

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SILO SECADOR
DE GRANOS DE CAFÉ CON LA UTILIZACIÓN DE
UN QUEMADOR DUAL DE COMBUSTIBLE
(GAS ACPM)**

**ROBIEL IGNACIO ARGUELLO BERMUDEZ
EDGAR ALONSO SÁNCHEZ CUADROS**

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

2005

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SILO SECADOR
DE GRANOS DE CAFÉ CON LA UTILIZACIÓN DE
UN QUEMADOR DUAL DE COMBUSTIBLE
(GAS ACPM)**

**ROBIEL IGNACIO ARGUELLO BERMÚDEZ
EDGAR ALONSO SÁNCHEZ CUADROS**

**Trabajo de grado para optar el título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
OMAR A. GELVEZ AROCHA
Ingeniero Mecánico**

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

2005

DEDICATORIA

*A mis padres Ignacio y Ana Francisca, por su amor y apoyo
incondicional en cada uno de los pasos de mi vida
A mis hermanos Yesid, Jenny e Iván, por el cariño
y comprensión que me han brindado.*

Robiel Ignacio

DEDICATORIA

*A Dios por todo lo que me ha dado
A mis padres María del Carmen y Abelardo,
por su amor, paciencia y apoyo incondicional
A mis hermanos, por su amistad y comprensión*

Edgar Alonso

AGRADECIMIENTOS

A Omar Gélvez Arocha, Ingeniero mecánico, director del proyecto, por sus enseñanzas y colaboración en la realización de este proyecto.

A Benito Bernal Monsalve, patrocinador del proyecto, por su apoyo y confianza durante el desarrollo de este trabajo de grado.

A nuestras familias, quienes nos rodearon y apoyaron en todo momento.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica por sus conocimientos compartidos y por formarnos como profesionales.

A nuestros amigos, por su amistad, por estar con nosotros en todo momento.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	20
1. EL CAFÉ	22
1.1 HISTORIA	22
1.2 ORIGEN	22
1.3 EL FRUTO	22
1.4 BENEFICIO DEL CAFÉ	23
1.4.1 Cultivo.	24
1.4.2 Cosecha.	25
1.4.3 Despulpado.	25
1.4.4 Remoción de mucílago.	26
1.4.5 Lavado.	27
1.4.6 Secado.	28
1.4.7 Almacenamiento.	29
1.5 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS Y TÉRMICAS	30
1.5.1 Área superficial del café pergamino.	30
1.5.2 Densidad aparente.	30
1.5.3 Angulo de reposo.	31
1.5.4 Calor específico.	31
1.6 CARACTERÍSTICAS SENSORIALES	32
1.7 CARACTERÍSTICAS COMERCIALES	33
1.7.1 Grano de trilla.	34
1.7.2 Contenido de humedad.	34
2. SECADO DE GRANOS	35
2.1 INTRODUCCIÓN	35
2.2 PRINCIPIO DE SECADO	36

<u>2.2.1</u>	<u>Transferencia de masa.</u>	<u>36</u>
<u>2.2.2</u>	<u>Composición y naturaleza del aire atmosférico.</u>	<u>37</u>
<u>2.2.3</u>	<u>Composición y naturaleza de los granos.</u>	<u>38</u>
<u>2.3</u>	<u>TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA EN EL SECADO</u>	
	<u>DE GRANOS</u>	<u>40</u>
<u>2.3.1</u>	<u>Ratas de secado.</u>	<u>41</u>
<u>2.3.2</u>	<u>Ecuaciones para transferencia de masa en el secado de granos.</u>	<u>42</u>
<u>2.3.3</u>	<u>Ecuaciones de transferencia de calor para el secado de granos.</u>	<u>43</u>
<u>2.3.4</u>	<u>Ecuaciones para la transferencia de calor y masa en el</u>	
	<u>secado de camadas de grano.</u>	<u>45</u>
<u>3.</u>	<u>SECADO DE GRANOS DE CAFÉ</u>	<u>48</u>
<u>3.1</u>	<u>SECADO DE GRANOS DE CAFÉ EN COLOMBIA</u>	<u>48</u>
<u>3.2</u>	<u>CONTROL DE CALIDAD DEL CAFÉ DURANTE EL PROCESO</u>	<u>48</u>
<u>3.3</u>	<u>DIFUSIÓN DE HUMEDAD DENTRO DEL GRANO DE CAFÉ</u>	<u>50</u>
<u>3.4</u>	<u>CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN</u>	<u>55</u>
<u>3.5</u>	<u>DETERMINACIÓN DE HUMEDAD</u>	<u>56</u>
<u>3.5.1</u>	<u>Prueba de secado tradicional.</u>	<u>56</u>
<u>3.5.2</u>	<u>Prueba de secado en maquina CENICAFE.</u>	<u>56</u>
<u>3.5.3</u>	<u>Prueba de secado en medidores indirectos.</u>	<u>57</u>
<u>4.</u>	<u>SISTEMAS DE SECADO</u>	<u>59</u>
<u>4.1</u>	<u>SECADO EN TERRAZAS</u>	<u>59</u>
<u>4.2</u>	<u>SECADO EN CAMADA FIJA</u>	<u>60</u>
<u>4.3</u>	<u>SECADO CONTRA CORRIENTE</u>	<u>61</u>
<u>4.4</u>	<u>SECADO DE FLUJO CONTRA-CORRIENTE O CONCURRENTE</u>	<u>62</u>
<u>4.5</u>	<u>SECADO DE FLUJO DE AIRE INVERTIDO</u>	<u>63</u>
<u>4.6</u>	<u>SECADO ESTACIONARIO</u>	<u>64</u>
<u>4.7</u>	<u>SECADOR CENICAFE</u>	<u>64</u>
<u>4.8</u>	<u>SECADOR VERTICAL DE DOS PISOS</u>	<u>65</u>

5. VENTILACIÓN	67
5.1 INTRODUCCIÓN	67
5.2 SISTEMAS DE VENTILACIÓN PARA EL SILO	68
5.2.1 Cálculo del flujo de aire en condiciones estándar.	69
5.2.1.1 Dimensionamiento de los ductos conductores.	72
5.2.2 Resistencia del sistema para el flujo de aire.	74
5.2.2.1 Caída de presión en la camada de café.	74
5.2.2.2 Caída de presión en los ductos.	76
5.2.2.3 Caída de presión en el intercambiador.	79
5.2.2.4 Caída total de presión en el sistema.	79
5.3 VENTILADOR	80
5.3.1 Clasificación.	80
5.3.1.1 Ventiladores de hélice.	80
5.3.1.2 Ventilado axial.	81
5.3.1.3 Ventilador centrífugo.	81
5.3.2 Lengüeta para el casco.	83
5.4 DIMENSIONAMIENTO DEL VENTILADOR	84
5.4.1 Corrección en el caudal.	84
5.4.2 Corrección de la presión.	85
5.4.3 Potencia del ventilador.	86
6. QUEMADORES	88
6.1 INTRODUCCIÓN	88
6.2 COMBUSTIBLES PARA EL SECADO MECÁNICO	88
6.2.1 Tipos de combustible.	89
6.2.1.1 Combustibles sólidos.	90
6.2.1.2 Combustibles líquidos.	90
6.2.1.3 Combustibles gaseosos.	91
6.3 TIPOS DE QUEMADORES	91

<u>6.3.1 Quemadores para combustibles gaseosos.</u>	<u>91</u>
<u>6.3.1.1 Quemadores de tiro atmosférico.</u>	<u>92</u>
<u>6.3.1.2 Quemadores de sellos mecánicos.</u>	<u>92</u>
<u>6.3.1.3 Quemadores de caja de aire.</u>	<u>93</u>
<u>6.3.1.4 Quemador con mezclado en tobera.</u>	<u>94</u>
<u>6.3.2 Quemadores para combustibles líquidos.</u>	<u>94</u>
<u>6.3.2.1 Vaporización por atomización.</u>	<u>95</u>
<u>6.3.3 Quemadores mixtos o duales.</u>	<u>97</u>
<u>7. DISEÑO</u>	<u>99</u>
<u>7.1 INTRODUCCIÓN</u>	<u>99</u>
<u>7.2 DISEÑO ESTRUCTURAL</u>	<u>100</u>
<u>7.2.1 Cámaras de secado.</u>	<u>100</u>
<u>7.2.1.1 Cámara inferior</u>	<u>101</u>
<u>7.2.1.1.1 Parrilla giratoria.</u>	<u>102</u>
<u>7.2.1.2 Cámara superior.</u>	<u>102</u>
<u>7.2.2 Dimensionamiento de las cámaras de secado.</u>	<u>103</u>
<u>7.2.3 Determinación del flujo de aire en la cámara.</u>	<u>104</u>
<u>7.2.4 Materiales de construcción.</u>	<u>105</u>
<u>7.3 DIRECCIONADORES PARA AIRE CALIENTE EN LOS DUCTOS</u>	<u>106</u>
<u>7.4 DISEÑO DEL VENTILADOR</u>	<u>107</u>
<u>7.4.1 Diseño del rotor.</u>	<u>107</u>
<u>7.4.2 Caja o envolvente del ventilador.</u>	<u>111</u>
<u>7.5 DISEÑO TÉRMICO</u>	<u>114</u>
<u>7.5.1 Transferencia de calor.</u>	<u>114</u>
<u>7.5.2 Transferencia de calor en la caldera.</u>	<u>114</u>
<u>7.5.3 Calculo de transferencia de calor.</u>	<u>114</u>
<u>7.5.3.1 Flujo interno.</u>	<u>114</u>
<u>7.5.3.2 Flujo externo.</u>	<u>116</u>

<u>7.5.4 Dimensionamiento de la chimenea.</u>	<u>120</u>
<u>7.5.4.1 Altura necesaria de la chimenea.</u>	<u>121</u>
<u>7.5.4.2 Diámetro de la chimenea.</u>	<u>122</u>
<u>7.5.5 Selección del quemador dual de combustible.</u>	<u>122</u>
<u>7.6 DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD</u>	<u>124</u>
<u>7.6.1 Control honeywell.</u>	<u>124</u>
<u>7.6.1.1 Termostato.</u>	<u>125</u>
<u>7.6.1.2 Presencia de llama para ACPM.</u>	<u>126</u>
<u>7.6.1.3 Presencia de llama para gas.</u>	<u>126</u>
<u>7.6.1.4 Control para el ventilador.</u>	<u>126</u>
<u>7.6.2 Características de funcionamiento.</u>	<u>127</u>
<u>8. COSTOS DE DISEÑO</u>	<u>128</u>
<u>8.1 RECUPERACION DE LA INVERSION</u>	<u>130</u>
<u>9. CONCLUSIONES</u>	<u>132</u>
<u>10. RECOMENDACIONES</u>	<u>133</u>
<u>BIBLIOGRAFIA</u>	<u>134</u>
<u>ANEXOS</u>	<u>137</u>

LISTA DE TABLAS

	Pág.
<u>Tabla 1. Densidad aparente del café</u>	30
<u>Tabla 2. Angulo de reposo del café</u>	31
<u>Tabla 3. Clasificación de las características sensoriales de la variedad de café en Colombia</u>	32
<u>Tabla 4. Contenido de humedad del grano en el tiempo</u>	53
<u>Tabla 5. Secado contracorriente de café natural</u>	62
<u>Tabla 6. Caudales recomendados para el secado de café pergamino</u>	68
<u>Tabla 7. Datos para el cálculo de flujo de aire</u>	71
<u>Tabla 8. Resultados para el flujo de aire</u>	72
<u>Tabla 9. Caída total en el sistema de ventilación</u>	80
<u>Tabla 10. Corrección de caudal</u>	85
<u>Tabla 11. Potencia del ventilador</u>	86
<u>Tabla 12. Dimensionamiento del ventilador</u>	110
<u>Tabla 13. Resultado de cálculos del rotor</u>	113
<u>Tabla 14. Resultados del cálculo de la envolvente para un Ventilador centrífugo a partir de la ecuación 7.17</u>	113
<u>Tabla 15. Coeficiente de convección en el flujo interno</u>	116
<u>Tabla 16. Coeficiente de convección en el flujo externo</u>	119
<u>Tabla 17. Calculo de la eficiencia de la aleta</u>	120
<u>Tabla 18. Verificación del calor transmitido por el intercambiador</u>	120
<u>Tabla 19. Altura de chimenea</u>	122
<u>Tabla 20. Diámetro de la chimenea</u>	122
<u>Tabla 21. Costos del secado de café en patio</u>	130
<u>Tabla 22. Costos del secado de café en silo</u>	131

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
<u>Figura 1. Fruto de café</u>	23
<u>Figura 2. Cultivo de café</u>	24
<u>Figura 3. Cerezas de café recolectado a partir de la planta</u>	25
<u>Figura 4. Maquina despulpadora de café</u>	26
<u>Figura 5. Maquina desmucilaginadora y tornillo sin fin</u>	27
<u>Figura 6. Estanques para el lavado de café</u>	27
<u>Figura 7. Secado del café; a la izquierda en bandejas; a la derecha en patio con capa parabólica</u>	28
<u>Figura 8. Almacenamiento de café</u>	29
<u>Figura 9. Coloración del grano de café</u>	31
<u>Figura 10. Diferentes procesos posibles de aire en la carta Psicrométrica</u>	37
<u>Figura 11. Rata de secado para un producto mojado</u>	40
<u>Figura 12. Diagrama esquemático de los flujos de calor entre el grano y el área circundante</u>	45
<u>Figura 13. Curva de contenido de humedad de equilibrio de Café Pergamino</u>	49
<u>Figura 14. Curva de capa delgada para secado y almacenamiento de café pergamino</u>	52
<u>Figura 15. Esquema del determinador de humedad desarrollado Por CENICAFE</u>	57
<u>Figura 16. Medidor de humedad KAPPA</u>	58
<u>Figura 17. Comparación de secado de capas de café en los carros convencionales y en secador solar con capa parabólica</u>	59

<u>Figura 18. Café en camada fija</u>	<u>60</u>
<u>Figura 19. Secador de café contracorriente</u>	<u>61</u>
<u>Figura 20. Secador de flujo concurrente</u>	<u>63</u>
<u>Figura 21. Esquema de un secador estacionario de café sin cámara de presecado y con inversión de flujo de aire</u>	<u>64</u>
<u>Figura 22. Esquema de silo CENICAFE</u>	<u>65</u>
<u>Figura 23. Secador de café vertical de dos pisos</u>	<u>66</u>
<u>Figura 24. Esquema del flujo de aire en el sistema</u>	<u>68</u>
<u>Figura 25. Comportamiento del sistema en la carta sicrométrica</u>	<u>69</u>
<u>Figura 26. Velocidad y caída de presión con respecto al diámetro de los ductos</u>	<u>73</u>
<u>Figura 27. Caída de presión en la capa de café con respecto a la humedad</u>	<u>76</u>
<u>28. Coeficientes de pérdida de presión debido al cambio de Áreas de flujo</u>	<u>78</u>
<u>Figura 29. Rodetes y triángulos de salida de los ventiladores centrífugos</u>	<u>82</u>
<u>Figura 30. Cámara espira de un ventilador centrífugo</u>	<u>84</u>
<u>Figura 31. Quemador de tiro atmosférico</u>	<u>92</u>
<u>Figura 32. Quemador de sello mecánico</u>	<u>93</u>
<u>Figura 33. Quemador de caja de aire</u>	<u>93</u>
<u>Figura 34. Quemador con mezclado en tobera, controlado por aire</u>	<u>94</u>
<u>Figura 35. Quemador para combustibles líquidos</u>	<u>95</u>
<u>Figura 36. Atomizador rotativo</u>	<u>96</u>
<u>Figura 37. Quemador mixto o dual</u>	<u>97</u>
<u>Figura 38. Silo para secado de café, con quemador dual de combustible</u>	<u>99</u>
<u>Figura 39. Cámaras de secado en la estructura</u>	<u>100</u>
<u>Figura 40. Cámara de secado inferior</u>	<u>101</u>

<u>Figura 41. Tolvas para la descarga de café y compuertas de nivelación de la camada</u>	<u>101</u>
<u>Figura 42. Cámara de secado superior y ductos para la descarga a la cámara inferior</u>	<u>103</u>
<u>Figura 43. Direccionamiento para el aire caliente</u>	<u>106</u>
<u>Figura 44. Dimensionamiento para el rotor del ventilador</u>	<u>107</u>
<u>Figura 45. Curva de correlación de un ventilador con aspas de curvatura hacia atrás</u>	<u>111</u>
<u>Figura 46. Espiral logarítmica</u>	<u>112</u>
<u>Figura 47. Comportamiento de la temperatura dentro del Intercambiador de calor</u>	<u>118</u>
<u>Figura 48. Chimenea para la salida de gases de combustión</u>	<u>121</u>
<u>Figura 49. Caldera para quemador de ACPM</u>	<u>123</u>
<u>Figura 50. Control honeywell</u>	<u>125</u>
<u>Figura 51. Control principal para el encendido del ventilador</u>	<u>125</u>
<u>Figura 52. Guarda motor para el ventilador</u>	<u>127.</u>

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
<u>Anexo A. Diagrama de control eléctrico.</u>	<u>137</u>
<u>Anexo B. Montaje, operación y mantenimiento del silo secador de granos de café.</u>	<u>139</u>
<u>Anexo C. "PLANOS" silo secador de granos de café.</u>	<u>146</u>

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN SILO SECADOR DE GRANOS DE CAFÉ CON LA UTILIZACIÓN DE UN QUEMADOR DUAL DE COMBUSTIBLE (GAS ACPM)*

AUTORES:

Robiel Ignacio Arguello Bermúdez.
Edgar Alonso Sánchez Cuadros.**

PALABRAS CLAVES:

Secado de Café, Camada, Transferencia de Calor, Flujo de aire, Quemador.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo del proyecto es el diseño y construcción de un silo secador de granos de café con el uso de un quemador dual para el calentamiento del aire impulsado por un ventilador centrífugo, aumentando su temperatura, por medio de un intercambiador de calor indirecto. Con esta maquina se pretende economizar los gastos y el tiempo utilizado en el proceso del secado, además de la facilidad para ser desmontada y ubicada en otro sitio de trabajo.

La transferencia de calor a través de tubos aleteados mejora la eficiencia para el aprovechamiento de la energía proporcionada al quemar el combustible sea gas o ACPM. La camada de secado cuenta con un sistema de descarga a tolvas al final del proceso, facilitando su recolección cuando el grano de café adquiere una humedad entre el 10% y 12 % en base húmeda. Otro beneficio adicional es el aprovechamiento del aire semi - húmedo saliente de la cámara de secado, que es pasado luego a través de la camada de presecado.

Para la construcción de esta maquina se emplearon materiales y maquinaria presentes en la región; para el diseño se contó con un estudio previo de una gran variedad en sistemas de secado mostrados en el presente informe, optando por construir el sistema de doble camada con inversión de flujo para un mejor secado de toda la camada.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería mecánica,
Ing. Omar Gélvez.

SUMMARY

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A GRAIN-DRYING SILO THAT USES A DUAL FUEL BURNER (GAS AND DIESEL)

AUTHORS:

Robiel Ignacio Argüello Bermúdez.

Edgar Alonso Sánchez Cuadros.**

KEY WORDS:

Coffee drying, batch, heat transfer, air flow, burner

DESCRIPTION:

The main objective of this project is the design and construction of a grain-drying silo that uses a dual fuel burner to heat air propelled by a spinning fan, in this way temperature is raised by means of an indirect heat exchanger. This machine is intended to reduce cost and time efficiency in the drying process, in addition to being easily disassembled and moved from one work station to the next.

