La presión en la sección C se calcula de igual manera que en las secciones anteriores de acuerdo a la siguiente expresión:

$$P_{\text{sección C}} = \frac{\delta_{\text{sección C}} * V_{\text{sección C}}^2}{2} \quad (82)$$

La diferencia de presión entre la sección C y la sección D se calcula utilizando un coeficiente de pérdidas de 0.2 (Anexo) que es característico para accesorios tipo codo curvos de 90° (Mott, 2006) así:

$$\Delta P_{\text{sección C-D}} = \delta_{\text{sección D}} * k * \frac{V_D^2}{2} = P_{\text{sección D}} - P_{\text{sección C}} \quad (83)$$

Dónde:

ΔP_{CD} = diferencia de presiones entre las secciones C y D [Pa]

k = coeficiente de pérdidas en codos curvos de 90° = 0.2

$$P_{\text{sección D}} = \delta_{\text{sección D}} * \frac{V_D^2}{2}$$

Reemplazando se obtiene:

$$\begin{aligned} \delta_{\text{sección D}} * k * \frac{V_D^2}{2} &= \delta_{\text{sección D}} * \frac{V_D^2}{2} - P_{\text{sección C}} \\ V_D^2 \left(\frac{\delta_{\text{sección D}} - k * \delta_{\text{sección D}}}{2} \right) &= P_{\text{sección C}} \\ V_D &= \sqrt{\frac{2 * P_{\text{sección C}}}{\delta_{\text{sección D}} - k * \delta_{\text{sección D}}}} \quad (84) \end{aligned}$$

A continuación se procede a realizar un ejemplo de cálculo de las pérdidas de presión en la cámara de deshidratado con respecto a la manzana, el resultado perteneciente a los demás vegetales se publica en la tabla 46:

$$V_{\text{sección A}} = \frac{0.1627}{1.092 * 0.975} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$V_{\text{sección A}} = 0.1524 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$P_{\text{sección A}} = \frac{1.092 * (0.1524)^2}{2} \text{ [Pa]}$$

$$P_{\text{sección A}} = 0.0126 \text{ [Pa]}$$

$$V_{\text{sección B}} = \frac{0.1524 * 0.975 * 1.092}{0.1625 * 0.9996} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$V_{\text{sección B}} = 1.0016 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$P_{\text{sección B}} = \frac{0.9996 * 1.0016^2}{2} \text{ [Pa]}$$

$$P_{\text{sección B}} = 0.5014 \text{ [Pa]}$$

$$V_{\text{sección C}} = \frac{1.0016 * 0.1625 * 0.9996}{0.0875 * 0.9996} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$V_{\text{sección C}} = 1.8602 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$P_{\text{sección C}} = \frac{0.99896 * 1.8602^2}{2} \text{ [Pa]}$$

$$P_{\text{sección C}} = 1.7294 \text{ [Pa]}$$

$$V_{\text{sección D}} = \sqrt{\frac{2 * 1.7294}{0.9996 - 0.9996 * 0.2}} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$V_{\text{sección D}} = 2.0797 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$P_{\text{sección D}} = 0.9996 * \frac{2.0797^2}{2} \text{ [Pa]}$$

$$P_{\text{sección D}} = 2.1617 \text{ [Pa]}$$

La pérdida de presión total en la cámara de deshidratado con respecto a la manzana es de:

$$\Delta P_{A-D} = 2.1617 \text{ [Pa]} - 0.0126 \text{ [Pa]} = 2.1490 \text{ [Pa]}$$

Tabla 46*Pérdidas de presión en la cámara de deshidratado*

Nombre	V _{sección A} (m/s)	P _{sección A} (Pa)	V _{sección B} (m/s)	P _{sección B} (Pa)	V _{sección C} (m/s)	P _{sección C} (Pa)	V _{sección D} (m/s)	P _{sección D} (Pa)	ΔP_{A-D} (Pa)
Manzana	0,1528	0,0128	1,0016	0,5014	1,8602	1,7294	2,0797	2,1618	2,1490
Durazno	0,1276	0,0086	0,8569	0,3472	1,5914	1,1976	1,7792	1,4970	1,4884
Uvilla	0,1393	0,0103	0,9070	0,4030	1,6845	1,3901	1,8833	1,7376	1,7273
Banano	0,1228	0,0080	0,8286	0,3232	1,5388	1,1148	1,7204	1,3935	1,3855
Uva	0,1357	0,0098	0,8839	0,3827	1,6416	1,3198	1,8353	1,6497	1,6399
Frutilla	0,1492	0,0118	0,9612	0,4572	1,7851	1,5769	1,9958	1,9711	1,9593
Ají Serrano	0,1332	0,0094	0,8745	0,3716	1,6241	1,2816	1,8158	1,6021	1,5926
Pimiento	0,1336	0,0095	0,8771	0,3736	1,6289	1,2886	1,8212	1,6108	1,6013
Cebolla	0,1283	0,0088	0,8651	0,3540	1,6066	1,2211	1,7963	1,5264	1,5176
Zanahoria	0,1165	0,0072	0,8082	0,2991	1,5009	1,0315	1,6781	1,2894	1,2822
Choclo	0,1183	0,0074	0,8095	0,3042	1,5033	1,0493	1,6807	1,3116	1,3042
Arveja	0,1190	0,0075	0,8159	0,3085	1,5152	1,0639	1,6940	1,3299	1,3224

4.1.3 Diseño del Intercambiador de Calor de Flujos Cruzados

El sistema térmico utiliza un quemador de gas licuado de petróleo como fuente de calor mismo que es transferido al aire forzado del proceso por medio de un intercambiador de calor de flujos cruzados evitando así contaminar el producto final y la atmósfera de trabajo con los gases generados por la combustión.

El intercambiador de calor está constituido por los elementos y accesorios enunciados a continuación (Ver figura 35 y Tabla 47).

Tabla 47*Elementos que conforman el intercambiador de calor*

No. de Pieza	Descripción
1	Cubierta para lana de vidrio
2	Marco de soporte para lana de vidrio y cubierta
3	Tubos
4	Deflector de 180°
5	Cubierta para deflector de 180°
6	Carcasa del intercambiador de calor
7	Acople de conexión superior e inferior

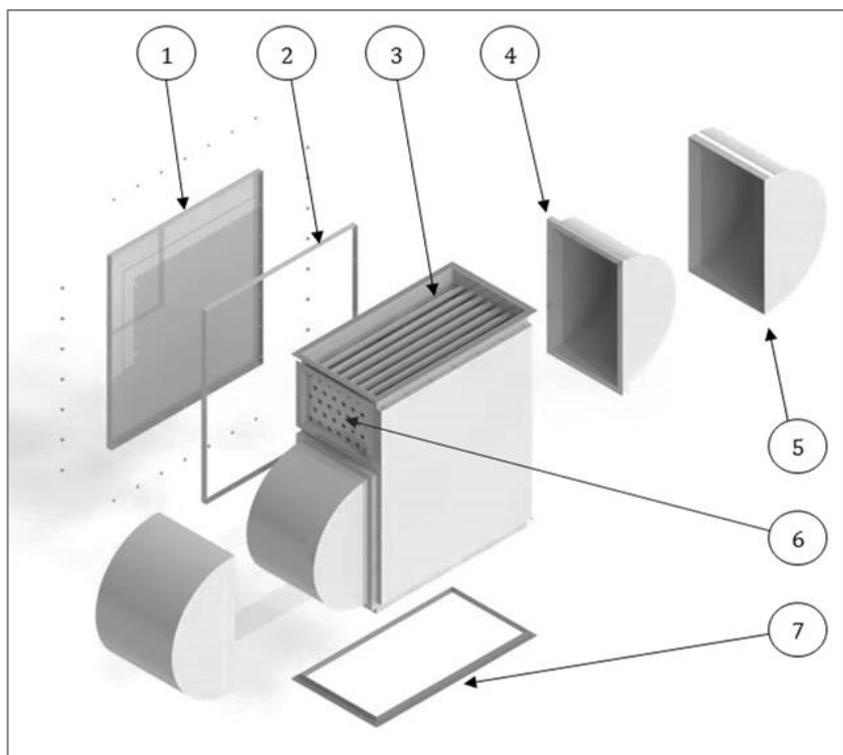


Figura 35. Esquema general del intercambiador de calor
Fuente: (Guasumba, J., Biocalefón, 2003 - 2008)

4.1.3.1 Consideraciones Iniciales de Diseño

Para llevar a cabo el estudio del intercambiador de calor se deben analizar aspectos de construcción y mantenimiento que permitan obtener la mejor relación entre desempeño y costo, por esta razón se ha optado por establecer los siguientes parámetros como condiciones iniciales de diseño:

Tabla 48

Consideraciones iniciales de diseño para el intercambiador de calor

Descripción	Medida (m)
Largo del intercambiador de calor	0.8000
Ancho del intercambiador de calor	0.4000
Altura del intercambiador de calor (máxima posible)	1.2000
Espesor de pared del intercambiador de calor	0.0028
Largo de tubos en el intercambiador de calor	0.8000
Diámetro externo de tubos	0.0270
Diámetro interno de tubos	0.0210
Espesor aislante térmico (mínimo posible)	0.0250
Distancia horizontal entre centros de los tubos	0.0500
Distancia vertical entre centros de los tubos	0.0500

Para la construcción del intercambiador de calor se utilizaran los materiales enlistados a continuación:

Tabla 49

Materiales utilizados en la construcción del intercambiador de calor y su conductividad térmica característica

Descripción	Conductividad Térmica (W/m*°C)
Plancha de acero al carbono	51.9
Tubos sin costura / cédula 40 / acero al carbono	51.9
Lana de vidrio	0.046

4.1.3.2 Calor Útil de los Tubos del Intercambiador de Calor

El calor útil que posee cada tubo presente en el intercambiador de calor se determina mediante la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{u \text{ tubos}} = U_{\text{tubo}} * A_{s \text{ tubo}} * \Delta T_m \quad (85)$$

Dónde:

$\dot{Q}_{u \text{ tubo}}$ = calor util absorbido por el tubo cada jornada [W]

U_{tubo} = coeficiente global de transferencia de calor en el tubo $\left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]$

$A_{s \text{ tubo}}$ = área de la superficie externa del tubo [m²]

ΔT_m = diferencia de temperatura media logarítmica [°C]

– Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Tubo

Para la determinación del coeficiente global de transferencia de calor de cada tubo perteneciente al intercambiador de calor se realiza un circuito térmico que incluya las resistencias generadas por los fenómenos de conducción y convección característicos en estos elementos:

$$R_9 = \text{resistencia por convección interna} = \frac{\phi_{\text{externo tubos}}}{\phi_{\text{interno tubos}} * h_{\text{ci tubo}}} \quad (86)$$

$$R_{10} = \text{resistencia por conducción} = \frac{\phi_{\text{interno tubos}} * \ln\left(\frac{\phi_{\text{externo tubos}}}{\phi_{\text{interno tubos}}}\right)}{2 * \lambda_{\text{acero carbono}}} \quad (87)$$

$$R_{11} = \text{resistencia por convección externa} = \frac{1}{h_{\text{co tubo}}} \quad (88)$$

La resistencia equivalente del circuito térmico perteneciente a cada tubo del intercambiador de calor es inversamente proporcional al coeficiente global de transferencia de calor de este; se lo obtiene como se indica a continuación:

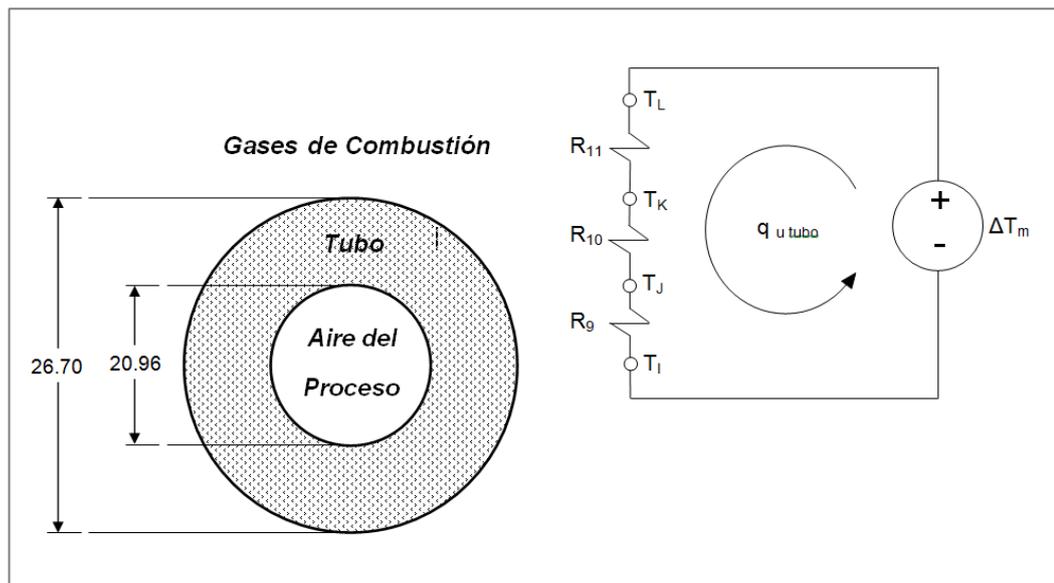


Figura 36. Circuito térmico para cada tubo del intercambiador de calor

$$U_{\text{tubo}} = \frac{1}{R_{\text{eq tubo}}} \quad (89)$$

$$U_{\text{tubo}} = \frac{1}{R_9 + R_{10} + R_{11}} \quad (90)$$

$$U_{\text{tubo}} = \frac{1}{\frac{\phi_{\text{externo tubos}}}{\phi_{\text{interno tubos}} * h_{\text{ci tubo}}} + \frac{\phi_{\text{internodeltubo}} * \ln\left(\frac{\phi_{\text{externo tubos}}}{\phi_{\text{interno tubos}}}\right)}{2 * \lambda_{\text{acero de fuego}}} + \frac{1}{h_{\text{co tubo}}}}$$

Dónde:

$$h_{ci \text{ tubo}} = \text{coeficiente de convección interna del tubo} \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]$$

$$\lambda_{\text{acero de fuego}} = \text{conductividad térmica del acero de fuego} \left[\frac{W}{m * ^\circ K} \right]$$

$$h_{co \text{ tubo}} = \text{coeficiente de convección externo del tubo} \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]$$

– Coeficiente de Convección Interno del Tubo

El coeficiente de convección interno de cada tubo que conforma el intercambiador de calor se obtiene despejando la ecuación general utilizada en el cálculo del número de Nusselt:

$$h_{ci \text{ tubo}} = \frac{Nusselt_{\text{tubo}} * \lambda_{\text{aire tubo}}}{\phi_{\text{interno tubo}}} \quad (91)$$

Dónde:

$Nusselt_{\text{tubo}}$ = número de Nusselt para tubos del intercambiador de calor

$\phi_{\text{interno tubo}}$ = diámetro interno de los tubos [m]

$\lambda_{\text{aire tubo}}$ = conductividad térmica del aire en los tubos $\left[\frac{W}{m * ^\circ K} \right]$

Para determinar el número de Nusselt se debe conocer primero el número de Reynolds y Prandtl. El número de Prandtl se lo obtiene a partir de tablas termodinámicas y el de Reynolds se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Rey_{\text{tubo}} = \frac{\delta_{\text{tubo}} * V_{\text{tubo}} * \phi_{\text{interno tubo}}}{\nu_{\text{tubo}}} \quad (92)$$

Dónde:

Re_{tubo} = número de Reynolds para el aire dentro de los tubos

δ_{tubo} = densidad del aire dentro de los tubos $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

V_{tubo} = velocidad del aire dentro de los tubos $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$

ν_{tubo} = viscosidad dinámica del aire dentro de los tubos $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{s}}\right]$

La temperatura promedio del aire dentro de los tubos del intercambiador de calor es requerida para los cálculos de velocidad y viscosidad dinámica por lo que su determinación queda a cargo de la siguiente expresión:

$$T_{\text{prom. tubo}} = \frac{T_{\text{ambiente}} + T_{\text{max tubo}}}{2} \quad (93)$$

La temperatura máxima del aire que circula en el intercambiador de calor se obtiene a la salida del paso de tubos colindante con la cámara de combustión. Esta magnitud es semejante a la temperatura que posee el aire a la entrada de la cámara de deshidratado cuyo máximo valor es 110.83 °C (ver tabla 39), debido a las pérdidas de calor en los accesorios de conexión y por facilidad de evaluar sus propiedades termofísicas en tablas la aproxima a 115°C.

$$T_{\text{max tubo}} \cong 115 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Reemplazando se obtiene:

$$T_{\text{prom. tubo}} = \frac{15 \text{ [}^\circ\text{C]} + 115 \text{ [}^\circ\text{C]}}{2}$$

$$T_{\text{prom. tubo}} = 65 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Se puede obtener una aproximación de la velocidad del aire dentro de los tubos del intercambiador de calor utilizando la ecuación de la conservación de masa (Mott, 2006) como se indica a continuación:

$$V_{\text{tubo}} = \frac{A_{\text{sección D}} * V_D * \delta_D}{A_{\text{tubos}} * \delta_{\text{tubo}}} \quad (94)$$

Dónde:

A_{tubos} = área interna de los tubos en cada paso [m²]

δ_{tubo} = densidad del aire a 65°C = 1.043 $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

V_D = velocidad máxima del aire en la sección "D" = 2.08 $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$

δ_D = densidad del aire en la sección "D" = 0.922 $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

La relación entre el área por donde fluye el aire dentro de los tubos (por cada paso) y la sección rectangular "D" es semejante a la relación entre el área interna de la sección transversal de un tubo y el área extra formada por una sección imaginaria presente al no existir intercambiador de calor y solo un ducto rectangular equivalente (distancia entre centros horizontal multiplicada por la distancia entre centros vertical) así:

$$\alpha = \frac{A_{\text{tubo}}}{A_{\text{sección D}}} = \frac{\pi * (0.5 * \phi_{\text{interno tubos}})^2}{d_{\text{centros h.}} * d_{\text{centros v.}}}$$

Dónde:

α = coeficiente de relación de áreas

$d_{\text{centros h.}}$ = distancia entre centros horizontal = 0.05 [m]

$d_{\text{centros v.}}$ = distancia entre centros vertical = 0.05 [m]

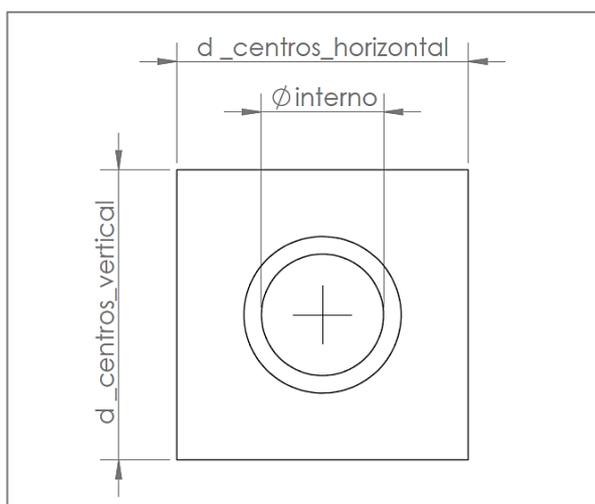


Figura 37. Esquema para relación de áreas

Reemplazando se obtiene:

$$\alpha = \frac{\pi * (0.5 * 0.021)^2}{0.05 * 0.05}$$

$$\alpha = 0.1385$$

$$V_{\text{tubo}} = \frac{A_{\text{sección D}} * V_{\text{sección D}} * \delta_{\text{sección D}}}{\alpha * A_{\text{sección D}} * \delta_{\text{tubo}}}$$

$$V_{\text{tubo}} = \frac{V_{\text{sección D}} * \delta_{\text{sección D}}}{\alpha * \delta_{\text{tubo}}} \quad (95)$$

$$V_{\text{tubo}} = \frac{2.08 * 0.922}{0.1385 * 1.043} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$V_{\text{tubo}} = 13.2758 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

La viscosidad dinámica del aire dentro de los tubos del intercambiador de calor se evalúa a partir de tablas termodinámicas (Cengel, 2003) utilizando su temperatura promedio:

$$\nu_{\text{aire tubo}} = \text{viscosidad dinámica del aire a } 65 \text{ }^\circ\text{C} = 1.9455 * 10^{-5} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{s}} \right]$$

El reemplazo de los parámetros para el cálculo del número de Reynolds se presenta a continuación:

$$\text{Rey}_{\text{tubo}} = \frac{1.0358 * 13.2758 * 0.021}{2.041 * 10^{-5}}$$

$$\text{Rey}_{\text{tubo}} = 14843.08$$

Una vez determinado el número de Reynolds se procederá a evaluar a este junto con el número de Prandtl y la relación longitud versus diámetro del tubo los parámetros indicados a continuación y así poder establecer un método de resolución para el número de Nusselt:

Parámetros:

$$\text{Rey}_{\text{tubo}} = \text{número de Reynolds} = 14843.08$$

$$\text{Prandtl}_{\text{tubo}} = \text{número de Prandtl para el aire a } 65 \text{ }^{\circ}\text{C} = 0.7215 \text{ (Cengel, 2003)} \square$$

$$\frac{\text{Longitud}_{\text{tubo}}}{\varnothing_{\text{interno tubos}}} = 0.8 \text{ [m]} / 0.021 \text{ [m]} = 38.09$$

Evaluación de condiciones para aplicar método Dittus y Boelter:

$$\text{si cumple: } \text{Longitud}_{\text{tubo}} / \varnothing_{\text{interno tubos}} > 10$$

$$\text{si cumple: } \text{Rey}_{\text{tubo}} > 10\,000$$

$$\text{si cumple: } 0.7 < \text{Prandtl}_{\text{tubo}} < 160$$

Ecuación del método Dittus y Boelter:

$$\text{Nusselt}_{\text{tubo}} = 0.023 * \text{Rey}_{\text{tubo}}^{0.8} * \text{Prandtl}_{\text{tubo}}^{\text{ns}} \quad (96)$$

Dónde:

ns = 0.4 para procesos de calentamiento

Reemplazando se obtiene:

$$\text{Nusselt}_{\text{tubo}} = 0.023 * (14843.08)^{0.8} * (0.7215)^{0.4} = 43.8775$$

Finalmente se reemplazan todos los parámetros calculados para la determinación del coeficiente de convección interno perteneciente a los tubos del intercambiador de calor en la ecuación 91 despejada como se indica a continuación:

$$h_{\text{ci tubo}} = \frac{\text{Nusselt}_{\text{tubo}} * \lambda_{\text{aire tubo}}}{\phi_{\text{interno tubos}}} \quad (97)$$

Dónde:

$$h_{\text{ci tubo}} = \text{coeficiente de convección interna de los tubos} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{°K}} \right]$$

$$\lambda_{\text{aire tubo}} = \text{conductividad térm. del aire a } 65^{\circ}\text{C} = 0.02846 \left[\frac{\text{W}}{\text{m} * \text{°K}} \right]$$

Reemplazando se obtiene:

$$h_{\text{ci tubo}} = (43.878 * 0.029) / 0.021 \text{ [m]}$$

$$h_{\text{ci tubo}} = 59.549 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{°K}} \right]$$

– Coeficiente de Convección Externo del Tubo

El coeficiente de convección externo de los tubos del intercambiador de calor se obtiene a partir de la ecuación para el cálculo del número de Nusselt con respecto a los gases de combustión presentes en la cámara de intercambio, así:

$$\text{Nusselt}_{\text{gases IC}} = \frac{h_{\text{co tubo}} * \phi_{\text{externo tubos}}}{\lambda_{\text{gases IC}}} \quad (98)$$

Despejando se obtiene:

$$h_{\text{co tubo}} = \frac{\text{Nusselt}_{\text{gases IC}} * \lambda_{\text{gases IC}}}{\phi_{\text{externo tubos}}} \quad (99)$$

Dónde:

$\text{Nusselt}_{\text{gases IC}}$ = número de Nusselt para gases en la cámara de intercambio

h_{otubo} = coeficiente de convección externa de los tubos $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{°K}} \right]$

$\lambda_{\text{gases IC}}$ = conductividad térmica de los gases de combustión $\left[\frac{\text{W}}{\text{m} * \text{°K}} \right]$

$\phi_{\text{externo tubos}}$ = diámetro externo de los tubos del intercambiador [m]

Para el cálculo del número de Nusselt primeramente se debe determinar el número de Reynolds mediante la siguiente expresión:

$$\text{Reynolds}_{\text{gases max IC}} = \frac{V_{\text{gases max IC}} * \phi_{\text{externo tubos}}}{\nu_{\text{gases IC}}} \quad (100)$$

Dónde:

$V_{\text{gases max IC}}$ = velocidad máxima de los gases de combustión $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$

$\nu_{\text{gases IC}}$ = viscosidad cinemática de los gases de combustión $\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$

La velocidad y viscosidad cinemática de los gases de combustión son variables dependientes de la temperatura por lo que se recomienda establecer los valores mínimo y máximo de este parámetro en 110°C y 290°C respectivamente; esto con el objetivo de evitar que la humedad contenida por estos gases llegue a punto de rocío y se produzcan condensaciones indeseables (Universidad de Valladolid, Guía docente 15, 2011).

$$T_{\text{max. gases}} = 290 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{\text{min. gases}} = 110 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{\text{prom. gases}} = 200 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Para determinar la velocidad máxima de los gases de combustión se requiere analizar las secciones indicadas en el siguiente esquema:

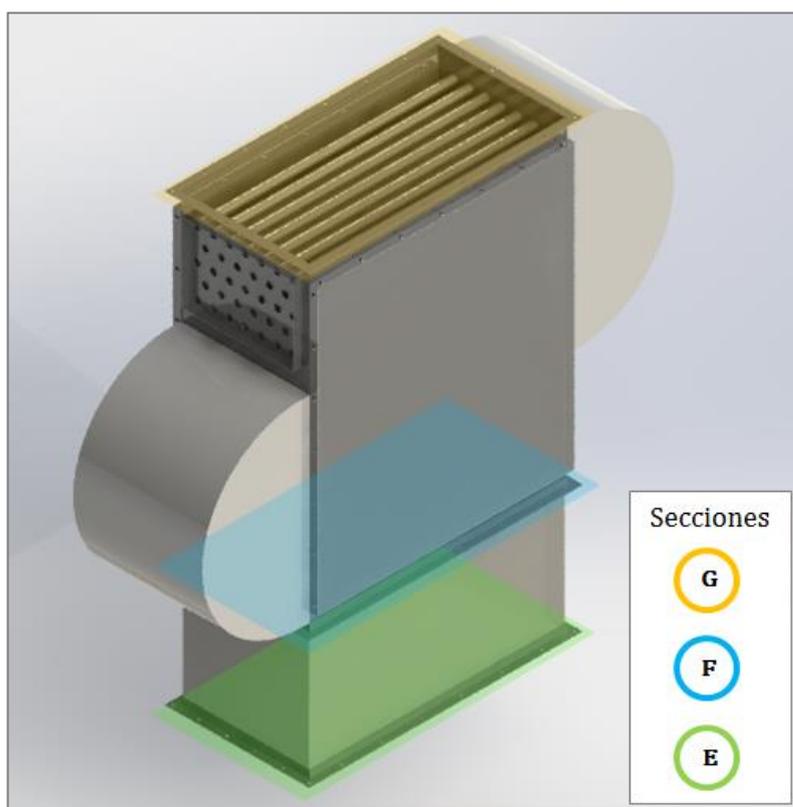


Figura 38. Secciones para cálculo de velocidad en gases de combustión
Fuente: (Guasumba, J., Biocalefón, 2003 - 2008)

La velocidad del aire en la sección E se determina a partir del flujo másico requerido por los gases de combustión para satisfacer las necesidades caloríficas del proceso mediante las expresiones homólogas a las ecuaciones 51 y 52 que se indican a continuación:

$$\dot{m}_{\text{gases IC}} = A_{\text{sección E}} * V_E * \delta_E \quad (101)$$

$$\dot{Q}_{\text{neto max}} = \dot{m}_{\text{gases IC}} * C_{p_{\text{gases}}} * \Delta T_{\text{gases}} \quad (102)$$

Operando el sistema de ecuaciones se obtiene:

$$V_E = \frac{\dot{Q}_{\text{neto max}}}{A_{\text{sección E}} * \delta_E * C_{p_{\text{gases}}} * \Delta T_{\text{gases}}} \quad (103)$$

Dónde:

$$\dot{Q}_{\text{neto max}} = \text{calor neto máximo requerido por el proceso} = 14368.9336 \text{ [W]}$$

$$A_{\text{sección E}} = \text{área de la sección E por donde circulan los gases} = 0.24 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$C_{p_{\text{gases}}} = \text{calor específico de los gases a } 290 \text{ }^\circ\text{C} = 1041.8 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} * ^\circ\text{K}} \right]$$

$$\Delta T_{\text{gases}} = \text{diferencia entre temperatura máxima y mínima de los gases}$$

$$\delta_E = \text{densidad de los gases de combustión a } 290 \text{ }^\circ\text{C} = 0.6082 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Reemplazando se obtiene:

$$V_E = \frac{14368.9336}{0.24 * 0.6082 * 1041.8 * (290 - 110)}$$

$$V_E = 0.53615 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

La presión dinámica de los gases de combustión en la sección E viene dada por la siguiente expresión:

$$P_E = \delta_E * \frac{V_E^2}{2} \quad (104)$$

Reemplazando se obtiene:

$$P_E = 0.6082 * 0.5 * (0.53615)^2$$

$$P_E = 0.08742 \text{ [Pa]}$$

La velocidad de los gases de combustión en la primera fila de tubos del intercambiador de calor (sección F) se la calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$V_F = V_{\text{gases max IC}} = \frac{V_E * d_{\text{centros h.}}}{d_{\text{centros h.}} - (\pi/4) * \emptyset_{\text{externo tubos}}} \quad (105)$$

Reemplazando se obtiene:

$$V_{\text{gases max IC}} = \frac{0.53615 * 0.05}{0.05 - (\pi/4) * 0.027}$$

$$V_{\text{gases max IC}} = 0.9310 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

A continuación calculamos el número de Reynolds y Nusselt para la primera fila de tubos del intercambiador de calor (sección F):

$$\text{Reynolds}_{\text{gases max IC}} = \frac{V_{\text{gases max IC}} * \emptyset_{\text{externo tubos}}}{\nu_{\text{gases IC}}} \quad (106)$$

Dónde:

$$\nu_{\text{gases IC}} = \text{viscosidad cinemática gases a } T_{\text{prom. gases}} = 3.455 * 10^{-5} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$$

Reemplazando se obtiene:

$$\text{Reynolds}_{\text{gases max IC}} = \frac{0.9310 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 0.027 [\text{m}]}{3.455 * 10^{-5} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]}$$

$$\text{Reynolds}_{\text{gases max IC}} = 727.55$$

El número de Nusselt para fluidos circulantes por fuera de los tubos en intercambiadores de calor de flujo cruzado viene dado por la siguiente expresión:

$$\text{Nusselt}_{\text{gases IC}} = C_1 * (\text{Reynolds}_{\text{gases IC}})^m \quad (107)$$

Dónde:

C_1 y m = constantes de diseño del intercambiador de calor

Para determinar las constantes C_1 y m se deben hallar relaciones existentes entre el diámetro externo de los tubos y sus distancias de separación horizontal y vertical así:

$$\text{Rel 1} = \frac{d_{\text{centros h.}}}{\varnothing_{\text{externotubos}}} = \frac{0.05[\text{m}]}{0.027[\text{m}]} = 1.8518$$

$$\text{Rel 2} = \frac{d_{\text{centros v.}}}{\varnothing_{\text{externotubos}}} = \frac{0.05[\text{m}]}{0.027[\text{m}]} = 1.8518$$

Una vez obtenidos los valores de las relaciones y planteando una distribución escalonada para los tubos del intercambiador de calor se procede a evaluar las constantes a partir de la tabla 50:

Tabla 50
Obtención de constantes C_1 y m

Rel. 2	Rel. 1							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C_1	M	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alineado								
1,250	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,0633	0,752
1,500	0,367	0,586	0,250	0,620	0,101	0,702	0,0678	0,744
2,000	0,418	0,570	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648
3,000	0,290	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608
Escalonado								
1,000	--	--	0,497	0,558	--	--	--	--
1,125	--	--	--	--	0,478	0,565	0,518	0,560
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

Interpolando se obtiene:

$$C_1 = 0.473$$

$$m = 0.560$$

Reemplazando se obtiene:

$$\text{Nusselt}_{gci} = 0.473 * (727.55)^{0.560} = 18.9454$$

Finalmente se reemplaza todos los parámetros calculados y se determina el coeficiente de convección externo de los gases de combustión según la ecuación 99 como se indica a continuación:

$$h_{co\ tubo} = \frac{\text{Nusselt}_{gases\ IC} * \lambda_{gases\ IC}}{\phi_{externo\ tubos}} \quad (108)$$

Dónde:

$$\lambda_{gases\ IC} = \text{conduc. térmica de los gases de comb. a } T_{prom. gases} = 0.03779 \left[\frac{W}{m * ^\circ K} \right]$$

Reemplazando se obtiene:

$$h_{co\ tubo} = \frac{18.9454 * 0.03779}{0.027}$$

$$h_{co\ tubo} = 26.5165 \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right]$$

– **Determinación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Tubo**

Para la determinación del coeficiente global de transferencia de calor nos remitimos a la ecuación de principios de sección y reemplazamos los parámetros requeridos por la misma como se indica a continuación:

$$U_{\text{tubo}} = \frac{1}{\frac{0.027}{0.021 * 59.549} + \frac{0.021 * \ln\left(\frac{0.027}{0.021}\right)}{2 * 51.9} + \frac{1}{26.5165}}$$

$$U_{\text{tubo}} = 16.8481 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{K}} \right]$$

– Factor de corrección

Debido a que el intercambiador de calor posee tres pasos de tubos los cuales no están todos a la misma distancia con respecto al foco de llama se debe aplicar un factor de corrección a la variación de temperatura media el cual se obtiene a partir de la siguiente figura:

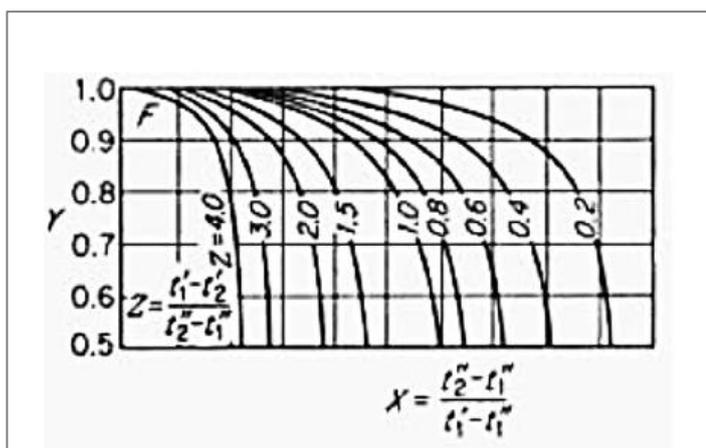


Figura 39. Factor de corrección intercambiadores de pasos múltiples
Fuente: (Bowman A., Mueller A., Tagle W., 1940)

Dónde:

$$X = \frac{t_2'' - t_1''}{t_1' - t_1''} = \frac{T_{\text{max tubo}} - T_{\text{ambiente}}}{T_{\text{max gases}} - T_{\text{ambiente}}} = \frac{120^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C}}{290^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C}} = 0.38$$

$$Z = \frac{t_1' - t_2'}{t_2'' - t_1''} = \frac{T_{\text{max gases}} - T_{\text{min gases}}}{T_{\text{max tubo}} - T_{\text{ambiente}}} = \frac{290^\circ\text{C} - 110^\circ\text{C}}{120^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C}} = 1.7143 \approx 2$$

$$Y = \text{factor de corrección} \approx 0.4$$

– **Incrustación en el tubo**

Debido a las partículas de polvo, condensado, contaminación ambiental y demás suciedad presente en el aire que circula por los tubos del intercambiador se tiende a formar una pared de residuos sólidos que ocasiona pérdidas de eficiencia en la transferencia de calor y aumento de consumo de combustible.

Debido a las razones anteriormente expuestas se debe considerar una resistencia que incluya un factor de incrustación en serie con el coeficiente global de transferencia de calor del tubo para generar un nuevo valor de este mediante la siguiente expresión: (Tien L., 1992)

$$U_{\text{tubo incrustación}} = \frac{1}{\text{factor}_{\text{incrustación}} + \frac{1}{U_{\text{tubo}}}} \quad (109)$$

Dónde:

$U_{\text{tubo incrustación}}$ = coeficiente global de transferencia de calor con incrustación

$$U_{\text{tubo}} = 16.8481 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{°K}} \right]$$

$$\text{factor}_{\text{ensuciamiento}} = \text{facto de incrustación para más de } 115^{\circ}\text{C} = 0.001 \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{°K}}{\text{W}} \right]$$

Reemplazando se obtiene:

$$U_{\text{tubo ensuciamiento}} = \frac{1}{0.001 \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{°K}}{\text{W}} \right] + \frac{1}{16.8481 \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{°K}}{\text{W}} \right]}}$$

$$U_{\text{tubo ensuciamiento}} = 16.5224 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{°K}} \right]$$

– Determinación del Calor Útil del Tubo

El calor útil que posee cada tubo en el intercambiador de calor se lo calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{u \text{ tubos}} = Y * \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} * U_{\text{tubo ensuciamiento}} * A_{s \text{ tubo}} \quad (110)$$

Dónde:

$$\Delta T_1 = T_{\text{max gases}} - T_{\text{max tubo}} = 290^\circ\text{C} - 120^\circ\text{C} = 170^\circ\text{C} = 443^\circ\text{K}$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{min gases}} - T_{\text{ambiente}} = 110^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C} = 95^\circ\text{C} = 368^\circ\text{K}$$

$$A_{s \text{ tubo}} = \pi * \text{Longitud}_{\text{tubos}} * \emptyset_{\text{externo tubos}}$$

Reemplazando se obtiene:

$$\text{Área}_{\text{sup.tubo}} = \pi * 0.8[\text{m}] * 0.027[\text{m}] = 0.0678[\text{m}^2]$$

$$\dot{Q}_{u \text{ tubos}} = 0.4 \frac{368[^\circ\text{K}] - 443[^\circ\text{K}]}{\ln(368[^\circ\text{K}]/443[^\circ\text{K}])} * 16.5 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * [^\circ\text{K}]} \right] * 0.0678[\text{m}^2]$$

$$\dot{Q}_{u \text{ tubos}} = 160.1192 [\text{W}]$$

4.1.3.3 Número de Tubos

El número de tubos a utilizar en el intercambiador de calor es igual a la relación entre el calor neto máximo requerido por el proceso y el calor útil de cada tubo así:

$$N = \frac{\dot{Q}_{\text{neto max}}}{\dot{Q}_{u \text{ tubos}}} \quad (111)$$

Dónde:

$$\dot{Q}_{\text{neto max}} = 14543.5835 \text{ [W]}$$

$$\dot{Q}_{\text{u tubos}} = 148.5856 \text{ [W]}$$

Reemplazando se obtiene:

$$N'_{\text{total}} = \frac{14368.9737 \text{ [W]}}{160.1192 \text{ [W]}} = 89.73 \cong 90 \text{ tubos}$$

El número de tubos por paso se obtiene dividiendo el total de tubos para los tres pasos que conforman el intercambiador de calor de flujos cruzados del presente proyecto de grado así:

$$N'_{\text{x paso}} = \frac{90 \text{ tubos}}{3} \cong 30 \text{ tubos}$$

Por facilidad de construcción en cuanto a medidas del intercambiador de calor de flujos cruzados el número de tubos a utilizar se establece en 33 por cada paso así:

$$N_{\text{x paso}} = 33 \text{ tubos}$$

Por lo tanto el número total de tubos establecidos para el intercambiador de calor es de 99 así:

$$N_{\text{total}} = 99 \text{ tubos}$$

4.1.3.4 Dimensiones del Intercambiador de calor

Las dimensiones seleccionadas para la construcción del intercambiador de calor vienen dadas en la siguiente figura:

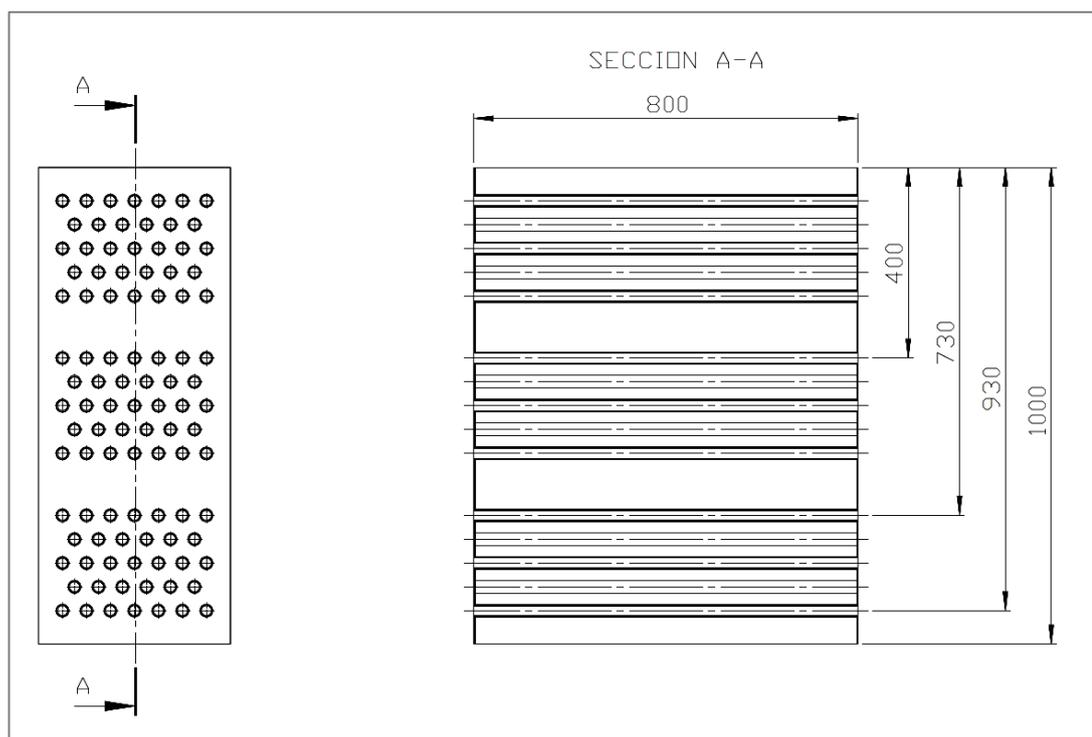


Figura 40. Dimensiones del intercambiador de calor y distribución de tubos

Para mejorar el rendimiento del intercambiador de calor y evitar accidentes con el operario del equipo se requiere de un aislante térmico; por esta razón se incorporó una capa de lana de vidrio de espesor igual a 25 milímetros con cubierta en chapa metálica de 0.7 milímetros de espesor en las paredes laterales del intercambiador de calor.

$$\text{Esp}_{\text{clv IC}} = \text{espesor de la cubierta de lana de vidrio} = 0.007 \text{ [m]}$$

$$\text{Esp}_{\text{lv IC}} = \text{espesor de lana de vidrio} = 0.025 \text{ [m]}$$

El espesor total de la pared de la cámara del intercambiador de calor es el resultado de la suma de los espesores de todos los materiales:

$$\text{Esp}_{\text{total}} = \text{Esp}_{\text{IC}} + \text{Esp}_{\text{lv IC}} + \text{Esp}_{\text{clv IC}} \quad (112)$$

Reemplazando se obtiene:

$$\text{Esp}_{\text{total}} = 0.0028 + 0.025 + 0.0007 = 0.0285 \text{ [m]}$$

4.1.3.5 Calor Neto Requerido por el Intercambiador de Calor

El calor neto requerido por el intercambiador de calor en la jornada laboral diaria viene dado por la suma entre el calor útil del total de tubos y las pérdidas generadas por este elemento del sistema térmico:

$$\dot{Q}_{\text{neto IC}} = \dot{Q}_{\text{u IC}} + \dot{Q}_{\text{perdido IC}} \quad (113)$$

– Calor Útil en el Intercambiador de Calor

El calor útil que genera en el intercambiador de calor por jornada se obtiene mediante la multiplicación entre calor útil de cada tubo por el número total de estos así:

$$\dot{Q}_{\text{u IC}} = \dot{Q}_{\text{u tubos}} * N_{\text{total}} \quad (114)$$

Reemplazando se obtiene:

$$\dot{Q}_{\text{u IC}} = 160.1192 \text{ [W]} * 99$$

$$\dot{Q}_{\text{u IC}} = 15851.80 \text{ [W]}$$

– Pérdidas de Calor en el intercambiador

Para la determinación de las pérdidas de calor en el intercambiador de calor se requiere del coeficiente global de transferencia del mismo presente en sus paredes por lo que se realiza un circuito térmico que incluya las resistencias generadas por los fenómenos de conducción y convección característicos en estos elementos:

$$- R_{12} = \text{resistencia por convección interna} = \frac{1}{h_{ci\ IC}} \quad (115)$$

$$- R_{13} = \text{resistencia por conducción} = \frac{Esp_{IC}}{\lambda_{acero}} \quad (116)$$

$$- R_{14} = \text{resistencia por conducción} = \frac{Esp_{lv\ IC}}{\lambda_{lv\ IC}} \quad (117)$$

$$- R_{15} = \text{resistencia por conducción} = \frac{Esp_{clv\ IC}}{\lambda_{acero}} \quad (118)$$

$$- R_{16} = \text{resistencia por convección externa} = \frac{1}{h_{co\ IC}} \quad (119)$$

Dónde:

$$\lambda_{Acero} = \text{coeficiente de conductividad térmica acero} = 51.9 \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ K} \right]$$

$$\lambda_{lv\ IC} = \text{coeficiente de conductividad térmica lana de vidrio} = 0.046 \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ K} \right]$$

$$h_{ci\ IC} = h_{co\ tubo} = 26.5165 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right]$$

$$h_{co\ IC} = h_{co\ CD} = 4.03 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right]$$

La resistencia equivalente del circuito térmico perteneciente a las paredes del intercambiador de calor es inversamente proporcional al coeficiente global de transferencia de calor así:

$$U_{perdidas\ IC} = \frac{1}{R_{eq\ perdidas\ IC}}$$

$$U_{perdidas\ IC} = \frac{1}{R_{12} + R_{13} + R_{14} + R_{15} + R_{16}}$$

$$U_{perdidas\ IC} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ci\ IC}} + \frac{Esp_{IC}}{\lambda_{acero}} + \frac{Esp_{lv\ IC}}{\lambda_{lv\ IC}} + \frac{Esp_{clv\ IC}}{\lambda_{acero}} + \frac{1}{h_{co\ IC}}} \quad (120)$$

Reemplazando se obtiene:

$$U_{perdidas\ IC} = \frac{1}{\frac{1}{26.5165} + \frac{0.0028}{51.9} + \frac{0.025}{0.046} + \frac{0.0007}{51.9} + \frac{1}{4.03}}$$

$$U_{perdidas\ IC} = 1.2056 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

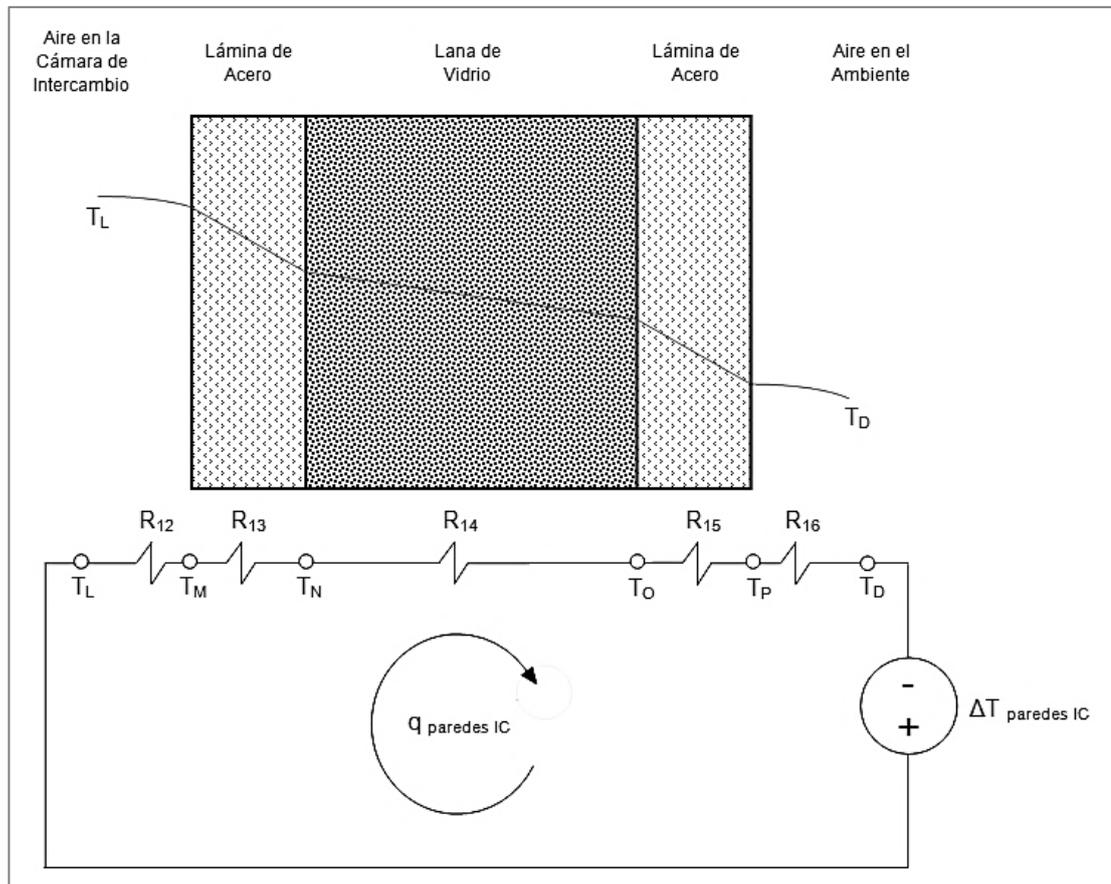


Figura 41. Circuito térmico para las paredes del intercambiador de calor

El calor perdido en la cámara de intercambio se obtiene a partir del cálculo de sus áreas laterales multiplicadas por el coeficiente global de transferencia de calor de las paredes de la cámara y la diferencia de temperaturas existentes entre los fluidos que separa la pared, así:

$$\dot{Q}_{u\text{ IC}} = U_{\text{perdidas IC}} * A_{\text{perdidas IC}} * (T_L - T_D) \quad (121)$$

Dónde:

$\dot{Q}_{u\text{ IC}}$ = calor perdido en las paredes de la cámara de intercambio

$A_{\text{perdidas IC}}$ = $2 * 1.0[\text{m}] * 0.8[\text{m}] = 1.6[\text{m}^2]$

T_L = temperatura promedio de gases de combustión = 200 [°C]

T_D = temperatura ambiente = 15 [°C]

Reemplazando se obtiene:

$$\dot{Q}_{u\text{IC}} = 1.2056 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right] * 1.6[\text{m}^2] * (200 [^\circ\text{C}] - 15 [^\circ\text{C}])$$

$$\dot{Q}_{u\text{IC}} = 356.8576 [\text{W}]$$

– **Determinación del Calor Neto Requerido en el Intercambiador de Calor**

Para la determinación del calor neto requerido por el intercambiador de calor en la jornada laboral diaria se reemplazan los valores calculados con respecto al calor útil del total de tubos y las pérdidas generadas en las paredes de este elemento del sistema térmico (ver ecuación 58):

$$\dot{Q}_{\text{neto IC}} = 15851.80 [\text{W}] + 356.86 [\text{W}]$$

$$\dot{Q}_{\text{neto IC}} = 16208.66 [\text{W}]$$

4.1.3.6 Gráficas Características del Intercambiador de Calor

Debido a que para la determinación del número de tubos perteneciente al intercambiador calor se utilizó el método de diferencia de temperatura media logarítmica (DTML) se recurre a la ecuación 110 para la determinación de sus gráficas características:

$$\dot{Q}_{u\text{ tubos}} = Y * \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} * U_{\text{tubo ensuciamiento}} * A_{s\text{ tubo}} \quad (122)$$

Dónde:

$$\Delta T_m = \text{diferencia de temperatura en media logarítmica} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

Trabajando la ecuación de la diferencia de temperatura en media logarítmica se obtiene la siguiente expresión:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{f \text{ gases}} - T_{0 \text{ tubo}}) - (T_{0 \text{ gases}} - T_{f \text{ tubo}})}{\ln \left| \frac{(T_{f \text{ gases}} - T_{0 \text{ tubo}})}{(T_{0 \text{ gases}} - T_{f \text{ tubo}})} \right|}$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{f \text{ gases}} - T_{0 \text{ gases}}) + (T_{f \text{ tubo}} - T_{0 \text{ tubo}})}{\ln \left| \frac{(T_{f \text{ gases}} - T_{0 \text{ tubo}} + T_{0 \text{ gases}} - T_{0 \text{ gases}} + T_{f \text{ tubo}} - T_{f \text{ tubo}})}{(T_{0 \text{ gases}} - T_{f \text{ tubo}} + T_{f \text{ gases}} - T_{f \text{ gases}} + T_{0 \text{ tubo}} - T_{0 \text{ tubo}})} \right|}$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{f \text{ gases}} - T_{0 \text{ gases}}) + (T_{f \text{ tubo}} - T_{0 \text{ tubo}})}{\ln \left| \frac{((T_{f \text{ gases}} - T_{0 \text{ gases}}) + (T_{f \text{ tubo}} - T_{0 \text{ tubo}}) + T_{0 \text{ gases}} - T_{f \text{ tubo}})}{(-(T_{f \text{ gases}} - T_{0 \text{ gases}}) - (T_{f \text{ tubo}} - T_{0 \text{ tubo}}) + T_{f \text{ gases}} - T_{0 \text{ tubo}})} \right|}$$

Dónde:

$T_{f \text{ gases}} - T_{0 \text{ gases}} = \text{variación de temperatura} - \text{gases de combustión} = \Delta T_{\text{gases}}$

$T_{f \text{ tubo}} - T_{0 \text{ tubo}} = \text{variación de temperatura} - \text{aire dentro de tubos} = \Delta T_{\text{tubo}}$

$T_{f \text{ gases}} = 110 \text{ [}^\circ\text{C]}$

$T_{0 \text{ gases}} = 290 \text{ [}^\circ\text{C]}$

$T_{f \text{ tubo}} = 120 \text{ [}^\circ\text{C]}$

$T_{0 \text{ tubo}} = 15 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Reemplazando se obtiene:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\text{gases}} + \Delta T_{\text{tubo}}}{\ln \left| \frac{(\Delta T_{\text{gases}} + \Delta T_{\text{tubo}} + 290 - 120)}{(-\Delta T_{\text{gases}} - \Delta T_{\text{tubo}} + 110 - 15)} \right|}$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\text{gases}} + \Delta T_{\text{tubo}}}{\ln \left| \frac{(\Delta T_{\text{gases}} + \Delta T_{\text{tubo}} + 170)}{(-\Delta T_{\text{gases}} - \Delta T_{\text{tubo}} + 95)} \right|}$$

$$160.1192 = 0.4 * \frac{\Delta T_{\text{gases}} + \Delta T_{\text{tubo}}}{\ln \left| \frac{(\Delta T_{\text{gases}} + \Delta T_{\text{tubo}} + 170)}{(-\Delta T_{\text{gases}} - \Delta T_{\text{tubo}} + 95)} \right|} * 16.73 * \pi * x * 0.027$$

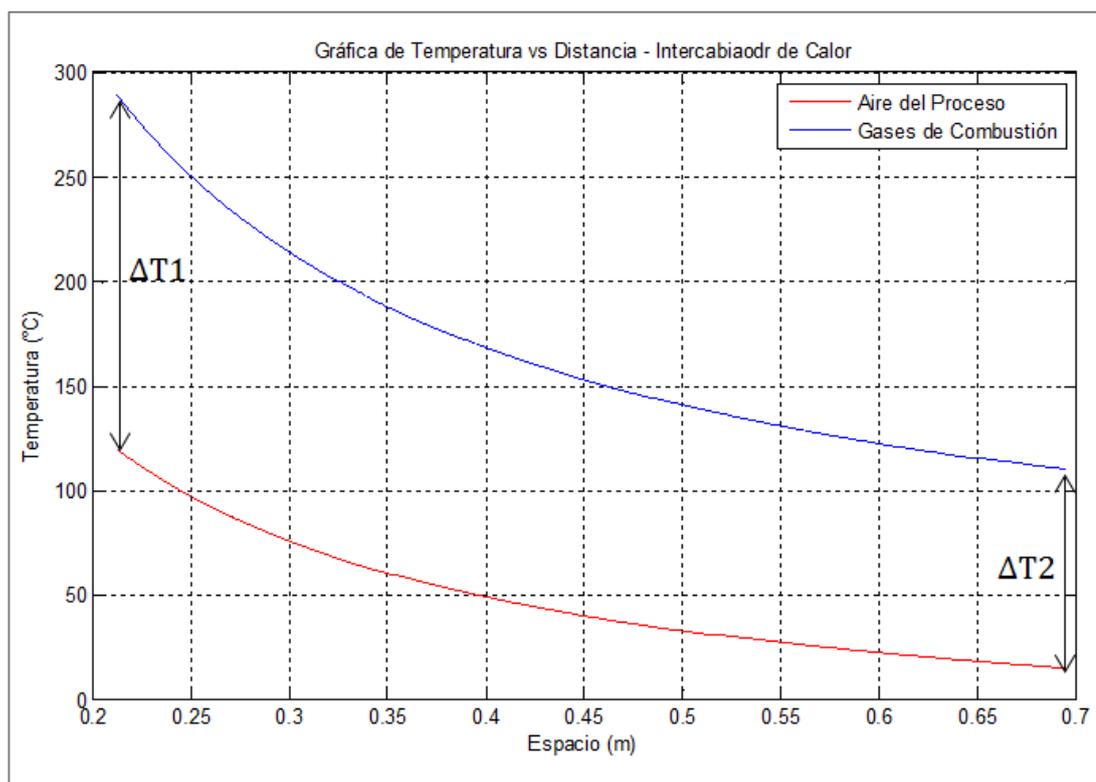


Figura 42. Diferencia de temperatura en media logarítmica.

4.1.3.7 Pérdidas de Presión en el Intercambiador de Calor

Los tubos en el intercambiador de calor se agrupan en tres pasos conectados entre sí por deflectores de 180° por lo que las pérdidas de presión se deben calcular en las siguientes secciones:

- Paso inferior de tubos y deflector de 180° inferior
- Deflector de 180° inferior y paso intermedio de tubos
- Paso intermedio de tubos y deflector de 180° superior
- Deflector de 180° superior y paso superior de tubos

El esquema de la figura 43 indica las ubicaciones de los sectores donde se deben calcular las pérdidas de presión:

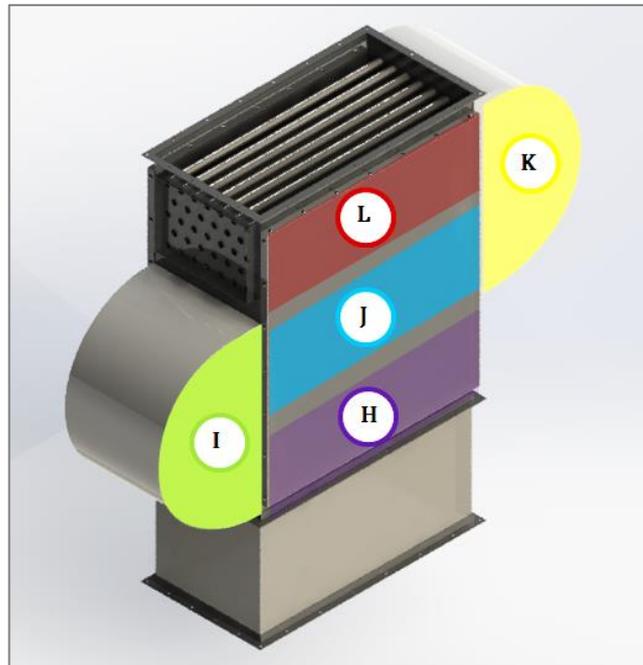


Figura 43. Esquema para cálculo de pérdidas de presión
Fuente: (Guasumba, J., Biocalefón, 2003 - 2008)

Las pérdidas de presión en el sector H ocurren debido a tres tipos de fenómenos: contracción súbita, rugosidad y expansión súbita; para su cálculo se utiliza el siguiente diagrama:

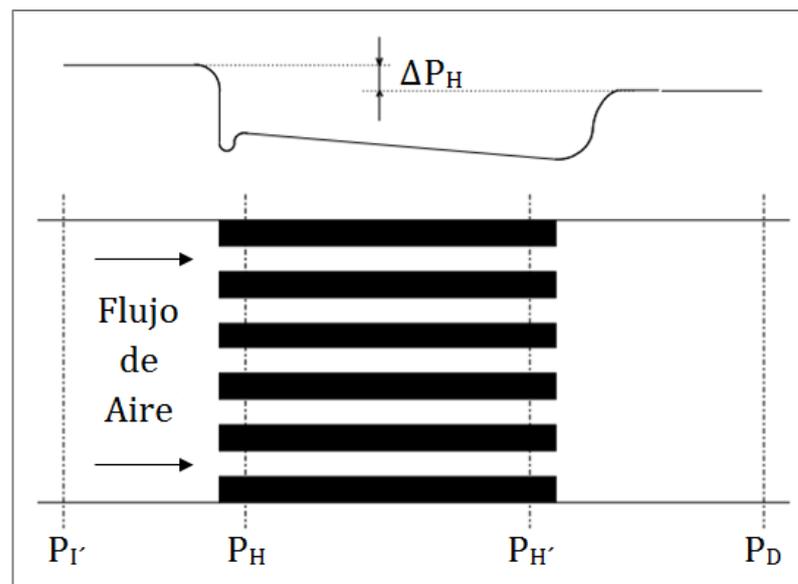


Figura 44. Pérdidas de presión en tubos del intercambiador de calor

La ecuación para el cálculo de las pérdidas de presión en el sector H viene dado como se indica a continuación:

$$\Delta P_H = \Delta P_{H \text{ entrada}} + \Delta P_{H \text{ núcleo}} - \Delta P_{H \text{ salida}} \quad (123)$$

La variación de presión en la sección H se debe al cambio de sección y densidad que sufre el fluido; viene dada por la siguiente expresión:

$$\Delta P_{H \text{ entrada}} = \frac{1}{2} * \delta_H * V_H^2 * \left[1 - \left(\frac{A_H}{A_I} \right)^2 + K_C \right] \quad (124)$$

La variación de presión en el núcleo (sección H-H') se debe al arrastre viscoso y la aceleración que sufre el fluido; viene dada por la siguiente expresión:

$$\Delta P_{H \text{ núcleo}} = \frac{f}{2} * \delta_{H-H'} * V_{H-H'}^2 * \left(\frac{\text{Longitud}_{\text{tubos}}}{D_{h_{IC}}} \right) + (\delta_{H'} * V_{H'}^2 - \delta_H * V_H^2) \quad (125)$$

La variación de presión en la sección H' se debe al cambio de sección y densidad que sufre el fluido; viene dada por la siguiente expresión:

$$\Delta P_{H \text{ salida}} = \frac{1}{2} * \delta_{H'} * V_{H'}^2 * \left[1 - \left(\frac{A_H}{A_D} \right)^2 + K_E \right] \quad (126)$$

Debido a que la variación de temperatura y velocidad del aire dentro de los tubos es despreciable se tiene que:

$$\begin{aligned} \delta_{H-H'} &= \delta_H = \delta_{H'} \\ V_{H-H'} &= V_H = V_{H'} = V_{\text{tubo}} = 13.2758 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \end{aligned}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$\Delta P_H = \frac{\delta_H * V_H^2}{2} * \left[\left(\frac{A_H}{A_D} \right)^2 - \left(\frac{A_H}{A_I} \right)^2 + K_C - K_E + \frac{f}{2} * \left(\frac{\text{Longitud}_{\text{tubos}}}{D_{h_F}} \right) \right] \quad (127)$$

Dónde:

$$\delta_H = \text{densidad del aire a } 120^\circ\text{C} = 0.8977 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$K_C = \text{coeficiente de contracción}$$

$$K_E = \text{coeficiente de expansión}$$

$$f = \text{factor de fricción para tubos del intercambiador de calor}$$

$$D_{hF} = \text{diámetro hidráulico de la sección trans. al flujo de gases de combustión}$$

$$A_H = \text{área de la sección "H"}$$

$$A_I = \text{área de la sección I}$$

$$A_D = \text{área de la sección "D"}$$

Los valores de los parámetros faltantes requeridos para el cálculo de la variación de presión en el sector H se determinan a continuación:

$$D_{hF} = \frac{4 * 0.8 * 0.4 [\text{m}^2]}{2 * 0.8 [\text{m}] + 2 * 0.4 [\text{m}]} = 0.533 \quad [\text{m}]$$

$$A_H = (N_{x \text{ paso}}) * \pi * \left(\frac{\phi_{\text{interno tubos}}}{2} \right)^2 = 0.01138 \quad [\text{m}^2]$$

$$A_I = 0.35 * 0.25 * 2 = 0.1980 \quad [\text{m}^2]$$

$$A_D = 0.35 * 0.25 = 0.0875 \quad [\text{m}^2]$$

Para determinar los coeficientes de expansión y contracción se debe evaluar el número de Reynolds y la relación entre las áreas de las secciones H y D en las gráficas características presentadas en el anexo A:

$$\text{Rey}_{\text{tubo}} = 14843.08$$

$$\sigma_{H-D} = \text{relación de áreas} = A_H/A_D = 0.01138/0.0875 = 0.13013$$

$$\sigma_{H-I} = \text{relación de áreas} = A_H/A_I = 0.01138/0.1980 = 0.0576$$

$$K_C = 0.38 \quad (\text{Ver Anexo A})$$

$$K_E = 0.90 \quad (\text{Ver Anexo A})$$

El factor de fricción para los tubos del intercambiador de calor se calcula mediante la siguiente expresión:

$$f = \frac{0.25}{\left| \log \left[\frac{1}{3.7 * \left(\frac{\phi_{\text{interno tubos}}}{\varepsilon_{\text{tubo}}} \right)} + \frac{5.74}{(\text{Rey}_{\text{tubo}})^{0.9}} \right] \right|^2} \quad (128)$$

Dónde:

$$\varepsilon_{\text{tubo}} = \text{rugosidad en tuberías} = 4.6 * 10^{-5}$$

Reemplazando se obtiene:

$$f = \frac{0.25}{\left| \log \left[\frac{1}{3.7 * (0.021 / 4.6 * 10^{-5})} + \frac{5.74}{(14843.08)^{0.9}} \right] \right|^2}$$

$$f = 0.031998$$

$$\Delta P_H = \frac{1}{2} * \delta_H * V_H^2 * \left[\left(\frac{A_H}{A_D} \right)^2 - \left(\frac{A_H}{A_I} \right)^2 + K_C - K_E + \frac{1}{2} * f * \left(\frac{\text{Longitud}_{\text{tubos}}}{Dh_F} \right) \right]$$

$$\Delta P_H = \frac{1}{2} * 0.89 * 13.23^2 * \left[(0.13)^2 - (0.06)^2 + 0.38 - 0.90 + \frac{1}{2} * 0.032 * \left(\frac{0.8}{0.53} \right) \right]$$

$$\Delta P_H = -37.5856 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta P_H = P_I - P_D \quad (129)$$

$$P_I = P_D + \Delta P_H$$

$$P_I = -2.1618 \text{ [Pa]} - 37.5856 \text{ [Pa]}$$

$$P_I = -39.7474 \text{ [Pa]}$$

La caída de presión en el sector "I" se determinan utilizando un coeficiente de pérdidas en codos de 180° igual a 0.2 como se indica a continuación:

$$\Delta P_1 = P_1 - P_{1'} = -\delta_1 * k * \frac{V_1^2}{2} \quad (130)$$

Dónde:

$$P_1 = -\delta_1 * \frac{V_1^2}{2}$$

$$k = 0.2$$

$$\delta_1 = \text{densidad del aire a } 65 \text{ (}^\circ\text{C)} = 1.043 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Reemplazando se obtiene:

$$-\delta_1 * \frac{V_1^2}{2} - P_{1'} = -\delta_1 * k * \frac{V_1^2}{2}$$

$$P_{1'} = -\delta_1 * \frac{V_1^2}{2} + \delta_1 * k * \frac{V_1^2}{2}$$

$$V_1 = \sqrt{P_{1'} / \left(-\frac{\delta_1}{2} + \frac{\delta_1 * k}{2} \right)} \quad (131)$$

$$V_1 = \sqrt{-39.7474 / \left(-\frac{1.043}{2} + \frac{1.043 * 0.2}{2} \right)}$$

$$V_1 = 9.7607 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$P_1 = -1.043 * \frac{9.7607^2}{2} \text{ [Pa]}$$

$$P_1 = -49.6843 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta P_1 = -49.6840 + 39.7474 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta P_1 = -9.9366 \text{ [Pa]}$$

Las pérdidas de presión en el sector "J" son semejantes a las obtenidas en el sector "H" por lo que se asume este valor para los siguientes cálculos:

$$\begin{aligned}
 \Delta P_j &= -37.5856 \text{ [Pa]} \\
 \Delta P_j &= P_{K'} - P_I \\
 P_{K'} &= -37.5856 - 49.6840 \text{ [Pa]} \\
 P_{K'} &= -87.2696 \text{ [Pa]}
 \end{aligned}
 \tag{132}$$

Al igual que en la sección "I" en la sección "K" se presentan pérdidas de presión debidas a un codo de 180° por lo que sus valores son semejantes y se asumen para los siguientes cálculos:

$$\begin{aligned}
 \Delta P_K &= -9.9366 \text{ [Pa]} \\
 \Delta P_K &= P_K - P_{K'} \\
 P_K &= -9.9366 - 87.2696 \text{ [Pa]} \\
 P_K &= -97.2062 \text{ [Pa]}
 \end{aligned}
 \tag{133}$$

Las pérdidas de presión en el sector "L" son semejantes a las obtenidas en el sector "H" por lo que se asume este valor para los siguientes cálculos:

$$\begin{aligned}
 \Delta P_L &= -37.5856 \text{ [Pa]} \\
 \Delta P_L &= P_{\text{entrada IC}} - P_K
 \end{aligned}
 \tag{134}$$

Dónde:

$P_{\text{entrada IC}}$ = presión del aire a la entrada de los tubos del intercambiador de calor

Reemplazando se obtiene:

$$\begin{aligned}
 P_{\text{entrada IC}} &= -97.2062 - 37.5856 \text{ [Pa]} \\
 P_{\text{entrada IC}} &= -134.7219 \text{ [Pa]}
 \end{aligned}$$

La presión requerida en la sección a la entrada de los tubos del intercambiador de calor que colinda con el acople reductor de ventilador centrifugo es de 134.7219 pascales.

4.1.4 Diseño del Sistema de Ventilación

El sistema de ventilación es el encargado de generar el flujo másico necesario de aire al proceso de deshidratado y de la extracción de los gases producto de la combustión a la salida del intercambiador de calor para lo cual a continuación se estudiarán los siguientes elementos:

- Ventilador centrífugo
- Chimenea de extracción de gases de combustión

4.1.4.1 Ventilador Centrífugo

Para la selección del ventilador centrífugo se deben evaluar los siguientes requerimientos del proceso de deshidratado y posteriormente se debe buscar en el mercado un equipo que los satisfaga:

- Flujo másico de aire
 - Velocidad de aire
 - Flujo volumétrico de aire
 - Pérdidas de presión totales en el proceso
-
- **Flujo Másico de Aire**

El flujo másico de aire del proceso se lo calculo en secciones anteriores y sus resultados están publicados en la tabla 32 de la cual podemos obtener el máximo valor presentado a continuación:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 0.1627 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

– **Flujo Volumétrico de Aire**

El flujo volumétrico de aire o caudal se obtiene a partir del conocimiento de la densidad del aire a temperatura ambiente y del flujo másico como se indica a continuación:

$$Q_{\text{aire}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{\delta_{\text{aire}}} \quad (135)$$

Reemplazando se obtiene:

$$Q_{\text{aire}} = \frac{0.1627}{1.225}$$

$$Q_{\text{aire}} = 0.1328 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

$$Q_{\text{aire}} = 281.25 \text{ [CFM]}$$

– **Pérdidas de Presión Totales en el Proceso**

Las pérdidas de presión totales del proceso se obtienen de la diferencia entre la presión a la entrada del intercambiador de calor y a la salida de la cámara de deshidratado (sección "A") para el vegetal con mayores requerimientos así:

$$\Delta P_{\text{total}} = P_{\text{entrada IC}} - P_{\text{sección A máx.}} \quad (136)$$

Reemplazando se obtiene:

$$\Delta P_{\text{total}} = -134.7219 - 0.0128 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = -134.779 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = -0.5411 \text{ [pulgadas de H}_2\text{O]}$$

– Selección del Ventilador Centrífugo

Realizando un análisis de las condiciones anteriores se seleccionó un ventilador centrífugo de uso industrial denominado venterol que se comercializa comúnmente en el mercado local, sus características se presentan a continuación:

Tabla 51
Características de ventilador seleccionado

Nombre	Capacidad	Unidades
Flujo másico de aire	0,31765493	Kg/s
Presión estática	1	pulgadas de agua
Diámetro del ducto de salida	4	pulgadas
Voltaje	110	voltios
Amperaje	4.5	amperios
Potencia nominal	500	vatios
Caudal	460	CFM
Número de Polos	2	N/A
Frecuencia	60 Hz	Hz

4.1.4.2 Chimenea de Extracción de Gases de Combustión

La chimenea de extracción de gases de combustión es la encargada de mantener una temperatura tolerable por el operario dentro de las instalaciones además de cuidar su salud respiratoria y evitar intoxicaciones por inhalación de monóxido de carbono; el diseño de este elemento del sistema de ventilación consta de las siguientes etapas:

- Velocidad de los gases en la chimenea
- Tiro de la chimenea de extracción de gases
- Altura de la chimenea de extracción de gases

4.1.4.2.1 Velocidad de los Gases en la Chimenea

Debido a la reducción de sección existente entre el intercambiador de calor y la chimenea se procede a calcular la velocidad de los gases así:

$$A_{IC} * V_{\text{gases máx IC}} = V_{\text{gases chimenea}} * A_{\text{chimenea}} \quad (137)$$

Dónde:

$$A_{IC} = \text{área de la sección transversal del intercambiador} = 0.32[\text{m}^2]$$

$$V_{\text{gases prom. IC}} = \text{velocidad promedio de gases en intercambiador de calor} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$V_{\text{gases chimenea}} = \text{velocidad de gases en chimenea} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$A_{\text{chimenea}} = \text{área de la sección transversal de la chimenea} [\text{m}^2]$$

La velocidad promedio de los gases dentro del intercambiador de calor se obtiene a partir del conocimiento de esta magnitud a la entrada y salida del mismo como se indica a continuación:

$$V_{\text{gases prom. IC}} = \frac{V_{\text{gases max. IC}} + V_E}{2} \quad (138)$$

Dónde:

$$V_{\text{gases max. IC}} = 0.9316 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$V_E = 0.5362 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Reemplazando se obtiene:

$$V_{\text{gases prom. IC}} = \frac{0.9316 + 0.5362}{2}$$

$$V_{\text{gases prom. IC}} = 0.7339 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Para el cálculo del área de sección transversal con respecto a la chimenea de forma cuadrada se asume una medida de 16 centímetros de lado debido a facilidad de construcción.

$$A_{\text{chimenea}} = 0.16 * 0.16 = 0.0256 \text{ [m}^2\text{]}$$

Reemplazando se obtiene:

$$V_{\text{gases chimenea}} = A_{\text{IC}} * V_{\text{gases prom IC}} / A_{\text{chimenea}} \quad (139)$$

$$V_{\text{gases chimenea}} = 0.32 * 0.7339 / 0.0256 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$V_{\text{gases chimenea}} = 9.1738 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

4.1.4.2.2 Tiro de la Chimenea de Extracción de Gases

Para determinar la altura requerida por la chimenea con el fin de obtener la velocidad deseada para los gases dentro del intercambiador de calor de se requiere calcular el tiro que posee este elemento del sistema de ventilación de acuerdo a las siguientes expresiones:

$$\text{Tiro} = (V_{\text{gases chimenea}})^2 * \frac{\delta_{\text{chimenea}}}{2} \quad (140)$$

Dónde:

$$\text{Tiro} = \text{tiro de la chimenea de extracción de gases [mm H}_2\text{O]}$$

$$\delta_{\text{chimenea}} = \text{densidad de los gases de combustión a } T_{\text{chimenea}} = 1.0563 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$T_{\text{chimenea}} = \frac{T_{\text{min gases IC}} - T_{\text{ambiente}}}{2} = \frac{110 - 15}{2} = 47.5 [^{\circ}\text{C}]$$

Reemplazando se obtiene:

$$\text{Tiro} = (9.1738)^2 * \frac{1.0563}{2}$$

$$\text{Tiro} = 44.4484 \text{ [Pa]}$$

$$\text{Tiro} = 0.4532 \text{ [cm H}_2\text{O]}$$

4.1.4.2.3 Altura de la Chimenea de Extracción de Gases

La altura de la chimenea de extracción de los gases de combustión se calcula a partir de los parámetros calculados anteriormente mediante su reemplazo en la siguiente ecuación:

$$\text{Tiro} * \delta_{\text{chimenea}} = 4.63 * P_{\text{atm}} * \left(\frac{1}{T_{\text{ambiente}}} - \frac{1}{T_{\text{chimenea}}} \right) * x \quad (141)$$

Dónde:

Tiro = tiro de la chimenea de extracción de gases = 0.4532 [cm H₂O]

P_{atm} = presión atmosférica de Ambato = 539.6 [mm Hg]

T_{ambiente} = temperatura ambiente de Ambato = 288.15 [°K]

T_{chimenea} = temperatura promedio de los gases en la chimenea = 320.65 [°K]

x = altura de la chimenea de extracción de gases de combustión [m]

Despejando y reemplazando se obtiene:

$$x = \frac{0.4532 * \delta_{\text{chimenea}}}{4.63 * P_{\text{atm}}} * \left(\frac{1}{T_{\text{ambiente}}} - \frac{1}{T_{\text{chimenea}}} \right)^{-1} \quad (142)$$

$$x = \frac{0.7643 * 1.0563}{4.63 * 539.6} * \left(\frac{1}{288.15} - \frac{1}{320.65} \right)^{-1} \text{ [m]}$$

$$x = 0.9187 \text{ [m]} \cong 1 \text{ [m]}$$

4.1.5 Diseño del Sistema de Combustión

El sistema térmico utiliza un quemador de gas licuado de petróleo como fuente de calor por lo que las elevadas temperaturas que genera este proceso de combustión en el foco de las llamas no se puede aplicar directamente a los tubos del intercambiador de calor debiéndose diseñar un sistema que solucione este inconveniente.