Heat transfer through finned tubes improves efficiency when it comes to maximizing energy provided by fuel burning whether it is natural gas or diesel. The drying tray features a grain unloading system into funnels at the end of the process, this allows dewy-gathering when the coffee grain holds humidity between 10% and 12% in a moist base, and another extra benefit is the use of outgoing semi-humid air coming from the drying chamber, which later passes onto the pre-drying grain batch.

For the building of this machine multiple local materials and equipment were used; as for design, a strict previous study of a wide range of drying systems was applied and shown throughout this report. All this finally led to the construction of a double-batch system with flow inversion for improved drying performance on the whole batch.

*Degree work

**Physical-Mechanical Science Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Omar Gélvez

INTRODUCCIÓN

El café, es un producto de alto consumo dentro de la sociedad nacional e internacional, que a medida que su calidad sea mejorada por parte de los cultivadores en sus diferentes procesos de beneficio, siendo uno de ellos el secado, que consiste en tomar los granos con un alto porcentaje de humedad (aprox. 55% en base humedad), que debe ser retirada en el menor tiempo posible para evitar el ataque de hongos que causarían daño en su calidad, de sabor y aroma, para que sean de agrado a cada uno de los consumidores finales.

Las microempresas comercializadoras encargadas de la compra-venta de este producto, ven la importante necesidad de obtener una humedad de almacenamiento correcta (aprox. 11% en base húmeda) para su posterior venta en los diferentes mercados.

En este trabajo de grado se busca una alianza entre el gremio cafetero de Colombia, la universidad como ente investigador y el consumidor final, quien es el mas afectado a la hora de comprar productos derivados del café que han perdido sus valores gustativos y nutricionales, por un mal manejo dado durante su beneficio, principalmente en la parte de secado y posterior almacenamiento.

Se fabrica una máquina capaz de extraer la humedad de los granos de café, para lo cual son usados los productos de la combustión en el calentamiento

de aire atmosférico, impulsado por un ventilador para luego ponerse en contacto con los granos de café.

Este es un sistema para el secado de granos de café dentro de la ciudad por parte de una comercializadora, con bajos costos, versatilidad en su manejo, con bajos índices de contaminación y un espacio reducido para su adecuación; el silo da soluciones prácticas al comercializador para la compra de café pergamino con altos índices de humedad (mayor al 12% bh.), llevándolo al valor adecuado para su posterior venta.

Las formas más comunes usadas para el calentamiento de aire, están basadas en la quema de un combustible (gas, gas oil, ACPM, carbón, etc.), teniendo en cuenta diversos factores presentes en los trabajos de grado realizados se toma la decisión del uso de un quemador dual de combustible (gas, ACPM), con un rango que se encuentra entre los 200000 y 700000 Btu/hora.

1. EL CAFÉ

1.1 HISTORIA

El café llegó a Colombia a finales del siglo XVIII al departamento de Santander, desde allí se difundió a los departamentos, hoy mayores cultivadores del grano: Antioquia, Tolima, Caldas, Valle Del Cauca, Risaralda, Quindío, Cundinamarca y Nariño entre otros. Al principio se cultivo la variedad Típica; a finales de la década de los 20 se introdujo a Colombia la variedad Borbón por su alto rendimiento en producción. Después de 1952 se introdujo la variedad caturra proveniente de Brasil.

1.2 ORIGEN

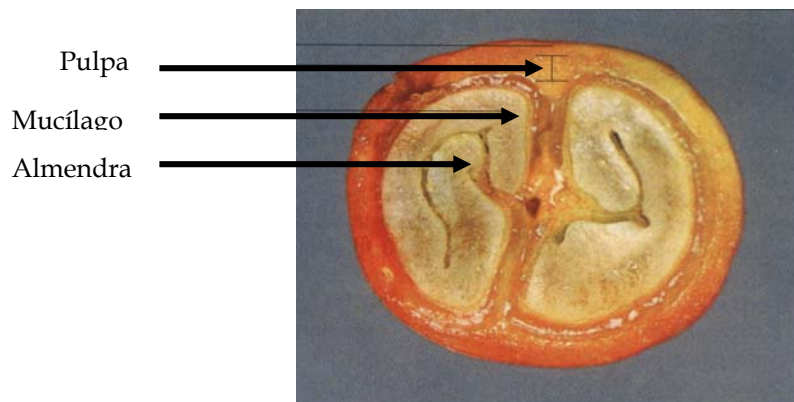
El Café es originario de la antigua Etiopia en la República de Yemen, está constituido por árboles, arbustos y bejucos; la familia tiene 500 géneros y 8000 especies. Dos de las especies que tienen mayor importancia económica en el mundo son: *coffea arabiga* linneo y *coffea canephora* Pierre ex Froehner, las cuales se conocen comercialmente como cafés arábigos y cafés robustos, respectivamente. Los cafés arábigos representan aroma y acidez mientras que los robustos se caracterizan por su mayor cuerpo.

1.3 EL FRUTO

El fruto del café, (figura 1) denominado **café cereza** esta compuesto por la **pulpa**, formada por el mesocarpio (epidermis) y parte del mesocarpio; el color de la epidermis varia de verde (clorofila) a amarillo y rojo

(antocianinas) y depende de la variedad del café y de la maduración del fruto. Envuelto por la epidermis se encuentra **el mucílago** o mesocarpio, constituido por una capa gruesa de tejido esponjoso de aproximadamente 0.5mm de espesor, rico en azúcares y pectinas y que rodea los dos granos enfrentados por su cara plana. **Los granos o almendras** se encuentran revestidos por una doble membrana: la primera llamada comúnmente **pergamino** (endocarpio), de color amarillo pálido y de consistencia dura y frágil; la segunda, llamada **película plateada** (tegumento seminal) más fina que la anterior y adherida al grano (albumen). En la base del grano y sobre su cara interna se encuentra el **embrión** o germen.

Figura 1. Fruto de café.



1.4 BENEFICIO DEL CAFÉ

De todos los factores que afectan la calidad de una taza de café, el beneficio o el proceso de transformación del grano de café cereza en pergamino seco es el que mas se ha investigado. A continuación se describe el efecto de cada una de las etapas de este proceso y su influencia en la calidad física y organoléptica del café.

1.4.1 El cultivo. Las mejores condiciones para el cultivo del café están dadas, por alturas que se encuentran entre los 1300 y 2100 metros sobre el nivel del mar, con una temperatura, entre 19 y 23 grados centígrados, considerando apropiada una lluvia durante el año de 1800 a 2800 milímetros, (figura 2).

Figura 2. Cultivo de café; izquierda finca cafetera; derecha planta de café con cosecha.



El café arábico es la especie mas importante entre todos los cafetos, de la cual parten ciertas variedades con diferentes tamaños, entre las cuales encontramos las siguientes: Antigua, Caturra, Villalobos, Típica roja, Típica amarilla, Variedad Colombia, maragogipe, mundo nuevo, etc.

De todas las especies presentes en el mundo la más apetecida es la de café Antigua, llamándose gourmet; dándosele un muy buen precio en el mercado, pero lo delicado que suele ser su cultivo la hace una especie propensa a las enfermedades.

El café es después del petróleo, el producto comercial más importante del mundo, por encima del carbón, el trigo y el azúcar.

1.4.2 La cosecha. La cosecha es el periodo durante el cual se recolectan las cerezas maduras de las plantas, las cuales presentan un color rojizo y en algunas especies un amarillo intenso; esto se hace de forma manual, iniciando en el mes de agosto y postergándose hasta el mes de enero, siendo el mes de octubre y noviembre donde se presenta la mayor cantidad de granos maduros, dependiendo de la altura y las precipitaciones de lluvia de la región.

Figura 3. Cerezas de café recolectadas a partir de la planta.



Los mayores defectos ocasionados por una inadecuada recolección son los aromas y sabores acres por la presencia de granos negros, los fermentos por la recolección de granos sobre maduros e inmaduros y también la recolección de frutos perforados por insectos, (figura 3).

1.4.3 El despulpado. Luego de ser recolectado el fruto maduro de café, es llevado a las tolvas de almacenamiento, quienes dirigen el grano a la maquina despulpadora, figura 4, la cual separa la cáscara de cada cereza dejando solo el grano, por medio de un rodillo estriado que presiona el grano contra una placa de acero (pechera).

La separación incompleta de la cáscara (pulpa) en los granos, da como resultado un café con aroma a fermento.

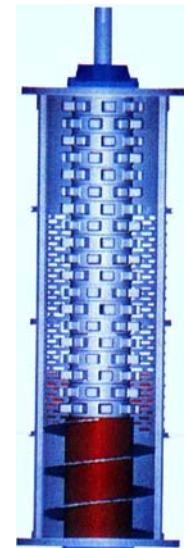
Figura 4. Máquina despulpadora de café.



1.4.4 Remoción del mucílago. La remoción del mucílago, es la separación de la capa de tejido esponjoso que rodea los granos de café después del despulpado, lo cual se realiza por medio de la máquina desmucilagadora, figura 5, que usa como principio de funcionamiento la fuerza centrífuga y la fricción contra sus paredes que se encuentran estáticas mientras unas espas en forma de tornillo sin fin lo mueven de abajo hacia arriba.

Otro método es permitir la fermentación del mucílago durante un tiempo aproximado de 20 horas, donde actúan bacterias levaduras y enzimas, formando ácidos que diluyen el mucílago. Aquí el tiempo es crítico ya que se origina café con aroma y sabor a vinagre, piña madura, cebolla, rancio y nauseabundo.

Figura 5. A la izquierda maquina desmucilaginadora y a la derecha tornillo sin fin encargado de la fuerza centrifuga y de la fricción contra las paredes.



1.4.5 Lavado.

Figura 6. Estanques para el lavado del café.



En este proceso los granos de café deben ser separados de toda clase de impurezas tales como residuos de mucílago, hojas, granos de arena y otras impurezas propias de los procesos anteriores, para lo cual el café es sometido

a una limpieza utilizando estanques con agua limpia, (figura 6). Los mayores problemas se dan por uso de agua sucia originando pergamino manchado, sabores sucio o fermento.

1.4.6 El secado. El secado es una fase importante en el beneficio del café, que permite conservar su calidad al reducir el contenido de agua (de un 100% bh, en algunos casos a un 12% bh) del grano a niveles que permitan su conservación evitando su deterioro.

Figura 7. Secado del café; a la izquierda en bandejas; a la derecha en patio con capa parabólica



Es aconsejable realizar un presecado en patios expuestos al sol (figura 7), para reducir la humedad del grano, llevándolo a valores que oscilan entre un 45-55 % en bh, para ser depositado en el cuarto de secado del silo construido para tal fin en este proyecto, donde se le darán las condiciones óptimas para su almacenamiento y posterior comercialización.

Las normas vigentes para la comercialización del café pergamino seco establecen un contenido de humedad entre el 10 y el 12% b.h. Humedades

superiores al 13%, causan deterioro considerable, presentándose ataque de hongos, un aspecto mohoso, permitiendo que el grano de café se manche.

1.4.7 Almacenamiento. Luego de ser llevado a las condiciones de secado óptimas (10% - 12% en bh.) dentro del silo, el café pergamino es depositado en bolsas de fique (40 Kg) que permiten una buena aireación.

El almacenamiento para los grano de café se debe hacer en un lugar fresco y seco, protegiendo sus propiedades como son, el aroma, el sabor y color.

Si se almacena café con humedad superior al 12%, bajo condiciones de humedad y temperaturas por encima de los 20° C, se favorece el rápido deterioro del café, dando como resultado sabores a reposo, viejo y fenol, (figura 8).

Figura 8. Almacenamiento del café.



1.5 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS Y TÉRMICAS

1.5.1 Área superficial del café pergamino. Al considerar el grano de café como una esfera, se obtiene una área específica de $779,8\text{m}^2/\text{m}^3$ para café pergamino, en el rango de humedad del 10% al 25.6% en b.h.

1.5.2 Densidad Aparente. Las densidades aparentes del café pergamino están determinadas para diferentes valores de contenido de humedad, (tabla 1).

Se tiene una expresión para la densidad aparente del café pergamino como función de su contenido de humedad:

$$D_{ap} = 365,864 + 2,707 * Mdb \quad \text{Ecuación 1.1}$$

Donde:

D_{ap} = Densidad aparente del café pergamino seco, (kg/m^3).

Mdb = Contenido de humedad del café, (%) b.s.

Tabla 1. Densidad aparente del café.

Estado del grano	Densidad sin compactar (kg/m^3)	Densidad compactado (kg/m^3)
Cereza	625	665
Despulpado	826	894
Lavado	698	758
Pergamino seco	400	439
Café verde	722	776
Cisco	257	332

1.5.3 Angulo de reposo. Este ángulo esta comprendido entre la horizontal y el lado del montículo que se forma por el grano sobre el piso que lo soporta. La fuerza de fricción es el principal factor para la obtención de este ángulo. Cuando la humedad del grano aumenta, el ángulo de reposo también aumenta. Esta propiedad se da para granos que vayan a ser manejados sobre bandas transportadoras y silos.

El café varía este grado de reposo dependiendo del estado de beneficio en que se encuentre como se muestra en la tabla 2.

Tabla 2. Ángulo de reposo del café.

Estado del café	Angulo de reposo en grados
Cereza	40.29°
Despulpado	32.91°
Lavado	40.67°
Pergamino seco	35.01°
Almendra	27.75°

FUENTE: Oliveros – Roa, 1985.

1.5.4 Calor específico. La expresión encontrada para calcular el calor específico del café pergamino depende principalmente del contenido de humedad y esta representada por la siguiente ecuación:

$$C_s = 1,3556 + 5,7859 * M \quad \text{Ecuación 1.2}$$

Donde:

C_s= Calor específico del café, (kj./kg. * K).

M= Contenido de humedad, (decimal), b.s.

K= Temperatura en Kelvin.

1.6 CARACTERÍSTICAS SENSORIALES.

La apariencia, el color y el olor del grano de café pergamino, almendra y tostado, así como las cualidades organolépticas de la bebida que comprenden el aroma, la acidez, el amargor, el cuerpo y el sabor, constituyen la calidad física y organoléptica del café, tabla 3.

Más de cuatrocientos compuestos orgánicos e inorgánicos contribuyen al aroma y el sabor de café, en tanto que el café está constituido por más de setecientas sustancias, principalmente aldehídos, cetonas, éteres e hidrocarburos de bajo peso molecular; muchos de estos se encuentran trazas y no puede considerarse uno solo, como el componente primario del café. De hecho muchos de los componentes naturales, cuando se separan de este y se concentran, tienen sabores y olores muy diferentes al café.

La calidad del café colombiano ha sido apreciada y reconocida mundialmente por los países consumidores, como una de los mejores dentro de los cafés arábigos.

Tabla 3. Calificación de las características sensoriales de las variedades de café cultivadas en Colombia.

Característica Sensorial	variedad				
	Borbón	Caturra	Colombia amarillo	Colombia rojo	Típica
Aroma de café tostado y molido	7.06	7.24	7.00	7.14	6.84
Aroma de la bebida	7.09	7.28	7.08	7.17	7.06
Acidez	7.11	7.33	7.11	7.40	6.63
Amargor	7.17	6.52	7.34	6.97	6.26
Cuerpo	7.09	7.06	6.94	7.21	6.69
Impresión global	7.07	7.04	7.07	7.26	6.67

FUENTE: Deget, N. 1980.

1.7 CARACTERÍSTICAS COMERCIALES.

Figura 9. Se muestra el café en almendra durante el proceso de secado. A la izquierda café con un contenido de humedad alto; se observa de un color verde oscuro. A la derecha café seco con humedad entre 10 y 12%, bh de color verde característico de buena calidad física.



Según la norma de calidades de la Federación Nacional de Cafeteros de Colombia, café es todo aquel grano de café almendra, (figura 9) verde o crudo cubierto por el endocarpio (pergamino), el cual se encuentra seco de trilla.

El pergamino tipo federación debe estar seco y presentar las características correspondientes, así:

- Contenido de **humedad entre 10% y 12%** (base húmeda, bh.).
- Grano pelado hasta un 2% en peso con base en pergamino.
- Guayaba y media cara hasta un 3% en peso.
- Pasilla hasta un 5.5% en peso, con base en almendra.
- Libre de olores extraños.
- Libre de todo insecto vivo o muerto.
- Color del pergamino uniforme.

- Materia extraña o impurezas hasta un 0.5% en peso.
- La prueba de taza debe tener sabor y aroma característicos, libre de sabores defectuosos como fermento, producto químico, moho, reposo, etc.

La unidad de medida del peso del café comúnmente utilizada en Colombia es la arroba (@) que equivale a 12.5Kg. y la carga, que equivale a 10 arrobas (125kg.).

1.7.1 Grano de trilla. La trilla se da cuando el grano es separado de la cáscara y según la cantidad de café trillado que tenga un lote de pergamino, el precio del grano varía. Es inevitable que algunos granos resulten trillados por la despulpadora y que la trilla aumente con el secado cuando se revuelve el café en los patios; pero con un buen cuidado es posible reducir la trilla en un 2%.

1.7.2 Contenido de humedad. La humedad es el factor individual de control más importante para la conservación adecuada de los granos. El valor del 12% de humedad en base húmeda, corresponde al máximo valor bajo el cual se puede almacenar café en condiciones ambientales, durante varios meses sin deterioro. Por encima de este valor las actividades fisiológicas de post-cosecha como la respiración, se realizan con alta intensidad y para esto el grano consume energía propia de su materia seca y se libera calor, lo cual se traduce en pérdida de peso, malas condiciones de almacenamiento y pérdida de la calidad del producto. Estos procesos de deterioro del producto son más severos en clima cálido.

2. SECADO DE GRANOS

2.1 INTRODUCCIÓN

El secado de granos, consiste principalmente en lograr extraer parcial o totalmente el agua presente dentro de los granos por medio de la evaporación del agua en el aire con un alto poder desecante. Al inicio la humedad de la superficie del grano se transfiere fácilmente al aire y a medida que transcurre el proceso de secado se inicia una migración de agua de la parte interna del grano a la más externa, para sustituir la humedad perdida en la superficie.

La presión de vapor como propiedad de cada líquido es la encargada de permitir su evaporación en condiciones factibles para este proceso. Esto sucede cuando la presión de vapor de un líquido excede la correspondiente presión de la atmósfera que lo rodea, en nuestro caso aire atmosférico.

Para lograr la presión de vapor requerida en la superficie de los granos, principalmente al final del secado cuando el contenido de humedad dentro del grano es menor, nos vemos en la obligación de realizar un calentamiento del aire, haciéndolo más sediento por su baja humedad relativa presente en este momento y al mismo tiempo aumentando la diferencia en la presión de vapor entre el aire y los granos.

El proceso del secado es el método más utilizado para la preservación de los alimentos sin afectar sus propiedades, disminuyendo la formación de organismos, al crear un ambiente desfavorable para su desarrollo metabólico.

La refrigeración, los enlatados o los tratamientos químicos, presentan desventajas frente al método de secado por ser de bajo costo y de simple operación.

2.2 PRINCIPIO DE SECADO DE GRANOS

Los conceptos requeridos en la transferencia de calor, transferencia de masa y momento, están muy involucrados para el secado de granos. Para entender el secado de granos es necesario primero comprender la composición y la naturaleza del grano como también el medio convencional de extracción de humedad y la atmósfera circundante.

2.2.1 Transferencia de masa. Durante el proceso de secado todos los granos ceden la mayor parte de la humedad al aire caliente que es forzado a pasar entre ellos. En el secado, clásicamente se distinguen dos periodos de secado: el inicial, donde la resistencia a la pérdida de humedad se da en la superficie y el final, cuando la resistencia se ofrece dentro del grano, esto se logra cuando la humedad interna del grano alcanza la superficie, llamando a este fenómeno de difusión. En la primera fase el coeficiente de transferencia de masa por convección determina las tasas de secado; en la segunda fase, que es la más prolongada, el coeficiente de difusión de humedad del grano, o la resistencia al paso del agua en el interior del grano es la determinante.

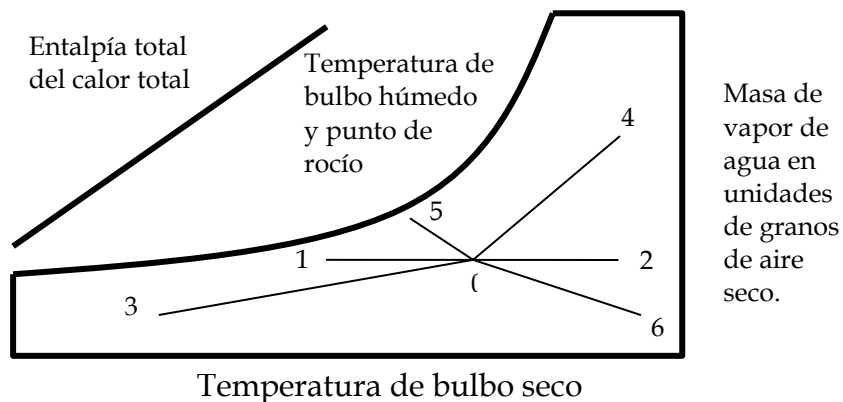
Como resultado de la difusión los contenidos de humedad dentro de cada grano durante el secado son diferentes, más altos en el interior y menor en la superficie. A medida que disminuye la humedad del grano la difusión del agua tiende a ser mas lenta y la forma de aumentarla es incrementando la temperatura; este aumento genera una mayor presión de vapor del agua. De

esta manera, se podría hablar que existe una doble difusión del agua en los granos que van a ser secados, pero acompañada de una difusión de calor ya sea por que venga del exterior, por conducción, por convección, por radiación o del interior por pérdidas dieléctricas.

2.2.2 Composición y naturaleza del aire atmosférico. El aire atmosférico que normalmente circunda la superficie de los granos en determinado momento, es una mezcla de aire seco (20.95% de oxígeno; 78.09% de nitrógeno; 0.03% de dióxido de carbono; y 0.93% de argón) y vapor de agua. La cantidad de vapor de agua por unidad de masa de aire es determinado técnicamente como la razón de humedad o la humedad absoluta. El vapor de agua en el aire ejerce una presión dependiendo de su cantidad y esta acorde con la ley de Dalton de mezclas. La razón de la presión de vapor en el aire con la presión de vapor de saturación, es llamada humedad relativa (HR).

Las propiedades del aire seco y el vapor de agua y sus relaciones son discutidas con el estudio de la psicometría del aire. El rendimiento del proceso puede ser analizado con el uso de la carta sicrométrica.

Figura 10. Diferentes procesos posibles del aire en la carta psicrométrica.



El la figura 10 se puede observar los diferentes procesos y el comportamiento del aire dependiendo de las condiciones a las que sea sometido: 0-1 enfriamiento; 0-2 calentamiento; 0-3 enfriamiento y deshumidificación; 0-4 calentamiento y deshumidificación; 0-5 secado adiabático; 0-6 desecación por deshumidificación química.

2.2.3 Composición y naturaleza de los granos. Se dice que los granos están compuestos por una masa seca (esencialmente fécula) y agua. En las cosecha los granos normalmente contienen mucha humedad, la cual suele ser peligrosa para el almacenamiento o inadecuado para el trillado o el molido final. La cantidad de humedad en el producto es normalmente expresada como porcentaje de contenido de humedad, referida en base seca o en base húmeda.

- Base seca: se define como la relación existente entre el peso del agua contenida en el producto con respecto a la materia seca.

$$M_{db} = \frac{M_w}{W_d} \times 100 \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Donde:

Mdb= Contenido de humedad en base seca, (%).

Ww= Peso del agua contenido en el producto, (Kg.).

Wd= Peso del producto seco, (Kg.).

- Base húmeda: Se define como la relación del peso del agua contenida en el producto, respecto al peso total de este.

$$M_{wb} = \frac{W_w}{(W_w + W_d)} \times 100$$

Ecuación 2.2

Donde:

Mwb= contenido de humedad en base humedad, (%).

Los granos son higroscópicos en su estado natural, esto quiere decir que su humedad puede variar sensiblemente con los cambios de la atmósfera circundante. Esto depende de la diferencia entre presión de vapor presente en la superficie del grano y la que lo rodea. Si la presión de vapor del aire que lo rodea es mayor a la presente en el grano, lo estaría afectando suministrándole humedad a este.

Un material higroscópico puede contener humedad de una o de dos formas: humedad segura o humedad insegura. La humedad segura, es el contenido de humedad del grano que tiene una presión de vapor menor que la presión del agua libre en el aire. La máxima cantidad de humedad segura es alcanzada cuando el producto está expuesto al aire ambiente con humedad relativa del 100%.

La humedad insegura, se refiere a la humedad que supera la masa del producto.

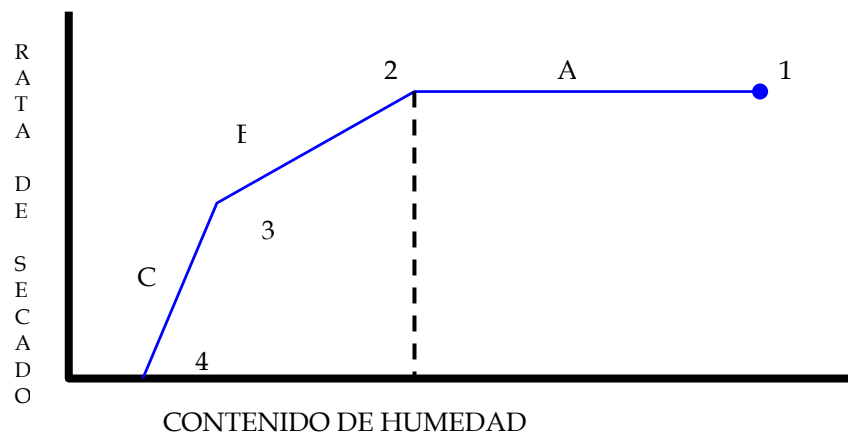
El contenido de humedad segura, es función de la humedad relativa del aire circundante, esta entra en equilibrio con el aire a cierta humedad relativa y es llamada contenido de humedad en equilibrio.

2.3 TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA EN EL SECADO DE GRANOS

Para el agricultor o el operador del secador, el macro análisis del secado suele ser el más importante factor a considerar. Dada la condición inicial del grano y las condiciones ambientales del aire, incluyendo algunas veces otra información, así como el propósito final del grano y el tipo de secado a ser usado, el agricultor o el operador del secador dan mas importancia a factores como: la cantidad de agua a ser retirada, la cantidad de aire a ser usada, la cantidad de combustible que debe ser suministrado y la potencia requerida para el sistema de secado. La relación de los resultados en el cálculo del tiempo de secado entre el análisis empírico y el teórico depende de la precisión de lo instrumentos con un margen de error del 10%.

2.3.1 Ratas de secado. Avances recientes de los investigadores en la idea del proceso de secado por convección puede ser dividido dentro de tres periodos, como lo indica la figura 11, la razón de secado es función del contenido de humedad del producto.

Figura 11. Rata de secado para un producto mojado.



- Periodo A: en esta zona la rata de secado es constante; durante este periodo, la superficie mojada del producto se comporta como una superficie libre de agua. El periodo es continuo y el agua es suministrada a la superficie de forma rápida para ser evaporada. El periodo de razón constante termina cuando el contenido de humedad crítica está fuera de alcance. El contenido de humedad crítica es una función del producto y de su baja densidad.
- Periodo B: es llamado el periodo de caída de la rata de secado; esta zona está caracterizada por el decrecimiento en la rata de secado a causa de una baja cantidad de superficie mojada. Como el suministro de secamiento, es así como la fracción de superficie mojada decrece hasta hacerse cero. En este punto el periodo termina.
- Periodo C: este periodo es llamado segundo decaimiento en la rata de secado, y es caracterizado por la evaporación total del interior. Bajo una prolongada operación, este periodo es continuo hasta que el contenido de humedad se equilibra.

La mayoría de los granos se llevan hasta el segundo periodo de decaimiento de la humedad. Los secadores en este punto envuelven dos procesos: movimiento de la humedad de adentro hacia fuera y luego separándolo de la superficie.

2.3.2 Ecuaciones para transferencia de masa en los granos. Dentro de la parte sólida, la transferencia de masa por difusión, es similar a la transferencia de calor en los sólidos y se aplican las siguientes ecuaciones:

$$\frac{\delta G}{\delta t} = -D_v * \rho * A * \left(\frac{\delta MC}{\delta X} \right) \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Donde:

G= Cantidad de agua (Kg.)

t= Tiempo (horas).

D_v= Difusividad de masa (m²/hora).

ρ= Densidad del sólido seco (Kg/m³).

A= Área superficial (m²).

MC= Contenido de humedad en decimales (Kg/Kg).

X= Distancia a partir del centro de donde empieza el secado (m).

En la superficie el movimiento de la humedad es función del gradiente de la concentración de humedad entre el aire seco y la superficie del producto, para lo cual se aplican las siguientes ecuaciones:

$$-D_v * \rho * \left(\frac{\delta MC}{\delta X} \right) = S * (MC_s - MC_e) * \rho \quad \text{Ecuación 2.4}$$

$$\left(\frac{\delta MC}{\delta t} \right) = D_v * \left(\frac{\delta^2 MC}{\delta X^2} \right) * \rho \quad \text{Ecuación 2.5}$$

Donde:

S= superficie conductora (m²/horas).

MC_s = contenido de humedad en la superficie (% Wdb).

MC_e = contenido de humedad en equilibrio con respecto a la humedad relativa del aire seco (% db).

La solución de la ecuación 2.3, determina una pequeña relación, indicando la variación del contenido de humedad con el tiempo y la geometría del producto. La ecuación diferencial 2.4 y la 2.5 pueden ser resueltas por cualquier método, ya sea, el analítico o el numérico.

2.3.3 Ecuaciones de transferencia de calor para el secado de granos.

Generalmente, el proceso de secado de granos se involucran cuatro distintos flujos de calor entre el grano y sus alrededores: latente a causa de la evaporación de humedad (q_l), calor sensible debido a la transferencia de calor por convección (q_{sc}), calor sensible debido a la transferencia de calor por radiación (q_{sr}), y calor sensible debido a la transferencia de calor por conducción (q_{su}), estos cuatro flujos de calor están relacionados así:

$$q_l = q_{sc} + q_{sr} + q_{su} \quad \text{Ecuación 2.6}$$

Expresando cada uno de los calores se tiene:

$$q_l = h_d(W_s - W)h_{fg} \quad \text{Ecuación 2.7}$$

$$q_{sc} = h_c(t - t_s) \quad \text{Ecuación 2.8}$$

$$q_{sr} = h_r(t_r - t_s) \quad \text{Ecuación 2.9}$$

$$q_{su} = U(t_0 - t_s) \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Donde:

W_s = Razón de humedad del aire saturado en la superficie del grano.

W = Razón de humedad del aire secador.

t_s = temperatura de la superficie del grano.

t_r = temperatura del aire circundante a la superficie.

t_o = temperatura del medio ambiente que la soporta.

h_d = coeficiente de transferencia de masa.

h_c = coeficiente de transferencia de calor por convección.

h_r = coeficiente de transferencia de calor por radiación.

U = coeficiente global de transferencia de calor.

h_{fg} = calor latente de vaporización de agua a t_s .

La representación esquemática de los diferentes flujos de energía, es mostrada en la figura 12, haciendo un balance de energía para un área unitaria del grano:

$$h_d(W_s - W)h_{fg} = h_c(t - t_s) + h_r(t_r - t_s) + U(t_o - t_s) \quad \text{Ecuación 2.11}$$

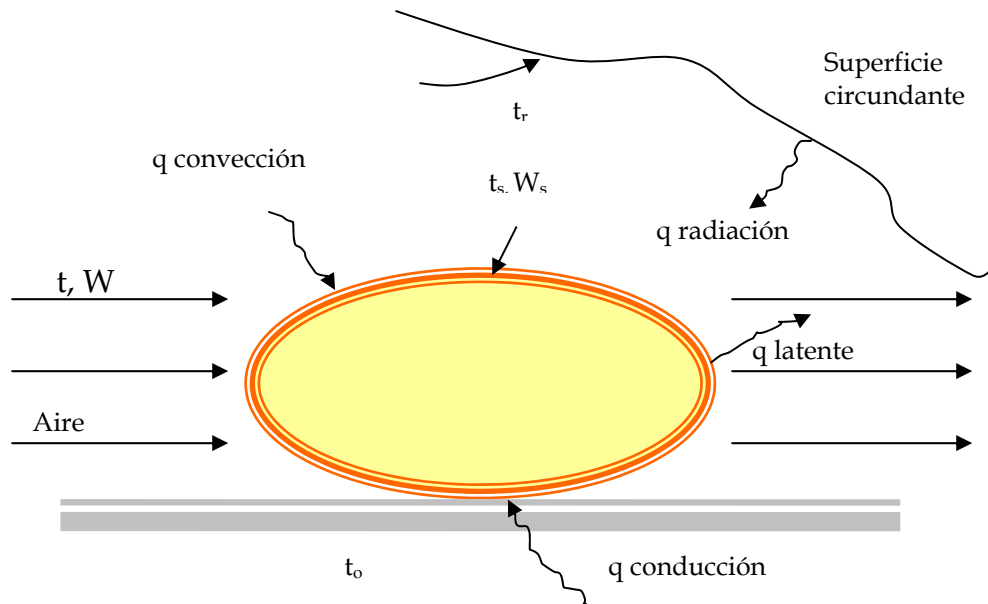
Si el efecto de la radiación y la conducción son insignificantes como en el secado ordinario por convección, entonces la ecuación 2.11, se reduce a:

$$\begin{aligned} (W_s - W)h_{fg} &= \left(\frac{h_c}{h_d * C_p} \right) * C_p (t - t_s) \\ &= L_e * C_p (t - t_s) \end{aligned} \quad \text{Ecuación 2.12}$$

Donde L_e es el número de Lewis, definido como la relación simultanea para cualquier situación que incluya transferencia de calor y masa por convección, tomando como parámetro la medida de los espesores relativos de las capas limite térmica y de la concentración de masa; expresado por la ecuación 2.13:

$$L_e = \frac{h_c}{h_d * C_p} \quad \text{Ecuación 2.13}$$

Figura 12. Diagrama esquemático de los flujos de calor entre el grano y el área circundante.



Hay que anotar que si el número de Lewis (L_e) es la unidad, entonces el proceso de secado dentro del silo, es un proceso de *saturación adiabática* donde t_s es igual a la temperatura de bulbo húmedo del aire circundante alrededor de la camada.

2.3.4 Ecuaciones para la transferencia de calor y masa en el secado de camadas de granos. Las discusiones en las anteriores secciones se han basado suponiendo el secado en una sola almendra o con una fina capa de grano, aunque el análisis fue informativo, en la práctica el resultado de las ecuaciones es limitado por que los granos de cereal son secados raramente de forma individual o como una fina capa. Preferiblemente los granos son secados en una camada sea estacionaria o en movimiento.

Aplicando las leyes básicas de transferencia de calor y masa para dirigir el estudio de sistemas de secado en camadas encontramos un sistema bastante

complicado de ecuaciones diferenciales parciales. Sin embargo, para una válida adaptación simplificamos las suposiciones, para expresarlas en ecuaciones diferenciales parciales usando elementos finitos con la ayuda de un computador, una precisa información del grano y las condiciones del aire con su posible localización.

Broker et al. (1974), presenta ocho ecuaciones válidas en la solución de cuatro incógnitas no conocidas, nombrándolas así:

1. La temperatura media, T.
2. El contenido medio de humedad de la almendra, MC_g .
3. Temperatura del aire, T_a .
4. La razón de humedad del aire, W.

Cuatro calores y el balance de masa donde se dan en un sistema de cuatro ecuaciones diferenciales 2.14 a la 2.17, para una capa de secado fija.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \left(\frac{h_a}{\rho_p C_p} + \rho_p C_w MC_g \right) (T_a - T) + \frac{[h_{fg} + C_v(T_a - T)]}{[\rho_p C_p + \rho_p C_w MC_g]} * G_a \left(\frac{\partial W}{\partial X} \right) \quad \text{Ec. 2.14}$$

$$\left(\frac{\partial MC_g}{\partial t} \right) = \text{Una ecuación resumida, es } D_v \left(\frac{\partial^2 MC_g}{\partial X^2} \right) \quad \text{Ecuación 2.15}$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial X} \right) = -h_a \left(\frac{T_a - T}{G_a C_a + G_a C_v W} \right) \quad \text{Ecuación 2.16}$$

$$\left(\frac{\partial W}{\partial X} \right) = \left(\frac{-\rho_p}{G_a} \right) \left(\frac{\partial MC_g}{\partial t} \right) \quad \text{Ecuación 2.17}$$

Donde:

T = Temperatura del grano.

MC_g = Contenido de humedad del grano.

T_a = Temperatura del aire.

W = Razón de humedad del aire.

h_a = Coeficiente de transferencia de calor convectivo.

ρ_p = Densidad del producto.

C_p = Calor específico del producto.

C_w = Calor específico del agua.

C_v = Calor específico del vapor.

h_{fg} = Calor de vaporización del agua.

G_a = Rata de flujo de masa.

X = Coordenada de secado en la camada.

La transformación de un sistema superior de ecuaciones diferenciales parciales dentro de las ecuaciones diferenciales finitas permite solucionarlo por medio de un computador. Un número de programas para la simulación del secado de grano ya existen.

3. SECADO DE GRANOS DE CAFÉ

3.1 SECADO DE GRANOS DE CAFÉ EN COLOMBIA

El secado del café en Colombia con aprovechamiento de la energía dada por el sol y del aire, es viable para flujos de cosecha pequeños, generalmente en fincas con producción anual de menos de 12.5 toneladas de café pergamino seco al año; para producciones mayores la inversión en áreas de secado es muy elevada, aparte de la mano de obra y la amenaza de pérdidas en la calidad por la lentitud del proceso.

Las cosechas en Colombia coinciden generalmente con la época de lluvia, lo que hace que se busquen alternativas para el secado del grano. Con el secado mecánico se aprovechan ventajosamente las propiedades físicas del café, en efecto el espacio inter granular es uniforme y amplio, permitiendo el paso del aire en forma uniforme evitando los requerimientos de exceso de potencia mecánica.

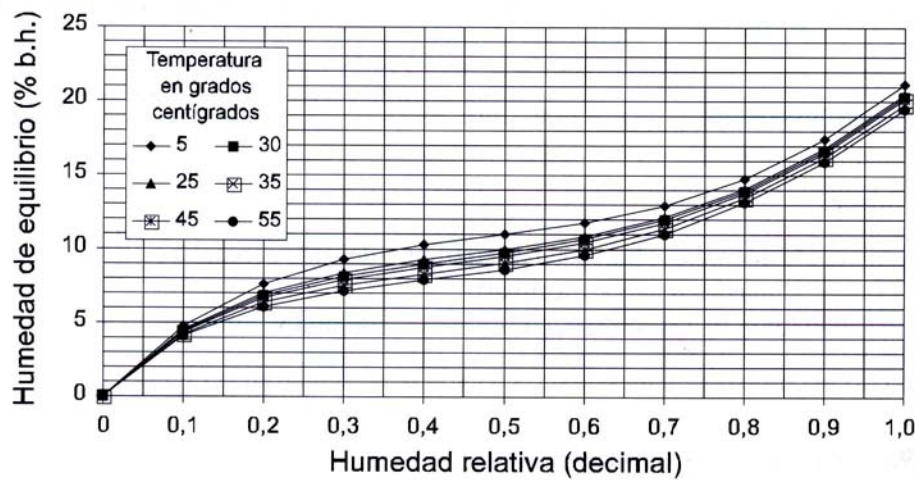
3.2 CONTROL DE LA CALIDAD DEL CAFÉ DURANTE EL PROCESO

El fruto del café es altamente perecedero y presenta una alta actividad fisiológica inmediatamente después de la cosecha. Para evitar la disminución de su peso seco y su calidad se debe secar ojala inmediatamente después de cosechado.