El sistema de combustión propuesto está constituido por los elementos y accesorios enunciados a continuación: (Ver figura 45 y Tabla 52)

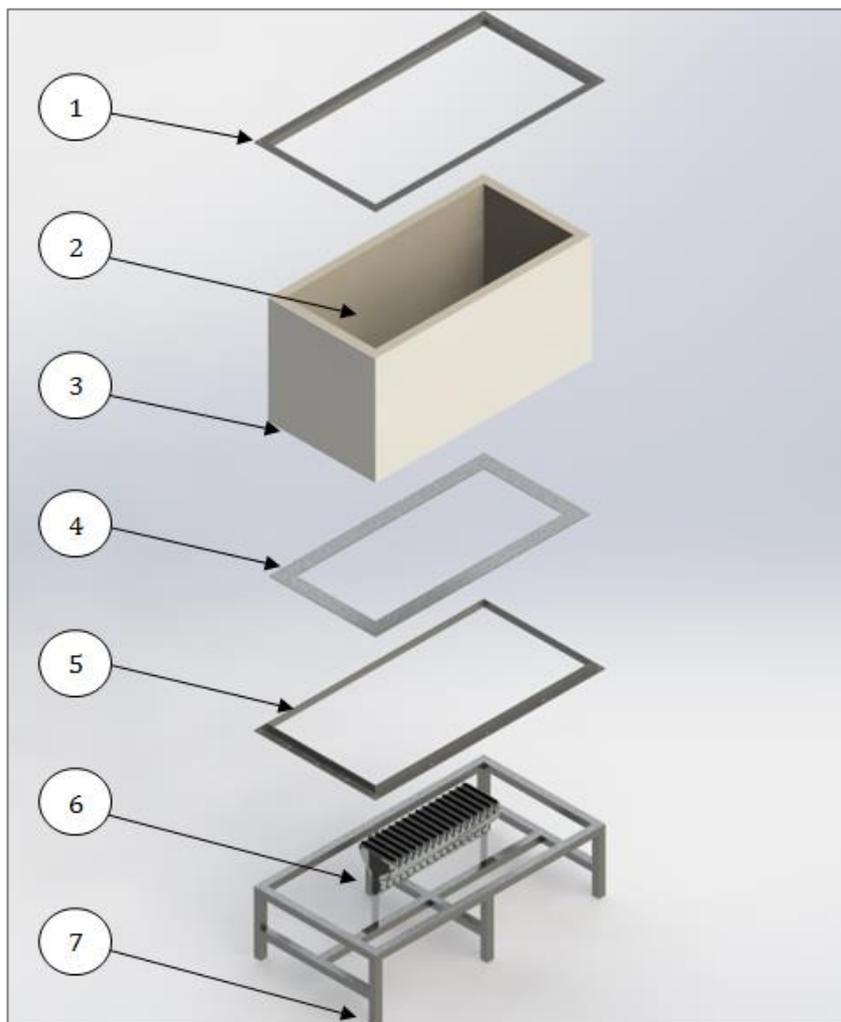


Figura 45. Esquema general del sistema de combustión

Tabla 52

Elementos que conforman el sistema de combustión

No. de Pieza	Descripción
1	Acople de conexión con intercambiador de calor
2	Fundición de cemento refractario
3	Carcasa del sistema de combustión
4	Soporte para fundición refractaria
5	Acople de conexión con estructura de soporte para quemador
6	Quemador de tipo atmosférico
7	Soporte para quemador

4.1.5.1 Consideraciones Iniciales de Diseño

Para llevar a cabo el estudio del sistema de combustión se deben analizar aspectos de construcción y mantenimiento que permitan obtener la mejor relación entre desempeño y costo, por esta razón se ha optado por establecer los siguientes parámetros como condiciones iniciales de diseño:

Tabla 53

Consideraciones iniciales de diseño para el sistema de combustión

Descripción	Medida (m)
Largo de la cámara de combustión	0.8000
Ancho de la cámara de combustión	0.4000
Altura de la cámara de combustión (recomendada)	0.4000
Espesor de la carcasa de la cámara de combustión	0.0028
Espesor de fundición refractaria	0.0300
Lado de tubos - Estructura de soporte para quemador	0.0250

Para la construcción del intercambiador de calor se utilizarán los materiales enlistados a continuación:

Tabla 54

Materiales utilizados en la construcción del sistema de combustión y su conductividad térmica característica

Descripción	Conductividad Térmica (W/m*°C)
Plancha de acero al carbono	51.9
Cemento Refractario (Chapman, 1984)	0.14

4.1.5.2 Dimensiones del Sistema de Combustión

La autoestructura de la cámara de combustión comparte el mismo largo y ancho que el intercambiador de calor debido a que este último se apoya sobre el primero, la distancia recomendada entre el quemador y los tubos es de mínimo treinta centímetros por lo que para el presente proyecto se estableció en 40 centímetros por razones de durabilidad:

$$\begin{aligned}
 L_{CC} &= L_{IC} = 0.8 \text{ [m]} \\
 A_{CC} &= A_{IC} = 0.4 \text{ [m]} \\
 H_{CC} &= 0.40 \text{ [m]}
 \end{aligned}$$

Además posee en su parte inferior una plancha agujerada unida mediante soldadura que sirve de apoyo para la fundición refractaria y para la estructura de soporte del quemador.

Debido a la utilización de un quemador de tipo atmosférico se tuvo que recurrir a la construcción de una base descubierta que permita el ingreso de oxígeno y que de esta manera se pueda llevar a cabo esta reacción química, las dimensiones de largo, y altura de esta base vienen dadas a continuación:

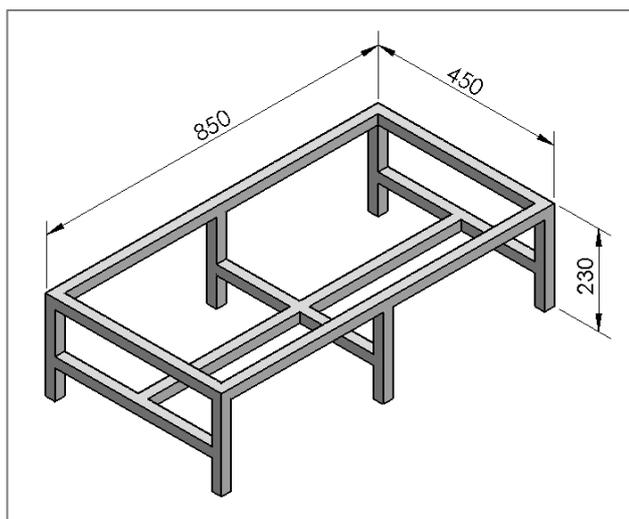


Figura 46. Estructura de soporte para quemador

$$\begin{aligned}
 L_{\text{base CC}} &= L_{CC} + 0.25 * 2 \\
 A_{\text{base CC}} &= A_{CC} + 0.25 * 2
 \end{aligned}$$

Reemplazando se obtiene:

$$\begin{aligned}
 L_{\text{base CC}} &= 0.8 + 0.025 * 2 = 0.85 \text{ [m]} \\
 A_{\text{base CC}} &= 0.4 + 0.025 * 2 = 0.45 \text{ [m]} \\
 H_{\text{base CC}} &= 0.23 \text{ [m]}
 \end{aligned}$$

4.1.5.3 Quemador de Gas Licuado de Petróleo

La potencia que requiere el quemador para el proceso de deshidratado de los vegetales se determina a partir del conocimiento del flujo de calor neto en el intercambiador de calor debido a que las pérdidas de calor en la cámara de combustión son despreciables:

$$Pot_{quemador} = \dot{Q}_{neto\ IC}$$

$$Pot_{quemador} = 16208.66 \text{ [W]}$$

$$Pot_{quemador} = 55343.26 \text{ [btu/h]}$$

$$Pot_{quemadores\ comerciales\ instalada} = 70000 \text{ [btu/h]}$$

Además el quemador cuenta con la posibilidad de trabajar en conjunto con una válvula reguladora de caudal para el combustible cuyo rango de giro entre 0  a 180  permitiendo así la conexión de un servomotor y la automatización de la apertura y cierre de la misma para su respectivo control.

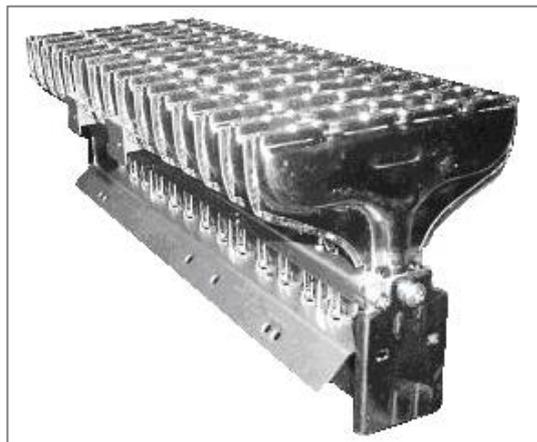


Figura 47. Quemador atmosférico
Fuente: (Full Mecánica, 2014)

El quemador a utilizado en la implementación del sistema térmico es de tipo atmosférico cuya ventaja radica en que la mezcla de combustible y oxigeno requerida para la combustión se encuentra a una atmosfera de presión por lo que no necesita convección forzada de aire.

4.1.5.4 Válvula Rotativa Automática

Consiste en un kit de válvulas que realizan las funciones de regulación de caudal, además del control del flujo de combustible al quemador y a la llama piloto. Están conformadas por los siguientes elementos:

- Válvula reguladora de caudal manual
- Electroválvula para control de flujo de combustible a llama piloto
- Electroválvula para control de flujo de combustible a quemador

El sistema puede funcionar con quemadores con potencia de hasta 230000 (Btu/h) por lo que es ideal para la aplicación con el quemador atmosférico antes descrito, su presión nominal de trabajo es de 28 milibares y la máxima de 0.2 bares.



Figura 48. Válvula rotativa automática
Fuente: (Tonka S.A., 2015)

Las electroválvulas para control de flujo de combustible funcionan con una diferencia de potencial igual a 1.5 voltios en conjunto con un módulo electrónico de control cuyo funcionamiento se explica en siguientes secciones.

4.1.5.6 Válvula Reguladora de Presión

Debido a que se usa un quemador de tipo atmosférico no es necesaria la utilización de un regulador industrial por lo que se seleccionó una válvula domestica con un caudal de 2kg/h y una presión nominal de trabajo de 28 milibares y máxima de 0.2 bares.



Figura 49. Válvula reguladora de presión
Fuente: (Hipercom, 2013)

4.2 Diseño del Sistema de Lavado

El sistema de lavado dentro de cualquier proceso que involucre alimentos para consumo humano es crítico ya que de este depende la asepsia, estética y salubridad con que el producto elaborado salga al mercado.

Para poder lavar y desinfectar correctamente un vegetal se debe sumergirlo entero durante un lapso de tiempo mayor o igual a cinco minutos en tanques llenos de una solución a base de agua y un compuesto altamente ácido, posteriormente se deben enjuagar con abundante agua potable y bajo contenido de hierro con el fin de eliminar los residuos del ácido.

El diseño, dimensionamiento y/o selección de los componentes del sistema de lavado se realiza para los siguientes estamentos:

- Tanque de lavado y enjuague
- Depósito para compuesto ácido
- Microbomba para compuesto ácido
- Electroválvulas

4.2.1 Tanque de Lavado y Enjuague

El tanque tiene la función de contener la materia prima y las sustancias de limpieza mientras dure el proceso de lavado y enjuague, para cumplir este cometido las instalaciones proporcionadas por la empresa AmbaFood's cuentan con un fregadero de acero inoxidable de un pozo empotrado a un mesón de concreto que posee además lista la conexión para agua potable y tubería de desagüe.

Las características físicas que posee este fregadero se detallan a continuación:

Tabla 55
Características del tanque de lavado

Nombre	Magnitud	Unidad
Largo	0.80	Metros
Ancho	0.50	Metros
Profundidad	0.25	Metros
Espesor	0.8	Milímetros
Número de pozos	1	N/A

Fuente: (Teka, 2015)

$$\text{Vol}_{\text{fregadero}} = 0.80(\text{m}) * 0.50(\text{m}) * 0.25(\text{m})$$

$$\text{Vol}_{\text{fregadero}} = 0.1 (\text{m}^3)$$

$$\text{Vol}_{\text{fregadero}} = 100 (\text{Its})$$

El volumen del fregadero tiene una capacidad de cien litros de los cuales sesenta se dedican para los vegetales, treinta para el agua potable utilizada en proceso de lavado o enjuague y los restantes como reserva para evitar derrames.

4.2.2 Depósito para Compuesto Ácido

Para el proceso de desinfección se utiliza un compuesto orgánico altamente ácido que no es tóxico para el ser humano y el ambiente debido a que es biodegradable, su razón de mezcla es de diez mililitros por cada litro de agua por lo que para cubrir los treinta litros de agua potable requeridos se requieren 300 mililitros de desinfectante.

Como depósito para este compuesto ácido el tanque de lavado trae incluido un dispensador cilíndrico en acero inoxidable el cual posee el volumen calculado a continuación:

$$\text{Vol}_{\text{dispensador}} = \pi * (r_{\text{dispensador}})^2 * h_{\text{dispensador}}$$

Dónde:

$$\text{Vol}_{\text{dispensador}} = \text{volumen perteneciente al depósito de ácido [m}^3\text{]}$$

$$r_{\text{dispensador}} = \text{radio del dispensador} = 0.05[\text{m}]$$

$$h_{\text{dispensador}} = \text{altura del dispensador} = 0.15[\text{m}]$$

Reemplazando se obtiene:

$$\text{Vol}_{\text{dispensador}} = \pi * (0.05)^2 * 0.15$$

$$\text{Vol}_{\text{dispensador}} = 0.0012 \text{ (m}^3\text{)}$$

$$\text{Vol}_{\text{dispensador}} = 1200 \text{ (ml)}$$

El volumen del dispensador calculado abastece para cuatro secuencias de lavado; es decir: se debe llenar este depósito con el compuesto desinfectante cada cuatro días.

4.2.3 Microbomba para Compuesto Ácido

Debido a que el depósito para el compuesto ácido se encuentra al mismo nivel que el tanque de lavado se optó por la compra de una microbomba auto sumergible que posee las siguientes características:

Tabla 56
Características de microbomba

Nombre	Descripción
Voltaje	110 voltios
Amperaje	15 miliamperios
Caudal	0.015 lts / seg.
Material	Plástico
Instalación	Sumergible

Fuente: (Aquamania, 2015)

Esta bomba se activa una vez llenado el depósito de agua potable únicamente en la secuencia de limpieza y no en la de enjuague, debido a que se requiere 300 mililitros de desinfectante por cada litro de agua, a continuación se indican los cálculos respectivos para determinar el tiempo que debe estar prendida la microbomba:

$$\text{Tiempo de encendido de microbomba} = \frac{\text{Vol}_{\text{desinfectante}}}{Q_{\text{microbomba}}} \quad (143)$$

Dónde:

$$\text{Vol}_{\text{desinfectante}} = 0.3 \text{ (lts)}$$

$$Q_{\text{microbomba}} = 0.015 \text{ (lts/seg)}$$

Reemplazando se obtiene:

$$\text{Tiempo de encendido de microbomba} = \frac{0.3}{0.015} \text{ (seg)}$$

$$\text{Tiempo de encendido de microbomba} = 20 \text{ (seg)}$$

4.2.4 Electro Válvulas

Debido a que se requiere realizar secuencias de lavado y enjuague se optó por la automatización de este proceso mediante dos electroválvulas controladas por temporización, la primera (3/8") conectada al sistema de tuberías de agua potable y la restante (1/2") al desagüe del tanque de lavado, a continuación se describen las características que poseen las mismas:

Tabla 57

Accesorios para instalación de electroválvula de 3/8"

Nombre	Detalle	Unidades
Voltaje de operación	110	voltios
Frecuencia de operación	50 / 60	Hz
Potencia eléctrica	2	vatios
Tamaño de tubería	3/8	pulgada
Temperatura de operación	-5 a 80	°C
Presión máxima de operación	10	10kg/cm ²

Tabla 58

Accesorios para instalación de electroválvula de 1/2"

Nombre	Detalle	Unidades
Voltaje de operación	110	voltios
Frecuencia de operación	50 / 60	Hz
Potencia eléctrica	2	vatios
Tamaño de tubería	1/2	pulgada
Temperatura de operación	-5 a 85	°C
Presión máxima de operación	7	7kg/cm ²

Las conexiones eléctricas con respecto al mando de las electroválvulas se explican a detalle en la sección del diseño del sistema de control y etapa de potencia.

Mediante pruebas experimentales se determinó que el caudal de agua potable que poseen las instalaciones en el punto de conexión con la electroválvula de 3/8" es de aproximadamente 0.1 litros por segundo con lo que el tiempo de encendido de esta válvula queda a cargo de los siguientes cálculos:

$$\text{Tiempo de encendido electroválvula } 3/8'' = \frac{\text{Vol}_{\text{agua potable}}}{Q_{\text{instalaciones}}} \quad (144)$$

Dónde:

$$\text{Vol}_{\text{agua potable}} = 30 \text{ (lts)}$$

$$Q_{\text{instalaciones}} = 0.1 \text{ (lts/seg)}$$

Reemplazando se obtiene:

$$\text{Tiempo de encendido electroválvula } 3/8'' = \frac{30}{0.1} \text{ (seg)}$$

$$\text{Tiempo de encendido electroválvula } 3/8'' = 300 \text{ (seg)}$$

Además se determinó que el caudal con el que el líquido resultante del proceso de lavado fluye por el desagüe donde se instaló la electroválvula de 1/2" es de es de aproximadamente 0.05 litros por segundo con lo que el tiempo de encendido de esta válvula se determina como se indica a continuación:

$$\text{Tiempo de encendido electroválvula } 1/2'' = \frac{\text{Vol}_{\text{residuos}}}{Q_{\text{desague}}} \quad (145)$$

Dónde:

$$\text{Vol}_{\text{residuos}} = 30 \text{ (lts)}$$

$$Q_{\text{desague}} = 0.05 \text{ (lts/seg)}$$

Reemplazando se obtiene:

$$\text{Tiempo de encendido electroválvula } 1/2'' = \frac{30}{0.05} \text{ (seg)}$$

$$\text{Tiempo de encendido electroválvula } 1/2'' = 600 \text{ (seg)}$$



Figura 50. Electroválvula 3/8" para agua
Fuente: (IEE electronic, 2015)

4.3 Diseño del Sistema De Control

El sistema de control tiene como función principal el monitoreo y la manipulación de las variables de temperatura y humedad mediante la apertura o cierre proporcional de la válvula reguladora de caudal del gas licuado de petróleo y de la boca de aspiración del venterol, además: de realizar las secuencias temporizadas de encendido y apagado con respecto a los siguientes elementos:

- Electroválvulas
- Microbomba
- Venterol
- Quemador

4.3.1 Elementos del Sistema de Control

El sistema de control está constituido por los elementos enlistados a continuación:

- Planta
- Sensores
- Controlador

4.3.1.1 Planta

La planta consiste del sistema térmico y el sistema de lavado diseñados en secciones anteriores; además de los actuadores y sensores adicionales instalados para la manipulación indirecta de las variables de temperatura y humedad.

A continuación se detalla el diseño de cada uno de los componentes adicionales que requirió la planta para que el control y manipulación de las variables de temperatura y humedad se pueda llevar a cabo:

– **Electroválvulas para Control de Flujo de Combustible**

Las electroválvulas para control de flujo de combustible son de tipo discreto; es decir: sirven para abrir o cerrar el paso de combustible a la llama piloto y al quemador.

Estos dispositivos no tiene la capacidad de regular el caudal del gas licuado de petróleo suministrado al quemador por lo que sus funciones se explican a continuación:

- Seguridad: La primera electroválvula permite el paso de combustible durante un lapso de 30 segundos hacia la llama piloto, posteriormente si esta se encendió con éxito la segunda electroválvula se activa permitiendo el paso del combustible hacia el quemador.
- Control de Temperatura: Permiten cortar el flujo de combustible y apagar el quemador en caso de que la temperatura se exceda con una regulación de caudal en su punto mínimo.

– **Módulo de Encendido Automático**

Este módulo de encendido automático se lo comercializa en conjunto y consta de los siguientes elementos:

- Sensor de ionización
- Llama piloto
- Circuito de control para secuencia de encendido
- Circuito de potencia para elevar voltaje de 1.5 V a 1000 V

Su circuito de control y potencia al energizarse con una diferencia de potencial entre 1.5 y 3 voltios en corriente continua realiza la siguiente secuencia:

- Genera chispas de alto voltaje mediante su circuito de potencia y abre la electroválvula de flujo de combustible hacia la llama piloto durante un lapso de 30 segundos.
- Cuando el sensor de llama se ioniza en presencia de la misma el circuito de control apaga la chispa y envía una señal de activación hacia la electroválvula de flujo de combustible para el quemador.

– En caso de que el sensor de llama no se ionice durante los treinta segundos: el módulo desactiva la orden de apertura de la electroválvula para control de flujo de combustible hacia la llama piloto, no activa la electroválvula conectada al quemador y detiene la generación de chispas.

– Válvula Reguladora de Caudal de Combustible

Consiste de una válvula manual de regulación de caudal de combustible adaptada a un servomotor que en conjunto poseen las siguientes especificaciones:

Tabla 59

Especificaciones para válvula reguladora de caudal de GLP.

Nombre	Descripción
Rango de giro	Entre 0° a 180°
Velocidad de giro	0.19 [s] / 60°
Torque del servomotor	3.0 [kgf * cm]
Voltaje de operación	4.8 voltios

El servomotor incluye un control de posición mediante modulación de ancho de pulso mismo que se genera a partir del controlador Arduino Mega, a continuación se indica la relación existente entre el ancho de pulso en milisegundos y el ángulo de giro del motor en grados:

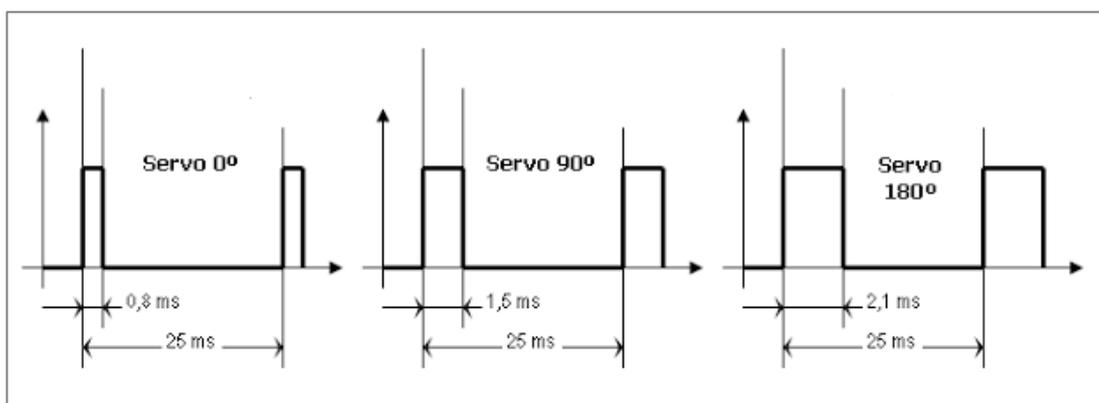


Figura 51. Ancho de pulso vs ángulo de giro para servomotor

La válvula de regulación de caudal de combustible se cierra por completo cuando el servomotor se encuentra en una posición de 0° y se abre en su totalidad cuando alcanza los 180° .

– Compuerta Reguladora de Ingreso de Aire al Venterol

Al igual que en la válvula anterior para la implementación de la compuerta reguladora de ingreso de aire al venterol se utiliza un servo para el control de posición de dicha compuerta y así poder obstruir o despejar el paso del aire al ventilador generando así un caída de presión y por ende una variación de caudal del fluido entrante, esta acción a su vez permite manipular indirectamente la humedad y la temperatura de la cámara de deshidratado.

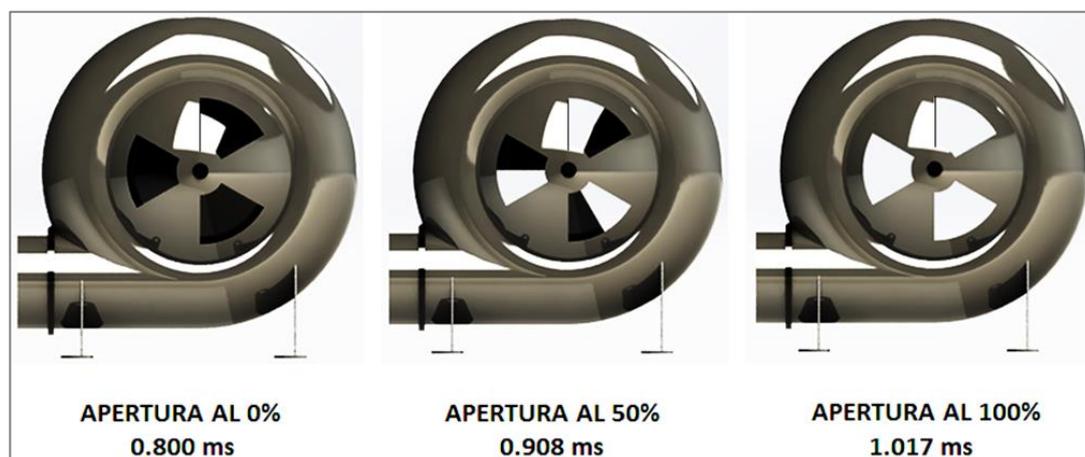


Figura 52. Apertura de compuerta en venterol vs ancho de pulso.

4.3.1.2 Sensores

La instrumentación utilizada para medir las variables de temperatura y humedad consiste en los siguientes sensores:

- Módulo DHT 11
- Módulo Dallas 18B20

– Módulo DHT 11

Este módulo consiste en un sensor DHT 11 listo para conectar a una fuente de cinco voltios en corriente directa con su respectivo pin de datos a una entrada digital del controlador Arduino Mega, este tipo de sensores se utilizan para mediciones de temperatura y humedad, sus especificaciones vienen dadas a continuación:

Tabla 60
Especificaciones de sensor DHT 11

Nombre	Descripción
Rango de medición de humedad	Entre 20% a 90% de RH
Rango de medición de temperatura	Entre 0 a 60 °C
Resolución en mediciones de humedad	1% de RH
Resolución en mediciones de temperatura	1 °C
Precisión de mediciones de humedad	± 5% RH
Precisión de mediciones de temperatura	± 2 °C
Tiempo de respuesta máximo	30 segundos
Protocolo de comunicación	Serial de doble vía

Fuente (wRobot, 2014)



Figura 53. Sensor DHT11
Fuente (wRobot, 2014)

– Módulo Dallas DS18B20

Debido a la baja resolución que posee el sensor DHT11 con respecto a la temperatura y debido a que esta variable es objeto de un control de tipo PID se optó por la implementación de un módulo dallas DS18B20 el cual es un sensor que ofrece mejores prestaciones como se puede apreciar en la tabla de especificaciones indicada a continuación:

Tabla 61
Especificaciones de sensor DS18B20

Nombre	Descripción
Rango de medición de temperatura	Entre -55 a 125 °C
Resolución bits	Programable de 9 a 12 bits
Resolución en mediciones de temperatura	Recomendada de 0.01 a 0.005 °C
Precisión de mediciones de humedad	± 0.5 °C
Tiempo de respuesta máximo	750 milisegundos
Protocolo de comunicación	One wire

Fuente (Ventisonic, 2015)

Otra ventaja de este tipo de sensores es que debido a que utiliza protocolo one wire se puede crear una red de sensores en caso de necesitar a futuro la monitorización de la temperatura de otros puntos.

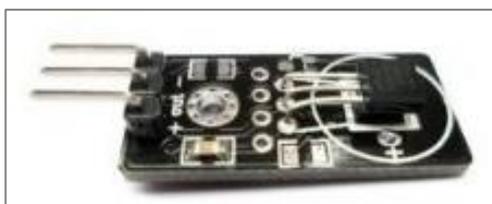


Figura 54. Sensor DS18B20
Fuente (Ventisonic, 2015)

La instalación de los sensores se la realizo a la entrada de la cámara de deshidratado debido a que en esta zona se posee la mayor temperatura posible dentro de la misma y así cuidar que los vegetales nunca reciban una temperatura mayor a la requerida.

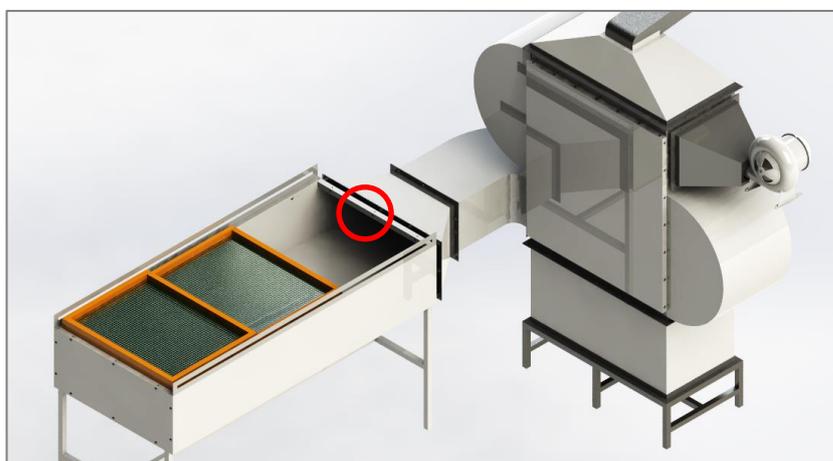


Figura 55. Sitio de instalación de instrumentación señalado en rojo.
Fuente: (Guasumba, J., Biocalefón, 2003 - 2008)

Se debe aclarar que para el control PID de temperatura: la planta y el módulo DS18B20 están embebidos, además al ser un sensor digital posee una salida de datos de tipo lineal por lo que se utilizará una retroalimentación unitaria en el diseño del sistema de control.

4.3.1.3 Controlador

Consiste en una sinergia entre el microprocesador denominado Raspberry Pi y el microcontrolador Arduino Mega comunicados vía bus serial universal (USB), debido a la robustez y flexibilidad en cuanto a programación del microcontrolador este se encarga de generar los pulsos de activación para el circuito de potencia, la adquisición de datos y la modulación de ancho de pulso para los servomotores; por el contrario el microprocesador aprovecha su velocidad de procesamiento para correr un sistema operativo Linux especial dedicado a la Raspberry denominado Raspbian dentro del cual se ha instalado una plataforma de programación gratuita y en código abierto llamada Python sobre la cual se ha programado una interfaz humano máquina para el control y monitoreo del proceso por parte del operario.

4.3.2 Lazo De Control.

4.3.2.1 Control de la Temperatura

Para el control de la variable temperatura se utiliza un lazo cerrado el cual requiere se calcule la función de transferencia equivalente al sistema térmico, además; se genere los siguientes controles y se determine cuál es el más apropiado para los requerimientos del proceso:

- Control proporcional P
- Control proporcional integral PI
- Control proporcional integral derivativo PID

– Función de Transferencia de la Planta del Sistema Térmico

Para la obtención de la función de transferencia del sistema térmico se ha recurrido al método de Sieger Nichols el cual establece pasos a seguir para su determinación.

En primer lugar se aplicó un escalón unitario a la planta del 80% de la capacidad total de apertura de la válvula de regulación de caudal de GLP el cual representa un giro de 144° del servomotor, con la ayuda de un software para descarga de datos desde el Arduino a la plataforma Excel se logró tabular los mismos para su posterior exportación a matrices en MATLAB donde mediante la herramienta IDENT se logra graficar la respuesta de la planta al escalón unitario en función del tiempo conociendo que el intervalo de muestreo fue de un segundo.

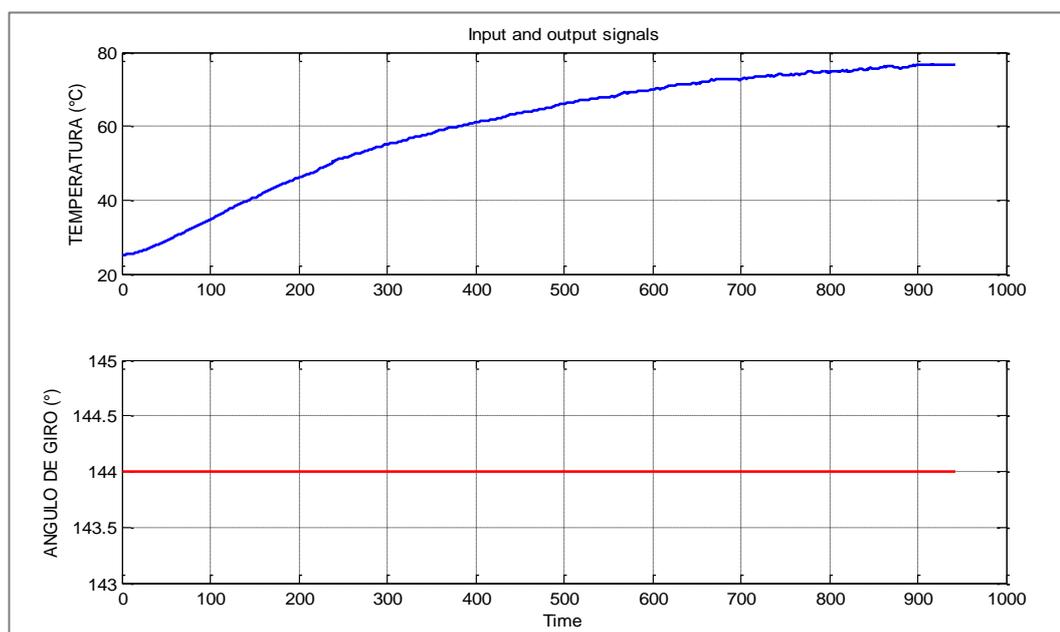


Figura 56. Señales de entrada y salida de la planta en función del tiempo

Posteriormente se selecciona la opción PROCES MODELS de esta herramienta procedemos a estimar la función de transferencia de la planta, debido a que utilizaremos el método de Sieger Nichols programamos al software para generar esta expresión a partir de un modelo exponencial (con retardo) obteniendo os siguientes resultados:

$$G(s) = \frac{K * e^{-L*s}}{1 + T * s} \quad (146)$$

Dónde:

$$K = 0.5689$$

$$L = \text{tiempo de retardo} = 30$$

$$T = \text{constante de tiempo} = 369.7897$$

Reemplazando se obtiene:

$$G(s) = \frac{0.5689 * e^{-30*s}}{1 + 369.7897 * s}$$

– Controlador de tipo P, PI y PID

La teoría de Sieger Nichols establece un en su primer método que se puede determinar las constantes de los controladores P, PI y PID a partir del conocimiento de los parámetros utilizados el cálculo de la función de transferencia de la planta como se indica en la siguiente tabla:

Tabla 62

Constantes P, PI, y PID en respuesta la escalón – Sieger Nichols

Tipo de Controlador	K_p	T_i	T_d	K_i	K_d
P	T/L	∞	0	K_p/T_i	$K_p * T_d$
PI	$0.9 T/L$	$L/0.3$	0	K_p/T_i	$K_p * T_d$
PID	$1.2 T/L$	$2 * L$	$0.5 * L$	K_p/T_i	$K_p * T_d$

Fuente: (Ogata K., 1998)

Las constantes para cada uno de los tipos de controladores en estudio se determinan reemplazando los datos obtenidos mediante la herramienta IDENT de MATLAB con respecto a la planta del sistema térmico como se indica en la tabla 63:

Tabla 63

Resultados de constantes P, PI, y PID – Sieger Nichols

Tipo de Controlador	K_P	T_i	T_d	K_i	K_d
P	12.3263	∞	0	0	0
PI	11.0937	100	0	0.1109	0
PID	14.7916	60	15	0.2465	221.874

– Simulación de la Planta en Lazo Abierto

A continuación se procede a evaluar si la planta obtenida mediante el método de Sieger Nichols responde con una gráfica similar a planta real ya que por restricciones del simulador no se puede evaluar a la misma a las condiciones iniciales con las que se llevó a cabo el proceso verdadero.

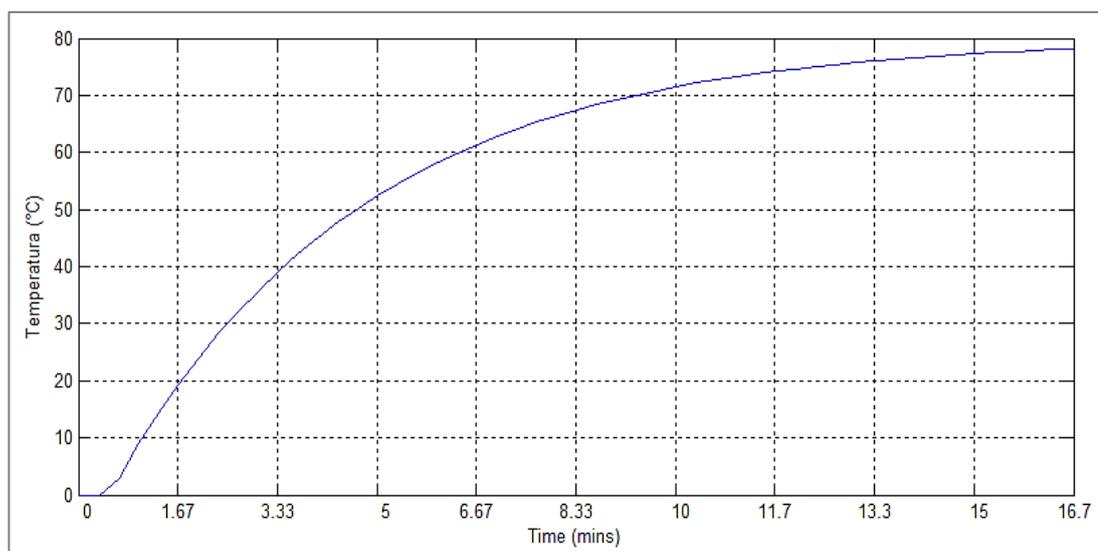


Figura 57. Respuesta de la planta obtenida mediante Sieger Nichols

Haciendo una comparación de la evolución de la temperatura en función del tiempo que genera la planta obtenido mediante Sieger Nichols (Figura 57) con la obtenida de la toma de datos reales de la planta física (figura 56) podemos observar que las dos tienden a estabilizarse en tiempos cercanos, en cuanto a la amplitud no existe desfase debido a las condiciones iniciales a las que se evaluó la planta física con respecto a la simulación.