Las normas vigentes para la comercialización del café en pergamino establecen que su contenido debe estar comprendido en el rango de 10 al

12%. Estos valores de humedad del grano corresponden por las relaciones de equilibrio higroscópico o de equivalencias de vapor en la superficie del grano y en el aire que lo rodea, como se puede apreciar en las curvas de humedad de equilibrio del café obtenidas en CENICAFE, figura 13.

Figura 13. Curva del contenido de humedad de equilibrio del café pergamino calculada con la ecuación 3.1, transformada a base húmeda.



FUENTE: Montoya, E. C.; Oliveros T.; Roa M., 1990.

Estas curvas son obtenidas teniendo en cuenta el proceso de transferencia de humedad del grano al aire, cuando la presión de vapor de agua de la superficie del grano se iguala a la presión de vapor del aire. En los secadores mecánicos normalmente no se llega al equilibrio higroscópico; se han desarrollado ecuaciones a partir de datos experimentales en laboratorios, representados por la ecuación 3.1, que es de mucha utilidad para conformar modelos de simulación de secado y almacenamiento de café, con base en la temperatura y la humedad relativa alrededor del grano, para determinar el contenido de humedad de equilibrio del café pergamino seco.

$$M_{eq} = (61.039 * \varphi - 108.37 * \varphi^2 + 74.46 * \varphi^3) * e^{(-0.037047 * \varphi + 0.070114 * \varphi^2 - 0.035177 * \varphi^3) * T_a} \quad \text{Ec. 3.1}$$

Donde:

M_{eq} = Contenido de humedad de equilibrio de café pergamino, (%), b.s.

φ = Humedad relativa, (decimal).

T_a = Temperatura del aire, (°C)

Para el caso específico del Socorro donde está instalada la maquina y con datos de temperatura promedio de 25 °C y humedad relativa promedio de 60% (0.60), se obtiene un contenido de humedad de equilibrio de café pergamino de: $M_{eq} = 12.2$ % b.s, (ecuación 3.1).

3.3 DIFUSIÓN DE LA HUMEDAD EN CAMADA FIJA PARA CAFÉ PERGAMINO SECO

Para una capa de café pergamino seco se usa un concepto físico-matemático indispensable para referirse a la parte elemental de la constitución de una masa de granos dispuesta en un secador o en un silo de almacenamiento, sometida a la acción de aire forzado a través del espacio entre granos, donde el espesor de la capa delgado puede asumirse como la altura del grano.

En las pruebas de laboratorio, se colocan diferentes capas delgadas, bajo ciertas condiciones de temperatura y humedad del aire forzado. Los resultados obtenidos en la variación del contenido de humedad del café, presentan muy buena correlación con la ecuación semi-empírica de capa delgada, que ha sido usada para el café y otros productos. Bajo este desarrollo

tecnológico se desarrollo la ecuación de secado de capa delgada para café pergamino; su forma diferencial esta dada por:

$$\frac{\partial G}{\partial t} = -m * q(G - G_{eq}) * (P_{vs} - P_v)^n * t^{q-1} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Donde:

$\frac{\partial G}{\partial t}$ = Tasa del contenido de humedad del grano por unidad de tiempo.

m,n,q = Parámetros de la ecuación de capa delgada, que se obtiene mediante procedimientos de regresión lineal o no lineal, e integración numérica.

G = contenido de humedad del café en el tiempo "t", decimal en base seca.

G_{eq} = contenido de humedad de equilibrio del café, decimal en base seca.

P_{vs} = presión de vapor saturado, (kpa).

P_v = presión parcial de vapor de agua, (Kpa).

t = tiempo, (horas).

Si las condiciones de humedad y temperatura son constantes durante el secado, la ecuación diferencial se puede integrar para obtener, la ecuación de secado de capa delgada de café pergamino, integrada para condiciones controladas de aire:

$$\frac{G - G_{eq}}{G_o - G_{eq}} = e^{-m(P_{vs} - P_v)^n t} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

Donde:

La expresión izquierda de la ecuación equivale a la razón de humedad.

G_o = contenido inicial de humedad, decimal en base seca.

e = base de los números naturales, 2.7183.

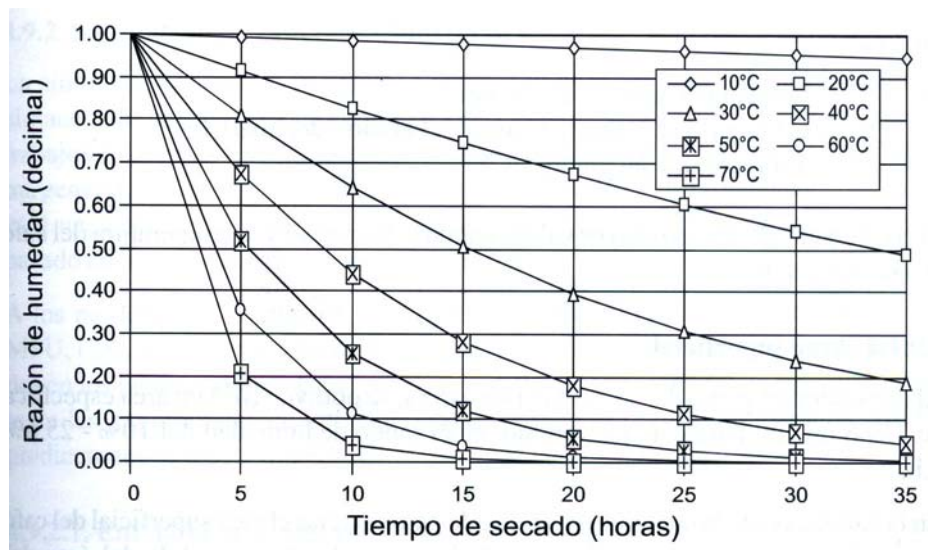
Los valores de m , n , q , se ven en la figura 14, para temperaturas en el rango de 10°C a 70°C , y contenidos de humedad del 5% al 55%, en base seca, son:

$$m = 0,01430$$

$$n = 0,87898$$

$$q = 1,06439$$

Figura 14. Curva de capa delgada para secado y almacenamiento de café pergamino. $m=0.01430$, $n=0.87898$, $q=1.06439$; calculada con la ecuación 3.3.



FUENTE: López, J.; Ospina J., 1990

Tomando las condiciones de operación del silo instalado, el contenido de humedad del grano de café para un tiempo determinado, tabla 4.

Condiciones de funcionamiento:

$$T = 60^{\circ}\text{C}$$

$$G_{eq} = 0.10$$

$$G_0 = 0.55$$

$$P_{vs} = 19.932\text{ Kpa}$$

$$P_v = 3.986\text{ Kpa}$$

$$m = 0.0143$$

Tabla 4. Contenido de humedad del grano en el tiempo, (ecuación 3.3)

t (horas)	1	3	5	7	9	11	13	15	16
G (decimal)	0.458	0.327	0.243	0.191	0.157	0.136	0.123	0.114	0.111

El fenómeno de difusión de humedad que permite describir el movimiento del agua dentro del café, en lugar de solo manejar los valores promedio, como lo describe la ecuación 3.2. Se utiliza exitosamente la ley de Fick, para correlacionar las tasas de secado de café. La ecuación de Fick 3.4, describe la humedad dentro del café pergamino, de la siguiente forma:

$$\frac{\partial G}{\partial t} = -D \frac{\partial^2 G}{\partial r^2} + \frac{C}{r} \frac{\partial G}{\partial r} \quad \text{Ecuación 3.4}$$

Donde:

G = Contenido de humedad bs. (Base seca).

T = Tiempo de secado, (s).

D = Coeficiente de difusión, (m²/s).

r = Coordenada espacial dentro de una esfera, (m).

El coeficiente de difusión de humedad de diferentes granos de café se determina en función del contenido de humedad y la temperatura del producto; Los datos experimentales se obtuvieron de las mediciones del tiempo y del contenido de humedad del grano y del aire, y de la temperatura común del aire y del grano. El coeficiente de difusión se expresa en función solamente de la temperatura del grano cuando este presenta alto contenido de humedad.

Para el café, al igual que para otros granos, el coeficiente de difusión de humedad dentro del café pergamino depende del contenido de humedad promedio y de su temperatura.

El modelo obtenido para el coeficiente de difusión de humedad en el café pergamino esta dado por la siguiente ecuación:

$$D = 4,158210^{-8} e^{(0,1346 \times T + 2,2055) \bar{M} - \frac{1184}{T + 273,16}} \quad \text{Ecuación 3.5}$$

Donde:

D = Difusión de humedad, (m²/min.)

\bar{M} = Contenido de humedad media del grano, (decimal), b.s.

T = Temperatura del grano, (°C).

□

El coeficiente alcanza su mayor valor cuando la humedad y la temperatura del café son las mas altas.

□

El comportamiento presentado en el calculo de la difusión de humedad del grano esta dado por las siguientes condiciones:

□

$\bar{M} = 0.33$, entre 55 - 11% en base humeda

$T = 60$ °C, tarada por el termostato del silo. □

$D = 5.7 \times 10^{-6}$ m² /min. (Dado por la ecuacion 3.5)

□

□

El resultado obtenido para la difusividad como se puede observar es un valor bajo para el grano de café pergamino seco, la cual esta determinada por

la diferencia de concentración molecular en un elemento sólido y la poca transferencia de masa que ocurre dentro de él.

3.4 CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN

Para el café pergamino esta es una propiedad física que indica exactamente la cantidad de calor necesaria para evaporar el agua contenida dentro del grano; que depende de la temperatura y de la humedad del grano. Esta relación se obtiene a partir de datos de humedad de equilibrio. La cual está representada por la ecuación 3.6 de calor latente de vaporización del café pergamino.

$$L = (2502.4 - 2.4295 * T) * [1 + 1.44408 * e^{(-21,5011 * M)}] \quad \text{Ecuación 3.6}$$

Donde:

L = Calor latente de vaporización del café pergamino, (Kj/Kg).

T = Temperatura (°C).

M = Contenido de humedad del café, (decimal) b.s.

Reemplazando los valores de temperatura (T = 20°C) y contenido de humedad (M = 55%) del producto en la ecuación 3.6, se obtiene:

$$L = 2454 \text{ Kj/Kg.}$$

Si tomamos como referencia W=1200 Kg., obtenemos que la energía total consumida para el secado final de la camada inferior es:

$$E_t = \frac{L * W}{\eta_t} \quad \text{Ecuación 3.7}$$

Donde:

E_t = energía consumida, (Kj).

W = masa de café pergamino seco, (Kg).

η_t = eficiencia total de secado, 53% (decimal).

Remplazando en la ecuación 3.7, obtenemos un consumo de energía de: $E_t = 5'556.226$ Kj. ($5'266.286$ BTU), para ser consumida durante un periodo de secado de 23.5 horas, ver tabla 3.1, por esta razón el consumo de potencia es aproximadamente 223465 BTU/Hora.

3.5 DETERMINACIÓN DE HUMEDAD

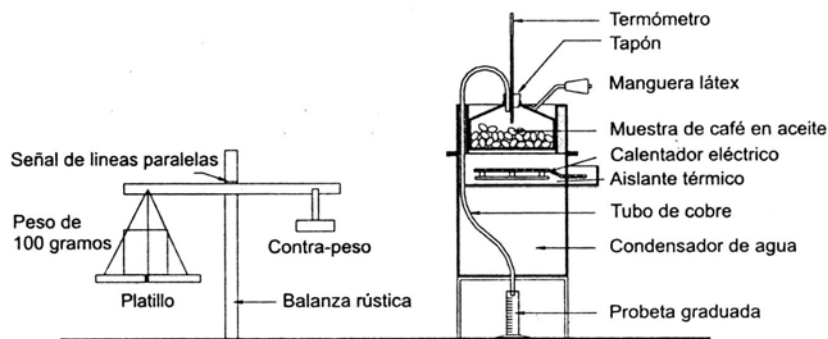
Para la determinación de la humedad, tradicionalmente se ha utilizado el método visual, resultando muy eficiente para la mayoría de pequeños cultivadores y de pequeños comerciantes que no cuentan con equipos tecnológicamente desarrollados para este fin.

3.5.1 Prueba de secado tradicional. Se conoce que el café está seco cuando el color de la almendra es verde oliva o cuando resiste la presión de la uña. También de una forma artesanal, se puede saber cuando el café está seco si al partir varios granos transversalmente con una cuchilla afilada, las dos mitades saltan; otra forma se da cuando el grano de café se deja trillar fácilmente entre las manos.

3.5.2 Prueba de secado en la maquina CENICAFE. Para dar una mejor precisión en el secado final del grano de café, se requiere de una constante; es así como se han desarrollado medidores de humedad por parte de CENICAFE, de bajo costo, con una precisión de $\pm 1\%$ en base humedad y de

fácil operación, figura 15, cuyo principio de operación esta basado en el método estándar de destilación de Brow-Duvel; consta de un recipiente para la mezcla de café-aceite, un condensador compuesto por un tubo de cobre de 9,53mm de diámetro y de 25cm de longitud, doblado en forma de L invertida, una resistencia eléctrica de 550W y una probeta graduada hasta 2.7 litros.

Figura 15. Esquema del determinador de humedad desarrollado por CENICAFE.



FUENTE: Oliveros T., C. E.; Roa M., G.; Álvarez G., J. 1989

Para usar el medidor de humedad, se debe pesar una muestra de 100g y colocarla en un recipiente con aceite vegetal, calentar la mezcla hasta que alcance el valor de 193° C, medidos con el termómetro de bulbo de mercurio convencional; por medio del calor aplicado al aceite, se evapora toda el agua que luego se condensa y se mide en una probeta graduada.

3.5.3 Prueba de secado en medidores indirectos. Estos medidores de humedad están diseñados con el fin de no causar daño a la muestra de café requerida para obtener su medida de humedad; el principio de funcionamiento esta basado en la conductividad eléctrica de las sustancias y la capacidad dieléctrica de estas.

En Colombia se usan medidores de tipo capacitivo, estimando la humedad con base en las propiedades dieléctricas de los granos, uno de estos equipos usados por la Federación Nacional de Cafeteros en los sitios de recepción de café pergamino seco es la marca KAPPA (figura 16), que al ser comparado con el método de estufa propuesto por la ISO para café trillado, tiene una precisión muy buena en el rango de 8-18% en b.h.

Figura 16. Medidor de humedad KAPPA.



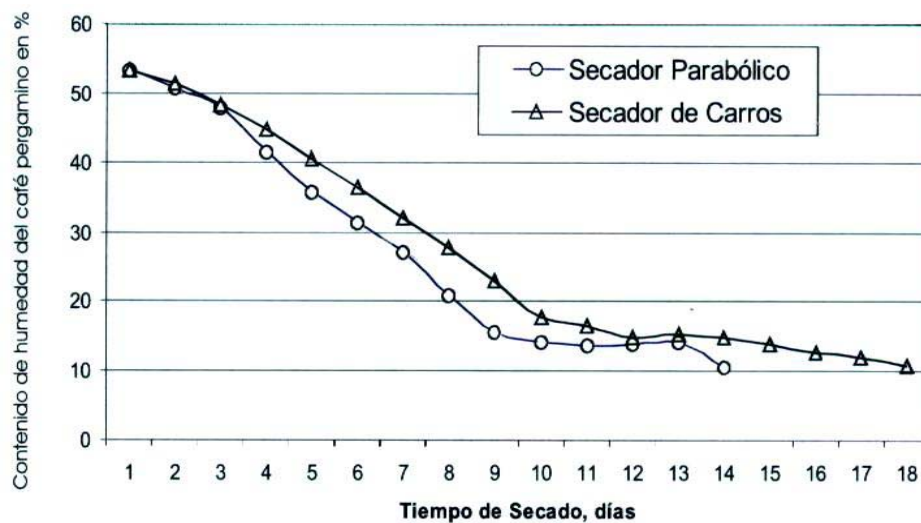
4. SISTEMAS DE SECADO

4.1 SECADO EN TERRAZAS.

Este sistema de secado requiere un promedio de 33 a 40 horas de sol fuerte, donde la temperatura superficial de la terraza alcanza los 50 °C aproximadamente, según las condiciones climáticas de la zona. El proceso se realiza extendiendo separadamente el café según la calidad en terrazas de secado.

El secado en terrazas debido a la baja radiación solar en la región andina, su laboreo es dispendioso, lo que lleva a incrementar los costos y el tiempo de secado en días, como lo muestra la figura 17, al comparar dos formas comunes de secado al sol.

Figura 17. Comparación de secado de capas de café dispuestas en los carros convencionales y en el secador solar con capa parabólica.



FUENTE: González R., F. O. 1988.

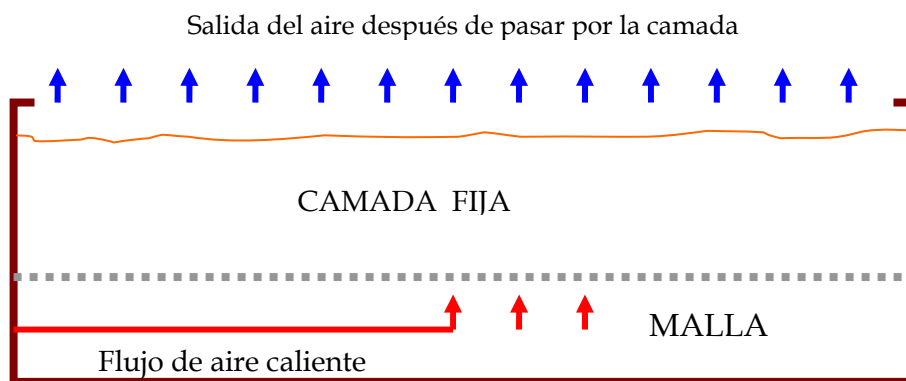
4.2 SECADO EN CAMADA FIJA

Para operaciones en pequeña escala, secar café en camada fija ha sido una de las técnicas utilizadas. Se coloca el café recogido con un amplio rango de contenido de humedad inicial en el secador y el aire caliente pasa a través del café usando un ventilador. El cargue y descargue generalmente se realiza manualmente. Tradicionalmente como en secadores de flujos cruzados o contra-corrientes, la temperatura del aire debe mantenerse a niveles moderados ($< 50\text{ }^{\circ}\text{C}$) para minimizar secados excesivos en las capas cercanas al lado de la entrada de aire de secado. Generalmente el secado es interrumpido cuando el contenido medio de humedad de la camada entera logra el nivel requerido para un almacenamiento seguro.

En este momento el grano ubicado al lado de la salida del aire está todavía con humedad a nivel elevado para un almacenamiento adecuado, figura 18.

Este secado se ha adoptado ampliamente por pequeños y medianos productores y ha sido eventualmente utilizado para secar otros productos agrícolas como frijón y maíz.

Figura 18. Café en camada fija.



Para café con 52% b.h de contenido de humedad inicial y seguidamente secado a aproximadamente hasta el 14% b.h con un flujo de aire de secado de $12 \text{ m}^3 / \text{min} \cdot \text{m}^2$, una temperatura del aire de secado de 60°C , y revolviendo el café con intervalos de cada 3 h. El rendimiento del secador aumenta de 9.8 (café natural) a $18.7 \text{ kg/h} \cdot \text{m}^2$ (café lavado) con las mismas condiciones de secado.

4.3 SECADO CONTRA-CORRIENTE

Se describe el comportamiento de un secador contra-corriente, figura 19, intermitente de una sola fase, usado para secar café natural de 30% b.h bajando hasta 12% b.h de contenido de humedad. La tabla 2 resume la evaluación del comportamiento del secado usando un flujo de aire de $18.5 \text{ m}^3 / \text{min} \cdot \text{m}^2$ con temperaturas $60, 80$ y 100°C . A pesar del uso de temperaturas del aire de secado considerablemente más altas comparadas con secadores convencionales de camada fija, no se observó ninguna deterioración en el grano de café.

Figura 19. Secador de café contra-corriente.

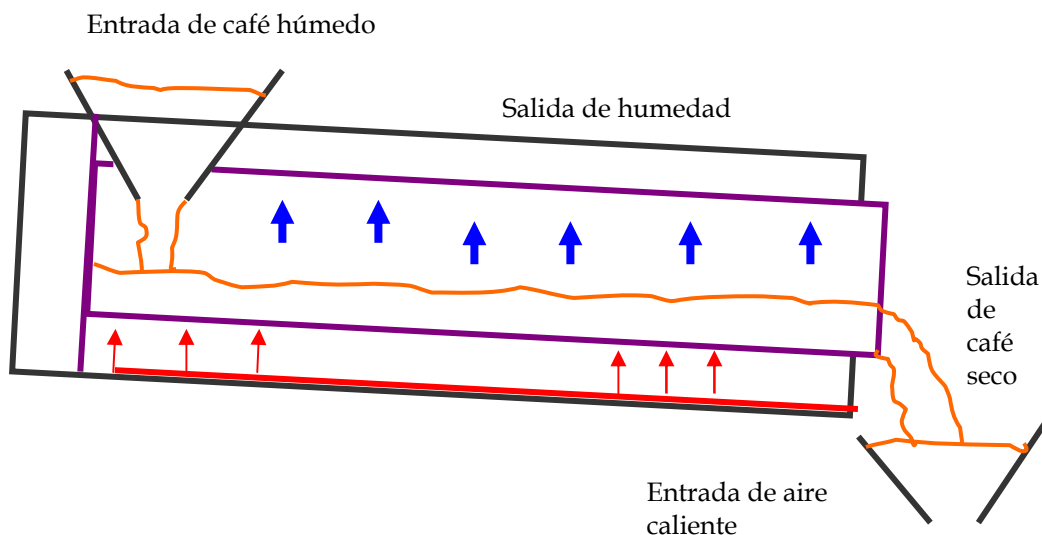


Tabla 5. Secado contra-corriente de café natural: efecto de la temperatura del aire de secado sobre el tiempo total de secado, requerimientos específicos de energía y velocidad de secado.

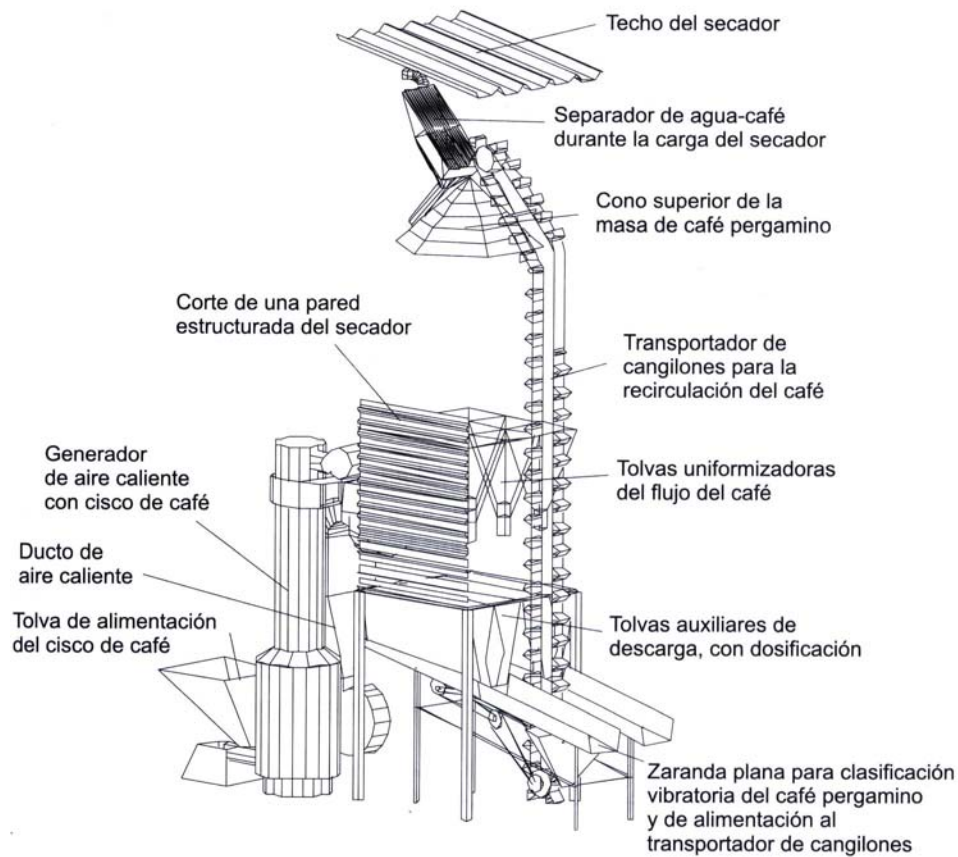
Temperatura del aire de secado (° C)	Tiempo de secado total (h)	Consumo de energía específica (kJ/kg)	Velocidad (seco kg/h)
60	21.5	8300	50.2
80	14.2	7550	76.1
100	10.2	6440	105.9

4.4 SECADO DE FLUJO CON-CORRIENTE O CONCURRENTE.

En un secador de flujo con-corriente de una fase, usado para secar café natural con un contenido de humedad inicial de 25% a 11% b.h en 7.5, 6.0, y 5.0 horas para las temperaturas de secado de 80, 100, y 120° C, con requerimientos energéticos específicos de 5.700, 4.870, y 4.760 kJ/kg, respectivamente y operando con un flujo de aire de 27 m³ /min.*m².

En este secador se realiza el aire y el grano fluyen en el mismo sentido; el aire de más alta temperatura proveniente del generador de aire caliente, encuentra a los granos más húmedos produciéndose grandes tasas de evaporación. Estas tasas impiden el excesivo calentamiento de los granos, de forma que su temperatura no pasa los 45°C dentro de la cámara y luego son transportados por medio de cangilones, a la parte superior donde su temperatura no cae de los 40°C; figura 20, allí continua en un periodo de reposo para luego ser recirculado a través del secador, proceso que se repite unas 20 veces hasta obtener el contenido de humedad deseado.

Figura 20. Secador de flujo concurrente.



FUENTE: Montoya, E. C. 1989

4.5 SECADO DE FLUJO DE AIRE INVERTIDO

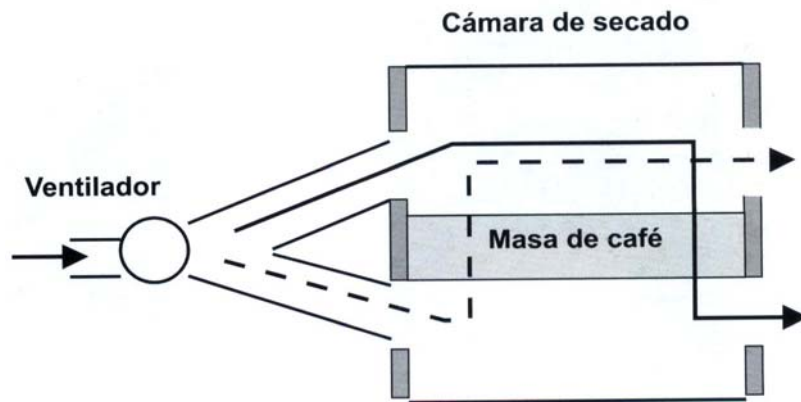
Invirtiendo la dirección del flujo del aire de secado utilizando capas (camadas) regulares de café en un secador de camada fija es otro método que se ha propuesto en el esfuerzo de minimizar la diferencia de humedad a lo largo de la camada, obteniendo al final un producto de mejor calidad. Usando este método la diferencia entre el contenido de humedad máximo y mínimo en el café puede reducirse en gran medida, comparándola con el método de

secado convencional. Como una limitación, la eficiencia del secador es ligeramente baja para el secado de flujo invertido.

4.6 SECADO ESTACIONARIO SIN CÁMARA DE PRESECADO

El aire caliente (temperatura máx. de 50°C), entra inicialmente a la parte superior iniciando el secado; para obtener una mayor uniformidad en el contenido de humedad del grano, el flujo se invierte periódicamente cada 6 a 12 horas, hasta obtener el contenido de humedad final deseado, según figura 21, el sentido del flujo de aire para cada inversión del flujo esta representado por las líneas de flecha continuas y discontinuas.

Figura 21. Esquema de secador estacionario de café sin cámara de presecado y con inversión de flujo de aire.



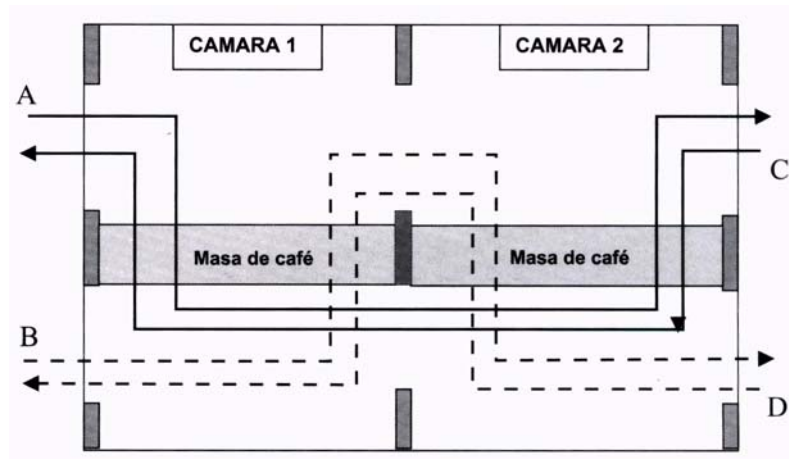
FUENTE: Roa M., G., 1999

4.7 SECADOR CENICAFE

Además de la unidad de calentamiento de aire de secado y ventilador, consta de dos cámaras en las cuales se deposita el grano a secar. Las cámaras se

encuentran una al lado de la otra, en donde una de ellas es destinada al secado y la otra al presecado, cuando estas se operan simultáneamente. Las dimensiones de las cámaras dependen de la altura de la capa de grano y de la capacidad del silo secador, la cual varía de 750 kg. a 6250 kg. de café pergamino seco.

Figura 22. Esquema de silo CENICAFE.



FUENTE: Roa M., G., 1999

En este silo secador se hace pasar un flujo de aire de $20 \text{ m}^3/\text{min}\cdot\text{m}^2$, a través de la masa de grano, la cual tiene dos capas, figura 22, cada una con un promedio de espesor de 0.4 metros; la temperatura de secado de granos no debe exceder los 50°C , el sentido de las flechas indica la dirección del flujo.

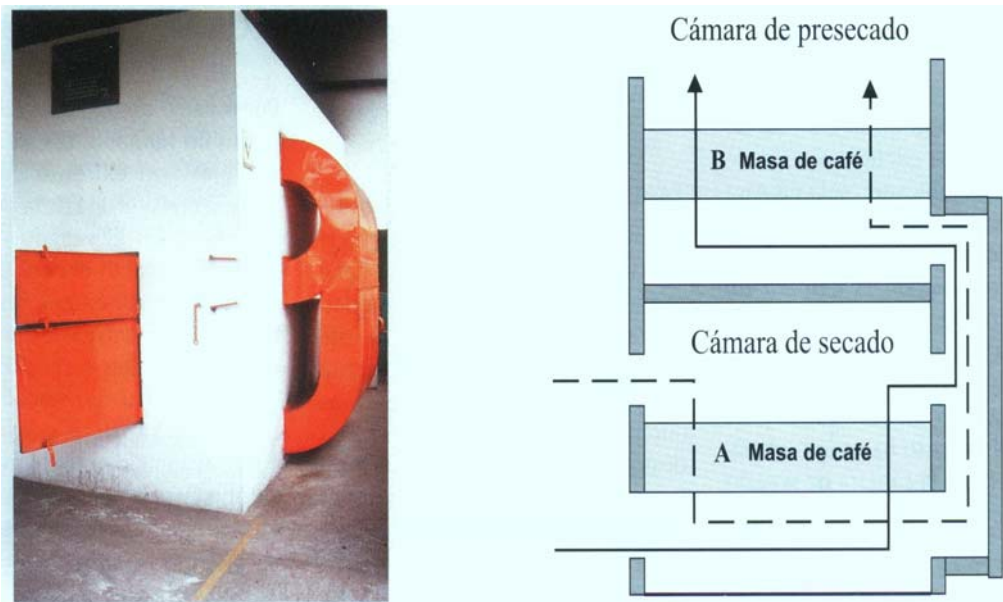
4.8 SECADOR VERTICAL DE DOS PISOS

Este es una modificación del silo secador CENICAFE, en el cual la cámara de presecado está encima de la cámara de secado. En este secador, el aire que sale de la cámara inferior o de secado pasa a la cámara superior, realizando el presecado en forma ascendente. Una vez el grano ubicado en la cámara

inferior ha alcanzado el contenido de humedad deseado se retira y el grano que se encuentra en la cámara superior (de presecado), es trasladado a la cámara inferior al abrir una compuerta situada en el piso del segundo nivel, para terminar allí su secado.

Al efectuar el traslado del grano de la cámara B a la cámara A, figura 23, se realiza cuidadosamente una inversión de las capas de grano, de tal manera que las capas mas secas y calientes quedan en la capa superior y las más frías y húmedas en la capa inferior, este tipo de secador debe tener sistema de inversión de flujo en la cámara de secado.

Figura 23. Secador de café vertical de 2 pisos.



FUENTE: Roa M., G. 1999.

5. VENTILACIÓN

5.1 INTRODUCCIÓN

Para el secado de granos en el ámbito industrial, la utilización de aire con circulación ya sea forzada o inducida representa el método más práctico para hacer pasar cierta cantidad de aire a través de un lecho de granos; los secadores modernos buscan el mejor aprovechamiento de la energía para así lograr la mayor eficiencia de cada uno de estos equipos. Se busca que los caudales puedan ser controlados igual que la temperatura al inicio y al final del secado.

Para dar un buen secado en el menor tiempo posible cada uno de los parámetros del proceso están relacionados directamente con el flujo de aire, dado en CFM (pies cúbicos por minuto) o m^3/min . (Metros cúbicos por minuto), este parámetro va relacionado directamente con la temperatura, la altura sobre el nivel del mar y la caída de presión a través del sistema.

Las recomendaciones de flujo de aire a través del lecho de granos de café, cuenta con soporte experimental basado en estudios empíricos realizados para obtener la mayor eficiencia del secado y está dada en un rango que oscila entre 0.1- 0.5 m/seg. Si el aire es insuficiente, se incrementa el tiempo de secado y los granos presentan grandes desuniformidades en el contenido final de humedad, presentándose granos sobresecos con menos del 10% y granos flojos, con humedades superiores al 14%.

Es muy importante operar los secadores de café con un correcto valor de los caudales de aire (ver tabla 6), si el caudal es mayor de lo necesario se estará costeando innecesariamente una energía en el ventilador y mayores consumo de energía térmica para el calentamiento del aire, lo que incidirá negativamente en el costo del secado.

Tabla 6. Caudales recomendados para el secado de café pergamino en capas estáticas.

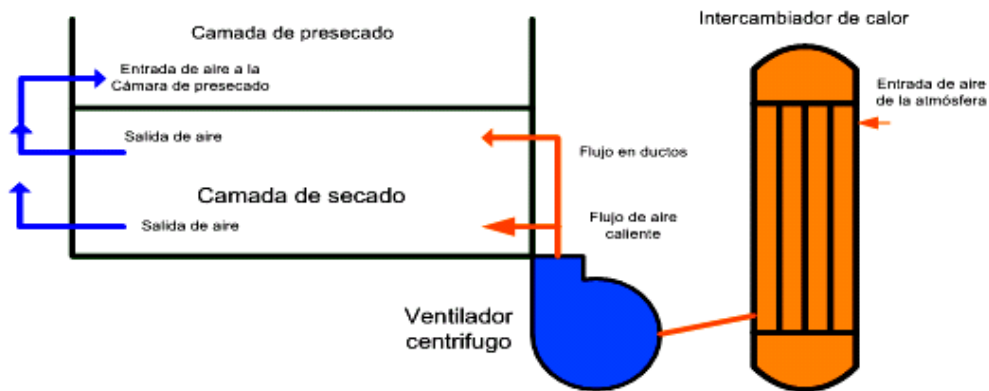
Caudal	Unidades equivalentes de caudales específicos
25	$m^3/\text{min.}/m^3$
66	$m^3/\text{min.}/\text{ton}$
20	$M^3/\text{min.}/m^2$ para $h= 80$ centímetros
10	$M^3/\text{min.}/m^2$ para $h= 40$ centímetros

FUENTE: CENICAFE, 1991

5.2 SISTEMAS DE VENTILACIÓN PARA EL SILO

El sistema de ventilación está basado en el uso de un ventilador centrífugo, el cual toma aire a partir del intercambiador de calor, donde aumenta la temperatura de 20°C a 55°C ; para luego ser forzado a pasar por la camada de secado y la de presecado, dando una caída de presión durante este paso.

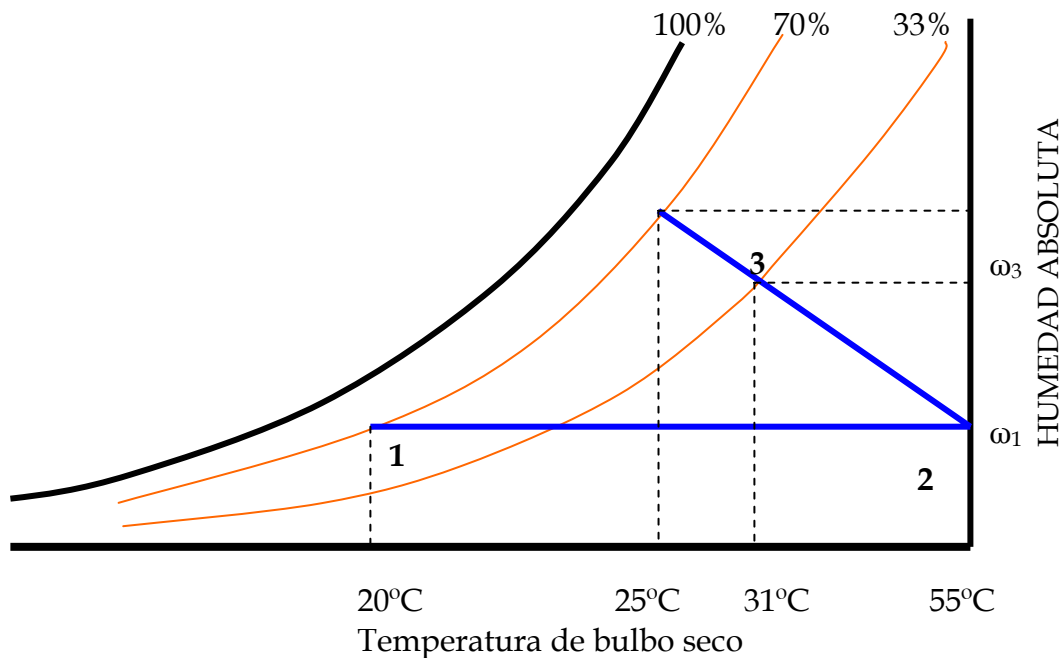
Figura 24. Esquema del flujo de aire en el sistema.