– Simulación del Sistema de Control en Lazo Cerrado

Para determinar la respuesta que posee el sistema térmico controlado al aplicar un escalón unitario de temperatura igual a 70 °C que representa el punto de referencia a alcanzar, se utilizó el diagrama de bloques indicado a continuación:

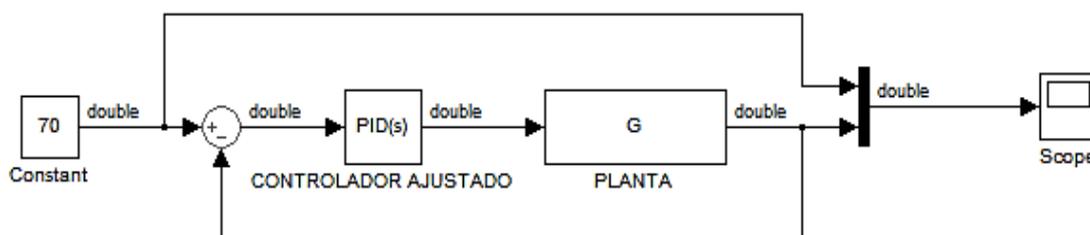


Figura 58. Diagrama de bloques del sistema de control

A continuación se presentan las gráficas de la evolución de la variable temperatura con respecto al tiempo para la planta controlada mediante acción proporcional, proporcional integral y proporcional integral derivativa:

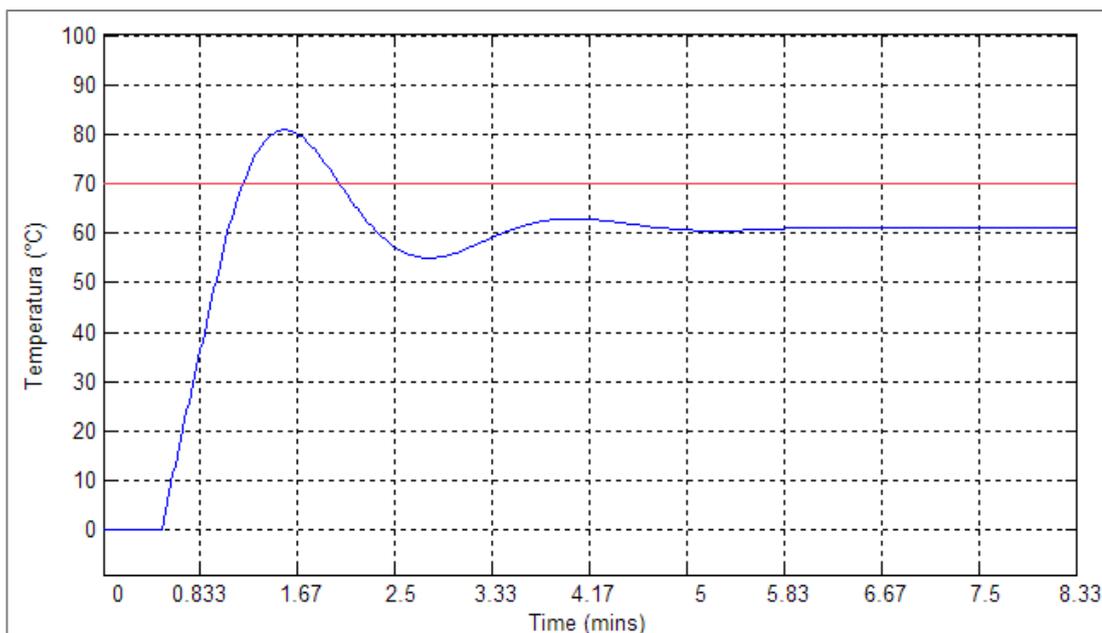


Figura 59. Respuesta del sistema utilizando control P

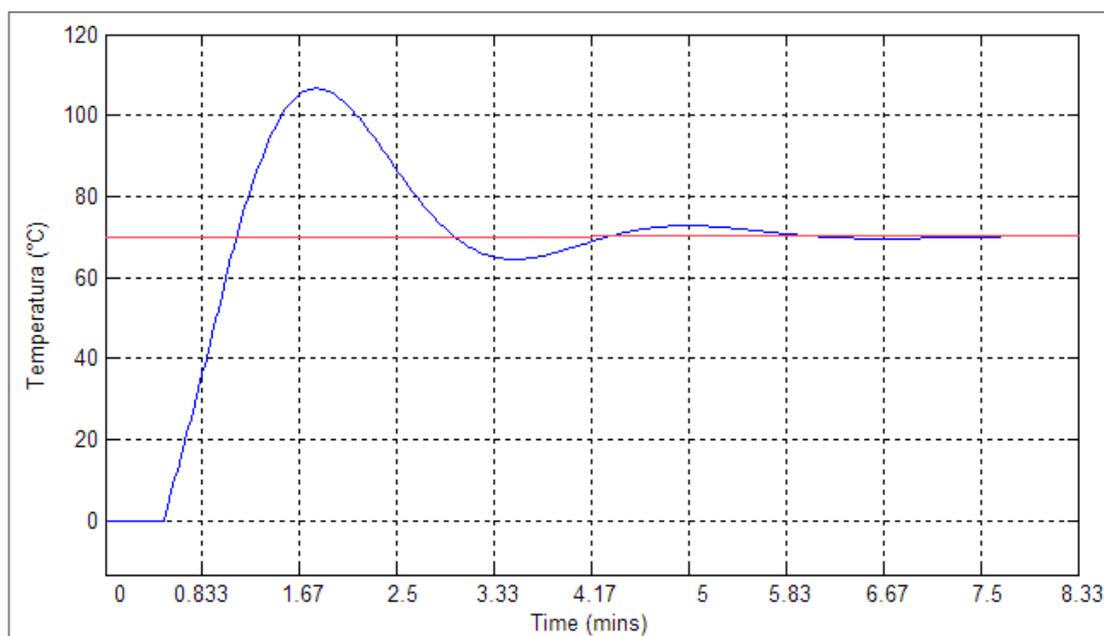


Figura 60. Respuesta del sistema utilizando control PI

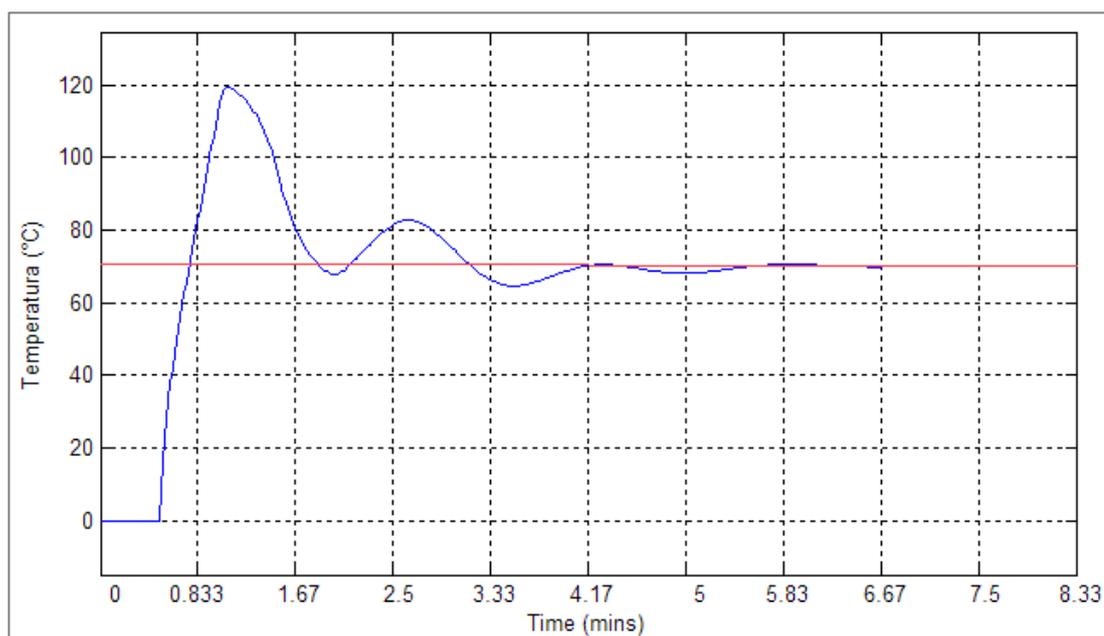


Figura 61. Respuesta del sistema utilizando control PID

Debido a que como objetivo del presente proyecto de grado se establece el error en estado estacionario de la variable temperatura debe ser menor a 3.5% en un tiempo máximo y poseer un tiempo de estabilización menor a 5 minutos, se procedió a sintonizar el controlador mediante la herramienta TUNE de MATLAB el cual arrojó los siguientes resultados:

$$\begin{aligned}
 K_p \text{ sintonizado} &= 7.2662 \\
 K_i \text{ sintonizado} &= 0.0328 \\
 K_d \text{ sintonizado} &= 56.7828
 \end{aligned}$$

La función de transferencia del controlador proporcional, integral derivativo sintonizado se determina reemplazando las constantes determinadas anteriormente en la siguiente ecuación:

$$G_c(s) = K_p \text{ sintonizado} + K_i \text{ sintonizado} * \frac{1}{s} + K_d \text{ sintonizado} * s \quad (147)$$

Reemplazando se obtiene:

$$\begin{aligned}
 G_c(s) &= 7.2662 + 0.0328 * \frac{1}{s} + 56.7828 * s \\
 G_c(s) &= \frac{7.2662 * s + 0.0328 + 56.7828 * s^2}{s}
 \end{aligned}$$

La gráfica de la respuesta del sistema utilizando un controlador PID con sus respectivas constantes sintonizadas se la presenta a continuación:

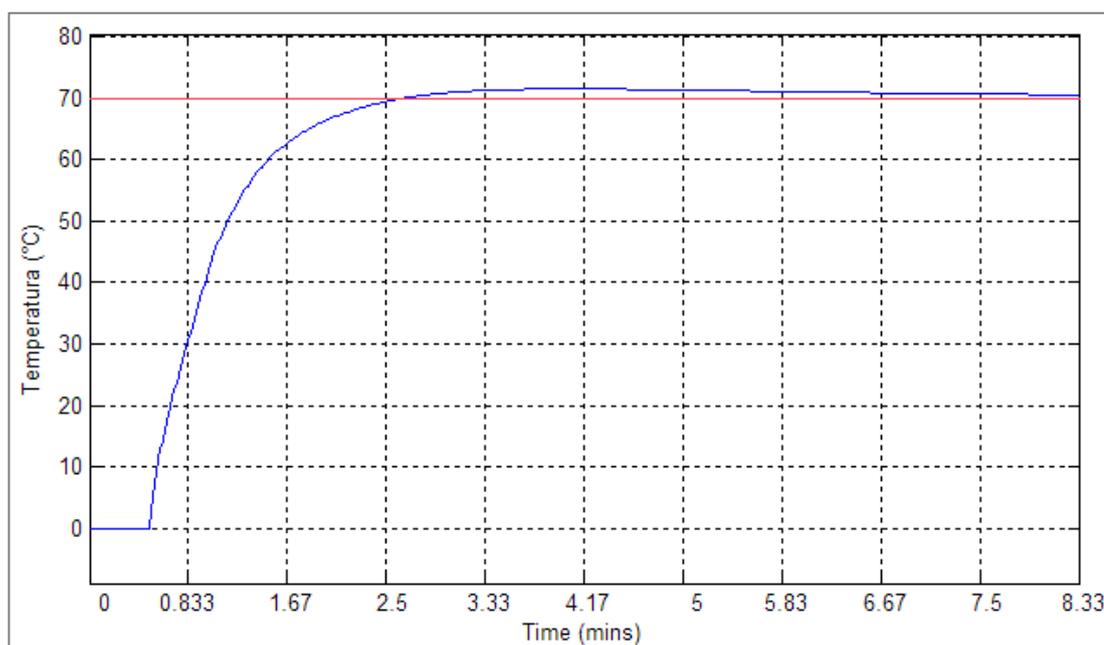


Figura 62. Respuesta del sistema utilizando un controlador PID sintonizado

– Determinación de Parámetros de Control para el Sistema

Para comprobar el cumplimiento satisfactorio de los requerimientos del sistema establecidos en los objetivos específicos del presente proyecto de grado se determinan a continuación los siguientes parámetros mediante la utilización del software MATLAB:

- Error en estado estacionario
- Tiempo de estabilización del sistema

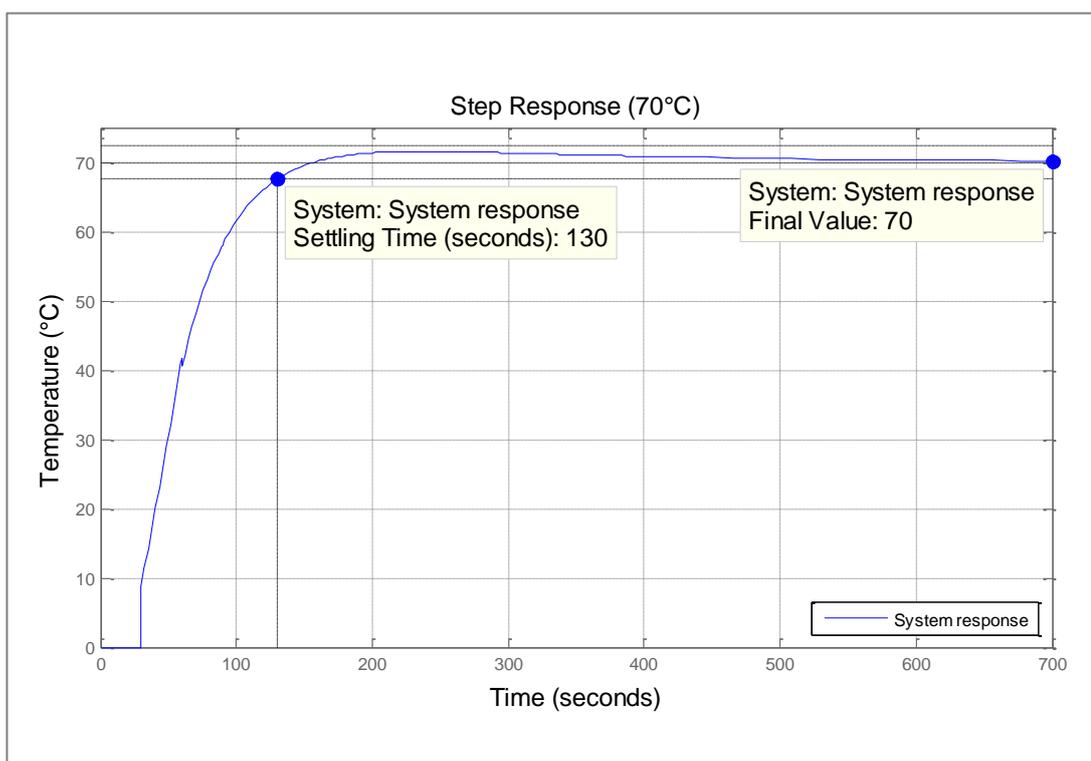


Figura 63. Tiempo de estabilización y error en estado estacionario

El tiempo de estabilización se determinó para la franja del 3.5% requerida en los objetivos del proyecto y se tiene como resultado que se alcanza este tiempo de respuesta en 130 segundos (2.2 minutos) mucho más rápido que lo solicitado (5 minutos), además; se tiene un error de estado estacionario del 0%.

4.3.2.2 Control de la Humedad

La humedad relativa del aire necesario para el proceso de deshidratado resultó ser una variable de carga producto del control de temperatura ya que al variar el ángulo de giro de la válvula que controla el caudal circulante de gas licuado de petróleo hacia el quemador y por ende el calor generado de su combustión: se determinó que la humedad relativa contenida en el aire del proceso también varía hasta establecerse en un rango entre el 20% de RH con las siguientes características:

- Tiempo de establecimiento en la franja del 5% igual a 244 segundos.
- Valor final igual a 20% de RH.

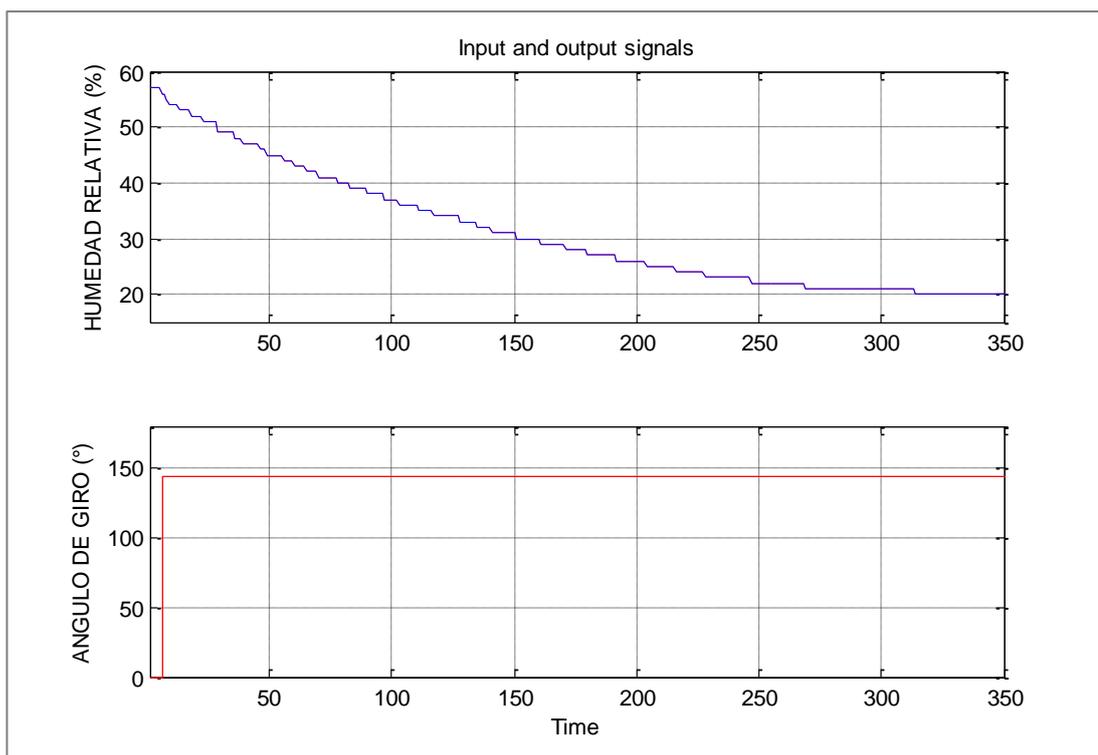


Figura 64. Variación de humedad relativa en función del tiempo

Los objetivos del presente proyecto de grado requieren que la humedad relativa del aire del proceso se establezca entre un rango del 20% al 30% con un error de estado estacionario de $\pm 5\%$ y un tiempo de estabilización menor a 5 minutos.

Debido a que la planta cumple los requisitos planteados en los objetivos sin necesidad de un controlador y que además el porcentaje de humedad relativa del aire presente en el proceso resultó ser una variable de carga del control de temperatura se opta únicamente por la implementación de este último.

4.3.2.3 Control de la Velocidad del Aire del Proceso

Una vez realizadas pruebas piloto con el equipo implementado únicamente con un sistema de control de temperatura tipo PID se encontró la necesidad de variar la cantidad de aire forzado caliente que se aplica al proceso de deshidratado para cada variedad de vegetal de acuerdo con la siguiente tabla obtenida del estudio térmico en secciones anteriores:

Tabla 64
Cantidad de aire a aplicarse a cada variedad de vegetal

Nombre	$\dot{m}_{\text{aire}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$	$V_{\text{aire CD}} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$
Manzana	0,16269946	0,81732854
Durazno	0,13169982	0,66160034
Uvilla	0,14441443	0,72547282
Banano	0,12677976	0,63688439
Uva	0,14069379	0,70678198
Frutilla	0,15458778	0,77657913
Ají Serrano	0,13810079	0,69375592
Pimiento	0,13844169	0,69546845
Cebolla	0,13300439	0,66815392
Zanahoria	0,12027183	0,60419130
Choclo	0,12214534	0,61360296
Arveja	0,12287515	0,61726920

Debido a que la cantidad de aire o flujo másico del mismo es una magnitud difícil de ser sensada, se optó por medir su velocidad en la sección específica donde se calculó el gasto del mismo pudiendo de esta manera realizar un control indirecto sobre el mismo.

Los parámetros de velocidad de aire son estimados y pueden variar dependiendo de la humedad contenida en el vegetal, su madurez, tamaño, calor específico y conductividad térmica: por lo que no es necesario realizar un control exacto sobre esta variable. Partiendo de este criterio se determinó que únicamente se requiere un control en lazo abierto el cual a partir de mediciones de velocidad de viento para cada cierta abertura de la boca de aspiración del venterol realiza un control mediante modulación de ancho de pulso que permita variar la apertura de la compuerta del ventilador y por ende la velocidad del aire aplicada al proceso.

A continuación se presenta una tabla con los valores obtenidos con respecto a la medición de la velocidad del aire del proceso en la cámara de deshidratado utilizando un anemómetro en función del ángulo de apertura de la compuerta del ventilador:

Tabla 65

Velocidad del aire contra ángulo de apertura de compuerta del venterol

Ángulo	Unidad	$V_{\text{aire CD}}$	Unidad
0	grados	0.0	m/s
5	grados	0.3	m/s
10	grados	0.5	m/s
15	grados	0.8	m/s
20	grados	1.0	m/s
25	grados	1.2	m/s
30	grados	1.5	m/s

Mediante la programación del sistema de control se obtuvo un mayor rango de valores de referencia para las velocidades del aire utilizando interpolación lineal entre los valores conocidos.

Finalmente se obtuvieron los ángulos requeridos de apertura de la compuerta del venterol a los que el servo motor debe seguir para cada variedad de vegetal, los resultados se indican en la siguiente tabla:

Tabla 66

Ángulo de apertura de compuerta de venterol para cada vegetal

Nombre	ángulo (°)	$V_{aire\ CD} \left(\frac{m}{s}\right)$
Manzana	16.35	0,81732854
Durazno	12.40	0,66160034
Uvilla	13.60	0,72547282
Banano	11.95	0,63688439
Uva	13.25	0,70678198
Frutilla	14.56	0,77657913
Ají Serrano	13.00	0,69375592
Pimiento	13.03	0,69546845
Cebolla	12.53	0,66815392
Zanahoria	11.33	0,60419130
Choclo	11.50	0,61360296
Arveja	11.57	0,61726920

4.3.3 Etapa de Potencia:

Los componentes de potencia que intervienen en el proceso de lavado y deshidratado de vegetales se los ha catalogado de esta manera en el presente proyecto de grado debido a que utilizan una diferencia de potencial mayor a 24 voltios y/o una corriente mayor a 500 mili amperios. El circuito de potencia y sus respectivos componentes se indican a continuación:

Tabla 67

Componentes de la etapa de potencia del sistema de control

Elemento	Contacto	Descripción
K0	13 – 14	Contactos NA del relé # 0 del módulo
K1	13 – 14	Contactos NA del relé # 1 del módulo
K2	13 – 14	Contactos NA del relé # 2 del módulo
K3	13 – 14	Contactos NA del relé # 3 del módulo
K4	13 – 14	Contactos NA del relé # 4 del módulo
K5	A1 – A2	Conexión para bonina de la electroválvula del agua potable - NC
M1	U – N	Conexión para microbomba del compuesto ácido
K6	A1 – A2	Conexión para bonina de la electroválvula de desagüe – NC
F1	1 – 2	Fusible de 15 amperios para protección de venterol
KM	L1 – T1	Bornes del contactor para conexión de venterol
M2	U – N	Conexión para venterol
KM	A1 – A3	Conexión para bobina del contactor
K7	A1 – A2	Bobina de encendido

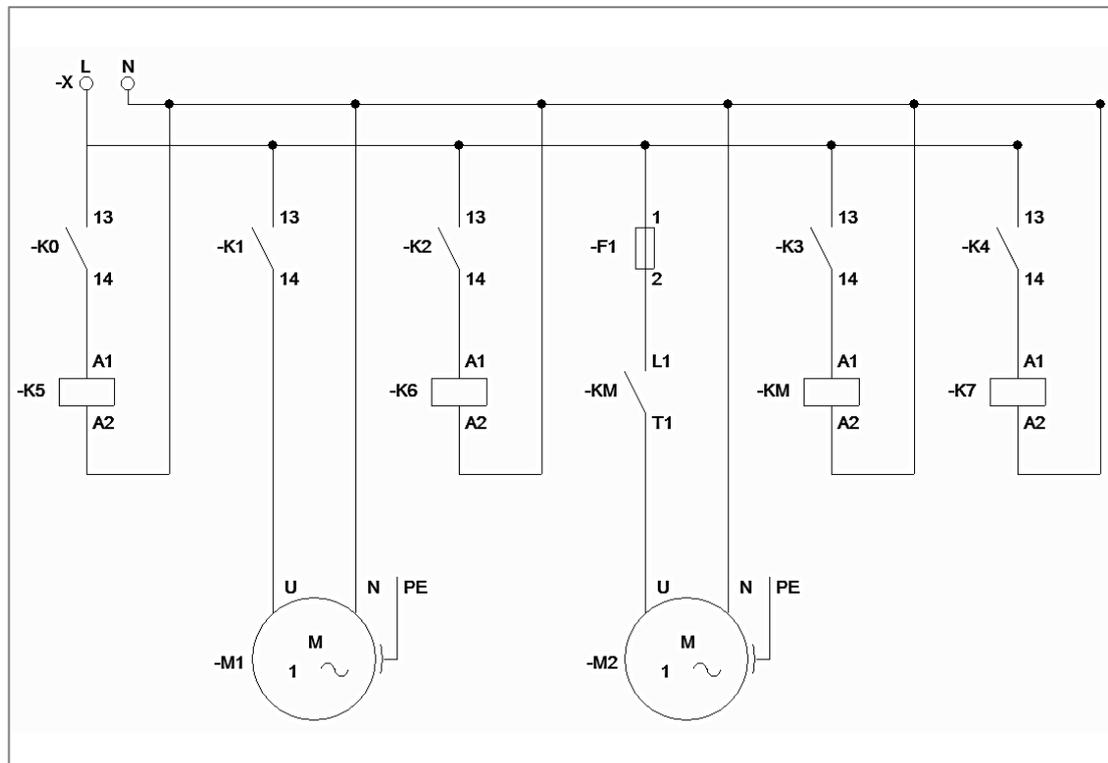


Figura 65. Etapa de potencia del sistema de control

Los elementos de potencia utilizados en la implementación de la línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales se describen a continuación:

- Solenoide (Electroválvulas)
- Microbomba
- Venterol
- Generador de Chispa

4.3.3.1 Solenoides

Las bobinas de los solenoides pertenecientes a las dos electroválvulas utilizadas para control de flujo de agua potable y aguas residuales funcionan a 110 voltios en alterna a una frecuencia ente 50 y 60 Hz y poseen un consumo de 2 vatios.

Las secuencias de encendido y apagado de las mismas son controladas mediante temporización directamente en el microcontrolador mismo que envía las señales de activación a un módulo de relés el cual cuenta con un circuito de protección basado en opto transistores.

4.3.3.2 Microbomba

La microbomba utiliza un motor de corriente alterna de baja potencia que funciona a 110 voltios a una frecuencia de 60 Hz, debido a estas características se optó por la conexión directa del mismo a la salida normalmente abierta número uno del módulo de relés.

4.3.3.3 Venterol

Al venterol se consideró como un caso especial debido a que su consumo energético es alto en comparación a los demás elementos del circuito de potencia. A continuación se indican los elementos que se utilizaron para el control discreto del mismo:

- Salida del microcontrolador Arduino Mega.
- Salida normalmente abierta número tres del módulo de relés
- Contactor monofásico

Un terminal del venterol se conecta a neutro y el otro al borne T1 del contactor monofásico, el restante denominado L1 se puentea a un circuito de protección que incluye un fusible de 15 amperios el mismo que tiene conexión con fase. La bobina del contactor es energizada o desenergizada mediante la utilización de la salida número tres normalmente abierta del módulo de relés debido a que su consumo energético es soportado por estos elementos.

4.4.1 Chispa de Encendido

La generación de la chispa de encendido consiste básicamente de una bobina capaz de elevar exponencialmente un voltaje de inicial de 1.5 hasta los miles de voltios, por lo cual se ha decidido aislar este circuito de los microcontroladores y microprocesadores mediante la utilización de la salida normalmente abierta número 4 del módulo de relés.

4.4 Diseño Electrónico

Debido a la utilización de módulos de circuitos impresos con sus respectivos componentes soldados y listos para su utilización en la implementación del sistema de control: no se tuvo que recurrir al diseño y construcción de placas electrónicas de ningún tipo; por tanto únicamente se indicarán las conexiones realizadas y los circuitos más relevantes utilizados por los módulos. Los elementos electrónicos utilizados en la implementación de la línea semiautomática de deshidratado se enlistan a continuación:

- Arduino Mega 2560
- Módulo para sensor Dallas DS18B20
- Módulo para sensor DHT11
- Módulo de 8 salidas a relé para Arduino
- Raspberry Pi versión B

Además se conectó al microprocesador Raspberry Pi los siguientes periféricos y accesorios comerciales:

- Teclado USB
- Mouse USB
- USB HUB
- Conversor de HDMI a VGA

4.4.1 Conexiones de Baja Potencia e Instrumentación

El Arduino mega funciona como unidad central de procesamiento por lo que todos los elementos del sistema de control poseen conexión con este, a continuación se presente el diagrama de conexiones de este elemento con la instrumentación y actuadores de baja potencia:

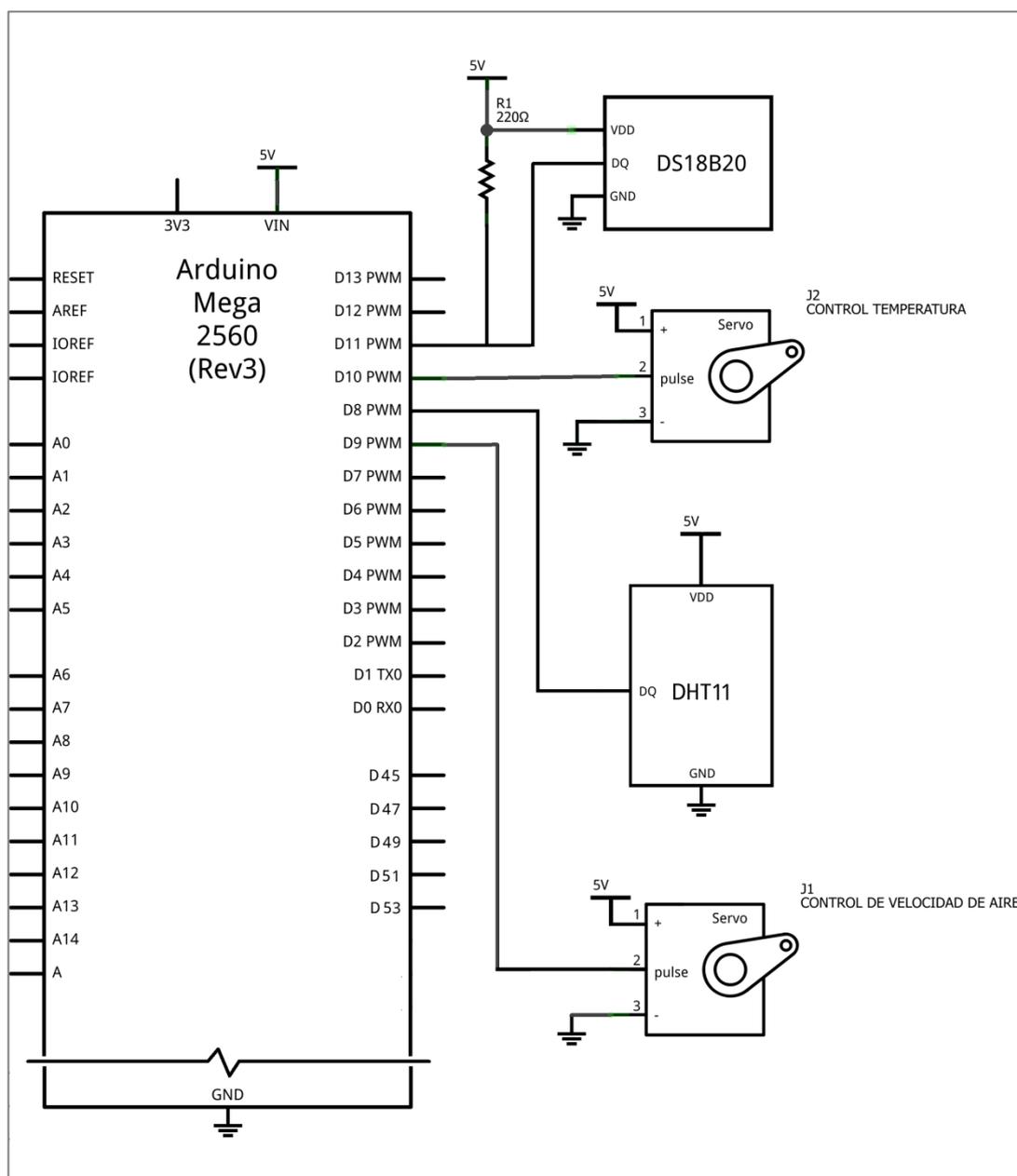


Figura 66. Etapa de potencia del sistema de control
Fuente: (Fritzing foundation, 2015)

4.4.2 Conexiones de Alta Potencia

A continuación se indican los diagramas de conexiones y circuitos utilizados por los módulos de los elementos de potencia del equipo.

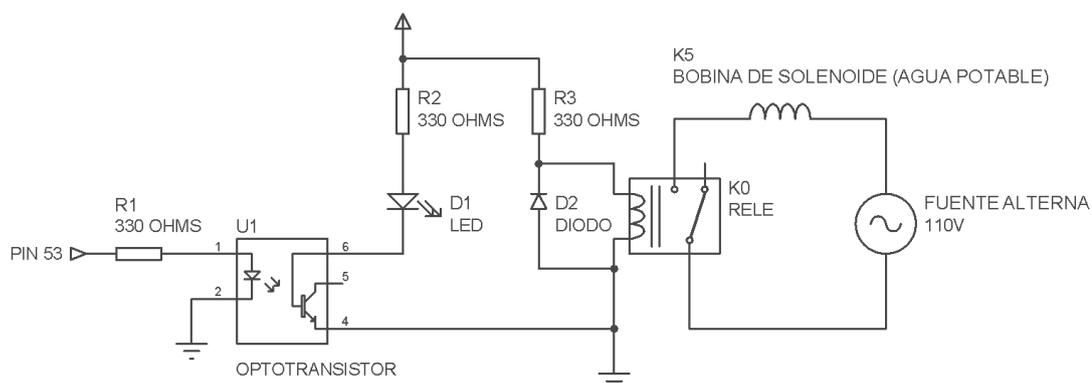


Figura 67. Circuito y diagrama de conexión - Electroválvula de agua potable

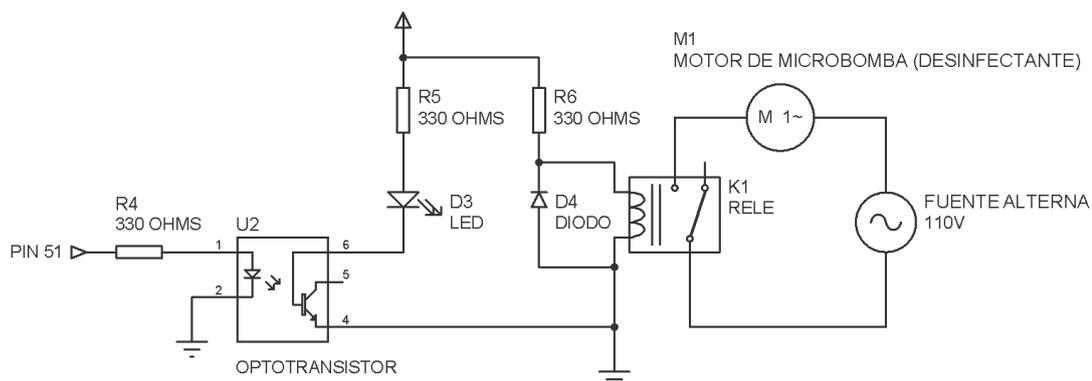


Figura 68. Circuito y diagrama de conexión - Microbomba para desinfectante

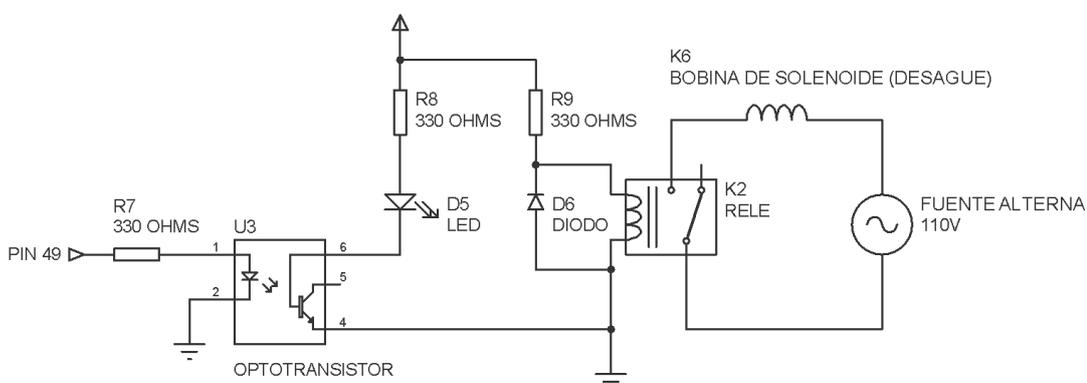


Figura 69. Circuito y diagrama de conexión - Electroválvula de desagüe

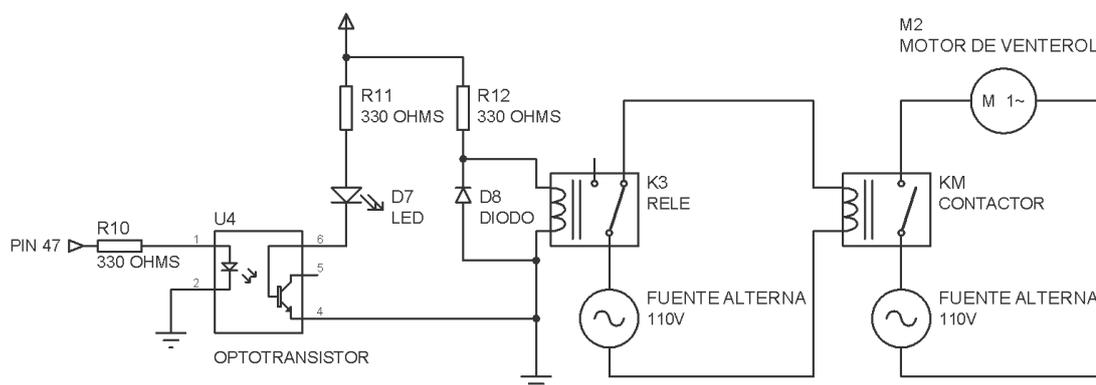


Figura 70. Circuito y diagrama de conexión - Motor de venterol

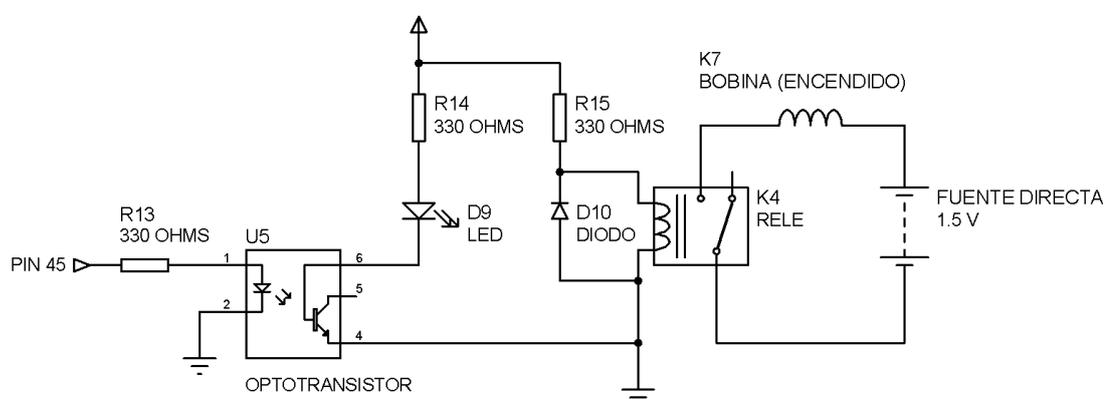


Figura 71. Circuito y diagrama de conexión - Bobina de encendido

El módulo de relés posee una numeración propia para sus entradas y salidas las cuales equivalen a las de los circuitos descritos anteriormente según como se indica en la siguiente tabla:

Tabla 68

Equivalencias de terminales en los diagramas con módulo de relés

Elemento	Diagrama	Módulo de relés físico
PIN 45	Salida digital 45 del Arduino Mega	Entrada digital 0 del módulo de relés
PIN 47	Salida digital 45 del Arduino Mega	Entrada digital 0 del módulo de relés
PIN 49	Salida digital 45 del Arduino Mega	Entrada digital 0 del módulo de relés
PIN 51	Salida digital 45 del Arduino Mega	Entrada digital 0 del módulo de relés
PIN 53	Salida digital 45 del Arduino Mega	Entrada digital 0 del módulo de relés
K0	Contacto NC de relé K0	Salida a relé 0
K1	Contacto NC de relé K1	Salida a relé 1
K2	Contacto NC de relé K2	Salida a relé 2
K3	Contacto NC de relé K3	Salida a relé 3
K4	Contacto NC de relé K4	Salida a relé 4

Elementos adicionales utilizados en la implantación de la etapa de potencia como el contactor y el módulo de encendido automático poseen de igual manera numeración propia en sus entradas y salidas las cuales equivalen a las de los circuitos descritos anteriormente según como se indica en la siguiente tabla:

Tabla 69
Equivalencias de terminales en los diagramas y varios módulos

Elemento	Diagrama	Módulo
KM	Bobina	A1 – A2
KM	Contacto NC	L1 – T1
K7	Bobina	Entrada café – Modulo encendido automático
Fuente 1.5 V	Batería	Entrada café blanco – Modulo encendido automático

Como nota adicional se establece que las conexiones ente el Arduino Mega y los periféricos a la Raspberry Pi se realizan a través del HUB USB externo sin importar el puerto donde estos se conecten debido a que este microprocesador únicamente posee una entrada USB misma que se duplica mediante un HUB interno la cual toma el nombre único de puerto Dev0 (Puerto COM para Windows) en la comunicación serial aplicada para el proyecto.

4.5 Diseño Mecánico

El diseño mecánico se considera para evaluar la estática y resistencia de los modelos propuestos críticos; es decir: que estén sometidos a esfuerzos que puedan provocar fallas de tipo estructural.

El sistema térmico posee los elementos con mayor peso dentro de la línea semiautomática de lavado y deshidratado de frutas por lo que el estudio del diseño mecánico se enfocará a los elementos enlistados a continuación pertenecientes al mismo:

- Intercambiador de calor
- Cámara de combustión
- Cámara de deshidratado

4.4.1 Intercambiador de Calor

Para determinar la fiabilidad en cuanto al diseño del intercambiador de calor se debe calcular el factor de seguridad que este posee para lo cual se deben ubicar y obtener el mayor esfuerzo al que está sometido este elemento y compararlo con su esfuerzo de fluencia del material con el que está construido.

Para la determinación de los esfuerzos a los que está sometido el equipo se utilizara herramientas de ingeniería asistida por computador (CAE), mediante la utilización del software SOLIDWORKS.

Para poder aplicar el estudio de la estática con respecto a la estructura del intercambiador de calor se deben generar los pesos de los componentes con los que interactúa mediante la utilización de este mismo software así:

Tabla 70

Componentes que soporta la estructura del intercambiador de calor

Elemento	Peso(kg)	Cantidad	Total (kg)	Tipo de Esfuerzo
Tubo	1.15	99	113.91	Cortante
Chimenea	2.74	1	2.74	Aplastamiento
Deflectores	6.25	2	12.5	Cortante
Venterol con reductor	4.11	1	4.11	Cortante

Fuente: (SOLIDWORKS, 2012)

La forma correcta de simular los esfuerzos cortantes generados por el peso de los tubos en la autoestructura del intercambiador de calor es aplicando esta fuerza únicamente a la parte inferior del cilindro formado por el hueco donde se asienta el tubo como se indica a continuación:

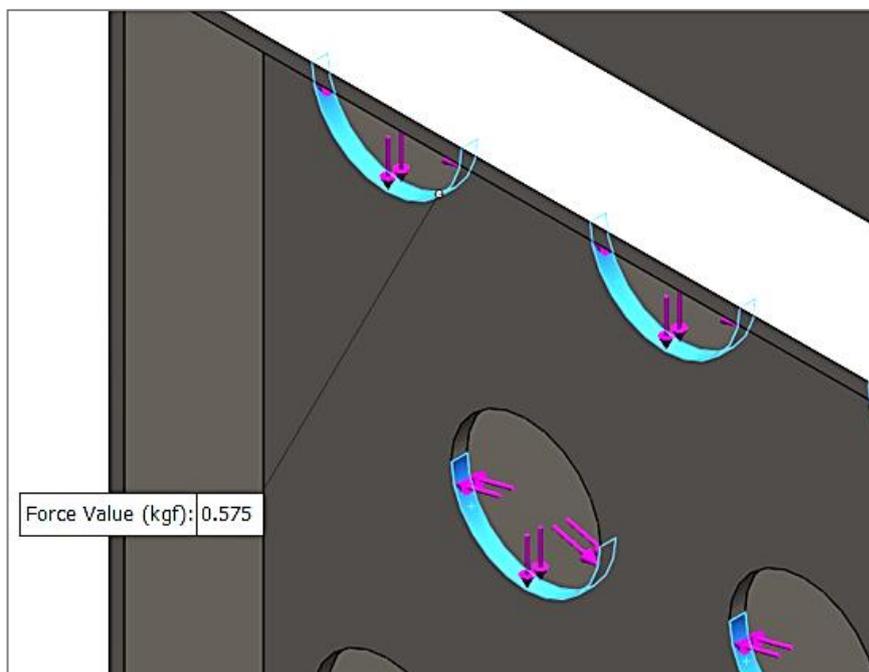


Figura 72. Distribución de fuerza en agujeros para soporte de tubos

Debido a que cada tubo tiene dos puntos de apoyo sobre la autoestructura del intercambiador de calor se distribuye su peso en mitades y se lo aplica en los extremos del mismo.