Para el cálculo y posterior diseño del sistema de ventilación de aire caliente se se parte del flujo requerido para el secado del café, el cual será conducido por, el intercambiador, los ductos y las camadas de café húmedo; al pasar por estas partes se presenta una caída de presión que debe ser tenida en cuenta para el diseño del ventilador y el dimensionamiento de todo el conjunto. Como punto de partida, buscamos una velocidad razonable en las partes más pequeñas, como son los ductos.

5.2.1 Cálculo del flujo de aire en condiciones estándar. Para el cálculo del flujo de aire necesario para secar la cantidad total de café (1200 Kg.), en un tiempo determinado (24 horas) el comportamiento termodinámico del sistema esta referenciado a la carta sicrométrica de la figura 25.

Figura 25. Comportamiento del sistema en la carta sicrométrica.



Para realizar los cálculos se parte de las condiciones críticas del sitio donde es instalado el silo; el cual cuenta con una temperatura mínima de 20°C y una humedad relativa del 70%. Usando las siguientes ecuaciones:

$$\dot{m} = \frac{W_p}{t} \quad \text{Ecuación 5.1}$$

$$W = \frac{Y_{W1} - Y_{W2}}{Y_{S1} - Y_{S2}} * \dot{m}_s \quad \text{Ecuación 5.2}$$

$$\dot{m}_s = \dot{m} * Y_{S1} \quad \text{Ecuación 5.3}$$

$$\dot{m}_w = \dot{m} * Y_{W1} \quad \text{Ecuación 5.4}$$

$$Y_{S1} = 1 - Y_{W1} \quad \text{Ecuación 5.5}$$

$$Y_{S2} = 1 - Y_{W2} \quad \text{Ecuación 5.6}$$

$$\omega = 0.622 * \frac{\phi * P^*}{P - (\phi * P^*)} \quad \text{Ecuación 5.7}$$

$$\dot{m}_a = \frac{W}{\omega_3 - \omega_2} \quad \text{Ecuación 5.8}$$

$$v_a = \frac{R_a * T}{P} * (1 + 1.608 * \omega_1) \quad \text{Ecuación 5.9}$$

$$Q_{PCME} = v_a * \dot{m}_a \quad \text{Ecuación 5.10}$$

Donde:

W_P = Peso de grano a secar, (Kg.).

t = Tiempo total de secado, (horas).

\dot{m} = Rata de secado, (Kg. /hr).

W = Rata de humedad a retirar, (Kg. /hr).

Y_{w1} = Fracción másica de humedad inicial, (Decimal).

Y_{w2} = Fracción másica de humedad final, (Decimal).

Y_{s1} = Fracción másica de seca inicial, (Decimal).

Y_{s2} = Fracción másica de seca final, (Decimal).

\dot{m}_s = Rata de masa de material seco, (Kg. /hr).

\dot{m}_w = Rata de masa de material húmedo, (Kg. /hr).

\dot{m}_a = Flujo de masa de aire, (Kg./hr).

ω = Humedad absoluta, (Kg. vapor agua /Kg. aire seco)

Φ = humedad relativa, (decimal)

P^* = Presión de saturación, (pascal)

P = Presión del aire, (pascal).

v_a = Volumen específico, (Kg. /m³).

R_a = Constante del aire, (J/Kg-K).

T = Temperatura ambiente, (K).

Tabla 7. Datos para el cálculo sicrométrico del flujo de aire.

W_P	t	Y_{w1}	Y_{w2}	Φ_1	Φ_2	P_1^*	P_2^*	P	T_1	T_2	T
Kg	hr	decimal	decimal	decimal	decimal	P_a	P_a	P_a	°C	°C	K
1200	24	0.55	0.12	0.7	0.33	2337	7375	88000	20	40	293

Reemplazando en las ecuaciones de la 5.1 a la 5.10, obtenemos los resultados mostrados en la siguiente tabla:

Tabla 8. Resultados del calculo sicrométrico para flujo de aire.

\dot{m} Kg/hr	W Kg/hr	Ys₁ decimal	Ys₂ decimal	\dot{m}_s Kg./hr	\dot{m}_w Kg./hr	$\frac{\omega_1}{Kg\ aire}$ $\frac{Kg\ aguc}{Kg\ aire}$	$\frac{\omega_3}{Kg\ aire}$ $\frac{Kg\ aguc}{Kg\ aire}$	\dot{m}_a Kg/hr	v_a Kg./m ³	Q_{PCME} m ³ /hr
Ec. 5.1	Ec. 5.1	Ec. 5.5	Ec. 5.6	Ec. 5.3	Ec. 5.4	Ec. 5.7	Ec. 5.7	Ec. 5.8	Ec. 5.9	Ec. 5.10
50	24.43	0.45	0.88	22.5	27.5	0.01181	0.0173	4450	0.9737	4332

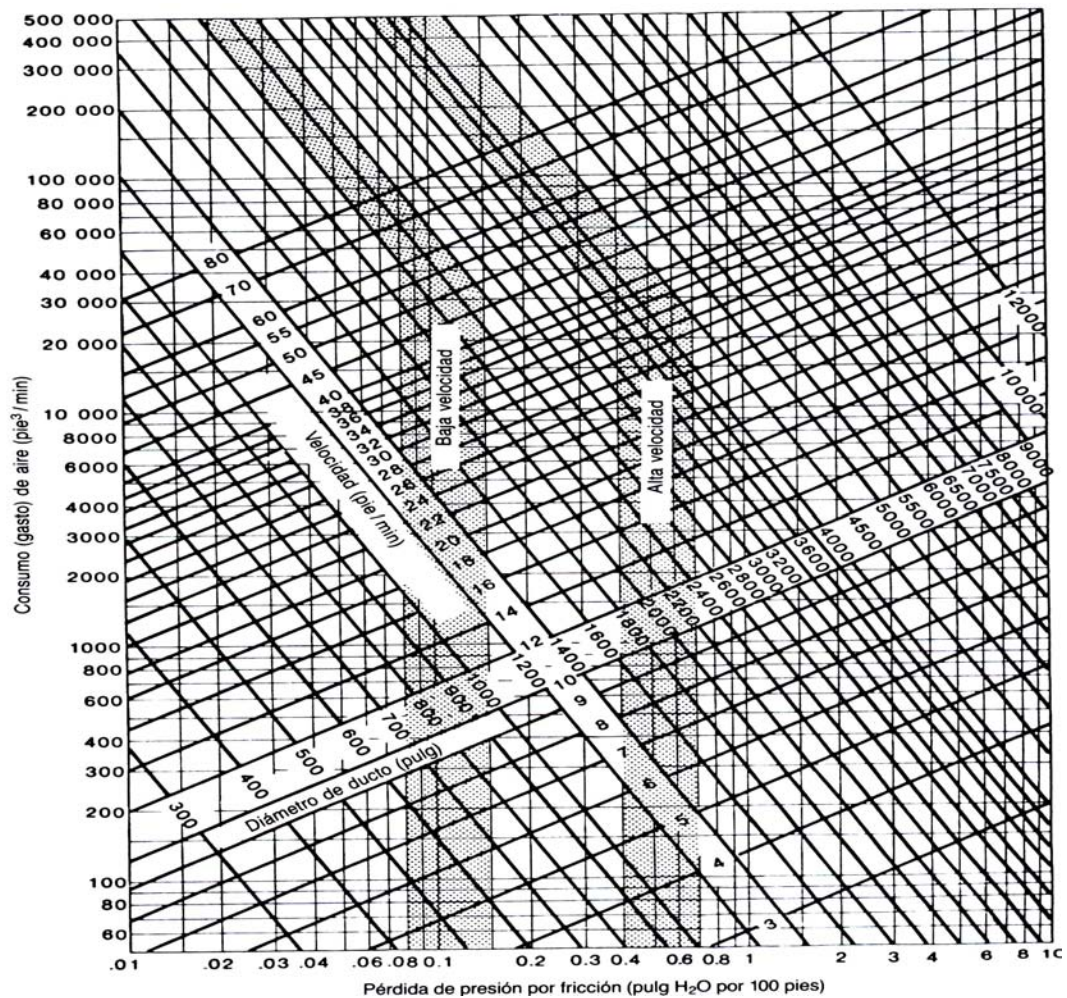
5.2.1.1 Dimensionamiento de los ductos conductores. Para la determinación de las características de los ductos, se debe estar seguro del caudal en el sistema a una presión total especificada. Esto se hace para asegurar que la carga del espacio sea absorbido y que se realice el movimiento adecuado del aire en ese espacio. El método empleado para proyectar y dimensionar el sistema de ductos debe dar por resultado un sistema razonablemente silencioso y no debe necesitar ajustes inusuales para lograr la distribución adecuada del aire a cada espacio y por perdidas mayores en ellos.

Los sistemas de baja velocidad están relacionados con el ensanchamiento de los ductos y por ende el gasto innecesario de material. Este método puede ser utilizado en sitios donde se requiera un bajo ruido, al mismo tiempo donde se requiera una baja caída de presión en el sistema.

Para nuestro caso, por las distancias cortas de los ductos y la baja importancia del ruido se han diseñado todos los ductos bajo el concepto de alta velocidad.

El caudal para el aire, corregido por temperatura y por altitud esta por el orden de los 3600 CFM; y dirigiéndonos a la figura 26, obtenemos un diámetro aceptable para la caída de presión en el sistema. Entrando a la carta con un caudal de 3600CFM y una velocidad aproximada de 1500 pies por minuto, se observa una caída de presión de 0.3 pulgadas de H₂O por cada 100 pies, y un diámetro en los ductos de 22 pulgadas (para este caso 55cm por 25cm, en sección rectangular).

Figura 26. Velocidad y caída de presión con respecto al diámetro de los ductos.



FUENTE: ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1986

5.2.2 Resistencia del sistema para el flujo de aire. La caída de presión o resistencia al paso de flujo de aire que ofrece un sistema es el principal factor a ser tenido en cuenta para el cálculo del ventilador y de cada uno de los componentes que lo componen, evitando el derroche de energía para el impulso del aire o el sobre costo en la construcción de un silo.

La caída de presión dentro del sistema, es analizada en cada punto donde sea necesario tomando como presión total la suma de la presión estática y la presión dinámica, que están definidas así:

- Presión estática: es la fuerza perpendicular a la pared del ducto y es independiente de la velocidad del aire.
- Presión dinámica: depende del movimiento y la densidad del aire.

La presión total va disminuyendo al paso de los ductos, puede ser negativa o positiva, dependiendo si es menor o mayor que la presión atmosférica.

Para un sistema de secado, el aire puede ser pasado por el intercambiador de calor y luego por el ventilador o viceversa, generando presiones positivas o negativas dentro del sistema.

5.2.2.1 Caída de presión a través de la capa estática de café. Cuando se tiene la necesidad de pasar aire a través de una capa de granos en cualquier tipo de secador, se debe garantizar la energía suficiente por parte del ventilador; la resistencia ofrecida por unidad de longitud en la dirección del flujo es proporcional al caudal por unidad de área y se manifiesta por la pérdida de presión estática. Para relacionar estas variables se tienen datos experimentales, los cuales son medidos para diferentes tipos de humedad,

obteniendo tres diferentes ecuaciones (5.11, 5.12, 5.13), una para cada tipo de humedad. Generando una relación basada en la ecuación 5.14, se permite sustituir las tres ecuaciones en una sola, en función de la humedad del grano, con una muy buena precisión.

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = 0.0527 * \left[\frac{Q}{A} \right]^{1.455} ; 47.5\% \text{ bh.} \quad \text{Ecuación 5.11}$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = 0.0594 * \left[\frac{Q}{A} \right]^{1.3499} ; 32.4\% \text{ bh.} \quad \text{Ecuación 5.12}$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = 0.03935 * \left[\frac{Q}{A} \right]^{1.47493} ; 11.8\% \text{ bh.} \quad \text{Ecuación 5.13}$$

$$\frac{Q}{A} = (9,523 - 0,047 * M) * \left| \frac{\Delta P}{\Delta L} \right|^{0,676} \quad \text{Ecuación 5.14}$$

Despejando para $\Delta P/\Delta L$:

$$\frac{\Delta P_1}{\Delta L} = \left| \frac{\frac{Q}{A}}{9,523 - 0,0476 * M} \right|^{1,4793} \quad \text{Ecuación 5.15}$$

Donde:

Q= Caudal de aire, (m³/min.).

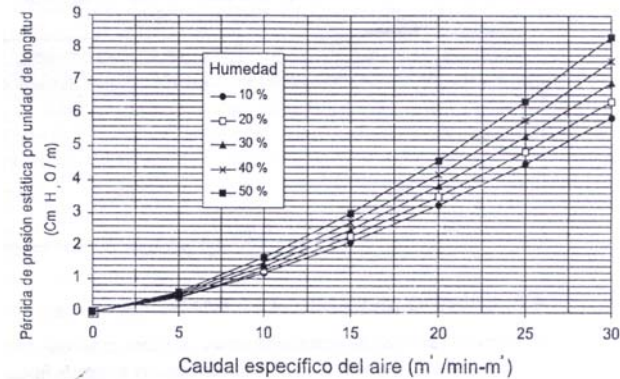
A= Área transversal al flujo de aire, (m²).

M = Contenido de humedad del café, (%).

ΔP_1 = Caída de presión en secciones distantes en L, (centímetros de agua).

ΔL = Distancia entre mediciones de la pérdida de presión P, (m).

Figura 27. Caída de presión en la capa de café, con respecto a la humedad.



FUENTE: Oliveros T., C. E.; Roa M., G., 1989

Datos:

$Q/A = 20 \text{ M}^3/\text{min.}/\text{m}^2$, (Tabla 6)

$A = 3.75 \text{ m}^2$, (tabla 1.1, para 600 Kg de CPS y $\Delta L = 40 \text{ cm.}$)

$M = 55\%$ en base seca, (presenta la mayor resistencia)

$\Delta L = 80 \text{ cm}$, (altura máxima recomendada de la capa de CPS)

Reemplazando en la ecuación 5.15, obtenemos:

$\Delta P_1 = 3.86 \text{ centímetros de agua}$, "1.52 in de agua", (ver figura 27).

5.2.2.2 Caída de presión en ductos. La caída de presión dentro de los ductos que transportan el aire a los granos, esta basada en la fricción, la restricción al flujo, cambio de dirección y aumentos o disminuciones de las secciones de paso del aire.

La presión total para un sistema de ductos se da como la suma de la presión estática y la presión por velocidad.

Las relaciones utilizadas para el cálculo de perdidas de presión en diferentes secciones se definen:

Ensanche brusco:

$$\Delta P_2 = C1 \frac{V_1^2}{4005} \quad \text{Ecuación 5.16}$$

Ensanche gradual:

$$\Delta P_3 = C1 * Cr \frac{V_1^2}{4005} \quad \text{Ecuación 5.17}$$

Reducción simétrica de la sección transversal:

$$\Delta P_4 = C2 \frac{V_2^2}{4005} \quad \text{Ecuación 5.18}$$

Donde:

ΔP = caída de presión, (pulgadas de agua)

V = velocidad (ft/seg.)

C1, C2, Cr = coeficiente de pérdida. Ver figura 28

Datos:

V = 38.38 ft/seg.

$A_1/A_2 = 0.2$ (figura 28), entonces $C_1 = 0.64$

Reemplazando en la ecuación 5.16:

$\Delta P_2 = 0.235$ pulgadas de agua, existen cuatro ensanches bruscos,

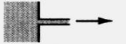








$\Delta P_{2t} = 0.94$ pulgadas de agua.

La caída de presión presentada por los ductos conductores (aproximadamente 0.3 pulgadas de agua por cada 100 pies, ver figura 26) del flujo y en la placa perforada se considera despreciable, porque las longitudes

de los ductos son relativamente cortos y el porcentaje de la zona agujereada es mayor del 10% del área total; en este caso 0.24 in de agua para los dos.

Debido a que el aire es obligado a cambiar de dirección de flujo, la pérdida total es una combinación de pérdidas de fricción y pérdidas dinámicas; las cuales pueden expresarse como una longitud equivalente en función del diámetro, ductos redondos o el ancho en ductos rectangulares, figura 28, se tienen longitudes equivalentes para diferentes tipos de codos.

Figura 28. Coeficientes de pérdida de presión.

Tipo de aditamento	Roscado			Bridado		
	1 in	2 in	4 in	2 in	4 in	8 in
Válvula de globo (totalmente abierta)	8.2	6.9	5.7	8.5	6.0	5.8
(abierta a la mitad)	20	17	14	21	15	14
(abierta un cuarto)	57	48	40	60	42	41
Válvula de ángulo (abierta)	4.7	2.0	1.0	2.4	2.0	2.0
Válvula de retención (abierta)	2.9	2.1	2.0	2.0	2.0	2.0
de disco oscilante						
Válvula de compuerta (abierta)	0.24	0.16	0.11	0.35	0.16	0.07
Curva de retorno	1.5	.95	.64	0.35	0.30	0.25
Te (ramificación)	1.8	1.4	1.1	0.80	0.64	0.58
Te (línea)	0.9	0.9	0.9	0.19	0.14	0.10
Codo estándar	1.5	0.95	0.64	0.39	0.30	0.26
Codo de extensión larga	0.72	0.41	0.23	0.30	0.19	0.15
Codo de 45°	0.32	0.30	0.29			
Admisión con borde cuadrado (o arista viva)			0.5			
Admisión entrante			0.8			
Admisión bien redondeada			0.03			
Salida de tubería			1.0			
		Relación de áreas				
Contracción repentina ^b		2:1	0.25			
		5:1	0.41			
		10:1	0.46			
		Relación de áreas A/A ₀				
Placa de orificio		1.5:1	0.85			
		2:1	3.4			
		4:1	29			
		≥ 6:1	$2.78 \left(\frac{A}{A_0} - 0.6 \right)^2$			
Ensanchamiento repentino ^c			$\left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2$			
Esquina de inglete a 90° (sin álabes)			1.1			
(con álabes)			0.2			
Contracción general		(ángulo incluido 30°)	0.02			
		(ángulo incluido 70°)	0.07			

^aSe pueden encontrar valores para otras geometrías en *Technical Paper 410, The Crane Company, 1957.*

^bCon base en la velocidad de salida V_2 .

^cCon base en la velocidad de entrada V_1 .

FUENTE: Potter, M. C.; Wiggert, D. C., 1998

5.2.2.3 Caída de presión en el intercambiador. La pérdida de presión para un banco de tubos esta muy asociada a la transferencia de calor, la velocidad alcanzada por el fluido y la fricción en la superficie de los tubos (ecuación 5.19), todos estos factores sumados al arreglo de los tubos dentro del casco y el aleteado superficial de estos, generan una complicada tarea para el desarrollo de la formula que pueda suministrar una buena correlación en la caída de presión dentro del intercambiador de calor.

$$\Delta P_i = N_L * \chi * \left(\frac{\rho * V_{\max}^2}{2} \right) * f$$

Ecuación 5.19

Donde:

ΔP_i = caída de presión dentro del intercambiador de calor, (Pa).

N_L = numero de filas de tubos.

ρ = densidad del fluido, (Kg/m³).

V_{\max} = velocidad máxima del fluido en el arreglo, (m/seg.).

f = factor de fricción, (figura 7.14, Incropera)

χ = factor de correlación, (figura 7.14, Incropera).

Los datos experimentales obtenidos dan una aproximación de esta pérdida, con un error cerca del 5%; aplicando esta correlación se obtiene un valor muy aproximado de la caída de presión dentro del intercambiador de calor, ΔP_i = 522 Pa. (2.1 in de agua).

5.2.2.4 Caída total de presión en el sistema. La caída de presión en el sistema, está determinada por la suma de cada una de las partes constituyentes, resumidas en la tabla 9.

Tabla 9. Caída total de presión en el sistema de ventilación.

Elemento del sistema	Referencia	Caída de presión (pulgadas de agua)
Intercambiador de calor	Ec. 5.19	2.1
Entrada al cuarto de secado	Ec. 5.16, 5.17, 5.18.	0.94
A través de la camada	Ec. 5.15	1.52
Ductos conductores	Figura 5.3	0.24
	Total	4.8

5.3 VENTILADOR

Esta maquina produce un incremento en la presión y arrastra cierto flujo de aire. El diseño de estos sistemas se tiene en cuenta la compresibilidad para incrementos de presión pequeños, hasta 30 centímetros de agua. El ventilador es una bomba roto dinámica de gas que sirve para transportar gases, absorbiendo energía mecánica en el eje y devolviéndola al gas.

En los silos para el secado de café, la soplante tiene que impulsar aire a una presión equivalente a la resistencia de la conducción en las tuberías, el intercambiador de calor y el paso a través de la camada dentro del cuarto de secado, aquí el aire viene de ser calentado con temperaturas que varían en un rango que esta entre los 45°C y 70°C.

5.3.1 Clasificación. Los ventiladores que se emplean comúnmente se pueden dividir en tres tipos generales, de hélice, axiales, y centrífugos.

5.3.1.1 Ventiladores de hélice. Este ventilador consiste en una hélice dentro de un anillo o marco de montaje. La dirección de la corriente de aire es

paralela a la flecha del ventilador. Se emplea para trasladar aire de un lugar a otro, o hacia el ambiente exterior, o para introducir aire fresco.

Puede manejar grandes volúmenes de aire a una presión estática baja, raramente a presiones estáticas mayores de 25 mm de columna de agua.

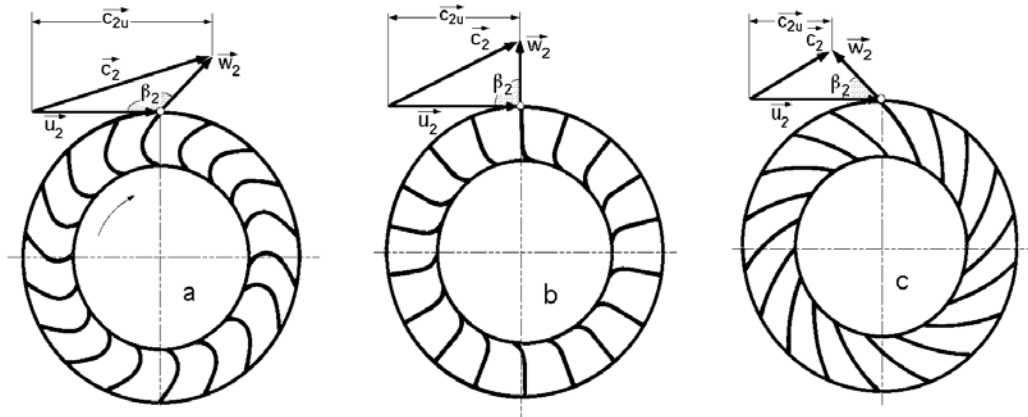
5.3.1.2 Ventilador axial. El ventilador axial es de diseño aerodinámico; los coeficientes de presión oscilan entre 0,05 y 0,6, pudiendo llegar en algunos diseños hasta 1. Este tipo de ventilador consiste esencialmente en una hélice encerrada en una envolvente cilíndrica. La adición de álabes-guía, detrás del rotor convierte al ventilador tubo-axial en un ventilador axial con aletas guía.

Puede funcionar en un amplio rango de volúmenes de aire, a presiones estáticas que van de bajas a medias y es capaz de desarrollar mayores presiones estáticas que el ventilador tubo-axial y ser más eficiente.

La facilidad de montaje y el flujo del aire en línea recta los hace ideales para muchas aplicaciones; la presión por encima de 75 a 100 mm. de presión estática, los ventiladores axiales se usan pocas veces para servicios de ventilación.

5.3.1.3 Ventilador centrífugo. El ventilador centrífugo consiste en un rotor encerrado en una envolvente de forma espiral; el aire, que entra a través del ojo del rotor paralelo a la flecha del ventilador, es succionado por el rotor y arrojado contra la envolvente, se descarga por la salida en ángulo recto a la flecha; puede ser de entrada sencilla o de entrada doble.

Figura 29. Rodetes y triángulos de salida de los ventiladores centrífugos a) Con álabes curvados hacia adelante; b) Con álabes de salida radial; c) Con álabes curvados hacia atrás.



En un ventilador de entrada doble, el aire entra por ambos lados de la envolvente succionado por un rotor doble o por dos rotores sencillos montados lado a lado. Los rotores se fabrican en una gran variedad de diseños, pudiéndose clasificar, en general, en aquellos cuyas aspas son radiales, o inclinadas hacia adelante, o inclinadas hacia atrás del sentido de la rotación.

Los rotores pueden tener los tres tipos de álabes que se representan en la figura 29, y cuyas particularidades son las siguientes:

a. Alabes curvados hacia adelante. $\theta > 90^\circ$. Este tipo es poco frecuente en las bombas centrífugas; en los ventiladores se emplea a causa del bajo nivel de ruido que presentan, (figura 29 a).

Otras características son:

- Gran número de álabes de 48- 60
- Para una velocidad determinada caudal superior y dimensiones menores que las de cualquier otro tipo de ventilador
- Rendimiento bajo, máximo del orden de 65-75% por lo que en la actualidad este tipo de ventilador centrífugo tiende a ser reemplazado por los modernos ventiladores axiales.

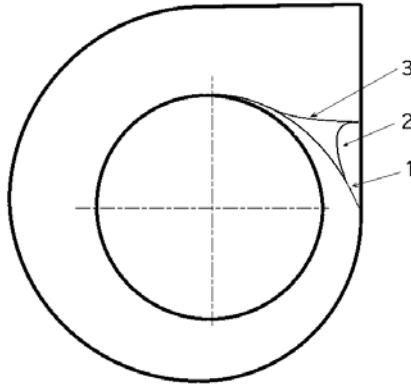
b. Alabes de salida radial. $\theta = 90^\circ$.- Tienen menor número de álabes que los anteriores; se emplean para impulsar aire o gases sucios a elevada temperatura, gracias a la facilidad con que son eliminados los depósitos sólidos por la fuerza centrífuga, (figura 29 b).

c. Alabes curvados hacia atrás. $\theta < 90^\circ$. Es el tipo normal de ángulo de salida en las bombas centrífugas.

Tienen mejor rendimiento que los anteriores, ya que si los antiguos álabes de chapa se reemplazan por los más modernos de perfil aerodinámico, se llega a alcanzar un rendimiento del orden del 90%. Su presión y gasto másico son inferiores para una misma velocidad de rotación y número de álabes que en el primer tipo. El nivel de ruido es bajo, (figura 29 c).

5.3.2 Lengüeta para el casco. La lengua de la caja espiral puede ser larga, corta o no existir, como se indica en el esquema de la Figura 30. Una lengua excesivamente corta es causa del aumento del ruido en los ventiladores, mientras que una lengua excesivamente larga provoca una disminución del rendimiento. Los ventiladores de alta presión son en éste más sensibles a la variación del rendimiento.

Figura 30. Cámara espira, 1 sin lengua; 2 con lengua poco pronunciada; 3 con lengua pronunciada.



5.4 DIMENSIONAMIENTO DEL VENTILADOR

Para dimensionar el ventilador se debe tener en cuenta, las condiciones del sitio, tales como la altura sobre el nivel del mar, (1200 m.); el fluido que se va a transportar y la temperatura de trabajo, así como el flujo de aire, de lo cual dependerá el tipo de aspas. Para esto se hacen correcciones en la presión y en el caudal, variando su potencia en el eje.

5.4.1 Corrección del caudal. Cuando el aire no está en condiciones estándar, hay que aplicar correcciones en el caudal, la presión y el caballaje, con el fin de poder fabricar un ventilador de volumen y presión equivalentes; por lo tanto es necesario hacer las siguientes correcciones, (ecuación 5.20) cuando las condiciones en la entrada no sean las estándar de 68°F y 14.7 psia.

$$Q_s = \left(\frac{14.7}{P_b} \right) \left(\frac{460 + T_1}{528} \right) * Q_{PCME}$$

Ecuación 5.20

Donde:

Q_s = caudal de aire corregido en la entrada al ventilador, (ft³/min.).

P_b = presión barométrica según el sitio, (psia).

T_1 = temperatura de entrada, (°F).

Q_{PCME} = caudal de aire en condiciones estándar, (ft³/min.)

Reemplazando en la ecuación 5.20, obtenemos un caudal corregido, para ser usado en el diseño del ventilador, ver tabla 10.

Tabla 10. Corrección del caudal.

T_1 °F (°C)	P_b psia	Q_{PCME} ft ³ /min	Q_s ft ³ /min
Dato	Dato	Dato	Ec. 5.20
131 (55)	12.73	2550	3296

5.4.2 Corrección de la presión. Para dar una corrección en la presión se usan las siguientes ecuaciones:

$$r_s = \frac{P_b + \Delta p}{P_b} \quad \text{Ecuación 5.21}$$

$$X_s = r_s^{0.283} - 1 \quad \text{Ecuación 5.22}$$

$$X_c = X_s \left(\frac{T_1 + 460}{528} \right) \quad \text{Ecuación 5.23}$$

$$r_c = (X_c + 1)^{3.53} \quad \text{Ecuación 5.24}$$

$$P_c = 14.7(r_c - 1)$$

Ecuación 5.25

Donde:

P_b = Presión barométrica según la altitud del sitio, (psi).

Δp = Presión manométrica de descarga en el sitio, (psi).

P_c = presión corregida, (psi).

Datos:

P_b = 12.73 psi, (presión barométrica de la ciudad del Socorro)

Δp = 0.17 psi, (4.8 in agua,)

Tomando como referencia los pasados datos y remplazándolos en las ecuaciones 5.21 a la 5.25, se obtiene una presión corregida, $\Delta p_s = 6.2$ pulgadas de agua, para el ventilador.

5.4.3 Potencia del ventilador. Para estimar las necesidades del caballaje para el aire en los ventiladores, cuando los cambios en densidad entre la entrada y la salida son insignificantes, se puede utilizar la ecuación 5.26, para el aire:

$$Hp_s = \frac{(144 * 0.0361) * Q_s * \Delta p_s}{33000}$$

Ecuación 5.26

Tabla 11. Potencia del ventilador.

Q_s (ft ³ /min)	Δp_s (in de H ₂ O)	Hp_s (hp)
3296	6.2	3.219

El caballaje de la unidad motriz se selecciona normalmente para obtener un margen de seguridad de potencia de un 10% en el punto esperado de

funcionamiento; el caballaje requerido con cualquier flujo es menor que el caballaje de la unidad motriz.

Para nuestro caso en particular, en el mercado no se consigue un motor de este valor, por esta razón nos tenemos que aproximar al más cercano, que es el de 4 hp. de potencia.

6. QUEMADORES

6.1 INTRODUCCIÓN

En algunos casos los quemadores pueden ser solamente una tobera o boquilla, a los cuales en ciertas ocasiones debe incluirse un dispositivo mezclador, una carcasa, un ventilador y los controles. En algunas configuraciones se dificulta determinar donde comienza el quemador y termina la cámara de combustión.

Un sistema de combustión suministra:

- Combustible.
- Aire.
- Mezcla.
- Dosificación.
- Ignición.
- Conservación de la flama.

En el sentido más estricto, un quemador solo realiza la función de la conservación de la flama; en el sentido más amplio, puede realizar cualquier combinación de ellas, incluso todas.

6.2 COMBUSTIBLES PARA EL SECADO MECÁNICO

El café por ser un producto para el consumo humano, debe ser manejado con las mejores condiciones de higiene en cada una de las etapas de su beneficio.

Para el caso del secado se debe mantener alejado el café del contacto con los productos de la combustión de cualquiera de los tipos de energía combustible que sea utilizada.

Algunos fabricantes dan la creencia que la combustión con gases y con carbón “coque”, es limpia. Esto no es cierto; como para el caso de los gases (natural y propano) la combustión en ocasiones es completa teniendo en cuenta que la relación aire-combustible se encuentre en las condiciones óptimas, lo cual es de difícil control debido a la poca tecnología usada en estos equipos.

Para una mejor percepción es difícil asegurar la cantidad suficiente de oxígeno, teniendo en cuenta la altitud de cada lugar y los factores relacionados con el tipo, uso y mantenimiento de los quemadores utilizados.

Aquí nos vemos en la obligación de calentar aire atmosférico para el posterior secado de los granos de café. El contacto indirecto con los productos de la combustión, da una mejor calidad del grano sin alterar sus propiedades físicas y químicas, conservando de la mejor forma su sabor y aroma.

6.2.1 Tipo de combustible. Para calentar el aire se puede utilizar diferentes dispositivos que permiten convertir la energía química almacenada en los combustibles en energía térmica.

Los combustibles más utilizados son: ACPM, coque, carbón mineral, gas propano, gas natural, cisco o pergamino del café y algunos productos resultantes de la refinación del petróleo.

La correcta utilización de un combustible depende del mercado más cercano para la obtención de su energía a partir de su combustión, de su costo final por kilogramo de café pergamino seco y por el daño que pueda generar en los equipos por la generación de ácidos en el momento de su quema.

6.2.1.1 Combustibles sólidos. El carbón coque es poco utilizado por la liberación de azufre al ambiente el cual en presencia de humedad da origen al ácido sulfúrico, cuya presencia se puede observar en la oxidación en las partes metálicas del equipo. Por otro lado el carbón mineral (granulado) es una excelente alternativa para secadores con capacidad estática mayor a 120@, donde se observa que el consumo de carbón en cosecha principal es solo de 3.5 kg. de carbón mineral por arroba de café pergamino seco.

6.2.1.2 Combustibles líquidos. Los combustibles líquidos de uso común se clasifican en, aceites combustibles destilados, derivados directa o indirectamente del petróleo crudo; aceites combustibles residuales, que quedan después de descabezar el petróleo crudo y aceites combustibles mezclados (mezcla de los anteriores).

Los combustibles diesel se usan ampliamente en auto-transportadores o en su quema para plantas eléctricas estacionarias entre otros. El ACPM es uno de los combustibles líquidos más utilizados en la pequeña y mediana industria, para la producción de calor a partir de su quema, por fácil adquisición, bajo costo y propiedades excelentes para su quema. Los quemadores comerciales están diseñados en su mayoría para combustibles con características similares al ACPM (aceite combustible para motores), ya que en el momento de su quema, la producción de ácido sulfúrico en presencia de agua es baja con respecto al carbón.

6.2.1.3 Combustibles gaseosos. Los combustibles gaseosos generalmente son más fáciles de manejar y quemar que los líquidos y los sólidos. Los combustibles fósiles gaseosos son el gas natural (principalmente metano y etano) y gases licuados del petróleo (LPG, principalmente propano y butano). Para el gas natural su principal uso es el calentamiento, la generación de energía eléctrica y como materia prima para la elaboración de productos químicos; las principales propiedades de los gases esta referido al calor que se obtiene de su combustión, sus características de flujo y su combustibilidad en diversos tipos de quemadores. Su fácil adquisición es otro de los factores primordiales para su uso en cualquier lugar de la región.

El propano, gas incoloro e inodoro de la serie de los alcanos de los hidrocarburos, de fórmula C_3H_8 , compuesto principalmente por, propano (87%), etano (1%), isobutano (6%) y butano normal (6%). Se encuentra en el petróleo en crudo, en el gas natural y como producto derivado del refinado del petróleo. El propano no reacciona vigorosamente a temperatura ambiente; pero sí reacciona a dicha temperatura al mezclarlo con cloro y exponerlo a la luz. A temperaturas más altas, el propano arde en contacto con el aire, produciendo dióxido de carbono y agua, por lo que sirve como combustible. El punto de fusión del propano es de $-189,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ y su punto de ebullición de $-42,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

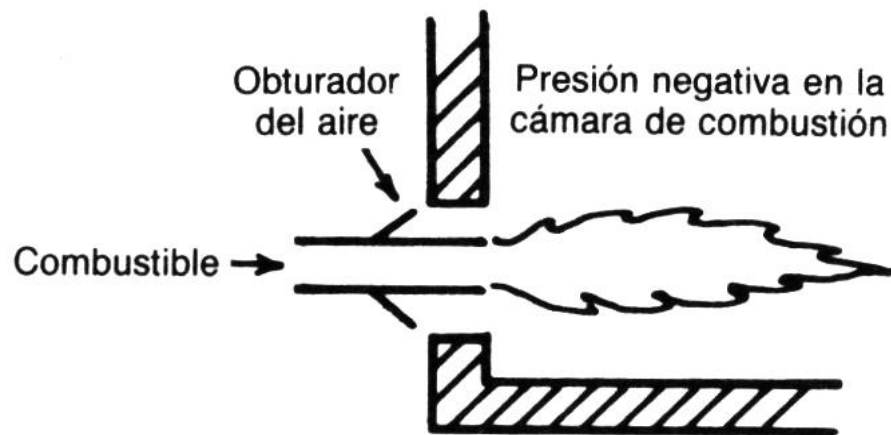
6.3 TIPOS DE QUEMADORES

6.3.1 Quemadores para combustibles gaseosos. Los quemadores de combustibles gaseosos se eligen de modo que se obtenga el grado deseado de premezclado de aire y combustible para controlar el patrón de la flama, a fin

de que esta sea compacta y direccional, difusa o plana y que cubra el área adyacente a la pared.

6.3.1.1 Quemadores abiertos de tiro atmosférico. Este tipo de quemadores se caracterizan por producir una presión negativa en la cámara de combustión, figura 31, que causa el tiro o aspiración del aire necesario que usualmente se hace por medio de obturadores colocados alrededor de las toberas de combustible; la aspiración hacia la cámara puede ser natural (por efecto de chimenea) o inducida por un ventilador.

Figura 31. Quemador de tiro atmosférico.

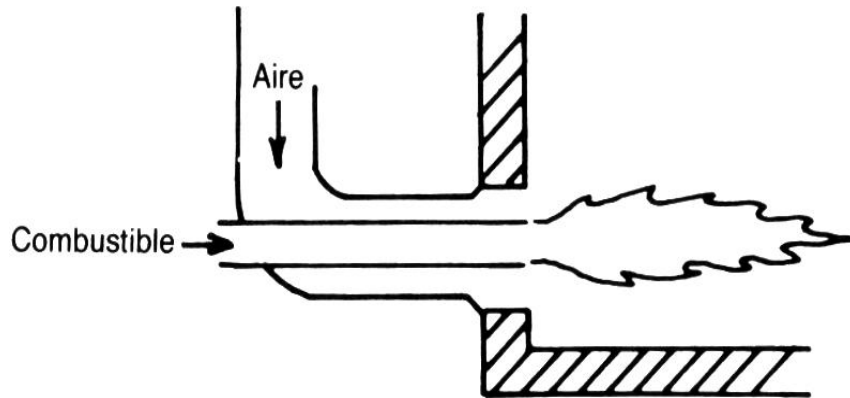


6.3.1.2 Quemadores de sellados mecánicos. No presenta entrada intencional del aire alrededor de la tobera, ni entradas de aire en forma de persiana en la pared de la cámara de combustión, figura 32. Todo el flujo de entrada de aire por lo general es controlado por un ventilador de inyección (tiro forzado) que impulsa el aire a través de tubos o de una carcasa.