Los esfuerzos de aplastamiento producto del peso de la chimenea se los distribuye en el espesor de la autoestructura como se indica a continuación:

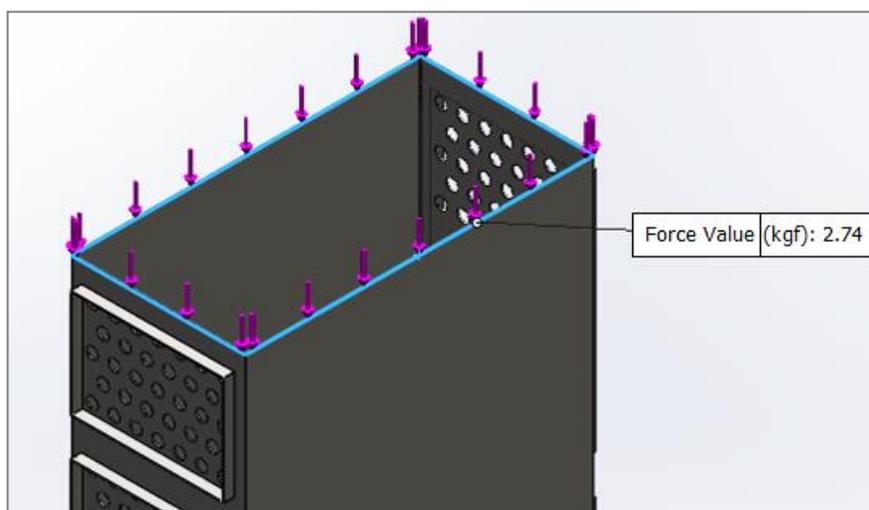


Figura 73. Distribución del peso de chimenea sobre intercambiador de calor
Fuente: (Guasumba, J., Biocalción, 2003 - 2008)

Los pesos de los deflectores, del venterol y sus accesorios se distribuyen en los acoples soldados a la autoestructura destinados para la instalación de cada uno de los mismos.

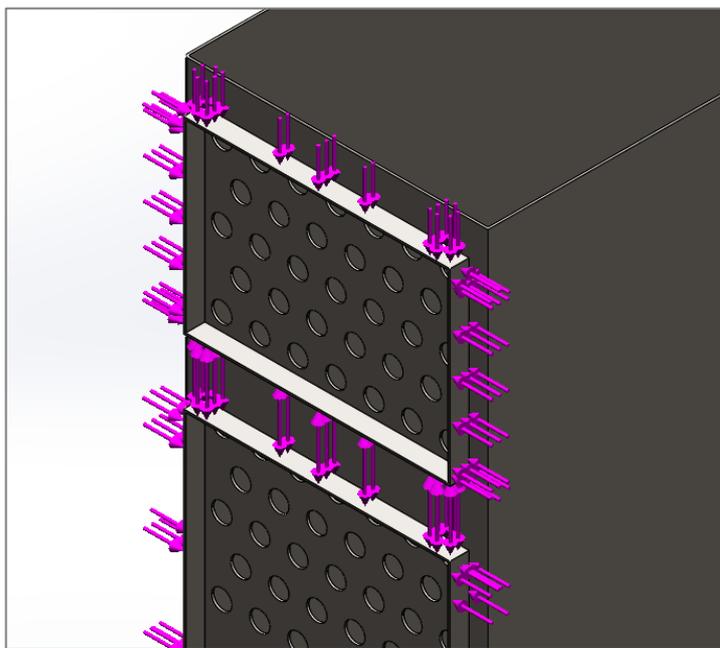


Figura 74. Distribución del peso generado por accesorios varios
Fuente: (Guasumba, J., Biocalefón, 2003 - 2008)

Debido a que el intercambiador de calor se encuentra soportado por la cámara de combustión se debe incluir en la simulación la fuerza normal que esta genera:

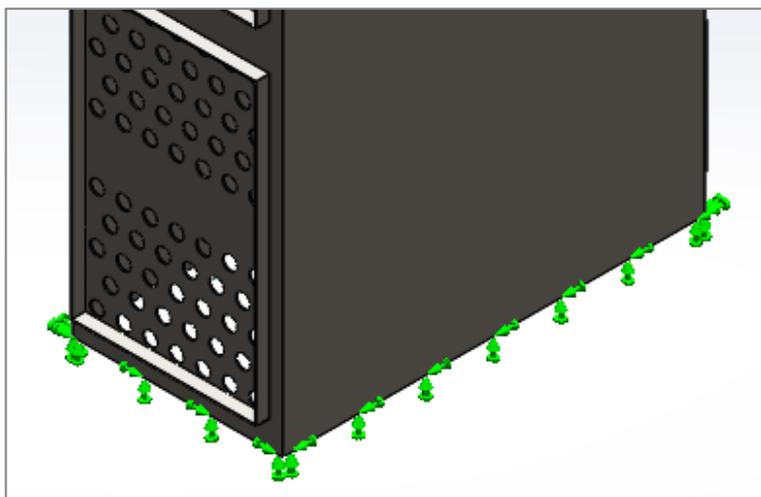


Figura 75. Fuerza normal generada por la cámara de combustión
Fuente: (Guasumba, J., Biocalefón, 2003 - 2008)

El esfuerzo de von Mises representa la energía máxima de distorsión antes de que un elemento plástico se deforme debido a la combinación de tensiones máximas.

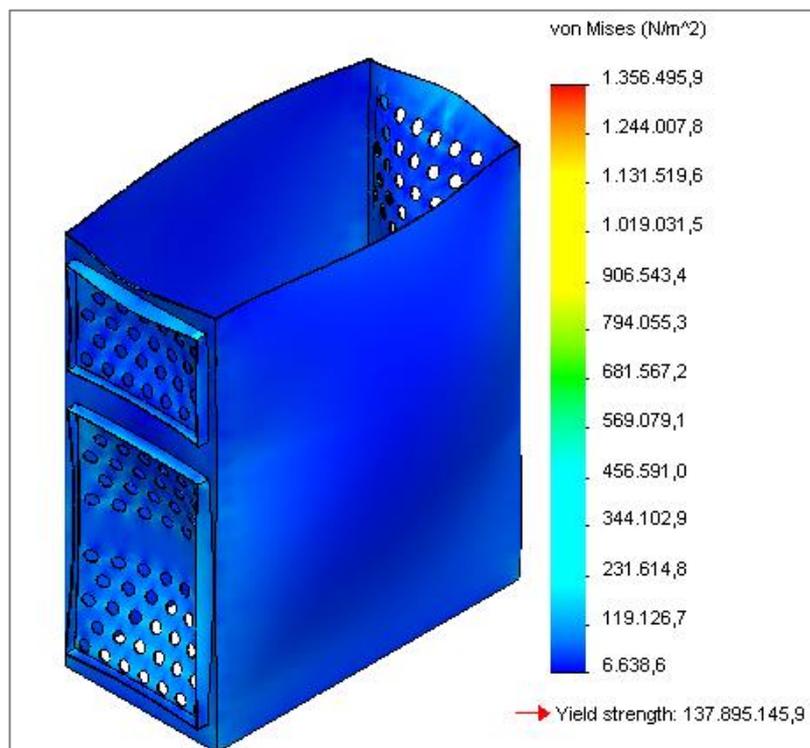


Figura 76. Esfuerzos de von Mises en intercambiador de calor
Fuente: (Guasumba, J., Biocalción, 2003 - 2008)

El factor de seguridad se determina a partir de la relación entre el módulo de elasticidad del acero al carbono que es igual a 137895145,9 (N/m²) y el esfuerzo máximo de von Mises 1356495,9 (N/m²).

$$FS_{IC} = \text{factor de seguridad del intercambiador de calor} = 101.65$$

Como se puede observar el factor de seguridad del intercambiador está sobredimensionado lo que representa que no se puede presentar ninguna falla mecánica en el mismo, el equipo posee estas características de sobredimensionamiento debido a que sus paredes están expuestas a altas temperaturas y su espesor asegura la durabilidad del sistema térmico.

A continuación se presenta una ilustración demostrativa de la deformación a escala (20000:1) generada en la autoestructura del intercambiador de calor:

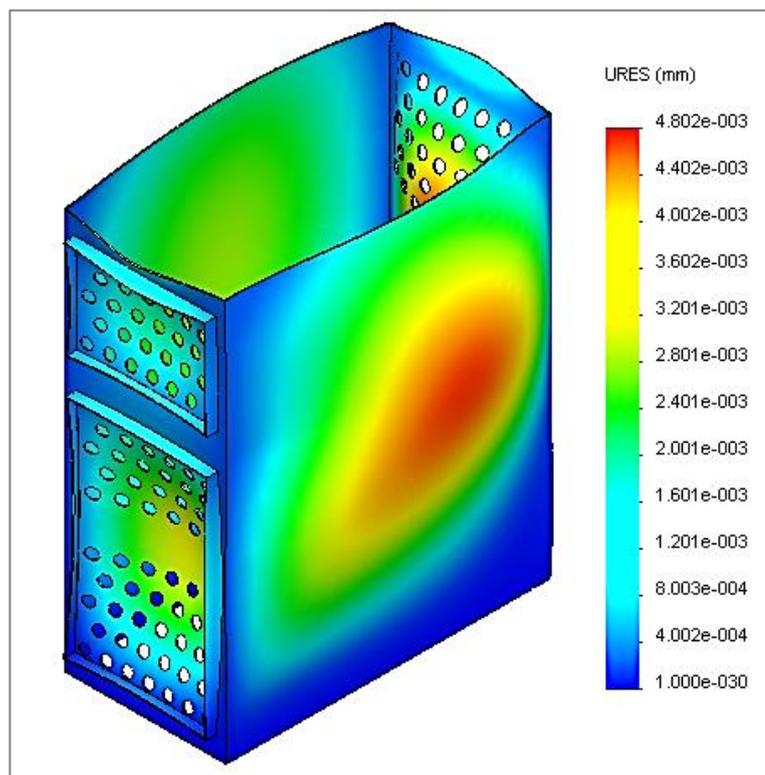


Figura 77. Deformaciones presentes en el intercambiador de calor
Fuente: (Guasumba, J., Biocalefón, 2003 - 2008)

4.4.2 Cámara de Combustión

Para el diseño de la cámara de combustión se deben seguir los mismos pasos utilizados en el intercambiador de calor por lo que a continuación se determina el peso de las cargas que soporta este elemento del sistema térmico:

Tabla 71

Componentes que soporta la estructura de la cámara de combustión

Elemento	Peso(kg)	Cantidad	Total (kg)	Tipo de Esfuerzo
Intercambiador de calor	214.13	1	214.13	Aplastamiento
Chimenea	2.74	1	2.74	Aplastamiento

Fuente: (SOLIDWORKS, 2012)

En la figura presentada a continuación se indica la distribución de las cargas producto del peso que posee el intercambiador de calor con todos sus accesorios y la chimenea de extracción de gases, además: de la distribución de la fuerza normal ejercida por el piso donde está asentado el sistema térmico en conjunto.

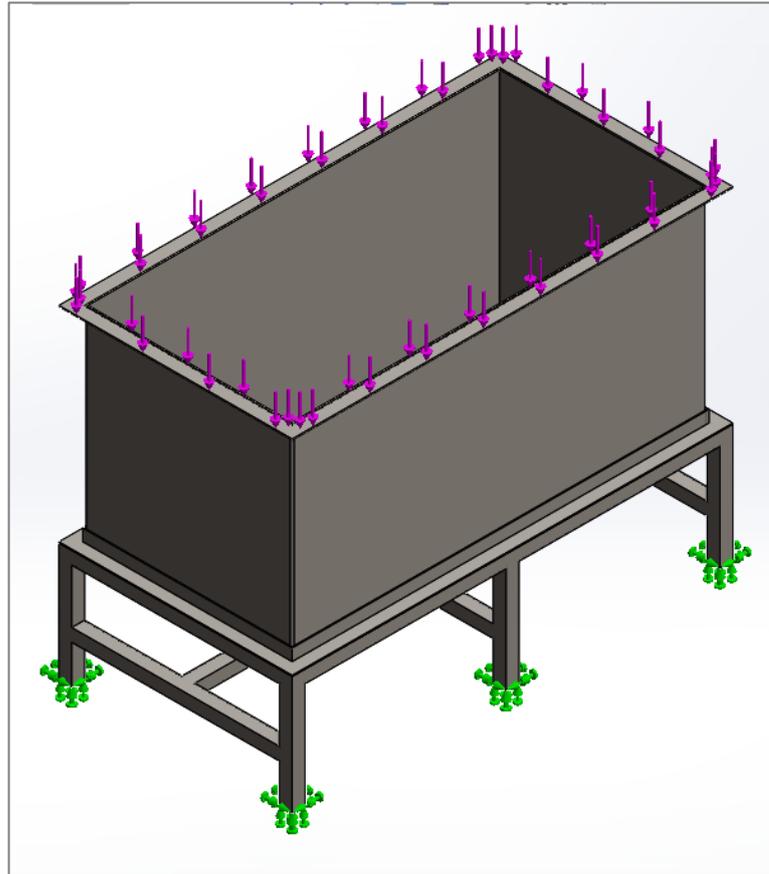


Figura 78. Distribución de carga (morado) y fuerza normal (verde).
Cámara de combustión

De igual manera que en el intercambiador de calor se determina el esfuerzo de von Mises para utilizarlo en el cálculo del factor de seguridad y determinar si el modelo no presenta fallas, además: se incluye un gráfico donde se indica la deformación a escala (2000:1) que se produce en la cámara de combustión al aplicar estas cargas.

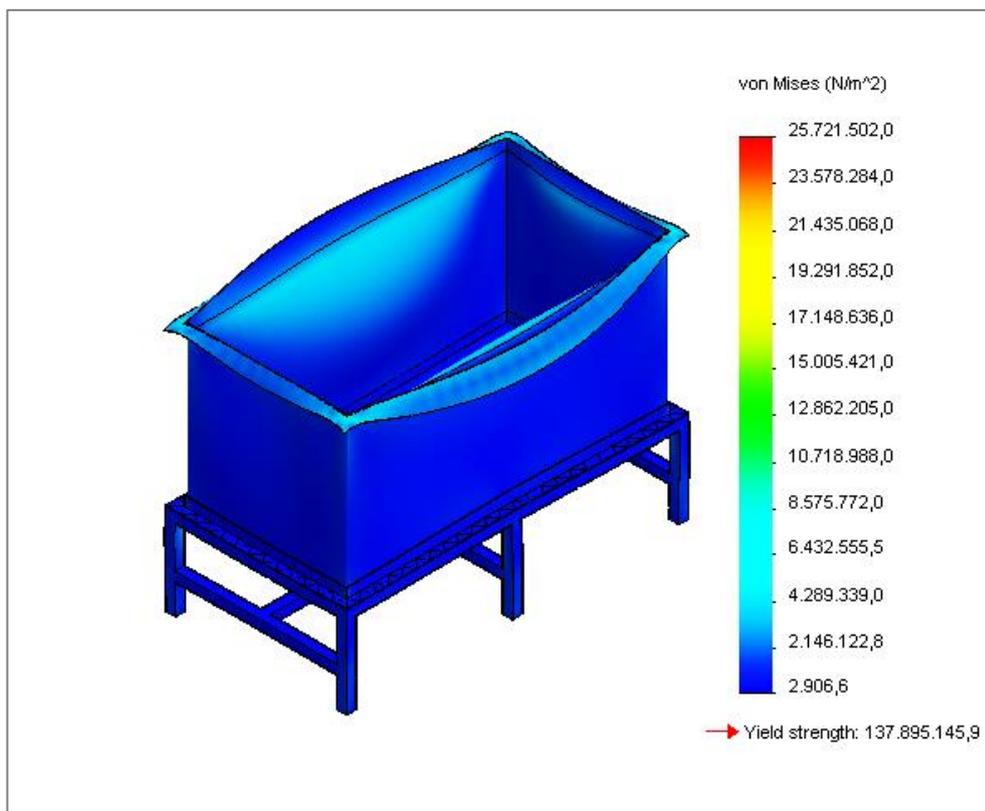


Figura 79. Esfuerzos de von Mises en cámara de combustión

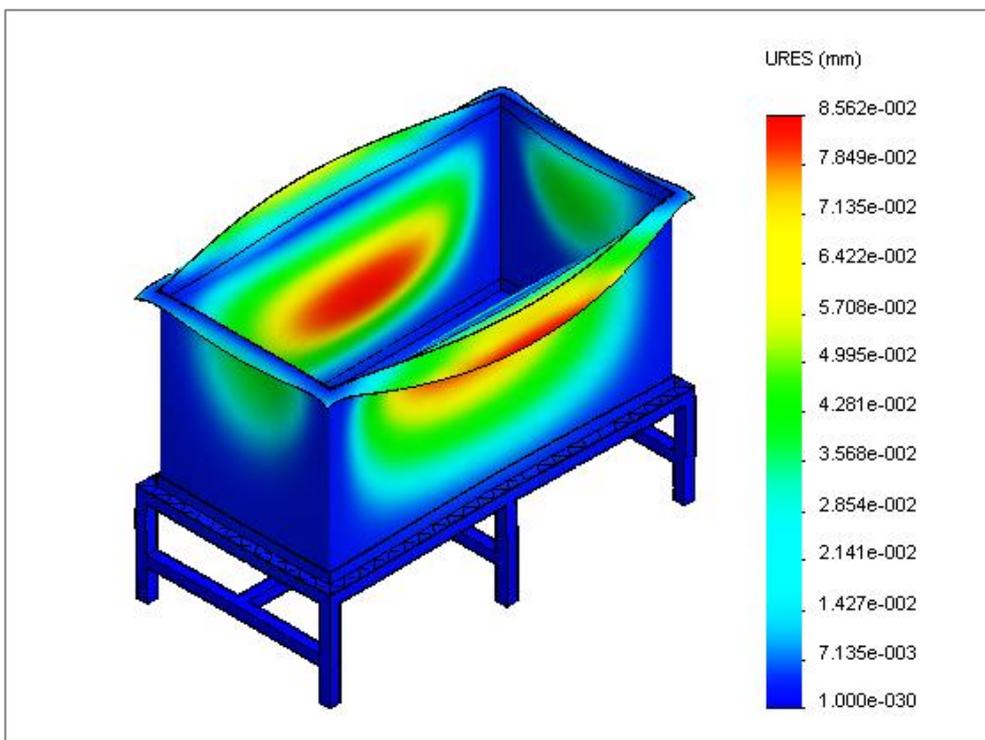


Figura 80. Deformaciones presentes en la cámara de combustión

El factor de seguridad se determina a partir de la relación entre el módulo de elasticidad del acero al carbono que es igual a 137895145,9 (N/m²) y el esfuerzo máximo de von Mises 25721502,0 (N/m²).

$$FS_{CC} = \text{factor de seguridad de la cámara de combustión} = 5.36$$

El factor de seguridad es mayor que uno lo que significa que el diseño no sufrirá deformaciones plásticas, debido a que la estructura está protegida por una fundición refractaria de treinta milímetros que está en contacto directo con las altas temperaturas producto de la combustión del gas licuado de petróleo no es necesario sobredimensionar el espesor de pared metálico de la cámara de combustión.

4.4.3 Cámara de Deshidratado

Para el diseño de la cámara de deshidratado se deben seguir los mismos pasos utilizados en el intercambiador de calor y en la cámara de combustión por lo que a continuación se determina el peso de las cargas que soporta este elemento del sistema térmico:

Tabla 72

Componentes que soporta la estructura de la cámara de deshidratado

Elemento	Peso(kg)	Cantidad	Total (kg)	Tipo de Esfuerzo
Materia prima fresca	45.36	1	45.36	Aplastamiento
Bandejas	0.43	9	3.87	Aplastamiento
Cubierta externa	13.21	1	13.21	Aplastamiento
Cubierta interna	25.35	1	25.35	Aplastamiento

Fuente: (SOLIDWORKS, 2012)

En la figura presentada a continuación se indica la distribución de las cargas producto del peso de la materia prima en estado fresco, las bandejas y las cubiertas tanto externa como interna, además: de la distribución de la fuerza normal ejercida por el piso donde está asentado el sistema térmico en conjunto.

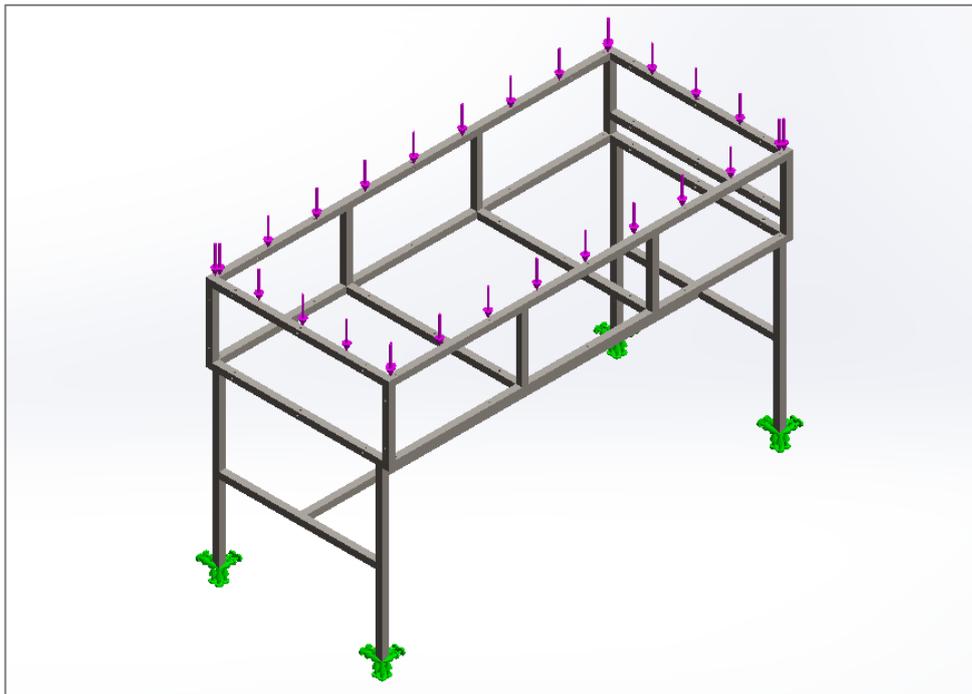


Figura 81. Distribución de carga (morado) y fuerza normal (verde).
Cámara de deshidratado

De igual manera que en la cámara de combustión se determina el esfuerzo de von Mises para utilizarlo en el cálculo del factor de seguridad y determinar si el modelo no presenta fallas:

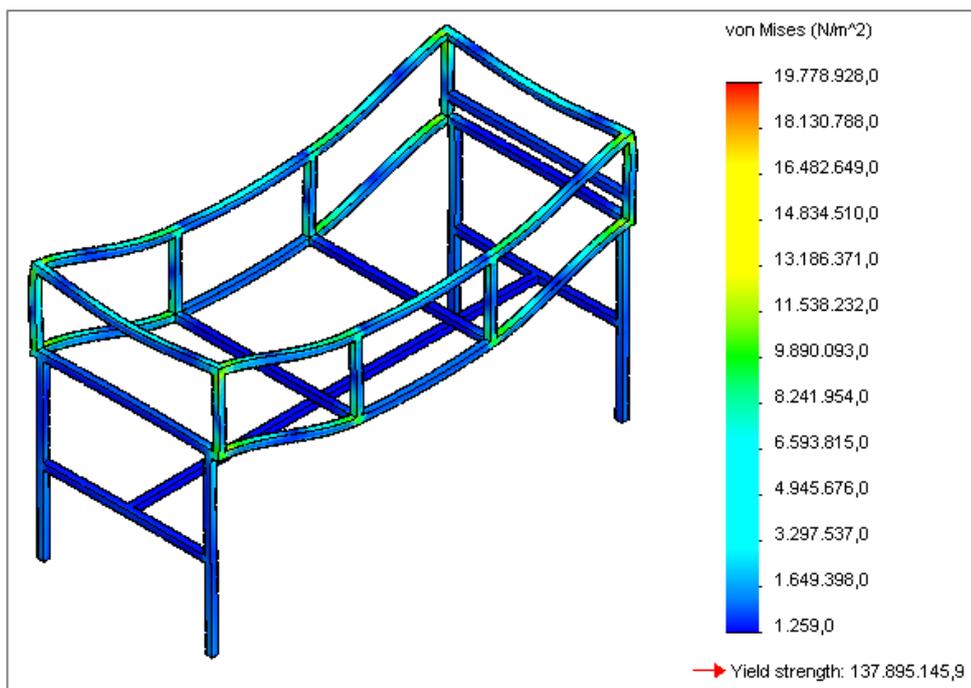


Figura 82. Esfuerzos de von Mises en cámara deshidratado

El factor de seguridad se determina a partir de la relación entre el módulo de elasticidad del acero al carbono que es igual a 137895145,9 (N/m²) y el esfuerzo máximo de von Mises 19778928,0 (N/m²).

$$FS_{CD} = \text{factor de seguridad de la cámara de deshidratado} = 6.97$$

El factor de seguridad es mayor que uno lo que significa que el diseño no sufrirá deformaciones plásticas, debido a que la estructura no está sometida a altas temperaturas y además posee lana de vidrio como aislante térmico para evitar pérdidas de calor no es necesario sobredimensionar el espesor de pared de los tubos estructurales metálicos de la cámara de deshidratado.

4.5 Interfaz Gráfica

La línea semiautomática para lavado y deshidratado de vegetales requiere una interfaz gráfica con las siguientes funciones:

- Selección del producto y ejecución de rutina de deshidratado.
- Visualización de la temperatura en la cámara de deshidratado.
- Visualización de la humedad en la cámara de deshidratado.
- Factibilidad de deshidratado de nuevos productos.
- Visualización del estado de salidas.

Para lo cual se presenta a continuación los componentes seleccionados y su descripción, además del diseño gráfico y programación de la interfaz.

4.5.1 Componentes para la Implementación de la Interfaz Gráfica

Para la realización del interfaz humano máquina se utilizarán los siguientes componentes:

- Raspberry Pi
- Monitor de 22”
- Cable VGA de pines (macho)
- Adaptador de VGA a HDMI
- Teclado con protección contra humedad
- Mouse
- Hub USB (para 4 puertos USB adicionales)
- Paquete de software idle versión 3 de Python

4.5.2 Descripción de la Interfaz Gráfica

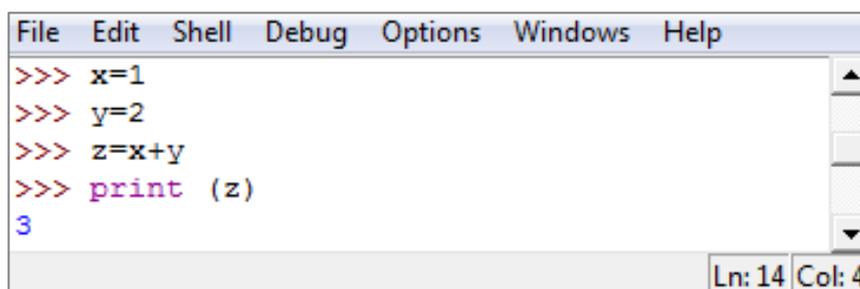
La interfaz gráfica es ejecutada sobre un sistema operativo con base en Linux denominado Raspbian modificado para trabajar especialmente con la unidad central de procesamiento denominada Raspberry Pi, dentro de los paquetes que vienen instalados por defecto en este sistema operativo tenemos la versión 3.3.0 de Python junto con su módulo de programación gráfico denominado IDLE. Todos los paquetes de software citados anteriormente son de código abierto, su distribución es libre, no tienen costo, y la mayoría son desarrollados por fundaciones por lo que a continuación se citan los derechos de autor de los mismos:

- Copyright (c) 2001-2012 Python Software Foundation.
Todos los derechos reservados.
- Copyright (c) 2000 BeOpen.com.
Todos los derechos reservados.
- Copyright (c) 1995-2001 Corporation for National Research Initiatives.
Todos los derechos reservados.
- Copyright (c) 1991-1995 Stichting Mathematisch Centrum, Amsterdam.
Todos los derechos reservados.

4.5.2.1 Python Shell

Esta ventana contiene el espacio de trabajo del software Python, generalmente se utilizan para realizar cálculos sin poseer un archivo ejecutable, visualización de resultados y además sirve de interfaz para llamar funciones (ver figura 83). Esta ventana posee una barra de menús descrita a continuación:

- File: Contiene operaciones para crear y abrir archivos ejecutables, guardar el espacio de trabajo, ver archivos recientes y la opción de salir de la aplicación.
- Edit: Contiene opciones de edición y búsqueda de texto dentro del documento, además posee opciones de hacer y deshacer acciones previas.
- Shell: Contiene opciones que permiten monitorear y reiniciar el espacio de trabajo.
- Debug: Contiene opciones de limpieza y depuración del espacio de trabajo de líneas de archivos ejecutables.
- Options: Contiene opciones para configuración del Interfaz gráfico de Python como son edición del formato del texto, colores, etc.
- Windows: Permite navegar entre ventanas ya sean estas archivos ejecutables o espacios de trabajo.
- Help: Contiene información del programa Python, documentación de ayuda y los derechos de autor presentados anteriormente.

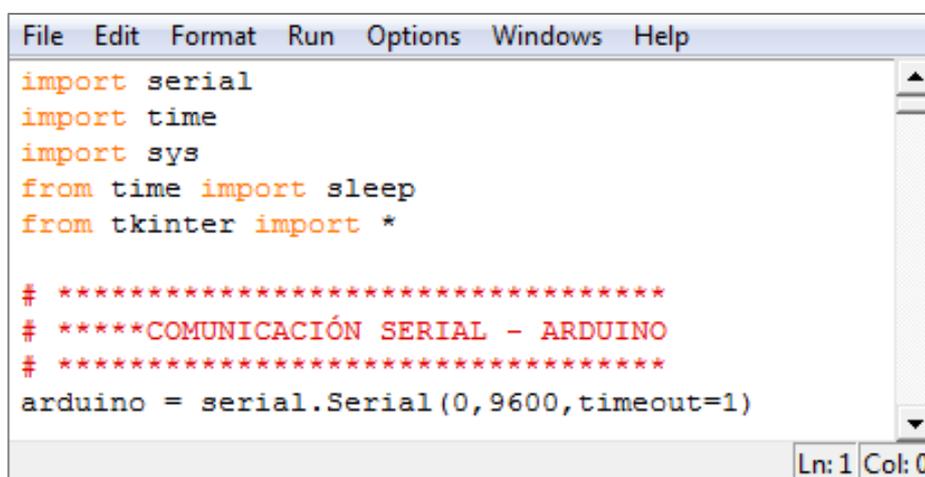


```
File Edit Shell Debug Options Windows Help
>>> x=1
>>> y=2
>>> z=x+y
>>> print (z)
3
Ln: 14 Col: 4
```

Figura 83. Python Shell

4.5.2.2 Ventana de Desarrollo de Archivos Ejecutables de Python

Esta ventana es utilizada para el desarrollo de archivos ejecutables de mayor complejidad que necesitan ser previamente compilados sin errores, sus aplicaciones son de gran variedad ya que se cuenta con la posibilidad de importar librerías que permiten programar desde la evaluación de una simple fórmula hasta complejas animaciones para video juegos, páginas web y en nuestro caso una interfaz humano máquina con comunicación hacia otros controladores.



```
File Edit Format Run Options Windows Help
import serial
import time
import sys
from time import sleep
from tkinter import *

# *****
# *****COMUNICACIÓN SERIAL - ARDUINO
# *****

arduino = serial.Serial(0,9600,timeout=1)

Ln: 1 Col: 0
```

Figura 84. Ventana de desarrollo de archivos ejecutables de Python

Esta ventana posee una barra de menús parecida a la del Python Shell con la excepción de que posee adicionalmente dos menús extras descritos a continuación:

- Format: Contiene operaciones para edición del código perteneciente al archivo ejecutable, creación de comentarios organización por guiones o párrafos y autoformato.
- Run: Contiene opciones para compilar el código del archivo ejecutable por partes o en conjunto con otras funciones programadas si se diera el caso.

4.5.3 Programación del Interfaz Humano Máquina

4.5.3.1 Librerías

Debido a que un operario sin conocimientos de programación se encargara del manejo de la línea de producción: se requiere realizar una interfaz amigable con el usuario, para ello Python cuenta con una librería denominada “tkinter” que permite la creación de ventanas, menús, botones, sliders, cuadros de texto y todos los elementos necesarios para que el control del proceso sea lo más agradable posible con el operario.

La interfaz gráfica debe estar en comunicación con uno de los puertos seriales del Arduino Mega (Arduino Maestro) por lo que se requiere del uso de otra librería de suma importancia denominada “pyserial” la cual nos permite llamar a funciones prediseñadas dedicadas a comunicación de datos en serie.

Finalmente se utilizarán las librerías “sys” y “time” que permiten generar retardos en la programación y obtener fecha y hora del sistema.

- import serial
- import time
- import sys
- from tkinter import *

4.5.3.2 Comunicación serial

Una de las tareas esenciales del interfaz humano máquina es la de poder transmitir las ordenes ejecutadas por el operador en la Raspberry Pi a un controlador más robusto de procesos como es el Arduino Mega.

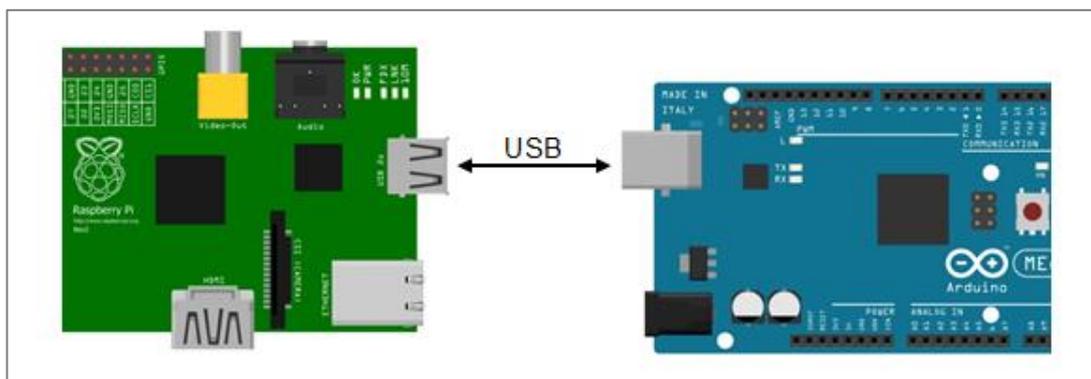


Figura 85. Comunicación USB para Interfaz gráfica

Mediante la utilización de la librería “pyserial” en Python se puede llamar a funciones especializadas que facilitan la comunicación serial en este software, a continuación se presentan algunas de ellas:

`serial.Serial`: Inicializa la comunicación serial entre los dispositivos deseados, su formato viene dado a continuación: Nombre cualquiera para la comunicación = `serial.Serial` (Número de puerto COM donde está conectado el otro dispositivo serial, velocidad de transferencia de datos en baudios, retardo en la comunicación).

Ejemplo:

```
Arduino = serial.Serial (0, 9600, timeout = 1)
```

`.write`: Envía una cadena de datos tipo “string” al dispositivo conectado, su formato viene dado a continuación: Nombre de la comunicación.`.write` (str (dato a enviar).`encode` ()).

Ejemplo:

```
Arduino.write (str (“hola mundo”).encode ())
```

`.read`: Lee un dato tipo “string” al dispositivo conectado, su formato viene dado a continuación: Nombre de la variable que almacenará el dato = Nombre de la comunicación.`.read` (número de bytes a leer).

Ejemplo:

```
dato_serial = Arduino.read (5)
```

4.5.3.3 Ventanas

La interfaz humana máquina posee variedad de ventanas cada una con diferentes aplicaciones; para su creación y manejo se deben utilizar los siguientes códigos:

`Tk ()`: Inicia la ventana principal mediante la librería “tkinter”, su formato viene dado a continuación: Nombre de la ventana principal a iniciar = `Tk ()`.

Ejemplo:

```
ventana_inicio = Tk ()
```

`.geometry`: Con los dos primeros dígitos permite la edición del tamaño de la ventana y con los últimos permite editar la ubicación de la misma dentro de la pantalla, su formato viene dado a continuación: Nombre de la ventana.`geometry` (“ancho x alto + punto de inicio en el eje de las abscisas + punto de inicio en el eje de las ordenadas”).

Ejemplo:

```
ventana_inicio.geometry ("555x655+0+0")
```

`.title`: Permite otorgar un nombre a la ventana, su formato viene dado a continuación: Nombre de la ventana.`title` (“nombre de la ventana deseado”).

Ejemplo:

```
ventana_inicio.title ("NUEVA VENTANA")
```

`.mainloop`: Permite cerrar el bucle de programación de la ventana principal donde se ejecutarán también las demás ventanas, su formato viene dado a continuación: Nombre de la ventana.`mainloop ()`

Ejemplo:

```
ventana_inicio.mainloop ()
```

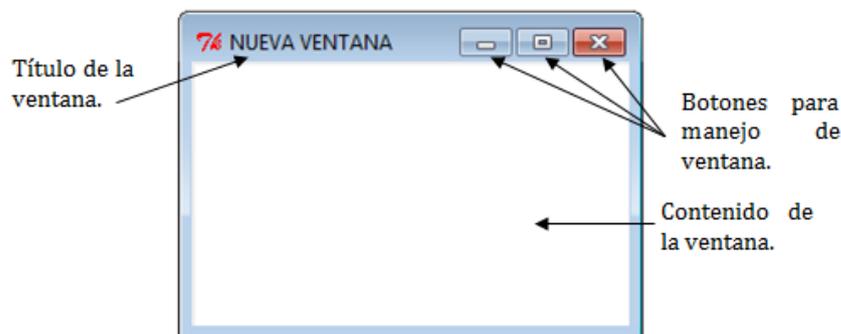


Figura 86. Ventana en Python

4.13.3.4 Etiquetas

Las etiquetas son utilizadas para agregar texto o imágenes dentro de la interfaz, su formato varía para cuando se desea cualquiera de las opciones antes mencionadas.

Para insertar imágenes se debe primero abrir la imagen mediante el código "PILImage" el cual se lo declara de la siguiente manera: nombre de la imagen = PILImage (file = "Ubicación del archivo").

Ejemplo:

```
Fondo = PILImage (file=" C:\Users\Admin\Fondo")
```

Una vez abierta la imagen se declara la etiqueta de acuerdo al siguiente formato: nombre de la etiqueta = Label (nombre de la ventana, image = nombre de la imagen).place (x=punto de inicio en el eje de las abscisas, y=punto de inicio en el eje de las ordenadas)

Ejemplo:

```
Etiqueta =Label (ventana_inicio, image=fondo).place(x=0, y=0)
```

Para insertar texto se declara la etiqueta de acuerdo al siguiente formato: nombre de la etiqueta = Label (nombre de la ventana, text = "texto deseado").place (x=punto de inicio en el eje de las abscisas, y=punto de inicio en el eje de las ordenadas)

Ejemplo:

Etiqueta =Label (ventana_inicio, text="Hola").place(x=0, y=0)

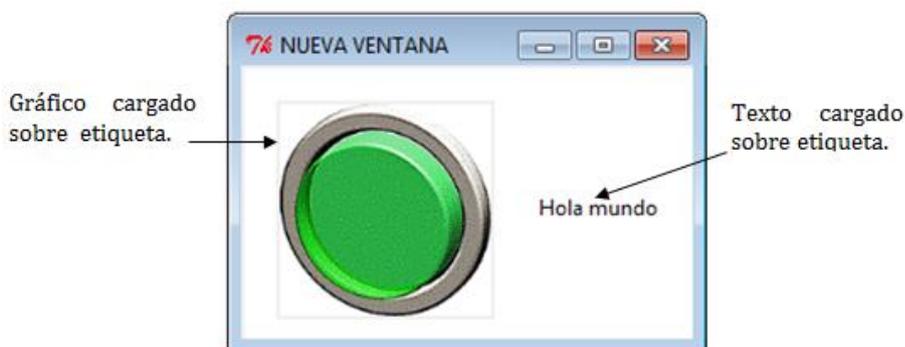


Figura 87. Etiquetas

4.5.3.5 Funciones

Las funciones son utilizadas en programación orientada a objetos para responder a determinados eventos mediante la ejecución de una o varias órdenes. Para programar una función en Python es necesario declarar un objeto al cual vaya enfocado la misma y generar el siguiente código: def + espacio + nombre de la función ():

Ejemplo:

```
def mostrar_mensaje ():
```

4.5.3.6 Botones

Son objetos que permiten interactuar entre la interfaz gráfica y el usuario, su pulsación significa la ejecución de una función previamente programada.

Para programar un botón en Python es necesario generar el siguiente código: nombre del botón = Button (nombre de la ventana, command = nombre de la función). place (x=punto de inicio en el eje de las abscisas, y=punto de inicio en el eje de las ordenadas)

Ejemplo:

```
def cambioclave ():
messagebox.showinfo ("Nota:", message = "Hola mundo")
Botón=Button (ventana_inicio, command=cambioclave).place(x=0,y=70)
```

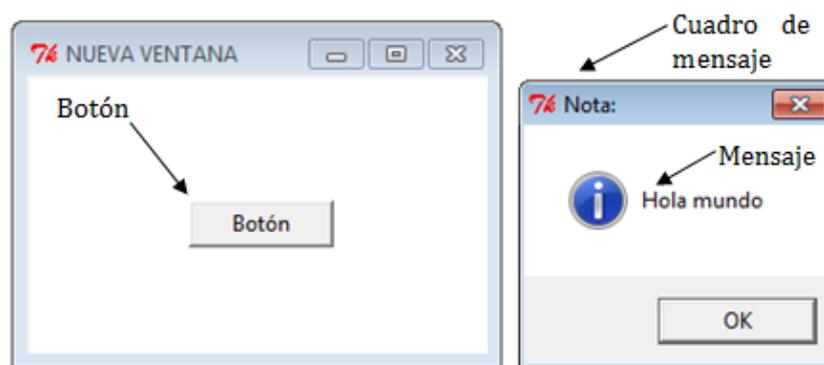


Figura 88. Evento programado con una función

4.5.3.7 Campos de texto

Los campos de texto son espacios destinados al ingreso de caracteres alfanuméricos para posteriormente ser almacenarlos en variables y generar eventos. El ingreso de información a un campo de texto se lo realiza dado clic sobre el mismo e introduciendo manualmente los valores por deseados por teclado. Para programar un campo de texto en Python es necesario primero declarar una variable de tipo "String" donde se almacenará la información ingresada y posteriormente generar el siguiente código: nombre del campo de texto = Entry (nombre de la ventana, textvariable=variable tipo "string").place (x=punto de inicio en el eje de las abscisas, y=punto de inicio en el eje de las ordenadas)

Ejemplo:

Enter=Entry (ventana_inicio, textvariable=valor).place(x=0,y=0)

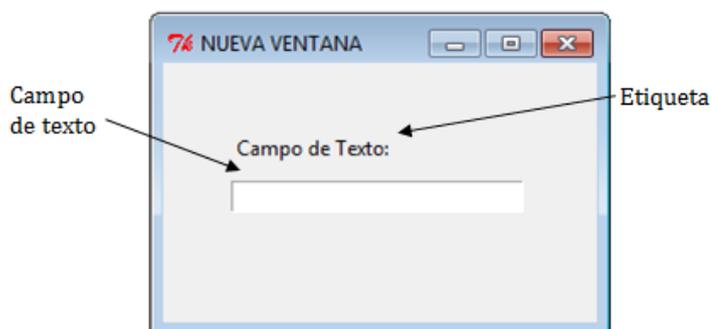


Figura 89. Campo de texto

4.5.3.8 Sliders

El slider o escala se lo utiliza para ingresar valores enteros o decimales al sistema y almacenarlos en una variable de tipo “double”, la variación de valores se realiza mediante el deslizamiento de un indicador a través de una escala. Para programar un slider en Python es necesario primero declarar una variable de tipo “double” donde se almacenará la información ingresada y posteriormente generar el siguiente código: nombre del slider = Scale (nombre de la ventana, variable = nombre de la variable, from_ = valor inicial, to_ = valor final, resolution = resolución de la escala, tickinterval = intervalos impresos en la escala). Place (x=punto de inicio en el eje de las abscisas, y=punto de inicio en el eje de las ordenadas).

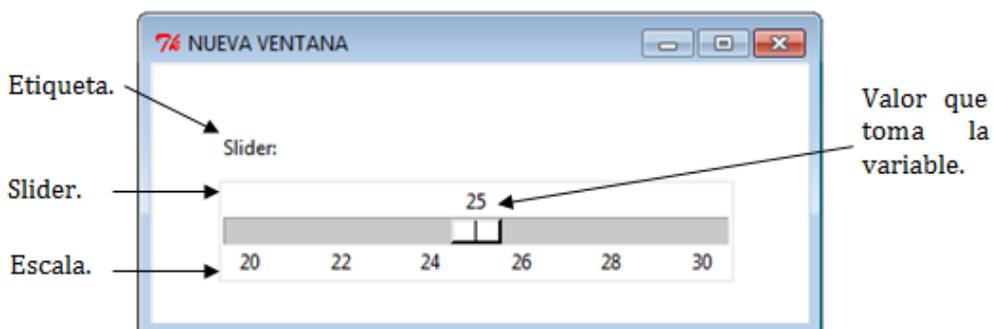


Figura 90. Slider o Escala

Ejemplo:

Escala = Scale (ventana_inicio, variable = escala de temperatura, from_ = 20, to_ = 30, resolution = 1, tickinterval = 2). Place(x = 40, y = 70)

4.5.4 Diseño Gráfico del Interfaz Humano Máquina

El diseño gráfico del interfaz humano máquina se basa en los siguientes conceptos de la empresa:

- Colores tales como el anaranjado y el verde en representación de la fruta característica de Ambato: el durazno y de los vegetales.
- Como fondo se utiliza un color neutro: blanco, el cual es capaz de enfatizar al resto de diseños presentes en la interfaz.
- La ciudad de Ambato: su catedral, frutas y legumbres.

El interfaz humano máquina cuenta con seis ventanas diferentes descritas a continuación:

4.5.4.1 Ventana de Registro de Usuario

La ventana de registro cuenta con dos campos de texto para ingresar usuario y contraseña, un botón denominado “Ingresar” para acceder los datos otorgados al sistema y un reloj digital con la finalidad de que el usuario conozca su hora de acceso.

Si se desea cambiar el nombre de usuario, la contraseña o en su defecto ambas; la interfaz cuenta con un botón para realizar esta actividad el cual tiene inscrito el símbolo “?”, al dar clic sobre este se borrarán los datos ingresados en los campos de texto para que se digite información nueva, además aparecerán botones de guardado tanto para el usuario como para la contraseña con la palabra “ok” inscrita sobre los mismos, su función es la de

almacenar una cadena de datos tipo “string” en un archivo de texto que pueda ser leído desde una ubicación remota dentro del Raspberry Pi evitando así que al apagarlo se pierda la información de registro.

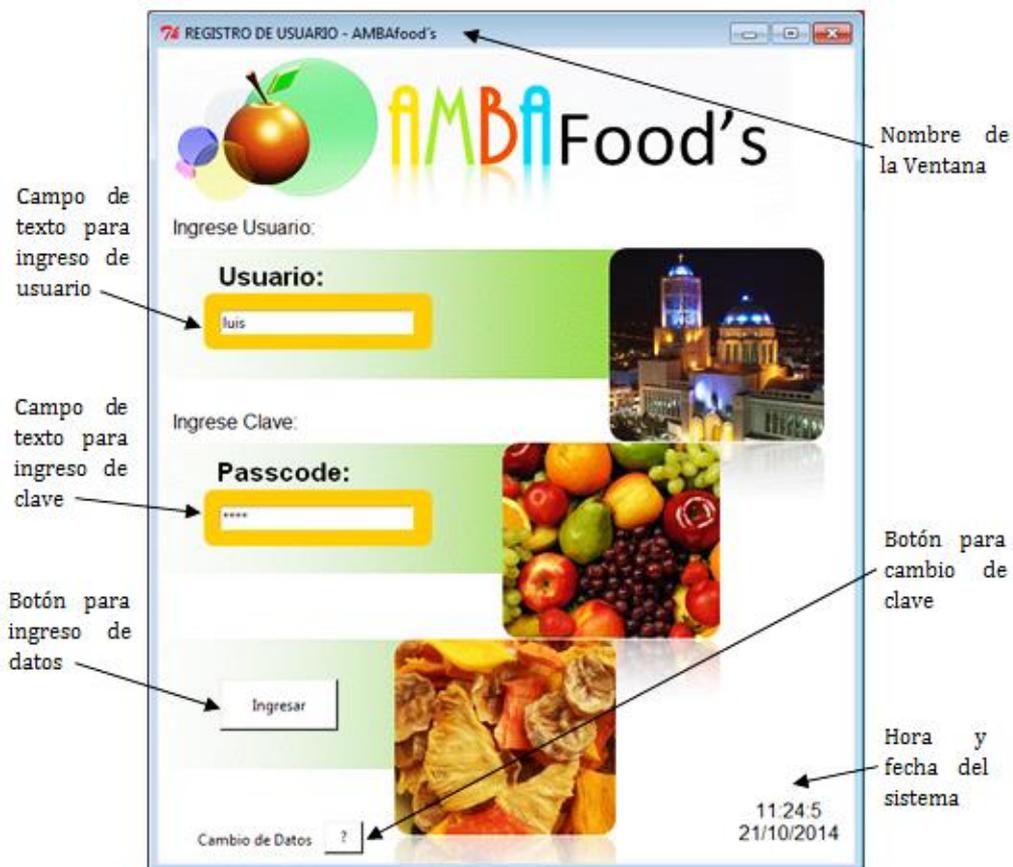


Figura 91. Ventana de Registro de Usuario

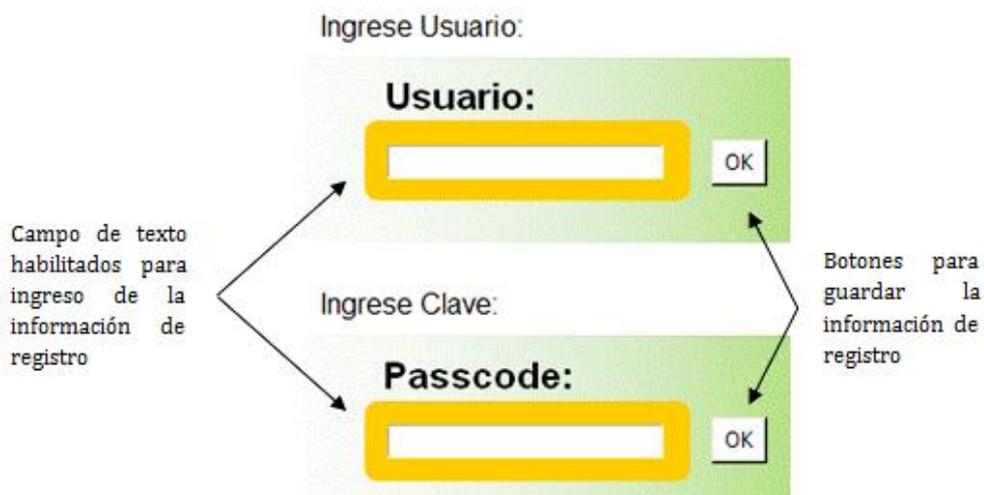


Figura 92. Cambio de datos.

Existen cuadros de mensajes que despliegan advertencias cuando se otorga un usuario y/o contraseña correcta o incorrecta, también da instrucciones a seguir cuando el botón de cambio de datos es presionado.

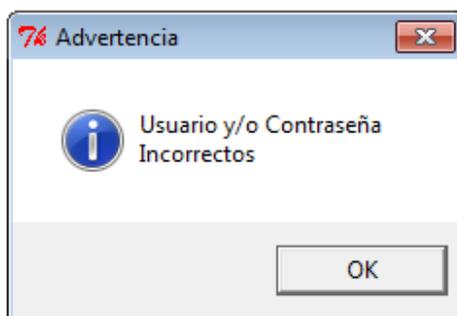


Figura 93. Ejemplo de mensajes de advertencia

4.5.4.2 Ventana de Menú

La ventana de menú cuenta con cuatro botones que permiten navegar entre las diferentes locaciones de la interfaz gráfica, para seleccionar cualquier opción se debe ubicar el cursor del mouse sobre los botones y hacer clic.

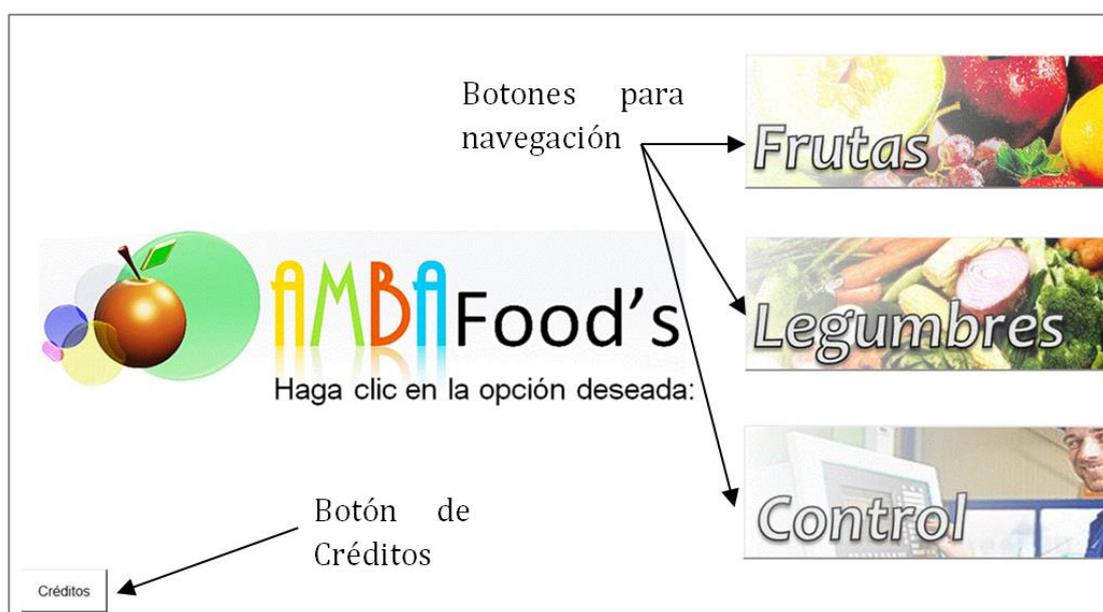


Figura 94. Ventana de Menú

Al hacer clic en el botón de créditos se despliega un cuadro de mensaje indicando el propósito por el cual fue desarrollada la interfaz e información de autoría.

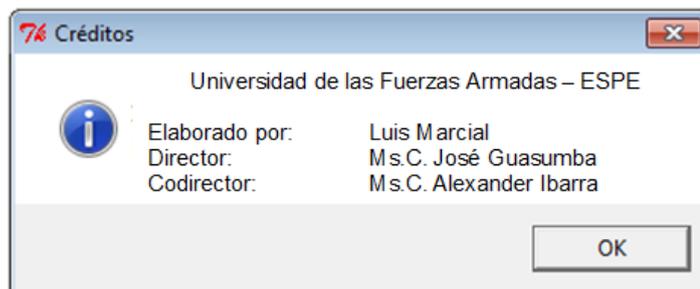


Figura 95. Contenido del cuadro de mensaje referente a los créditos.

4.5.4.3 Ventana de Selección de Frutas y de Selección de Legumbres

Este par de ventanas se utilizan para la selección de las frutas o legumbres a ser deshidratadas, cuentan con imágenes y botones membretados pertenecientes a cada uno de los productos que requiere procesar la empresa.

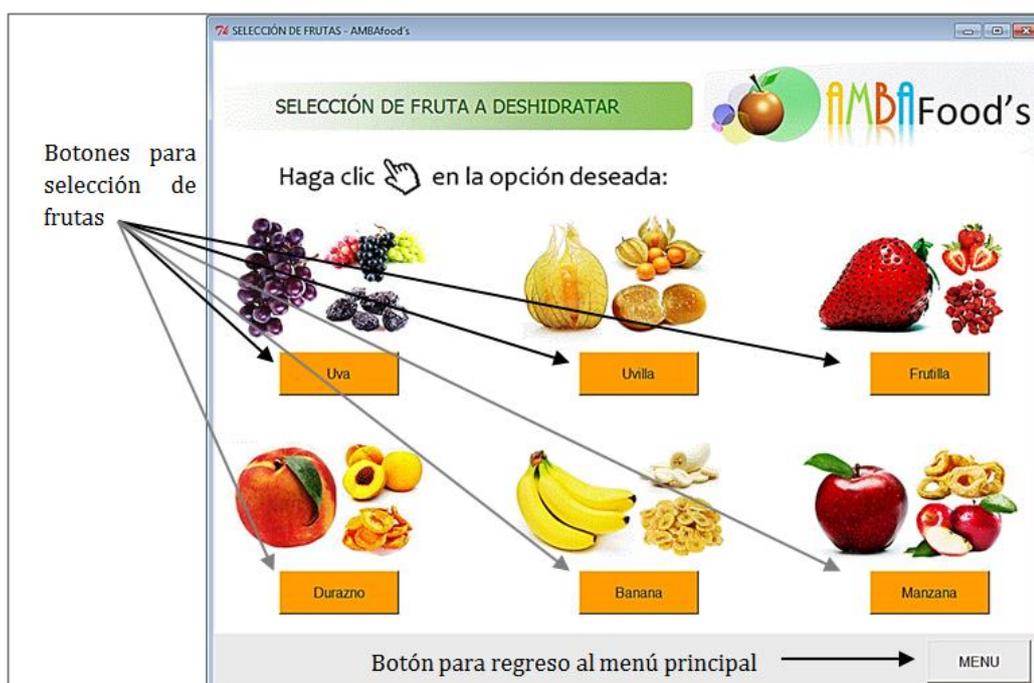


Figura 96. Ventana de Selección de Frutas

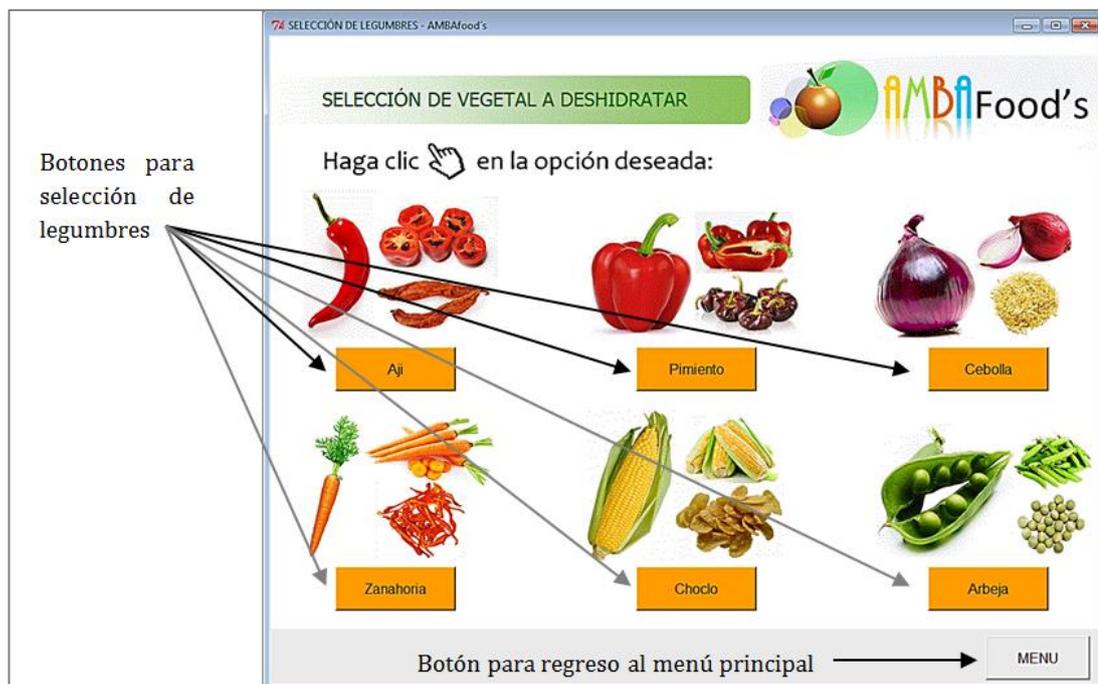


Figura 97. Ventana de Selección de Legumbres

Además al final de la interfaz se cuenta con un botón especial que lleva inscrito la palabra “MENU”, este sirve para regresar a la ventana de menú y así poder navegar en la interfaz gráfica libremente.

4.5.4.4 Ventana de Control de Procesos

El interfaz humano máquina adicionalmente cuenta con una ventana de control utilizada para el manejo manual y monitoreo del proceso; permitiendo así la reprogramación del sistema para nuevos productos que no estén incluidos en el catálogo requerido actualmente por la empresa. En esta ventana se pueden realizar las siguientes operaciones:

- Monitoreo de las salidas digitales concernientes al proceso de deshidratado.
- Control de las salidas digitales concernientes al proceso de deshidratado.

- Monitoreo del tiempo transcurrido desde el inicio del proceso de deshidratado.
- Retorno a la ventana de menú principal para libre navegación en la interfaz.
- Ingreso manual de puntos de referencia de temperatura y velocidad de aire para productos ausentes en las ventanas de selección.
- Monitoreo de la variable temperatura en grados centígrados.
- Monitoreo de la variable humedad en porcentaje de humedad relativa.

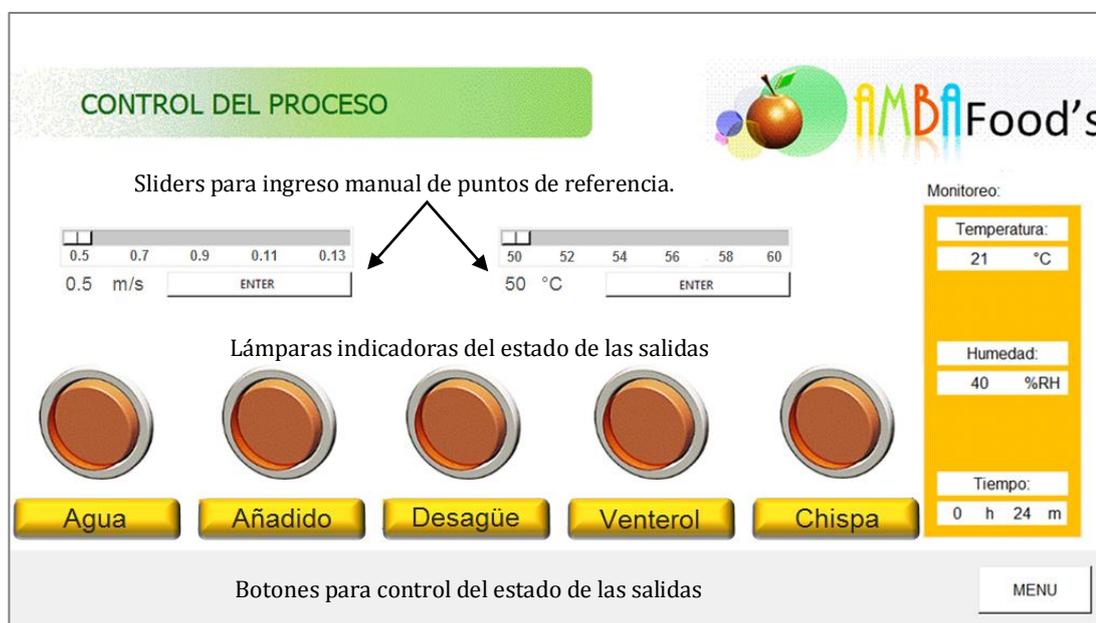


Figura 98. Ventana de control del proceso

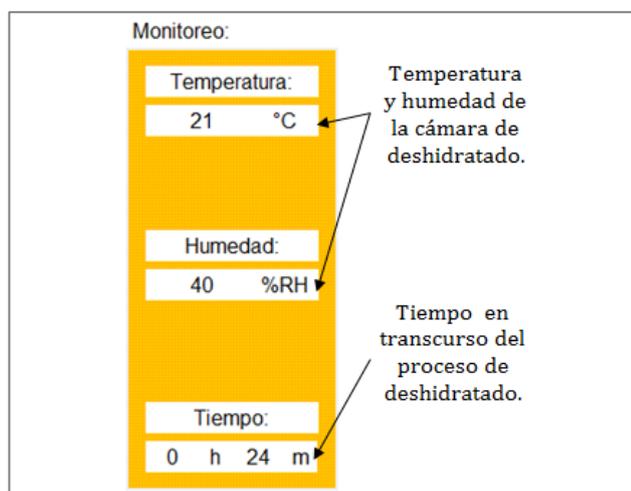


Figura 99. Sección para monitoreo del proceso

CAPÍTULO 5

IMPLEMENTACIÓN Y CONSTRUCCIÓN

5.1 Implementación y Construcción Mecánica:

La línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales funciona en la ciudad de Ambato por lo que su construcción se realizó en un taller dentro de la ciudad que se especializa en fabricación de calderos, además se brindó soporte mecánico por parte del departamento de mantenimiento de la empresa AmbaFood's:

Tabla 73

Talleres donde se llevó a cabo la construcción del equipo

Taller	Descripción	Componentes
SEMI	Metal mecánica	Sistema térmico
Dipac	Centro de servicios	Varios
AmbaFood's	Departamento de Mantenimiento	Sistema de lavado
AmbaFood's	Departamento de Mantenimiento	Soporte mecánico

A continuación se detallan los insumos requeridos en la construcción del equipo y su puesta en marcha, además del proceso de construcción e instalación de los siguientes sistemas:

- Sistema térmico
- Sistema de lavado
- Sistema de control

5.1.1 Lista de Materiales e Insumos

Los materiales e insumos mecánicos requeridos para la fabricación de la línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales se detallan en la tabla 74:

Tabla 74
Materiales e insumos mecánicos

Materiales	Especificación	Cantidad
Plancha	Acero al carbono, 4x8 (pies), 2.8 (mm)	2
Plancha	Acero al carbono, 4x8 (pies), 0.7 (mm)	3
Plancha	Acero galvanizado, 4x8 (pies), 0,7 (mm)	3
Plancha	Acero inoxidable 304, 4x8 (pies), 1.5 (mm)	1
Tubo cuadrado	Acero al carbono, 25 (mm), 1,5(mm)	9
Tubo redondo	Sin costura, diámetro nominal 3/4", cédula 40	14
Ángulo	Acero al carbono, 25 (mm), 2 (mm)	6
Ángulo	Acero inoxidable 304, 25 (mm), 2 (mm)	4
Platina	Acero inoxidable 304, 25 (mm), 2 (mm)	2
Lana de vidrio	Rollo, 25 (mm)	1
Cemento refractario	Kilogramo	15
Malla	Plástica / metro	4
Manguera de GLP	Tipo industrial / metro	3
Pernos	Varios tipos y tamaños	100
Tuercas	Varios tipos y tamaños	100
Remaches	Pop 1 / 8x5 / 16	50
Tornillo	Máquina 1 / 8x2 / 2	50

El equipamiento no eléctrico o electrónico requerido para la puesta en marcha de la línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales se detalla en la tabla 75:

Tabla 75
Equipamiento no eléctrico o electrónico

Materiales	Especificación	Cantidad
Quemador	50000 BTU/h	2
Cilindro de GLP	2 kg/h	1
Regulador de GLP	2 kg/h	1

Los materiales e insumos eléctricos o electrónicos requeridos para la puesta en marcha de la línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales se detallan en la tabla 76:

Tabla 76
Materiales e insumos eléctricos / electrónicos

Materiales	Especificación	Cantidad
Raspberry Pi	Versión b	1
Arduino Uno	Uno	1
Arduino Mega	Mega	1
Cable con terminal	Paquete de 45 cables varios terminales	1
Monitor	22 pulgadas	1
Adaptador	VGA a HDMI	1
Sensor DHT 11	Temperatura y humedad	1
Servo motor	Modelo: HI - TEC / HS - 311	2
Teclado	Resistente al agua	1
Mouse USB	USB, sensor infrarrojo	1
Caja	Protección de Raspberry Pi	1
Fuente de poder	5 voltios, 2 Amperios	1
Módulo	Relés para Arduino	1
Kit de encendido	Llama piloto / electroválvula / sensor de llama	1
Electroválvula	120 V, 60 Hz, 3/8"	3
Venterol	Cañón de 4"	1
Contactador	110 V, 30 A, monofásico	1
Fusible	Cartucho / 16 A	1
Porta fusible	Tipo Din	1
Riel	Tipo Din / metálico/ metro	2
Cable flexible	Número 16 / metro	40
Cubre cable	Flexible / 1" / metro	7
Entrada para cable	Metálico / 1"	4
Bornera	Tipo Din	3
Selector	ON / OFF	1
Armario	Para operaciones de control	2
Canaletas	Plástica / 1"	2
Otros	Material eléctrico / electrónico	1

5.1.2 Maquinaria y Herramientas Requeridas

La maquinaria y herramientas requeridas para la fabricación de la línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales se detallan en la a continuación:

Tabla 77
Maquinaria requerida en la construcción del equipo

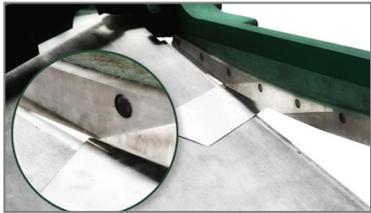
Características	Gráfica
<p>DOBLADORA MANUAL</p> <p>Características: Dobla hasta espesores de 1mm Doble contrapeso Fuente: (DIPAC, 2014)</p>	
<p>CIZALLA</p> <p>Características: Corta hasta espesores de 1mm Corta hierro dulce, aluminio, bronce, cobre, plomo, plástico Fuente: (DIPAC, 2014)</p>	
<p>CORTE POR PLASMA</p> <p>Características: Corta hasta espesores de 5 mm</p>	
<p>TRONZADORA</p> <p>Características: Tronza hasta espesores de 119mm Bloqueo de eje para cambio de disco Fuente: (DIPAC, 2014)</p>	
<p>ROLADORA ELÉCTRICA</p> <p>Características: Rola hasta espesores de 5mm</p>	
<p>SUELDA MIG</p> <p>Características: Suelda económica y de menos limpieza Protección por gas inerte (oxígeno) Alimentación de electrodo automática Electrodo tipo hilo sólido</p>	

Tabla 78
Herramientas requeridas en la construcción del equipo

Características	Gráfica
<p>TALADRO DE MANO</p> <p>Características: Velocidad regulable Alimentación 110 voltios a 50/60 Hz Brocas de hasta 1/2"</p>	
<p>JUEGO DE LLAVES</p> <p>Características: Número 10 Número 11 Número 12</p>	
<p>KIT DE DESTORNILLADORES</p> <p>Características: Pirulos Racha Cabeza intercambiable</p>	
<p>SIERRA</p> <p>Características: Arco metálico 12" Ajustable</p>	
<p>JUEGO DE LIMAS</p> <p>Características: Lima de desbaste plana Lima para acabado triangular Lima de desbaste redonda</p>	
<p>REMACHADORA POP</p> <p>Características: Tamaño 10" Boquillas intercambiables de 3/32", 1/8", 5/32" y 3/16"</p>	
<p>AMOLADORA</p> <p>Características: Disco intercambiable Alimentación 110 voltios a 50/60 Hz</p>	

5.1.3 Sistema Térmico

La construcción del sistema térmico de acuerdo a las especificaciones técnicas del diseño se realiza para los siguientes componentes:

- Cámara de deshidratado
- Intercambiador de calor
- Cámara de combustión
- Campana de extracción de gases
- Sistema de ventilación
- Accesorios

5.1.3.1 Cámara de Deshidratado

La cámara de deshidratado está formada por una estructura fabricada en tubo cuadrado de acero al carbono de 1" de lado y espesor igual a 2 mm, la cubierta de la cámara se realizó por un proceso de doblado, para su construcción se utilizó plancha de acero galvanizado de 0.7 mm de espesor.

El aislante térmico utilizado en la construcción de la cámara de deshidratado es lana de vidrio de una pulgada de espesor y su cubierta está fabricada al igual que el cuerpo de la cámara de deshidratado por el mismo proceso de doblado y material.



Figura 100. Fabricación cámara de deshidratado

5.1.3.2 Intercambiador de Calor

El intercambiador de calor es el elemento de la línea semiautomática que primero se debe construir debido a su complejidad e importancia en cuanto al diseño térmico se refiere, a continuación se enlistan las partes del mismo que serán analizadas en cuanto a construcción se refiere:

- Auto estructura
- Tubos
- Bridas
- Aislante térmico

La auto estructura del intercambiador de calor es denominada de esta manera debido a que realiza las veces de carcasa y estructura de soporte para sí mismo y los tubos, algunas de sus características se enlistan en la tabla 79.

Tabla 79

Características de la autoestructura del intercambiador de calor

Nombre	Descripción
Material	Plancha de acero al carbono
Espesor	2.8 mm
Procesos de manufactura	Doblado, suelda y corte plasma

La auto estructura está diseñada para ser construida utilizando una sola plancha de acero al carbono de 1.2 x 2.4 metros con el fin de abaratar costos de fabricación, la obra empieza realizando el corte del exceso de material de la plancha para obtener las medidas especificadas en los planos técnicos, seguidamente se procede a realizar tres dobleces para dar la forma prismática a la estructura y se suelda la arista formada por la unión de los extremos de la plancha mediante un proceso de suelda tipo MIG con oxígeno como gas inerte protector.

Para la realización de los huecos que sirven de soporte a los tubos del intercambiador de calor en la auto estructura se procede a bosquejar su perímetro y sus centros conociendo que las distancias entre estos es de cinco centímetros tanto horizontal como vertical en una disposición alternada, determinados los centros de los agujeros se procede a realizar el corte mediante plasma.



Figura 101. Punteo y alineación de tubos antes de la suelda
Fuente: (Guasumba, J., Biocalefón, 2003 - 2008)

Los tubos del intercambiador de calor son cédula 40, sin costura y de 3/4 de pulgada, estos deben ir soldados herméticamente al auto estructura de modo que no se presente fugas de aire o gases de combustión en el proceso.

El intercambiador de calor requiere de una alta eficiencia por lo que es necesaria la construcción de un aislante térmico a base de fibra de vidrio que posee un marco de soporte construido en platina de acero al carbono de 1 pulgada de lado y espesor de 2 milímetros, además: posee también una cubierta para la lana de vidrio en chapa metálica de 0.7 milímetros de espesor en chapa metálica de acero al carbono.

Por último se requiere de cuatro bridas que se utilizan para conectar el intercambiador de calor a la cámara de combustión, los deflectores de 180° pertenecientes al fluido del proceso, el venterol y la cámara de deshidratado; están fabricadas en ángulo de una pulgada de lado y espesor de 2 milímetros en acero al carbono.



Figura 102. Intercambiador de calor después de suelda hermética de tubos
Fuente: (Guasumba, J., Biocalefón, 2003 - 2008)

5.1.3.3 Cámara de Combustión

La cámara de combustión está constituida por una auto estructura fabricada por medio un proceso de doblado y suelda tipo MIG (protección por atmosfera de gas inerte), para su fabricación se partió de una plancha de acero al carbono de espesor igual a 2.8 milímetros.

Posee una capa de fundición refractaria de espesor igual a 30 milímetros ubicada al interior del auto estructura, su función es la de evitar que el sistema térmico se someta a altas temperaturas debido al proceso de combustión del gas licuado de petróleo.



Figura 103. Fundición de cemento refractario en cámara de combustión

La auto estructura posee marcos en sus extremos superior e inferior soldados mediante MIG, fabricados en ángulos cuyas medias de lado y espesor son 25 y 2 milímetros respectivamente; su función es la de una brida de acople para el ensamble con el resto del sistema.

El quemador de GLP requiere una entrada de aire por convección natural por lo que se construyó una estructura en tubo cuadrado de acero al carbono de lado y espesor iguales a 25 y 2 milímetros respectivamente.

El corte de tubos estructurales y ángulos se realizó mediante tronadoras, la suelda para conformar la estructura de soporte para el quemador y la fundición refractaria es de tipo MIG.



Figura 104. Soporte para quemador

5.1.3.4 Campana de Extracción de Gases

El cono perteneciente a la campana de extracción de gases está fabricado en lámina de acero galvanizado de 0.7 milímetros de espesor, posee un marco inferior tipo brida para conexión con el intercambiador de calor realizado en ángulo de lado y espesor iguales a 25 y 2 milímetros respectivamente, los procesos de manufactura que intervinieron en su construcción fueron de doblado manual, corte con cizalla y los agujeros para los remaches de sujeción se realizaron utilizando taladro de mano.

Los ductos de la campana de extracción de gases hacia el exterior son prismáticos y se construyeron en lámina de acero galvanizado de 0.7 milímetros mediante doblado manual y remachados en sus juntas; debido a que la línea semiautomática de lavado y deshidratado se encuentra implementada en un espacio cerrado se tuvo que realizar un ducto que forma un ángulo de 15 grados con la horizontal cuya función es la de conexión entre la campana y la chimenea.



Figura 105. Campana de extracción de gases

5.1.3.5 Sistema de Ventilación

El acople para la expansión súbita del aire forzado proveniente del ventilador centrífugo está fabricado en lámina metálica de 0.7 milímetros de espesor, se emperna con tornillos auto perforantes directamente al marco de conexión del intercambiador de calor, los procesos que intervinieron en su construcción fueron de doblado manual, corte con cizalla y el suelda MIG.

5.1.3.6 Accesorios

Los accesorios del sistema térmico se construyeron mediante un proceso de doblado manual de chapa metálica utilizando planchas de acero galvanizado de espesor igual a 0.7 milímetros, corte manual, rolado y suelda MIG. Las piezas que se catalogan como accesorios se indican a continuación:

- Codo de 90° - Conexión entre reductor e intercambiador de calor
- Reductor - Conexión entre codo de 90° y cámara de deshidratado
- Deflector de 180° para intercambiador de calor



Figura 106. Accesorios del sistema térmico en etapa de pintura anticorrosiva
Fuente: (Guasumba, J., Biocalefón, 2003 - 2008)

5.1.4 Implementación del Sistema de Lavado

La implementación del sistema de lavado según el dimensionamiento realizado en el capítulo anterior se lo realiza para los siguientes elementos:

- Tanque de lavado
- Dispensador de añadidos
- Electroválvulas
- Accesorios
- Triturador de desperdicios

5.1.4.1 Tanque de Lavado

El tanque de lavado consta de un fregadero comercial de 100 litros de capacidad de un solo pozo, manufacturado en acero inoxidable y empotrado en un mesón de estructura de concreto recubierto de azulejos provisto en las instalaciones de la empresa.



Figura 107. Tanque de lavado y accesorios

El fregadero trae incluido un dispensador el cual se utiliza como depósito para el compuesto desinfectante, un filtro para cernir sólidos la cual evita que se creen obstrucciones en las instalaciones de la electroválvula de desagüe y una rejilla para escurrir los vegetales posteriormente al proceso lavado.

5.1.4.2 Dispensador de Compuesto Ácido

Para la implementación del dispensador del compuesto desinfectante se utilizó el depósito adicional que viene incluido con el fregadero al cual se instaló una microbomba sumergible de 110 V que permite enviar el fluido en cuestión al tanque de lavado cuando la misma se active mediante orden del sistema de control.

El transporte del líquido desinfectante desde la bomba hacia el tanque se realiza a través de una manguera plástica de 1/8".

5.1.4.3 Electroválvulas

Para la automatización del proceso de lavado se requirió de dos electroválvulas cuya instalación se llevó a cabo utilizando los siguientes accesorios para cada caso:



Figura 108. Instalación de electroválvula de 3/8"

Tabla 80

Accesorios para instalación de electroválvula de 3/8"

Nombre	Cantidad	Descripción
Acople tipo T	1	1/2" – hembra
Bushing	2	1/2" a 3/8"
Codo 90°	3	1/2"
Válvula reguladora de caudal tipo mariposa	1	1/2" – hembra
Neplo	4	1/2"
Neplo	2	3/8"
Válvula reguladora de caudal	1	1/2" – macho

La electroválvula de 1/2" que se utiliza para la activación / desactivación del desagüe se requieren de los accesorios enunciados a continuación:

Tabla 81

Accesorios para instalación de electroválvula de 1/2"

Nombre	Cantidad	Descripción
Reductor	1	De 1 -1/2" a 1/2"
Acople de rosca a presión	1	1/2"
Neplo oculto	4	1/2"
Neplo	1	1/2"
Codo 90°	3	1/2"



Figura 109. Instalación de electroválvula de 1/2"

5.2 Implementación Eléctrica y Electrónica:

Para la implementación eléctrica y electrónica se utilizó un armario de conexiones central instalado en conjunto con la interfaz gráfica en la parte lateral del intercambiador de calor debido a que en esta zona se tiene acceso cercano a la mayoría de elementos del sistema de control y se facilitan las conexiones eléctricas.

El Arduino Mega, el módulo de relés, la Raspberry Pi y la fuente de poder se empernaron a la base del armario de control utilizando topes de goma para evitar vibraciones provenientes del ventilador que puedan afectar en futuro al funcionamiento del equipo.

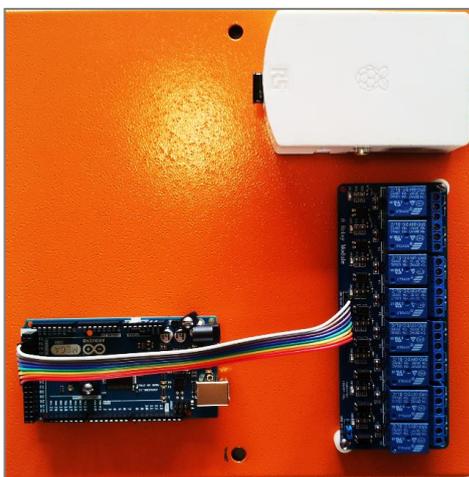


Figura 110. Instalación de electrónica de control en armario

Para la instalación del contactor, el pota fusibles y borneras de conexión para las líneas de fase y neutro se utilizó un riel tipo DIN como se indica en la siguiente figura:



Figura 111. Instalación del control industrial en armario

Los cables utilizados en las conexiones físicas del sistema de control se describen en la siguiente tabla:

Tabla 82

Tipos de cables utilizados en conexiones físicas

Tipo de conexión	Tipo de cable	Color
Potencia	Nº 15 flexible	Azul y Amarillo
5 voltios en corriente continua	Audio	Rojo y Negro
Datos	Cable UTP	Varios
Arduino – Módulo Relé	Plano	Varios
Raspberry Pi - Periféricos	USB	N/A
Raspberry Pi - Monitor	VGA	N/A

Los servomotores fueron acoplados a sus respectivos actuadores mediante la conexión tipo brida de nilón que traen incluidos.

La válvula reguladora de caudal de combustible requirió de un acople de conexión mediante un pasador para su unión con la brida del servomotor, mismos formaron un mecanismo denominado matrimonio que permite la transmisión de movimiento entre estos dos estamentos.



Figura 112. Implementación de servomotor en válvula reguladora

El servomotor y a la compuerta de apertura de la boca de aspiración del venterol se conectaron mediante pernos debido a que se realizaron agujeros roscados en esta estructura del ventilador evitando así la utilización de algún mecanismo de transferencia de movimiento.



Figura 113. Implementación de servomotor en compuerta de venterol

En cuanto se refiere a los periféricos del Raspberry Pi enunciados a continuación:

- USB HUB
- Teclado USB
- Mouse USE
- Adaptador de conexión a red tipo wireless

Se los instaló en la parte exterior del gabinete de control, así como también: el monitor, los conectores auxiliares de video en alta definición y la fuente de poder de este componente.



Figura 114. Implementación eléctrica y electrónica
Fuente: (Guasumba, J., Biocalefón, 2003 - 2008)

5.3 Comunicación

Debido a que la Raspberry Pi y el Arduino poseen entradas seriales universales (USB) se optó por utilizar este tipo de comunicación en el presente proyecto de grado para lo cual se tuvo que establecer un protocolo de envío y recepción de datos que se explica en la siguiente tabla:

Tabla 83
Protocolo de comunicación serial utilizado entre Raspberry y Arduino

Raspberry PI		Arduino
Envía	Recibe	Acción a ejecutar
Carácter "e"	Valor de humedad, temperatura y estados de salidas a relé	Lee los valores del sensor DHT 11 y de los estados de las salidas a relé y las envía al Raspberry Pi
Carácter "t"	N/A	Arduino lee punto de referencia de temperatura
Carácter "h"	N/A	Arduino lee punto de referencia de velocidad del viento
Carácter "v"	Cambio de estado en la salida perteneciente a la electroválvula de agua potable	Cambia al estado contrario dicha salida y lo envía a la Raspberry Pi
Carácter "w"	Cambio de estado en la salida perteneciente a la electroválvula de añadidos	Cambia al estado contrario dicha salida y lo envía a la Raspberry Pi
Carácter "x"	Cambio de estado en la salida perteneciente a la electroválvula del desagüe	Cambia al estado contrario dicha salida y lo envía a la Raspberry Pi
Carácter "y"	Cambio de estado en la salida perteneciente al ventilador centrífugo	Cambia al estado contrario dicha salida y lo envía a la Raspberry Pi
Carácter "z"	Cambio de estado en la salida perteneciente a la chispa de encendido del quemador de GLP	Cambia al estado contrario dicha salida y lo envía a la Raspberry Pi

5.4 Programación del sistema de control

A continuación se indican los algoritmos de control de mayor importancia utilizados para la posterior programación del microcontrolador y el microprocesador en los lenguajes Arduino y Python respectivamente.

5.4.1 Algoritmo de Control para PID de Temperatura

Declarar variables:

RT	=	Referencia temperatura
H	=	Sensor temperatura
E	=	Error actual
E1	=	Error anterior
U	=	Señal del controlador
U1	=	Señal del controlador anterior
Kp	=	Constante proporcional
Ki	=	Constante integral
Kd	=	Constante derivativa
P	=	Acción proporcional
I	=	Acción integral
I1	=	Acción integral anterior
D	=	Acción Integral
Tm	=	Tiempo de muestreo

Lazo infinito:

E	=	RT – H
P	=	E * Kp
I	=	I1 + Ki * (Error – Error anterior) * Tm
D	=	Kd * (Error – Error anterior) / Tm
U	=	P + I + D + U1

Si $U \geq 180$ entonces $U = 180$

Si $U \leq 0$ entonces $U = 0$

E1	=	E
U1	=	U
I1	=	I

5.4.2 Algoritmo de Control para Temporización de Salidas Discretas

Declarar variables:

V	=	Salida para electroválvula de agua
W	=	Salida para microbomba de compuesto desinfectante
X	=	Salida para electroválvula de desagüe
Y	=	Salida para venterol
Z	=	Salida para chispa de encendido
L	=	Activación de proceso de lavado
S	=	Activación de proceso de secado
T	=	Tiempo del sistema
TL	=	Temporizador para proceso de lavado
TS	=	Temporizador para proceso de secado

Lazo infinito:

Si L = ON entonces:

TL = 0
 Activar temporizador TL
 Activar V

Si $TL \geq 300$ segundos y $TL < 330$ segundos entonces:
 Desactivar V
 Activar W

Si $TL \geq 330$ segundos y $TL < 630$ segundos entonces:
 Desactivar W
 Activar X

Si $TL \geq 630$ segundos y $TL < 1230$ segundos entonces:
 Desactivar X
 Activar V

Si $TL \geq 1230$ segundos y $TL < 1530$ segundos entonces:
 Desactivar V
 Activar X

Si $TL \geq 1530$ segundos y entonces:
 Desactivar X

Si S = ON entonces:

TS = 0
 Activar temporizador TS
 Activar Y
 Activar Z

Si $TS \geq 19800$ segundos y $H > 30$ °C:
 Desactivar Z

Si $TS \geq 19800$ segundos y $H \leq 30$ °C entonces:
 Desactivar Y

Caso contrario:

Desactivar V
 Desactivar W
 Desactivar X
 Desactivar Y
 Desactivar Z

5.4.3 Algoritmo de Control Velocidad del Viento

Declarar variables:

RH	=	Referencia velocidad del viento
UH	=	Señal del controlador de apertura de boca de aspiración
X	=	Salida para electroválvula de desagüe
Y	=	Salida para venterol
Z	=	Salida para chispa de encendido
L	=	Activación de proceso de lavado

Lazo infinito:

Si $RH > 0$ y $RH \leq 0.3$ entonteces:
 $UH = RH * 5 / 0.3$

Si $RH > 0.3$ y $RH \leq 0.5$ entonteces:
 $UH = RH * 10 / 0.5$

Si $RH > 0.5$ y $RH \leq 0.8$ entonteces:
 $UH = RH * 15 / 0.8$

Si $RH > 0.8$ y $RH \leq 1.0$ entonteces:
 $UH = RH * 20 / 1.0$

Si $RH > 1.0$ y $RH \leq 1.2$ entonteces:
 $UH = RH * 25 / 1.2$

Si $RH > 1.2$ y $RH \leq 1.5$ entonteces:
 $UH = RH * 30 / 1.5$

Caso contrario:

$UH = 30$

CAPÍTULO 6

PRUEBAS Y RESULTADOS

6.1 Desarrollo del protocolo de pruebas.

El protocolo de pruebas que se desarrolló para la línea semiautomática de deshidratado de vegetales consiste en la captura de datos con respecto a las siguientes variables del proceso:

- Temperatura
- Humedad Relativa
- Velocidad del aire
- Peso

Estas variables se deben medir dependiendo de su factibilidad para los siguientes estamentos:

- Aire presente en la cámara de deshidratado
- Aire presente en el intercambiador de calor
- Aire presente en el entorno del equipo
- Carga total diaria de producto a procesar
- Unidades del producto a procesar

6.1.1 Establecimiento de Puntos de Pruebas

Los puntos pertenecientes al sistema térmico donde se realizarán las pruebas se indican a continuación:

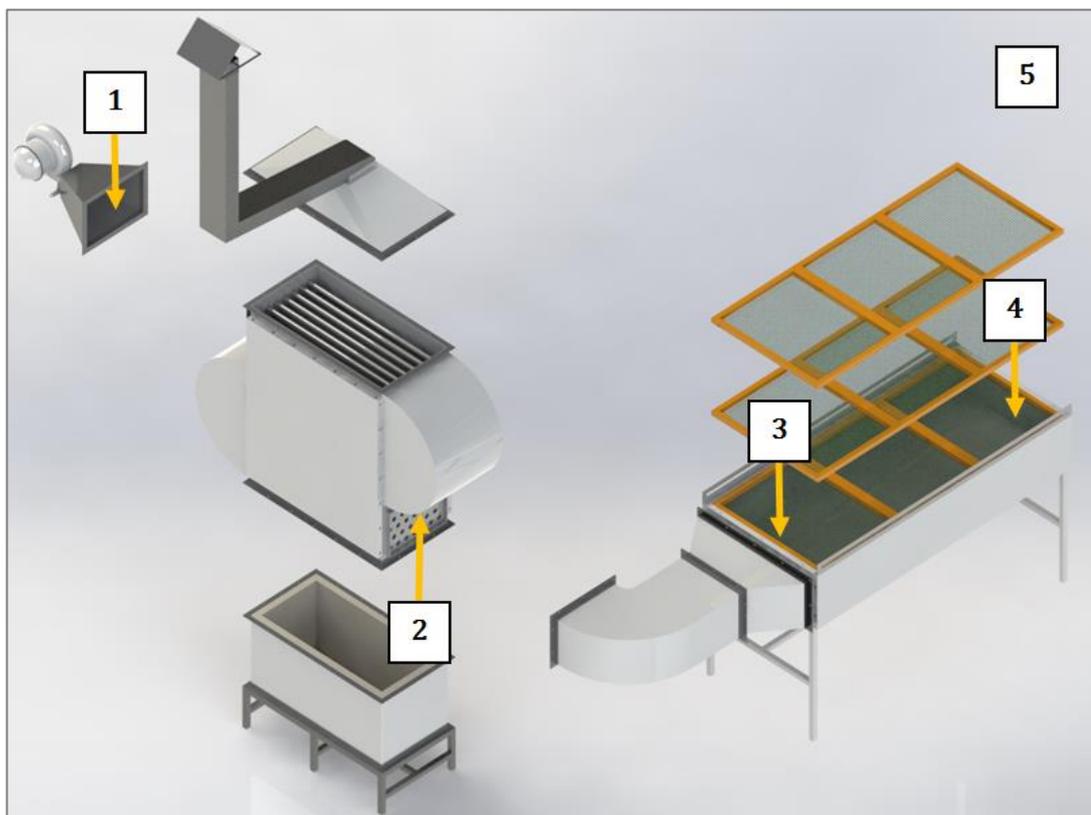


Figura 115. Puntos de prueba pertenecientes al sistema térmico
Fuente: (Guasumba, J., Biocalefón, 2003 - 2008)

- Punto 1: Entrada de aire al intercambiador de calor
- Punto 2: Salida de aire del intercambiador de calor
- Punto 3: Entrada de aire a la cámara de deshidratado
- Punto 4: Paredes de la cámara de deshidratado
- Punto 5: Entorno del equipo (Ambiente)

Además se realizó toma de datos adicionales en muestras específicas de vegetales y en la carga total máxima de producto procesado con respecto a peso y humedad relativa.

6.2 Equipamiento para Realización de Pruebas

Para la toma de datos de las variables de temperatura, humedad relativa, velocidad de aire y peso en los distintos puntos de prueba se cuenta con los siguientes instrumentos de medición y sensores:

- Termómetro digital
- Sensor DS18B20
- Sensor DHT11
- Anemómetro CR2032
- Balanza digital

6.2.1 Termómetro Digital

Este instrumento se utiliza para obtener la variación de temperatura que se produce a lo largo del tiempo en las paredes del intercambiador de calor y la cámara de deshidratado, es de tipo portátil y posee un vástago que permite la toma de datos en secciones difíciles de acceder.



Figura 116. Termómetro Digital

Tabla 84

Características del termómetro digital

Nombre	Característica
Marca	Cole Parmer
Rango de medición	-15 (°C) a 280 (°C)
Resolución	1 (°C)
Precisión	± 5 %
Unidad	° C
Alimentación	Baterías GPA76 6 (V)

6.2.2 Anemómetro

Se utiliza para las mediciones de velocidad del viento y la temperatura del aire en los alrededores de la línea de deshidratado de vegetales, posee las siguientes características:



Figura 117. Anemómetro digital

Tabla 85

Características del anemómetro

Nombre	Característica
Rango de medición de temperatura	-10 °C a 45 °C
Rango de medición de velocidad	0 m/s a 3 m/s
Resolución en mediciones de temperatura	0.2 °C
Resolución en mediciones de velocidad	0.1 m/s
Unidades de medición de temperatura	°C / °F
Unidades de medición de velocidad	m/s, km/h, ft./min, knots y mph
Precisión en mediciones de temperatura	±2%
Precisión en mediciones de velocidad	±5%
Alimentación	Batería CR2032 3.0 V

6.2.3 Balanza Digital

Se utiliza para medir la variación de peso que sufre la materia prima en forma individual y total utilizada en el proceso de deshidratado, sus principales características se presentan a continuación:

Tabla 86
Características de la balanza digital

Nombre	Característica
Marca	Camry
Modelo	EK3130
Rango de peso de la carga	Máximo 5 kg o 11 libras
Resolución en mediciones de peso	1 g o 0.05oz
Alimentación	2 Bateria AAA
Bandeja	Plástica de 1.5 litros
Unidades de medición	Kg, gr, oz y lb

Fuente: (Camry Electronic, 2012)



Figura 118. Balanza digital
Fuente: (Camry Electronic, 2012)

El peso de la materia prima en bruto por quintales se pesa directamente del proveedor utilizando instrumentación analógica especial de alta capacidad.

Como nota adicional se establece que los sensores utilizados para la determinación de la humedad relativa del producto, del aire (DHT11) y la temperatura (DHT11 y DS19B20) fueron descritos en detalle en secciones anteriores

6.3 Tabulación de Datos

Los datos obtenidos en las pruebas realizadas en la cámara de deshidratado se tabulan a continuación:

Tabla 87
Pruebas realizadas en cámara de deshidratado

Tiempo (min)	Temperatura del aire en la cámara de deshidratado (°C)	Humedad relativa del aire en la cámara de deshidratado (%RH)	Temperatura de las paredes de la cámara de deshidratado (°C)	Velocidad del aire en la cámara de deshidratado (m/s)
0	27.44	50.00	9	0.9
1	31.50	43.00	10	0.9
2	45.44	33.00	12	0.9
3	53.63	27.00	15	0.9
4	53.69	22.00	16	1.0
5	50.88	21.00	17	1.0
10	50.29	22.00	20	1.0
20	50.27	21.00	29	1.0
30	49.50	21.00	38	1.0
40	51.56	20.00	38	1.1
50	50.84	20.00	38	1.1
60	50.75	20.00	39	1.1
70	50.91	20.00	39	1.1
80	50.44	21.00	39	1.1
90	50.97	21.00	38	1.1
100	50.44	21.00	38	1.1
110	50.12	20.00	38	1.1
120	51.38	20.00	39	1.1
130	50.91	20.00	39	1.2
140	49.94	20.00	39	1.2
150	51.48	20.00	38	1.2
160	49.97	20.00	38	1.2
170	50.81	20.00	39	1.2
180	51.38	20.00	39	1.2
190	50.12	21.00	39	1.2
200	50.56	20.00	39	1.3
210	51.38	20.00	39	1.3
220	50.91	21.00	39	1.3
230	50.97	20.00	39	1.3
240	50.44	21.00	39	1.3
250	50.38	21.00	38	1.3
260	49.98	21.00	39	1.3
270	50.13	20.00	39	1.2
280	49.63	20.00	39	1.2
290	50.94	21.00	39	1.3
300	50.23	21.00	39	1.3

Los datos obtenidos en las pruebas realizadas en el intercambiador de calor se tabulan a continuación:

Tabla 88
Pruebas realizadas en intercambiador de calor

Tiempo (min)	Temperatura del aire a la salida del intercambiador de calor (°C)	Humedad relativa del aire a la salida del intercambiador de calor (%RH)	Velocidad del aire a la entrada del intercambiador de calor (m/s)	Velocidad del aire a la salida del intercambiador de calor (m/s)
0	27	50.00	15.1	1.6
1	39	44.00	15.1	1.6
2	60	33.00	15.1	1.7
3	94	26.00	15.0	1.7
4	98	23.00	15.1	1.8
5	85	21.00	15.1	1.9
10	86	22.00	15.1	1.9
20	85	21.00	15.1	1.9
30	85	21.00	15.0	2.0
40	85	20.00	15.0	1.9
50	86	20.00	15.0	2.0
60	85	20.00	15.0	1.9
70	86	20.00	15.1	1.9
80	85	21.00	15.1	2.0
90	86	20.00	15.1	1.9
100	86	21.00	15.1	1.9
110	86	20.00	15.1	2.0
120	86	20.00	15.1	2.1
130	86	20.00	15.1	2.1
140	86	20.00	15.1	2.1
150	85	21.00	15.2	2.1
160	85	20.00	15.2	2.0
170	85	20.00	15.2	2.0
180	86	20.00	15.1	1.9
190	86	21.00	15.1	1.9
200	86	20.00	15.1	1.9
210	85	20.00	15.2	1.9
220	86	20.00	15.2	2.0
230	86	20.00	15.2	2.0
240	86	21.00	15.2	1.9
250	86	21.00	15.2	1.9
260	86	21.00	15.2	1.9
270	86	20.00	15.2	2.0
280	86	20.00	15.2	1.9
290	86	20.00	15.2	1.9
300	86	21.00	15.2	1.9

Los datos obtenidos en las pruebas realizadas en el entorno de la línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales se tabulan a continuación:

Tabla 89

Pruebas realizadas en el entorno del equipo

Tiempo (min)	Temperatura del aire en el entorno (°C)	Humedad del aire en el entorno (%RH)	Velocidad del aire en el entorno (m/s)
0	25	50.00	0.0
1	25	51.00	0.0
2	25	52.00	0.0
3	25	51.00	0.0
4	25	51.00	0.0
5	25	51.00	0.0
10	25	52.00	0.0
20	25	52.00	0.0
30	25	52.00	0.0
40	25	52.00	0.0
50	25	52.00	0.0
60	25	52.00	0.0
70	25	52.00	0.0
80	25	52.00	0.0
90	24	52.00	0.0
100	24	51.00	0.0
110	24	51.00	0.0
120	24	51.00	0.0
130	24	51.00	0.0
140	24	51.00	0.0
150	25	51.00	0.0
160	25	51.00	0.0
170	25	51.00	0.0
180	25	51.00	0.0
190	25	51.00	0.0
200	25	50.00	0.0
210	25	50.00	0.0
220	25	50.00	0.0
230	25	50.00	0.0
240	25	49.00	0.0
250	25	49.00	0.0
260	25	49.00	0.0
270	25	49.00	0.0
280	25	49.00	0.0
290	25	48.00	0.0
300	25	48.00	0.0

Los datos obtenidos en las pruebas realizadas en los vegetales que se deshidrataron se tabulan a continuación:

Tabla 90
Pruebas realizadas en los vegetales deshidratados

Tiempo (min)	Humedad Residual del Vegetal (% RH)	Peso del Vegetal (10 muestras) (gr)	Peso total de la producción diaria (lb)
0	82.00	32	100
1	82.00	32	99
2	82.00	32	99
3	82.00	32	99
4	82.00	32	99
5	82.00	32	99
10	82.00	32	98
20	82.00	32	96
30	81.00	32	95
40	78.00	29	90
50	74.00	28	87
60	73.00	28	86
70	70.00	27	84
80	67.00	26	81
90	65.00	25	78
100	64.00	23	71
110	62.00	22	68
120	59.00	21	65
130	57.00	19	59
140	51.00	18	56
150	47.00	17	53
160	46.00	17	53
170	40.00	16	51
180	39.00	16	50
190	35.00	15	47
200	34.00	15	46
210	31.00	14	43
220	30.00	14	43
230	29.00	13	40
240	23.00	12	38
250	22.00	12	37
260	17.00	11	34
270	17.00	11	33
280	16.00	10	31
290	15.00	9	28
300	15.00	8	21

6.4 Graficas con Respecto a Datos Tabulados

Los datos obtenidos en las pruebas realizadas en la cámara de deshidratado se grafican a continuación:

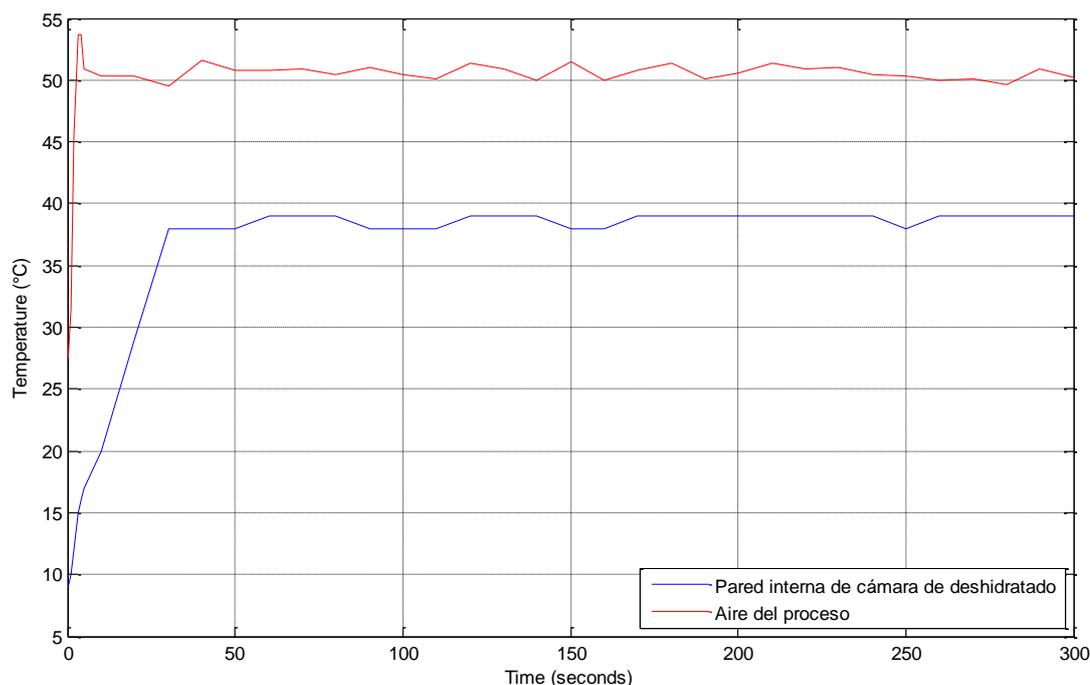


Figura 119. Temperaturas del proceso – Cámara de deshidratado

Como se puede apreciar en la figura 119 la temperatura del proceso sigue la referencia establecida de 50 grados controlando la influencia de las perturbaciones presentes en determinados puntos de la deshidratación.

La temperatura de la pared de la cámara de deshidratado (figura 119) se obtuvo en el punto más lejano de la misma y su tasa de variación no es alta debido a que el metal con el cual está fabricado posee inercia térmica.

La humedad relativa del aire perteneciente al proceso tiene una clara tendencia a establecerse en 20%, su variación en estado estacionario es de aproximadamente uno por ciento de RH. (Ver figura 120)

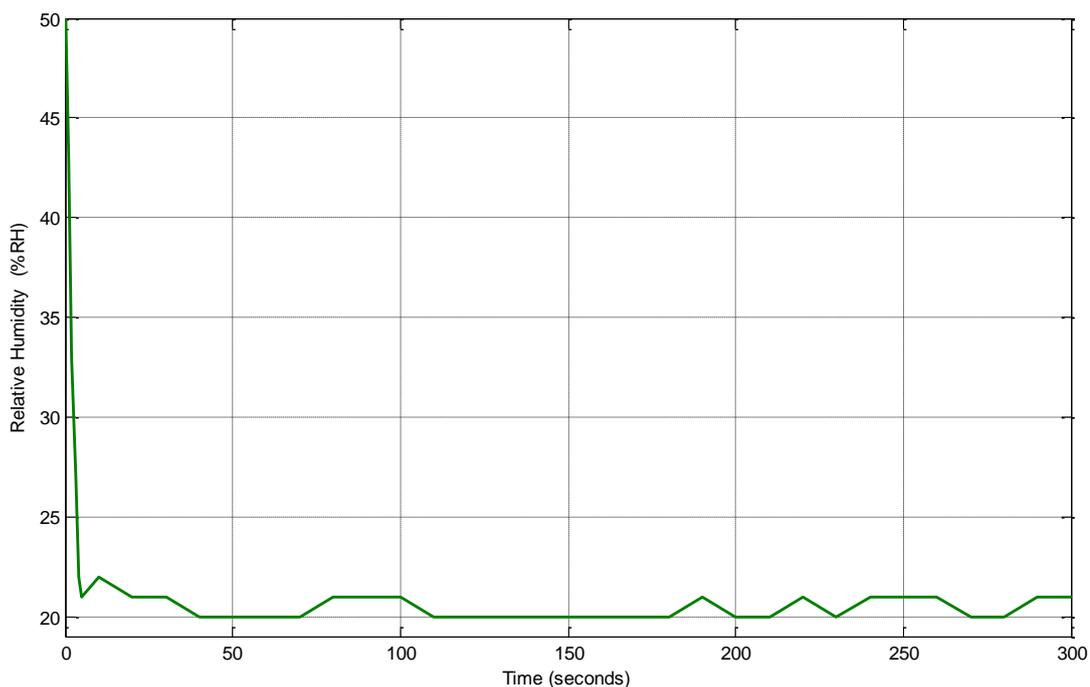


Figura 120. Humedad relativa del aire – Cámara de deshidratado

La velocidad del aire en la cámara de deshidratado tiene a elevarse cuando la temperatura de este fluido es mayor. (Ver figura 121)

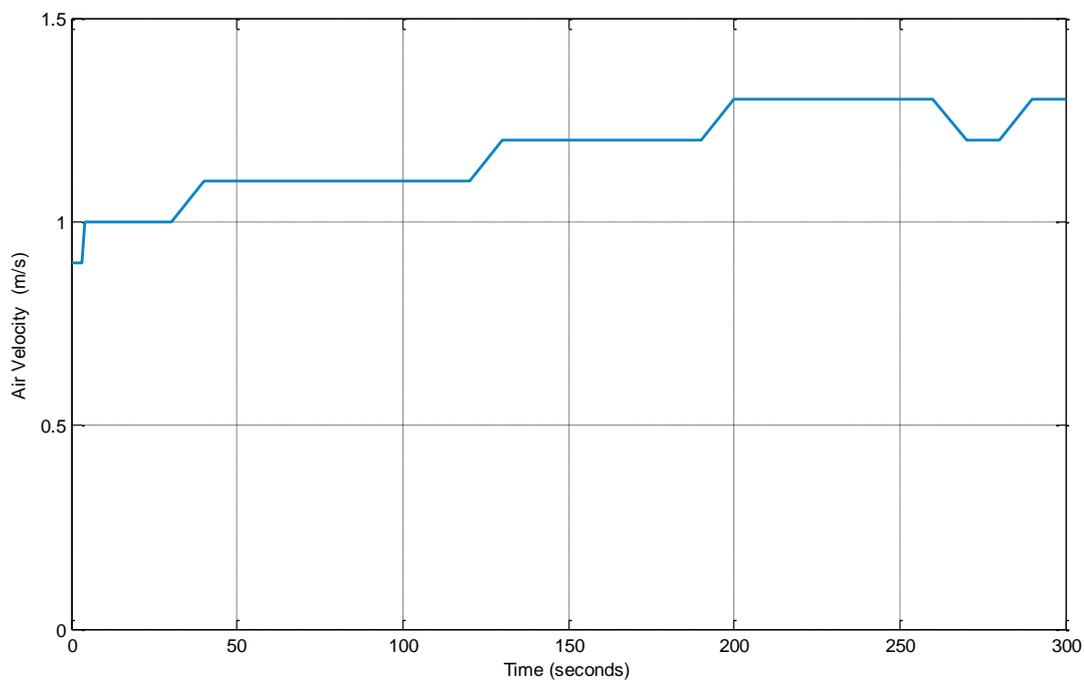


Figura 121. Velocidad del aire – Cámara de deshidratado

Los datos obtenidos en las pruebas realizadas en el intercambiador de calor se grafican a continuación:

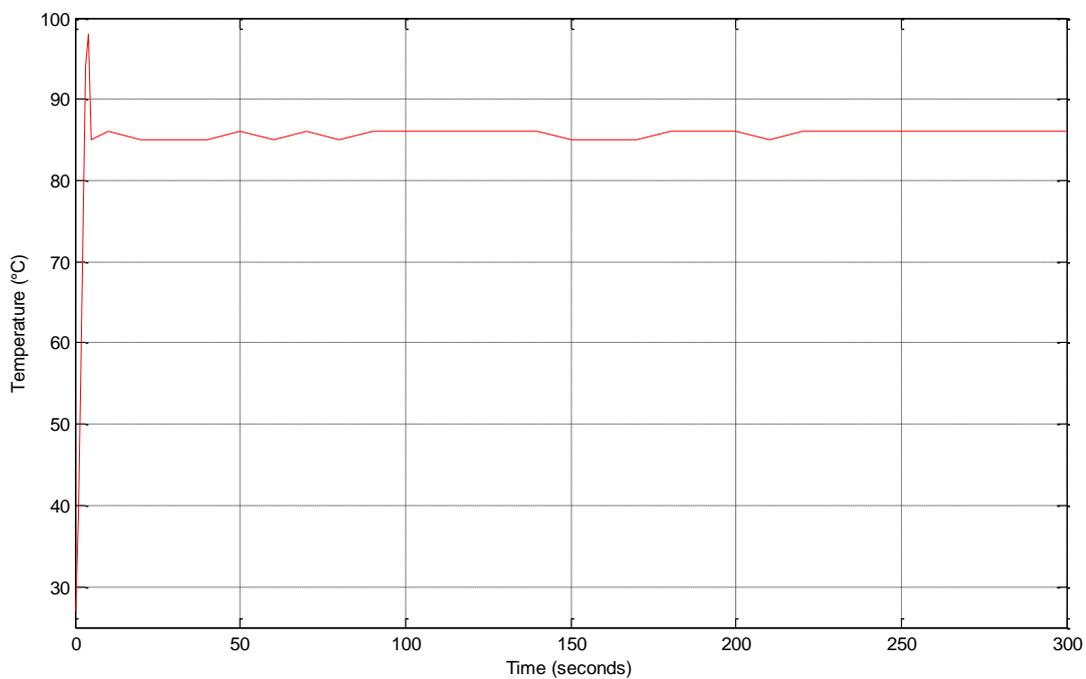


Figura 122. Temperatura del aire – Salida del intercambiador de calor

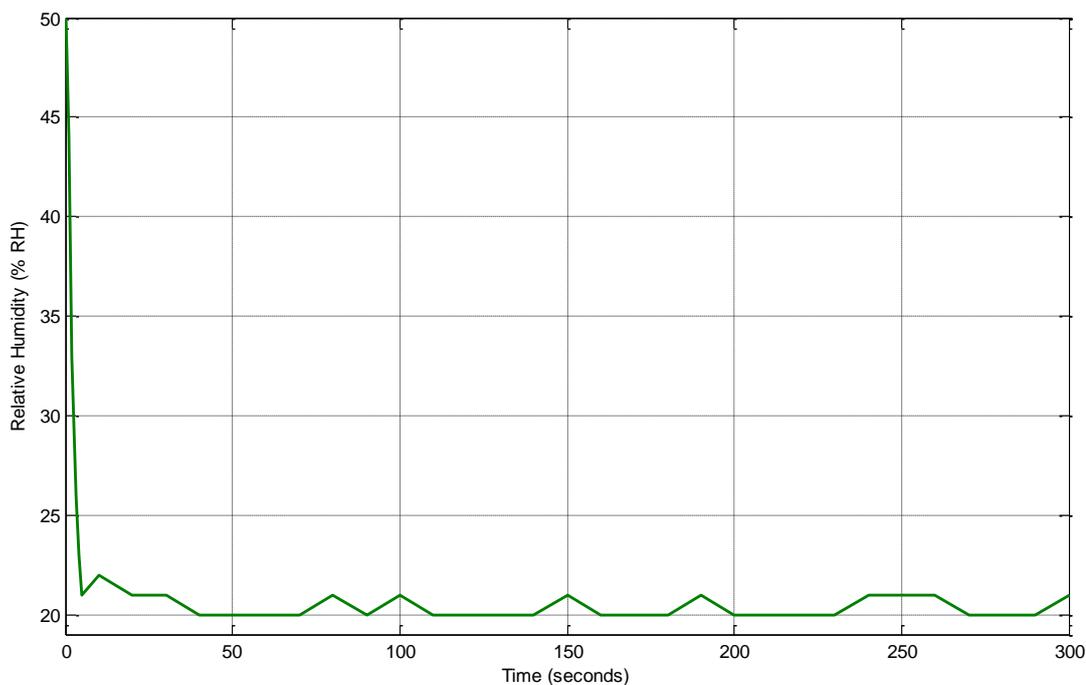


Figura 123. Humedad relativa del aire – Salida de intercambiador de calor

Los valores de temperatura son ligeramente mayores a los obtenidos en la cámara de deshidratado debido a las pérdidas generadas en los accesorios (ver figura 122); por otro lado los valores de humedad relativa se estabilizan mayor tiempo en 20 % (ver figura 123) debido a que en esta sección el aire del proceso todavía no están en contacto con perturbaciones del exterior.

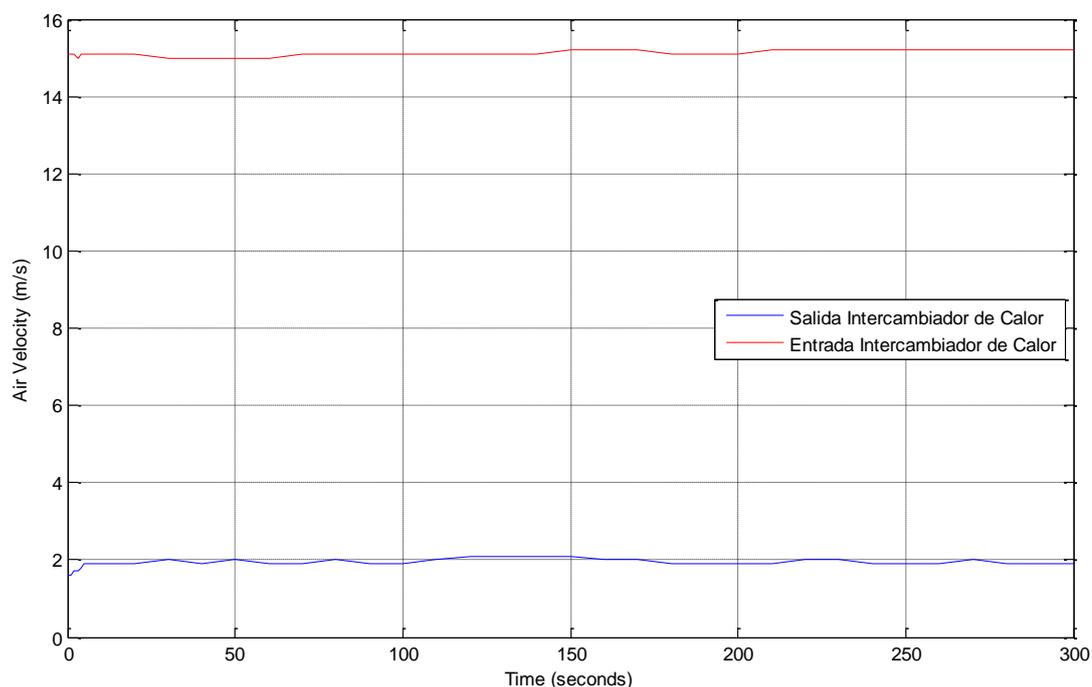


Figura 124. Velocidad del aire – intercambiador de Calor

La velocidad del aire a la entrada del intercambiador de calor es mucho más grande que la obtenida a la salida del mismo, esto se debe a que este gas al tener una resistencia al flujo (tubos) se acumula, varía su volumen y aumenta su presión, además: las diferentes secciones en los accesorios contribuyen a que se produzca este fenómeno.

Los datos obtenidos en las pruebas realizadas en los vegetales que se deshidrataron se grafican a continuación:

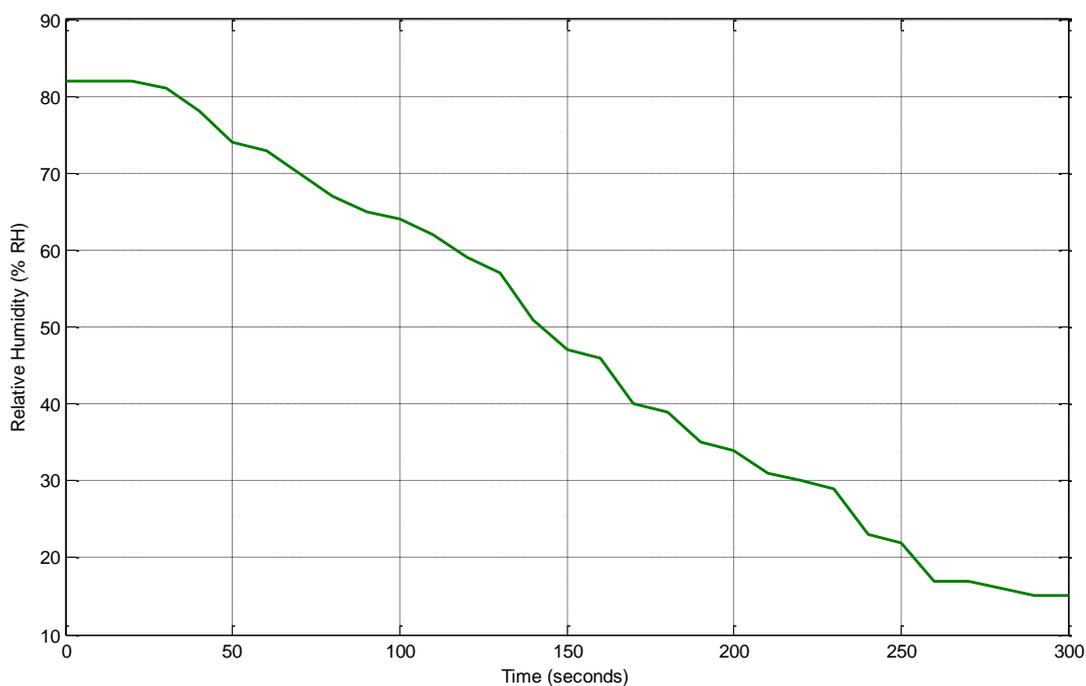


Figura 125. Humedad relativa – Vegetal del proceso (manzana)

El proceso de deshidratado permitió variar un 67% la humedad relativa contenida en los vegetales procesados (manzana), rango que es aceptable para el consumo humano en un transcurso de 300 minutos optimizando el proceso en 60 minutos del planteado en los objetivos.

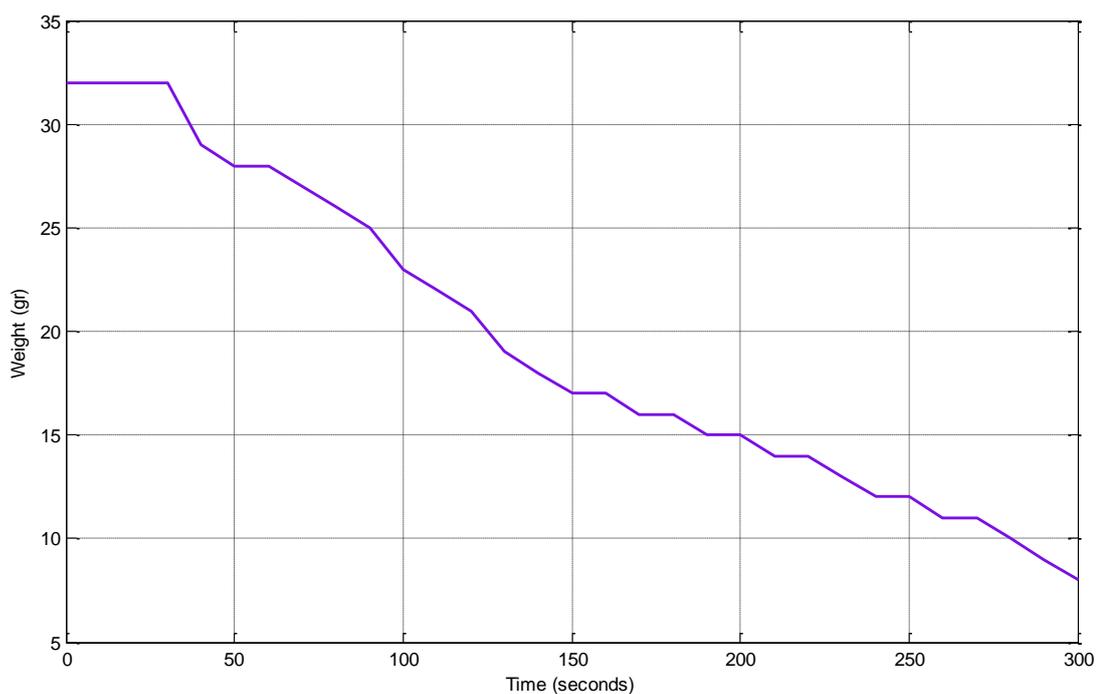


Figura 126. Peso de 10 muestras de manzana durante el proceso.

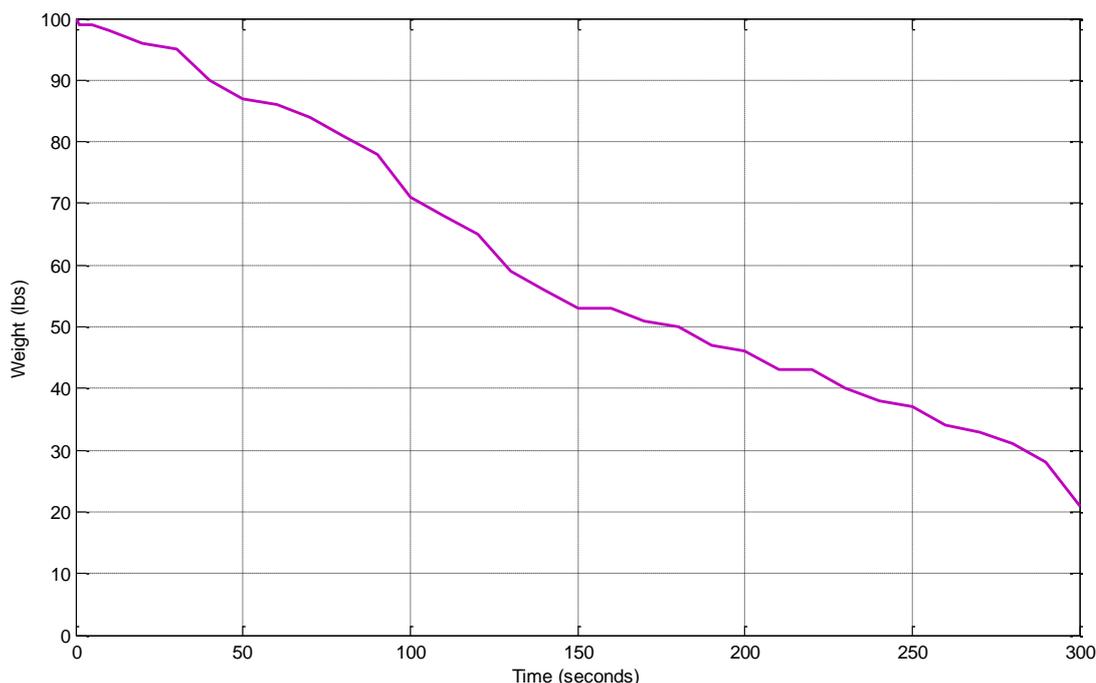


Figura 127. Peso de la masa total procesada (100 libras de manzana)

El peso de la masa total procesada tuvo una reducción de 79 libras las cuales pertenecían al agua contenida en las 100 libras de vegetales procesados, con esta reducción de humedad se asegura que el producto procesado resistirá bajo condiciones asépticas, mayor tiempo sin oxidarse y podrirse siendo apto para el consumo humano. Los 24 gramos perdidos en las diez muestras de trozos de fruta medidos con la balanza digital de esta forma por restricciones de rango permiten obtener indirectamente el peso perdido de 2.4 gramos por unidad de producto comestible (corte de manzana).

6.5 Pruebas Realizadas al Controlador PID

A continuación se indican dos pruebas realizadas para obtener la respuesta del sistema para los valores de referencia mínimo y máximo posibles dentro del proceso de deshidratado siendo 60 y 70 °C respectivamente.

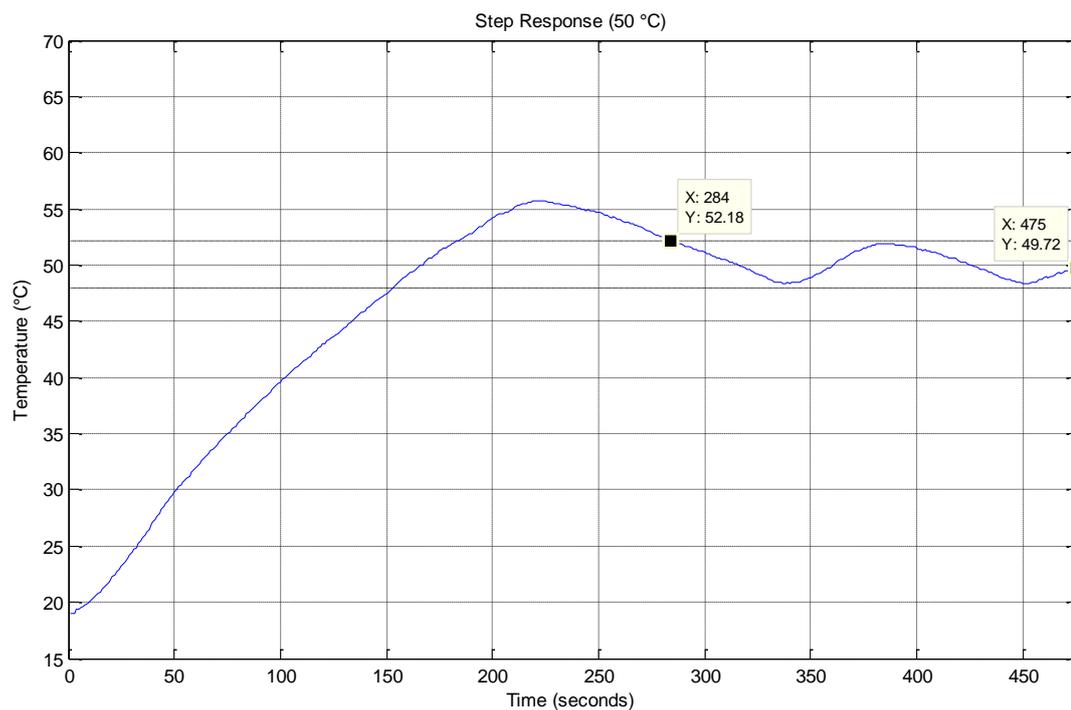


Figura 128. Respuesta del sistema a escalón de temperatura de 50°C

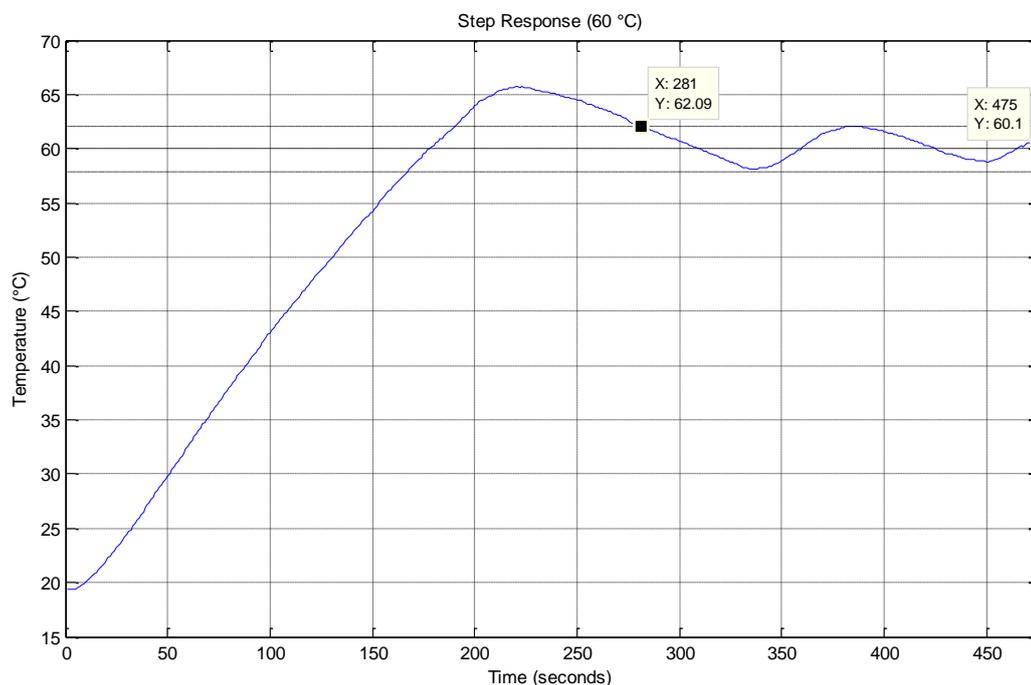


Figura 129. Respuesta del sistema a escalón de temperatura de 60°C

Como se puede apreciar las dos respuestas del sistema poseen un tiempo de establecimiento en la franja del 3.5 % de error menor a cinco minutos, la diferencia con el sistema teórico radica en que en el real se

produce un sobre pico debido a la inercia térmica de los tubos y oscilaciones dentro del límite de error requerido debido al encendido y apagado del quemador en condiciones de borde mínimas.

Cabe recalcar que antes de realizar todas las pruebas descritas en este capítulo se procedió a sintonizar y programar el control PID de la planta real para que cumpliera con los objetivos específicos planteados en el presente proyecto obteniendo las siguientes constantes similares a las teóricas:

$$K_{p \text{ programado}} = 10,23$$

$$K_{i \text{ programado}} = 0.03$$

$$K_{d \text{ programado}} = 56.78$$

CAPÍTULO 7

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

7.1 Análisis de Costos

El diseño, la implementación y la puesta en marcha de la línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales genera dos tipos de costos para la empresa auspiciante AmbaFood's que según su variabilidad se clasifican en:

- Costos Fijos
- Costos Variables

7.1.1 Costos Fijos

Son costos que no sufren alza ni baja de precios durante periodos de tiempo establecidos como meses o años y no dependen de la producción o ventas que posea la empresa, para la línea de lavado y deshidratado de vegetales se consideraron los siguientes costos como fijos:

- Maquinaria
- Salarios
- Adecuaciones de la infraestructura

7.1.1.1 Costos de Maquinaria

La determinación del costo de la línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales se analiza como se indica a continuación:

- Costo de materiales mecánicos
 - Costo de materiales eléctricos / electrónicos
 - Costo de equipamiento
 - Costo de mano de obra
 - Costo de transporte
- **Costo de Materiales Mecánicos**

Los materiales mecánicos (ver tabla 91) son las materias primas utilizadas en la construcción del sistema térmico, de ventilación y de lavado.

Tabla 91
Costo de materiales mecánicos

Materiales	Especificación	Cant	Valor Unitario	Valor Total
Plancha	Acero al carbono, 4x8 (pies), 2.8 (mm)	2	69,12	138,24
Plancha	Acero al carbono, 4x8 (pies), 0.7 (mm)	3	17,28	51,84
Plancha	Acero galvanizado, 4x8 (pies), 0,7 (mm)	3	58,84	176,52
Plancha	Acero inoxidable 304, 4x8 (pies), 0.7 (mm)	1	88,70	88,70
Tubo cuadrado	Acero al carbono, 25 (mm), 1,5(mm)	9	17,52	157,68
Tubo redondo	Sin costura, diámetro nominal 3/4", cédula 40	14	20,68	289,52
Ángulo	Acero al carbono, 25 (mm), 2 (mm)	6	14,50	87,00
Ángulo	Acero inoxidable 304, 25 (mm), 2 (mm)	2	26,30	105,20
Lana de vidrio	Rollo, 25 (mm)	1	142,35	142,35
Cemento refractario	Kilogramo	15	1,33	19,95
Malla	Plástica / metro	4	4,72	18,88
Manguera de GLP	Tipo industrial / metro	3	1,20	3,60
Pernos	Varios	1	4,00	4,00
Tuercas	Varios	1	2,00	2,00
Remaches	Pop 1 / 8x5 / 16	50	0,02	0,90
Tornillo	Máquina 1 / 8x2 / 2	50	0,03	1,50
Listones de madera	Cuadrados, 25 (mm) / metro	18	1,50	27,00
Tornillos		1	1,24	1,24
Accesorios tubería	Bushing, reductores, codos / varias medidas	1	22,95	22,95
TOTAL (Precios incluyen I.V.A.)				1288,14

– **Costo de Materiales Eléctricos / Electrónicos**

Son los costos con respecto a aquellos materiales que requieren de energía eléctrica para su funcionamiento y sus accesorios (ver tabla 92).

Tabla 92
Costo de materiales eléctricos

Materiales	Especificación	Cant.	Valor Unitario	Valor Total
Raspberry Pi	Versión b	1	80,00	80,00
Arduino Uno	Uno	1	37,00	37,00
Arduino Mega	Mega	1	60,00	60,00
Cable con terminal	Paquete de 45 cables varios terminales	1	14,00	14,00
Monitor	22 pulgadas	1	180,00	180,00
Adaptador	VGA a HDMI	1	20,00	20,00
Sensor DHT 11	Temperatura y humedad	1	15,00	15,00
Servo motor	Modelo: HI - TEC / HS - 311	2	12,50	25,00
Teclado	Resistente al agua	1	12,00	12,00
Mouse USB	USB, sensor infrarrojo	1	8,00	8,00
Caja	Protección de Raspberry Pi	1	14,00	14,00
Fuente de poder	5 voltios, 2 Amperios	1	38,00	38,00
Módulo	Relés para Arduino	1	40,00	40,00
Kit de encendido	Llama piloto / electroválvula / sensor de llama	1	120,00	120,00
Electroválvula	120 V, 60 Hz, 3/8"	3	41,55	124,65
Venterol	Cañón de 4"	1	139,71	139,71
Contactador	110 V, 30 A, monofásico	1	15,00	15,00
Fusible	Cartucho / 16 A	1	0,40	0,40
Porta fusible	Tipo Din	1	8,00	8,00
Riel	Tipo Din / metálico/ metro	2	2,10	4,20
Cable flexible	Número 16 / metro	40	0,30	12,00
Cobre cable	Flexible / 1" / metro	7	0,25	1,75
Entrada para cable	Metálico / 1"	4	0,35	1,40
Bornera	Tipo Din	3	1,20	3,60
Selector	ON / OFF	1	2,60	2,60
Armario	Para operaciones de control	2	22,00	44,00
Canaletas	Plástica / 1"	2	1,50	3,00
Otros	Material eléctrico / electrónico	1	5,70	5,70
TOTAL (Precios incluyen I.V.A.)				1029,01

– **Costo de Equipamiento**

Son costos producto del esfuerzo físico, intelectual y hora máquina producto de la construcción e implementación del equipo (ver tabla 93).

Tabla 93
Costo de equipamiento

Materiales	Especificación	Cant.	Valor Unitario	Valor Total
Quemador	50000 BTU/h	2	54.21	108.42
Cilindro de GLP	2 kg/h	1	60.00	60.00
Regulador de GLP	2 kg/h	1	12.50	12.50
Fregadero Empotrable	1 pozo, 0.8(m) x 0.5(m) x 0.25 (m)	1	116.48	116.48
TOTAL				297.46

– **Costo de Mano de Obra**

Son costos producto del esfuerzo físico, intelectual y hora máquina producto de la construcción e implementación del equipo (ver tabla 94).

Tabla 94
Costo de mano de obra

Descripción	Valor (\$)
Mano de obra y taller - Construcción del sistema térmico	1200.00
Mano de obra y taller - Construcción de accesorios	200.00
TOTAL	1400.00

– **Costo de Transporte**

Son costos producto de transportar los diferentes sistemas pertenecientes a la línea de lavado y deshidratado de vegetales desde los talleres donde se llevó a cabo la construcción hasta la empresa AmbaFood's (ver tabla 95).

Tabla 95
Costo de transporte

Descripción	Valor (\$)
Contratación de transporte	15.00
Alquiler de tecla	30.00
Instalación del equipo en planta	40.00
TOTAL	85.00

– **Costo de Total de la Maquinaria**

El costo total de la maquinaria se obtiene a partir de la suma de los costos de materiales mecánicos, eléctricos y/o electrónicos, equipamiento, mano de obra y transporte como se indica en la siguiente tabla:

Tabla 96
Costo total de la maquinaria

Descripción	Valor
Materiales Mecánicos	1288,14
Materiales eléctricos / electrónicos	1029,01
Equipamiento	297,46
Mano de obra	1400,00
Transporte	85,00
TOTAL	4099.61

7.1.1.2 Costos de Infraestructura

Este costo surge debido a que la infraestructura donde funciona la línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales carecía de ciertas características que son requeridas para un óptimo funcionamiento de la misma y que aseguran la integridad física del operario, estas adecuaciones se las presenta en la tabla 97:

Tabla 97
Costos de infraestructura

#	Descripción	Valor (\$)
1	Instalación de chimenea de extracción de gases	25.00
2	Colocación de lavabo y accesorios para limpieza de vegetales	80.00
3	Pintura del interior de las instalaciones	20.00
4	Modificación a la entrada de acceso de las instalaciones	15.00
5	Implementos de seguridad	30.00
TOTAL		170.00

7.1.1.3 Depreciación de Bienes Materiales

Para poder introducir los costos de la maquinaria y las adecuaciones en infraestructura a los productos deshidratados a comercializar se debe calcular la depreciación estos estamentos a lo largo de 10 años dentro de los cuales poseen valor en libros contables:

Tabla 98

Depreciación de la maquinaria e infraestructura

Año	Depreciación Anual (\$)	Valor en Libros Contables (\$)
1	426.96	4269.60
2	426.96	3842.64
3	426.96	3415.68
4	426.96	2988.72
5	426.96	2561.76
6	426.96	2134.80
7	426.96	1707.84
8	426.96	1280.88
9	426.96	853.92
10	426.96	426.96

7.1.1.4 Costos de Salarios

La línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales está diseñada para funcionar en conjunto con un operario cuyas principales funciones son la preparación de la materia prima, selección de proceso mediante interfaz humano máquina, empaque del producto terminado, entre otras. El costo de que se debe asumir por la contratación de un operario viene analizado en la tabla 99:

Tabla 99

Análisis de costos por concepto de salarios

Descripción	Valor	Repetición del rubro anualmente	Número de operarios	Valor a pagar anualmente
Salarios	354.00	12	1	4248.00
Décimos	354.00	2	1	708.00
Vacaciones	177.00	1	1	177.00
TOTAL				5133.00

7.1.1.5 Costos Fijo Unitario

El costo fijo unitario se calcula de acuerdo al total de gramos de masa seca que se deshidratarán en el año y el costo fijo total anual:

Tabla 100

Masa seca procesada en el año

Nombre	Días de Producción en el año	Masa seca procesada en el día (gr)	Masa seca procesada en el año (gr)
Manzana	25	8,4391	210976,74
Durazno	20	6,6380	132760,98
Uvilla	30	10,8000	324000,00
Banano	30	13,3412	400235,29
Uva	10	10,6729	106729,41
Frutilla	20	6,8901	137802,53
Ají Serrano	15	12,8864	193295,45
Pimiento	15	4,9846	74769,23
Cebolla	15	4,9304	73956,52
Zanahoria	25	5,7906	144765,96
Choclo	25	12,6000	315000,00
Arveja	25	10,5840	264600,00
TOTAL			2378892,12

$$C. F. U. = \frac{\text{depreciación anual} + \text{costos por salarios}}{\text{masa seca procesada en el año}} \quad (148)$$

Dónde:

C. F. U. = costo fijo unitario

Reemplazando se obtiene:

$$C. F. U. = \frac{426.96 + 5133.00}{2378892.12}$$

$$C. F. U. = 0.0023372 \left(\frac{\$}{gr.} \right)$$

Los valores por concepto de metro cubico de agua y kilovatio hora se han calculado utilizando los precios actualizados para el presente año y en categoría tipo industrial de 1.92 (Emapa, 2015) y 0.0989 (Conelec, 2015) dólares respectivamente.

7.1.2.2 Costo del Combustible

El sistema térmico de la línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales ha sido diseñado para operar con cilindros industriales de gas licuado de petróleo siendo el consumo del mismo indicado en la tabla 103:

Tabla 103

Consumo anual de cilindros de gas licuado de petróleo

Energía del GLP (kcal)	Energía Requerida (kcal)	Nº de Cilindros / mes	Nº de Cilindros / año
180 000	71217.02	8	96

Conociendo que el costo del cilindro industrial de gas licuado de petróleo es de 18.00 dólares (ENI, 2015) se calcula que se debe pagar a aproximadamente 1728 dólares anuales por consumo de combustible.

7.1.2.3 Costos de Mantenimiento

La línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales requiriere de mantenimiento preventivo para alargar su vida útil, el costo de este mantenimiento se especifica a continuación:

Tabla 104

Costo anual por limpieza de equipo

#	Descripción	Valor (\$)
1	Ácido per-acético	25.00
2	Implementos de limpieza	120.00
3	Implementos de aseo personal	100.00
TOTAL		145.00

Tabla 105*Costo anual por mantenimiento de componentes*

#	Descripción	Valor (\$)
1	Cambio de bobinas de electroválvulas	15.00
2	Cambio de relés – Módulo Arduino	4.00
3	Trabajo de pintura en zonas de desgaste	20.00
4	Mano de obra	10.00
TOTAL		49.00

Tabla 106*Costo anual mantenimiento de intercambiador de calor*

#	Descripción	Valor (\$)
1	Utilería especial para limpieza de tubos	10.00
2	Silicona para juntas	2.00
3	Mano de obra	20.00
TOTAL		22.00

El costo total anual que implica el mantenimiento preventivo de la línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales es de 216 dólares.

7.1.2.4 Costos de Materia Prima

Los costos de la materia prima se han obtenido de una investigación realizada en mercados, a continuación se presentan precios seleccionados para la materia prima que poseen una mejor relación costo contra calidad:

Tabla 107*Costos de Materia Prima*

Nombre	Masa (kg)	Costo por kg (\$)	Costo Diario (\$)	Días de Producción en el Año	Costo Anual (\$)
Manzana	45,359	2,25	102,06	25	2551,44
Durazno	45,359	1,93	87,54	20	1750,86
Uvilla	45,359	1,88	85,27	30	2558,25
Banano	45,359	0,71	32,20	30	966,15
Uva	45,359	1,56	70,76	10	707,60
Frutilla	45,359	2,21	100,24	20	2004,87
Ají Serrano	45,359	0,80	36,29	15	544,31
Pimiento	45,359	1,09	49,44	15	741,62
Cebolla	45,359	0,92	41,73	15	625,95
Zanahoria	45,359	0,80	36,29	25	907,18
Choclo	45,359	2,09	94,80	25	2370,01
Arveja	45,359	2,85	129,27	25	3231,83
Empaques	N/A	N/A	10,57	255	2696,08
Añadidos	N/A	N/A	0,15	255	38,25
TOTAL					21694,39

7.1.2.5 Costo Variable Unitario

El costo variable unitario se calcula mediante el conocimiento del precio con respecto al gramo de cada variedad de vegetal a deshidratar, además de la proporción de servicios básicos, combustible y mantenimiento que se requiere para producir el peso enunciado en la tabla 100, a continuación se presentan los costos variables unitarios para cada variedad de vegetal:

Tabla 108
Masa fresca a deshidratar anualmente

Nombre	Costos (\$)				Costo Variable Unitario (\$)
	Servicios básicos anuales	Combustible anual	Mantenimiento anual	Materia prima anual	
Manzana	29,31	153,25	19,1564	2790,5507	0,01418
Durazno	18,44	96,44	12,0545	1901,3198	0,01528
Uvilla	45,01	235,35	29,4187	2925,4476	0,00999
Banano	55,60	290,73	36,3408	1419,7467	0,00450
Uva	14,83	77,53	9,6909	828,5604	0,00872
Frutilla	19,14	100,10	12,5123	2161,0440	0,01664
Ají Serrano	26,85	140,41	17,5510	763,3762	0,00491
Pimiento	10,39	54,31	6,7889	826,3581	0,01201
Cebolla	10,27	53,72	6,7151	709,7716	0,01055
Zanahoria	20,11	105,16	13,1445	1071,2481	0,00836
Choclo	43,76	228,81	28,6015	2727,0078	0,00961
Arveja	36,76	192,20	24,0253	3531,7088	0,01430

7.1.3 Costos Totales

Los costos totales se determinan para cada gramo de las variedades de vegetales a deshidratar (costo total unitario) mediante la siguiente expresión:

$$C. T. U = C. F. U. + C. V. U. \quad (149)$$

Dónde:

C. T. U = costo total unitario

C. F. U = costo fijo unitario

C. V. U. = costo variable unitario

Los resultados con respecto a los cálculos de los costos totales unitarios se publican en la tabla 109:

Tabla 109
Costos totales unitarios

Nombre	C.F.U. (\$)	C.V.U. (\$)	C.T.U. (\$)
Manzana	0,00237924	0,01418	0,01656
Durazno	0,00237924	0,01528	0,01766
Uvilla	0,00237924	0,00999	0,01236
Banano	0,00237924	0,00450	0,00688
Uva	0,00237924	0,00872	0,01110
Frutilla	0,00237924	0,01664	0,01902
Ají Serrano	0,00237924	0,00491	0,00728
Pimiento	0,00237924	0,01201	0,01439
Cebolla	0,00237924	0,01055	0,01293
Zanahoria	0,00237924	0,00836	0,01074
Choclo	0,00237924	0,00961	0,01199
Arveja	0,00237924	0,01430	0,01668

7.1.4 Egresos

A continuación se indican los egresos generados por la producción de la línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales (primer año):

Tabla 110
Egresos para el primer año de funcionamiento

Nombre	Masa seca procesada en el año (gr)	C.T.U. por gramo (\$)	Egresos anuales (\$)
Manzana	210976,74	0,01656	3494,23
Durazno	132760,98	0,01766	2344,12
Uvilla	324000,00	0,01236	4006,10
Banano	400235,29	0,00688	2754,67
Uva	106729,41	0,01110	1184,54
Frutilla	137802,53	0,01902	2620,66
Ají Serrano	193295,45	0,00728	1408,08
Pimiento	74769,23	0,01439	1075,74
Cebolla	73956,52	0,01293	956,44
Zanahoria	144765,96	0,01074	1554,09
Choclo	315000,00	0,01199	3777,64
Arveja	264600,00	0,01668	4414,24
TOTAL			29590,57

7.1.4 Ingresos

Para determinar los ingresos producto de la venta de las frutas y verduras deshidratadas se debe calcular en primera instancia el valor de venta al público para cada variedad de vegetal el cual incluye el costo total unitario, un porcentaje de ganancia del 45% y el impuesto al valor agregado.

$$P.V.P. = C.T.U. * 1.57 \quad (150)$$

Dónde:

P.V.P. = precio de venta al público (\$)

C.T.U. = costo total unitario (\$)

Los resultados con respecto al cálculo del precio de venta al público e ingresos producto de las ventas anuales de los vegetales deshidratados se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 111

Precio de venta al público e ingresos anuales producto de la comercialización de los vegetales deshidratados a producirse

Nombre	C.T.U. por gramo (\$)	P.V.P. por gramo (\$)	Masa seca procesada en el año (gr)	Ingresos anuales (\$)
Manzana	0,01656	0,02600	210976,74	5485,94
Durazno	0,01766	0,02772	132760,98	3680,27
Uvilla	0,01236	0,01941	324000,00	6289,58
Banano	0,00688	0,01081	400235,29	4324,83
Uva	0,01110	0,01742	106729,41	1859,73
Frutilla	0,01902	0,02986	137802,53	4114,44
Ají Serrano	0,00728	0,01144	193295,45	2210,69
Pimiento	0,01439	0,02259	74769,23	1688,91
Cebolla	0,01293	0,02030	73956,52	1501,61
Zanahoria	0,01074	0,01685	144765,96	2439,93
Choclo	0,01199	0,01883	315000,00	5930,90
Arveja	0,01668	0,02619	264600,00	6930,36
TOTAL				46457,20

7.2 Análisis Financiero

El análisis financiero se realiza mediante el análisis de la rentabilidad del negocio para determinar si la implementación de la línea de lavado y deshidratado de vegetales resultó beneficiosa para la empresa AmbaFood's.

7.2.1 Flujo de Caja

Representan las ganancias generadas por la línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales a lo largo de su vida útil, se calcula mediante la diferencia entre la proyección de ingresos y egresos (con una tasa de variación del 3 % que representa el crecimiento poblacional promedio para la ciudad de Quito donde se realizarán las ventas):

Tabla 112

Proyección de ingresos a lo largo de 10 años

Año	Tasa (%)	Ingresos (\$)
2015	3	5485,94
2016	3	3680,27
2017	3	6289,58
2018	3	4324,83
2019	3	1859,73
2020	3	4114,44
2021	3	2210,69
2022	3	1688,91
2023	3	1501,61
2024	3	2439,93

Tabla 113

Proyección de egresos a lo largo de 10 años

Año	Tasa (%)	Egresos (\$)
2015	3	33690,18
2016	3	29590,57
2017	3	30478,29
2018	3	31392,64
2019	3	32334,41
2020	3	33304,45
2021	3	34303,58
2022	3	35332,69
2023	3	36392,67
2024	3	37484,45

El valor de egresos para el primer año tiene incluido el costo total de la maquinaria, además como el desarrollo del presente proyecto de graduación lo auspicio la empresa con capital propio no se incluyen intereses de financiación.

Tabla 114
Flujo de caja a lo largo de 10 años

Año	Ingresos (\$)	Egresos (\$)	Flujo de Caja (\$)
2015	46457,19	33690,18	12767,01
2016	47850,91	29590,57	18260,34
2017	49286,44	30478,29	18808,15
2018	50765,03	31392,64	19372,40
2019	52287,98	32334,41	19953,57
2020	53856,62	33304,45	20552,17
2021	55472,32	34303,58	21168,74
2022	57136,49	35332,69	21803,80
2023	58850,58	36392,67	22457,92
2024	60616,10	37484,45	23131,65
TOTAL			198275,75

7.2.3 Valor Actual Neto

El valor actual neto permite evaluar una inversión para determinar la rentabilidad de la misma, se calcula mediante la siguiente expresión:

$$V. A. N. = -\text{inversión inicial} + \sum_{n=1}^N \frac{\text{Flujos de caja}_n}{(1 + \text{tasa de interes bancario})^n} \quad (151)$$

Dónde:

inversión inicial = 4099.61 (\$)

tasa de interes bancario = 11%

Flujos de caja_n = flujo de caja para cada año en análisis

N = 10 años

Tabla 115
Cálculos para la determinación del V.A.N.

N	Flujo de Caja	Flujos de caja _n
		$(1 + \text{tasa de interés bancario})^n$
1	12767,01	11501,82
2	18260,34	14820,50
3	18808,15	13752,36
4	19372,40	12761,20
5	19953,57	11841,47
6	20552,17	10988,03
7	21168,74	10196,10
8	21803,80	9461,25
9	22457,92	8779,36
10	23131,65	8146,61
TOTAL		112248,69

Reemplazando se obtiene:

$$\text{V.A.N.} = -4099.61 + 112248.69$$

$$\text{V.A.N.} = 118149.08$$

Para evaluar el valor actual neto se deben tomar en cuenta las siguientes condiciones:

$$\text{Inversión rentable: V.A.N.} > 0$$

$$\text{Inversión no rentable: V.A.N.} < 0$$

$$\text{Inversión indiferente: V.A.N.} = 0$$

Debido a que el valor actual neto calculado para la inversión que representa la línea semiautomática de lavado y deshidratado de vegetales es muchas veces mayor a cero se puede afirmar que su implementación es rentable para la empresa AmbaFood's.

7.2.4 Tasa Interna de Retorno

Indicador financiero proporcional a la rentabilidad de una inversión y definido como el interés obtenido de igualar el valor actual neto a cero

$$\sum_{n=1}^N \text{Flujos de caja}_n / \text{inversión inicial} = \sum_{n=1}^N (1 + \text{T.I.R.})^n \quad (152)$$

Dónde:

$$\text{inversión inicial} = 4099.61 (\$)$$

$$\sum_{n=1}^N \text{Flujos de caja}_n = 198275.75 (\$)$$

$$N = 10 \text{ años}$$

Reemplazando se obtiene:

$$198275.75 / 4099.61 = \sum_{n=1}^{10} (1 + \text{T.I.R.})^n$$

$$\text{T.I.R.} = 0.2763 = 27.63 \%$$

Al comparar la tasa interna de retorno para la inversión realizada en la línea de lavado y deshidratado de vegetales (27.63%) con la tasa de interés que una entidad financiera pagaría por esta cantidad de dinero (11%) se llega a la conclusión que el proyecto tiene alta rentabilidad y debe llevarse a cabo.

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 CONCLUSIONES

Mediante la investigación de la aplicabilidad, manejo y programación de nuevas tecnologías electrónicas se pudo desarrollar un controlador cuyas prestaciones en cuanto a funcionalidad, fiabilidad, costo y estética fueron satisfactorias en comparación con equipos comerciales dedicados a la misma actividad.

En la práctica mediante realización de pruebas piloto en distintos vegetales se determinó la necesidad de un control del flujo másico del aire entrante al proceso de deshidratado debido a que si se requiere obtener una humedad relativa final en el producto aproximada a la utilizada en los cálculos teóricos en seis horas de procesamiento: se deben utilizar los parámetros adecuados para cada vegetal; caso contrario la fruta o verdura tiende a secarse más de lo requerido perdiendo su sabor o su humedad final es demasiada alta requiriendo así de más horas máquina para su secado.

Se determinó que los parámetros a controlar de mayor grado de importancia en el proceso de deshidratado son la temperatura en primer lugar y el flujo másico de aire, la humedad se convirtió en una variable de carga producto del control de temperatura por lo que al examinar su comportamiento ante una entrada tipo escalón de ángulo de giro para apertura de la válvula que regula el caudal del combustible se determinó que su control no es indispensable debido a que se estabiliza en el tiempo y rangos requeridos por los objetivos.

La utilización de un control de temperatura mediante regulación de caudal de combustible y control del flujo del mismo permite ahorrar energía debido a que utiliza la inercia calorífica contenida en el intercambiador de calor producto de la transferencia de este por conducción y convección entre los gases de combustión con los tubos, a diferencia del control por encendido y apagado comercial que se utiliza en este tipo de equipos cuyo flujo volumétrico de combustible es constante y la temperatura posee varios sobre picos debido a la variación abrupta de calor al momento de los arranques del quemador.

El equipo de secado cumple su cometido satisfactoriamente debido a que en las pruebas realizadas para procesar 100 libras de manzana delicia a una temperatura de 50°C, una velocidad de aire promedio de 1.1 m/s y cinco horas de procesamiento: se logró reducir la humedad residual y el peso de las mismas en un 67% y 79% respectivamente.

El diseño mecánico para todos los componentes del sistema térmico posee un factor de seguridad mucho mayor que la unidad; es decir: sobredimensionado debido a la presencia de altas temperaturas, esto es un indicador para determinar que la durabilidad del equipo es alta y no representa un riesgo para la empresa asegurando así su vida útil según libros contables de diez años.

Debido a que el indicador financiero T.I.R. es mucho mayor la tasa de interés pagada por una entidad financiera y el V.A.N. es mayor que cero se puede afirmar que el proyecto es seguro y rentable para la empresa auspiciante AmbaFood's.

8.2 RECOMENDACIONES.

Se recomienda el empaque al vacío debido a que al no utilizarse ninguna clase de conservantes ni preservantes por experiencia se determinó que la durabilidad aproximada del producto es de dos semanas.

Se recomienda secar únicamente un producto por jornada laboral aunque estos tengan parámetros de temperatura y flujo másico de aire similares debido a que si se mezclan materias primas la humedad que desprenden cada una de ellas es diferente y puede afectar el porcentaje de esta variable contenido en el producto final.

Utilizar distintos tipos de bandejas para vegetales con características especiales como el ají cuyo sabor es altamente picante lo que ocasiona que al procesar otra fruta o verdura sobre la misma malla se generen variaciones de sabor aun si las bandejas han pasado por un riguroso proceso de lavado posterior.

Se recomienda que el tamaño de las rebanadas de fruta o verduras tengan un espesor menor a siete milímetros para que su secado sea más uniforme, rápido y no se concentren líquidos en el núcleo de los mismos, reducir el espesor ayuda a que la superficie de contacto entre el aire y el vegetal a deshidratar aumente y el calor se transporte hacia el agua contenida en el producto con mayor facilidad para la evaporación del mismo.

BIBLIOGRAFÍA

- Censo Nacional Agropecuario. (2003). *Cámara de Agricultura de la Primera Zona*.
- Catálogo de Normas INEN. (2013).
- Aguierre, J., & Llumiquingua, E. (2009). *Sistema de secado para gramíneas - Zea Mays con capacidad de 5 quintales/día para la microempresa artesanal "Molino San José"*. Sangolquí.
- Cengel, Y. (2003). *Transferencia de Calor*. México: Mc Graw Hill.
- Chapman, A. (1984). *Transmisión de calor*. Madrid: Bellisco.
- Ciarrapicos Hermanos. (2009). *Termoenergética industrial*. Obtenido de <http://www.ciarrapicoanos.com.ar/>
- COSUDE. (2005). Manual de deshidratado. *Agencia Suiza para el desarrollo y cooperación*, 42.
- Cuvero, E., & Villacis, D. (2009). *Diseño y construcción de un sistema de combustión alternativo (biomasa) para secado de maíz pelado (mote), de la asociación de trabajadores autónomos "20 de Enero" de la comunidad de Tumbiguan en la provincia de Bolívar*. Sangolquí.
- FAO. (1985). Prevention of post-harvest food losses. En *A Training manual*.
- Fritzing foundation. (2015). *Fritzing*. Obtenido de <http://fritzing.org/home/>
- Full Mecánica. (2014). *Full Mecánica*. Obtenido de <http://www.fullmecanica.com/definiciones/q/272-quemadores-atmosfericos-de-gas>
- Gálvez F., L. R. (1998). *Curso teórico práctico de fundamentos de la ingeniería*. Tébar Flores.
- Goribar, E. (2009). *Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración*. Limusa.
- Guasumba, J. (2003 - 2008). *Biocalentón*. Sangolquí.
- Hipercom. (2013). *Keelgas*. Obtenido de <http://www.keelgas.com/index/productos.htm>
- IEE electronic. (2015). *IEE electronic*. Obtenido de <http://www.ieeelectronics.net/>
- Incropera, F., & Dewitt, D. (1996). *Fundamentals of heat and mass transfer*. New York: Wiley.

Kader, A. a. (1992). Postharvest technology of horticultural crops. En A. Kader.

Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos*. Pearson.

Orrego. (2003). *Procesamiento de Alimentos*.

Tonka S.A. (2015). *Tonka gas controls*. Obtenido de
<http://www.tonkasa.com.ar/accesorios>

ANEXOS