Estos quemadores suelen tener una mayor caída de presión en la tobera, de modo que las velocidades de aire son mayores y por tanto son mejores el

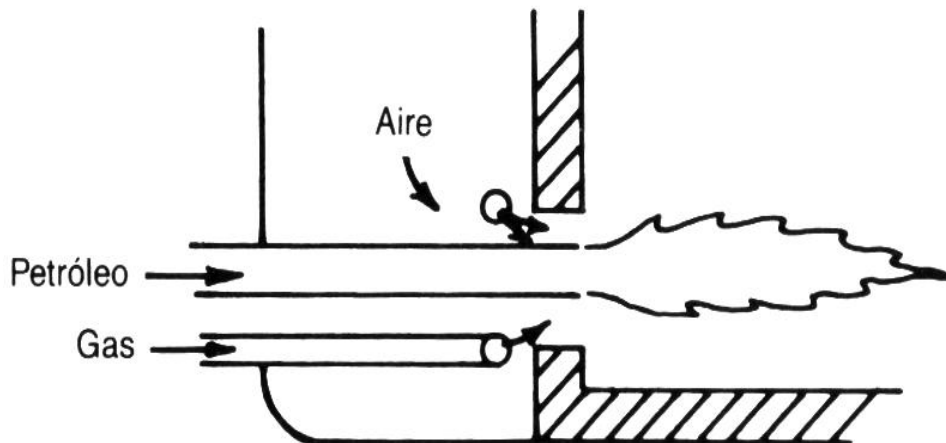
mezclado y el control de la configuración de la flama. Es posible medir el flujo de aire, por lo cual resulta fácil el control automático de la relación aire combustible.

Figura 32. Quemador de sellado mecánico



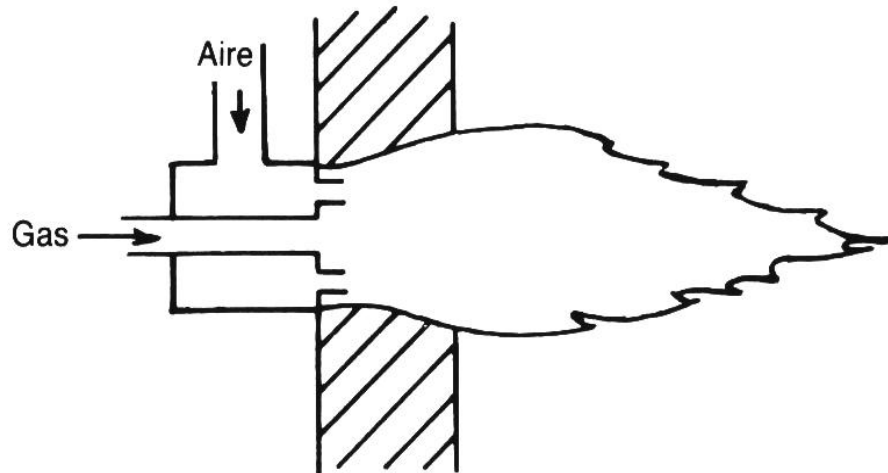
6.3.1.3 Quemadores de caja de aire. Consiste en un atomizador largo y un inyector o anillo de gas, figura 33. Son comunes en calderas y calentadores de aire, en los que por razones económicas los grandes volúmenes de aire requeridos son suministrados a muy baja presión.

Figura 33. Quemador de caja de aire



6.3.1.4 Quemador con mezclado en tobera. En este dispositivo se mezclan gas y aire al entrar a la cámara de combustión por la boquilla de la flama, figura 34. Este sistema permite el uso de una amplia variedad de relaciones combustible aire, formas de flama y combustibles; pueden operar con mezclas muy ricas (exceso de combustible del 50%) o muy pobres (exceso de aire del 1500%).

Figura 34. Quemador con mezclado en tobera, controlado por aire.



6.3.2 Quemadores para combustibles líquidos. Gran parte de estos quemadores son muy semejantes a los antes mencionados quemadores de gas. Los líquidos en si no experimentan combustión, de modo que deben vaporizarse antes. Atomizan el combustible a fin de ofrecer la mayor superficie de contacto con el aire de combustión, que a la vez dispersa las partículas convenientemente dentro del hogar, para formar una mezcla aire-combustible de rápida ignición. Los procedimientos más difundidos son la atomización mecánica, con vapor o con aire. Para que la atomización sea la correcta, se debe reducir la viscosidad a valores convenientes, para lo que resulta necesario el calentamiento previo del combustible. Sin embargo, si se

superan las temperaturas máximas admisibles, se corre el riesgo de formación de gases que interrumpan el bombeo de combustible y en consecuencia se produzcan fallas en la ignición.

También es importante que el combustible no contenga ácidos, arenilla, u otras materias extrañas que puedan taponar o dañar los orificios de los quemadores y sus válvulas de control. En la figura 35, se observa un quemador utilizado para un equipo con una capacidad de 1500 kilos; con un rango de operación de 300000 Btu/hr - 400000 Btu/hr

Figura 35. Quemador para combustibles líquidos.

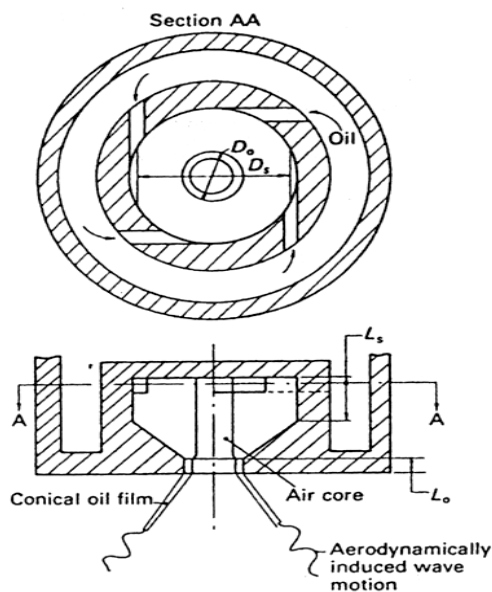


6.3.2.1 Vaporización por atomización. En casi todos los quemadores industriales para combustibles líquidos se emplea atomización para ayudar a vaporizar el combustible, exponiendo la gran área superficial (respecto al volumen) de millones de gotas diminutas (en un intervalo de tamaños de 100 a 400 μm).

La transferencia de masa ocurre entonces con rapidez incluso si las gotas no se exponen a la radiación del horno al aire caliente.

En la atomización por presión se emplea la energía de presión contenida en la corriente del líquido para hacer que la energía cinética venza las fuerzas viscosas y de tensión superficial. Sin embargo, si la entrada se reduce al disminuir la presión del combustible, la calidad de la atomización también se reduce; por tanto, este método de atomización se limita a unidades no graduables (solo del tipo encendido-apagado) o a casos donde se dispone de presiones de combustible mayores a 150 lb/pulg.²

Figura 36. Atomizador rotativo.



El más común de los atomizadores a presión es el tipo rotativo, como el que se muestra en la Figura 36. Entrando en una pequeña copa a través de los orificios tangenciales, el combustible gira a alta velocidad. La salida de la copa forma un dique alrededor del extremo abierto, y el combustible derrama

sobre el dique en la forma de una fina hoja cónica, que posteriormente rompe en finos filamentos y luego gotas.

6.3.3 Quemadores mixtos o duales. Estos quemadores usan las características de los quemadores para gases y los de líquidos que particularmente son muy similares en su funcionalidad y partes constituyentes, como su carcasa y el desarrollo de la flama, figura 37.

Las potencias que pueden manejar son de fácil control dependiendo del poder calorífico del combustible usado, sea el gas o el líquido. El quemador mixto viene dotado de un motor eléctrico independiente para la bomba de combustible líquido y el ventilador.

Figura 37. Quemador mixto o dual.



El cambio de combustible se realiza sencillamente mediante dos interruptores que trabajan separadamente, quienes accionan una válvula solenoide, dependiendo de cual se requiera para su uso las cuales se encuentran ubicadas en el tablero de control.

La válvula solenoide del combustible líquido al estar serrada no permite el paso de líquido, a la vez que el ventilador continua funcionando para suministrar el aire.

Para controlar la cantidad de aire, se usa una compuerta giratoria, la cual genera una caída de presión a la entrada reduciendo el caudal de aire necesario para la combustión.

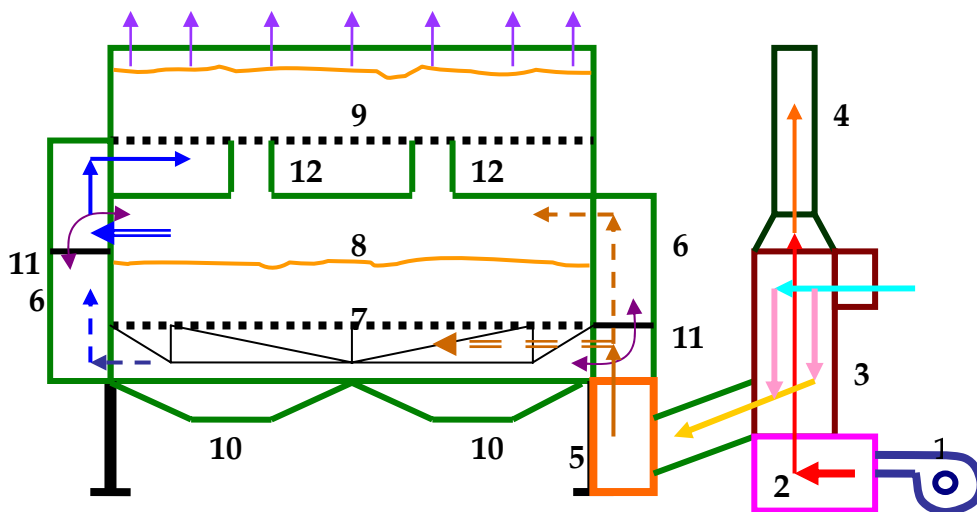
7. DISEÑO

7.1 INTRODUCCIÓN

Para el diseño del silo en general se ha usado cada uno de los conceptos desarrollados en el transcurso académico dado en la universidad, con ayuda de algunos datos empíricos otorgados por la experiencia de personas vinculadas en el área de secado de granos.

En la figura 38, vemos un esquema del diseño general del silo al final de su construcción con sus partes constituyente, como son el quemador dual de combustible, (1); caldera, (2); intercambiador de calor, (3); chimenea, (4); ventilador, (5); conductores de aire, (6); parrilla giratoria, (7); cuarto de secado, (8); cuarto de presecado, (9); tolvas de descarga, (10); compuertas direccionadoras de flujo, (11), ductos para descarga de la cámara de presecado a la cámara de secado, (12).

Figura 38. Silo para secado de café, con quemador dual de combustible.



7.2 DISEÑO ESTRUCTURAL

Este diseño, se basa en la resistencia de los materiales a la temperatura, la corrosión, la carga y también al tamaño mas adecuado para cada una de las dimensiones requeridas en el sitio de su instalación, además de buscar la mayor eficiencia

7.2.1 Cámaras de secado. Son los compartimentos donde se deposita el grano de café para ser secado, Para lo cual se ha considerado una cámara que cumpla con las siguientes condiciones:

- Fácil alimentación y descarga del grano de café.
- Que se de un secado homogéneo en toda la capa del grano.
- Permita la inversión de flujo de aire a través del lecho del grano.

Figura 39. Cámaras de secado en la estructura.



El silo secador consta de dos cámaras ubicadas una encima de otra, donde la inferior es la cámara de secado y la superior la cámara de presecado como se muestra en la figura 39, (ver planos).

7.2.1.1 Cámara inferior.

Figura 40. Cámara de secado inferior.



Figura 41. Tolvas para la descarga de café y compuertas para la nivelación de la camada.



Esta es la cámara de secado, provista de tres compuertas, dos ubicadas en la parte frontal para el nivelado del café por medio de rastrillos y su periódica observación a demás de la obtención de muestra para conocer el grado de humedad en cualquier momento; la tercera puerta ubicada en la parte posterior figura 41, usada para el barrido del grano sobre la malla y del piso de la cámara. También consta de una parrilla móvil de tal forma que cuando el grano de café ha alcanzado el contenido de humedad deseado permita que la parrilla gire 35° necesarios para descargar el café a unas tolvas, figura 41, (ver planos), para su posterior almacenamiento en sacos.

7.2.1.1.1 Parrilla giratoria. El diseño de la parrilla inferior en la cual esta soportada la camada de secado ha sido adecuada para facilitar la descarga del grano al final del proceso.

El grano de café luego de obtener la humedad final de almacenamiento (10 – 12% b.s.), debe ser almacenado en bolsas de fibra de fique; los cuales son llenados fácilmente por medio de las tolvas de descarga, figura 40, luego que la parrilla ha girado 35° (ángulo de reposo del grano de café), permitiendo que los granos deslicen fácilmente hacia ellas.

El eje sobre el cual esta montada la parrilla esta desplazado un centímetro al lado contrario de la caída del grano, creando un desnivel que facilita el giro de la parrilla. De esta forma se evita que el operario este sometido a cambios bruscos de temperatura, al no tener contacto directo con los granos dentro de la cámara, la cual se encuentra aproximadamente a 55°C.

7.2.1.2 Cámara superior. En esta cámara se realiza el presecado del grano. La malla esta colocada sobre una parrilla fija provista de dos compuertas que

permiten la descarga del grano de café a la cámara de secado; ya sea para carga inicial de la cámara de secado o para la descarga luego de ser presecada la camada. En esta cámara el aire proveniente de la cámara de secado, siempre estará en contacto con el grano por la parte inferior de la camada, figura 42, (ver planos).

Figura 42. Cámara de secado superior y ductos para la descarga a la cámara inferior.



7.2.2 Dimensiones de las cámaras de secado. Las dimensiones de las cámaras de secado están relacionadas con el volumen de grano de café a secar y la altura recomendada de la camada los cuales se hallan conociendo la densidad aparente (ver tabla 1) del grano de café húmedo y el peso que se desea obtener.

El peso de café final es 600 kg. c.p.s. (café pergamino seco), para la camada de secado y con un valor entre el 10% al 12% b.h., de tal manera que este grano al inicio del proceso contiene una humedad que oscila entre el 55% -62% b.h.

$$Vol = \frac{W}{D_w}$$

Ecuación 7.1

Donde:

Vol = Volumen del grano de café a secar.

W = peso de café final, (600 Kg por camada).

D_W = Densidad aparente con respecto al peso, ($400 \text{ Kg} / \text{m}^3$, ver tabla 1)

Reemplazando en la ecuación 7.1, obtenemos: $Vol = 1.5 \text{m}^3$

$$A = \frac{Vol}{h}$$

Ecuación 7.2

Donde:

A = Área transversal de la parrilla.

h = altura de la camada de café, (0.8 metros).

Reemplazando en la ecuación 7.2, obtenemos: $A = 3.75 \text{m}^2$

7.2.3 Determinación del flujo de aire en la cámara. La velocidad del flujo de aire que debe existir bajo la parrilla, se diseña de tal forma que permita la variación de velocidad en un rango de 0.1 - 0.6 m/seg.

Para el diseño del equipo, el caudal a calcular será un valor aproximado, ya que hay que tener en cuenta la altura del sitio de trabajo y la humedad relativa, para lo cual se asume un valor promedio de 0.35 m/seg.

$$Q_{PCME} = v \times A$$

Ecuación 7.3

Donde:

Q_{PCME} = Flujo de aire a través del grano, m^3/seg .

v = Velocidad bajo la parrilla.

A = Área transversal de la parrilla.

De la ecuación 7.3, obtenemos:

$Q_{PCME} = 1.203 m^3/\text{seg}$. ($Q = 2550 \text{ C.F.M.}$)

7.2.4 Materiales de construcción. La estructura de la cámara esta construida en ángulos de CR de $1''1/2 \times 1''1/2''$, (ver planos de construcción y costos) las paredes al igual el techo (cámara inferior) y el piso están constituidos de lamina de acero CR calibre 18; estas partes se diseñaron para ser desmontables en su totalidad lo que obliga a utilizar silicona de alta temperatura en los pegues para evitar las fugas.

Las compuertas de nivelación, barrido y ductos de descarga (cámara presecado a la cámara de secado) de café, además de las compuertas de cambio de flujo de aire, las cuales son de lamina de acero CR calibre 18, se les acondiciono sellos de neopreno en sus marcos para evitar las fugas de aire.

Las mallas expandidas planas utilizadas en las dos cámaras son de tipo cafetero, adecuadas a las parrillas construidas en ángulo de $1'' \times 1'' 1/2$ y ajustadas por medio de remaches.

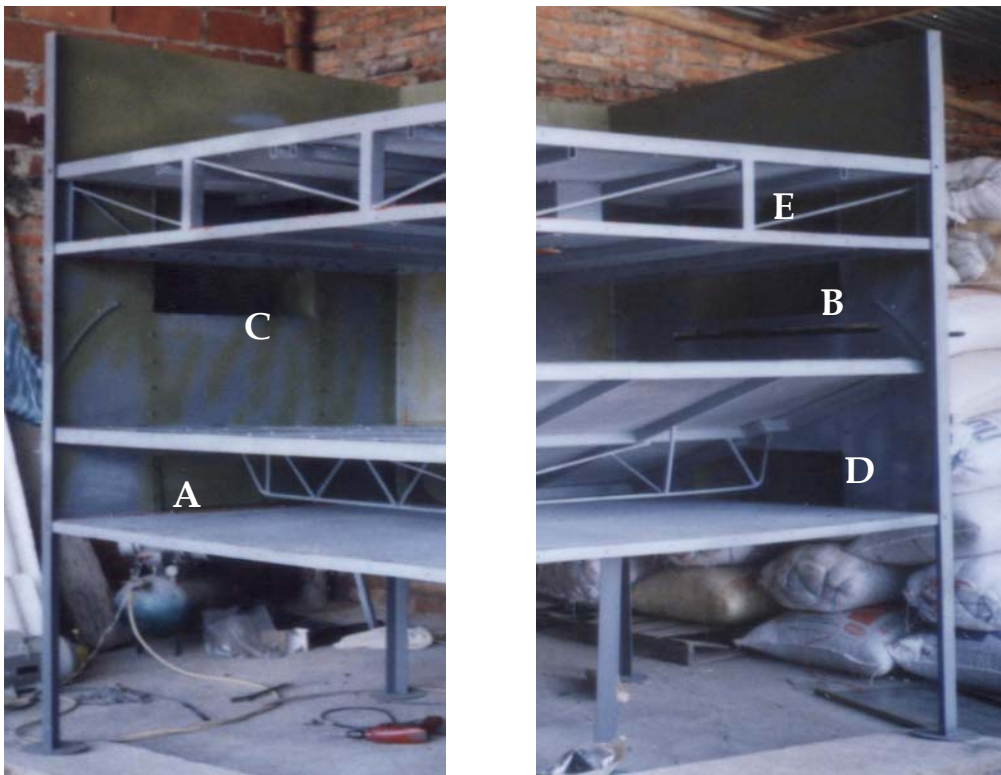
El intercambiador de calor, en la parte de alta temperatura esta dispuesto de tubería para caldera (aleación de tantalio), la cual puede resistir temperaturas cerca de los 2500°C .

La caldera cuenta con un recubrimiento de concrax 1700 refractario, el cual evita el contacto directo de la llama con las paredes metálicas, reduciendo el deterioro por oxidación causado por las altas temperaturas dentro de ella.

7.3 DIRECCIONADORES PARA EL AIRE CALIENTE EN LOS DUCTOS

Con el fin de cumplir con el manejo del flujo dentro de las capas de café, ya sea la de secado (inferior) o la de presecado (superior); se debe contar con un sistema de compuertas encargadas de direccionar el aire, figura 43, (ver planos).

Figura 43. Direccionamiento para el aire caliente.

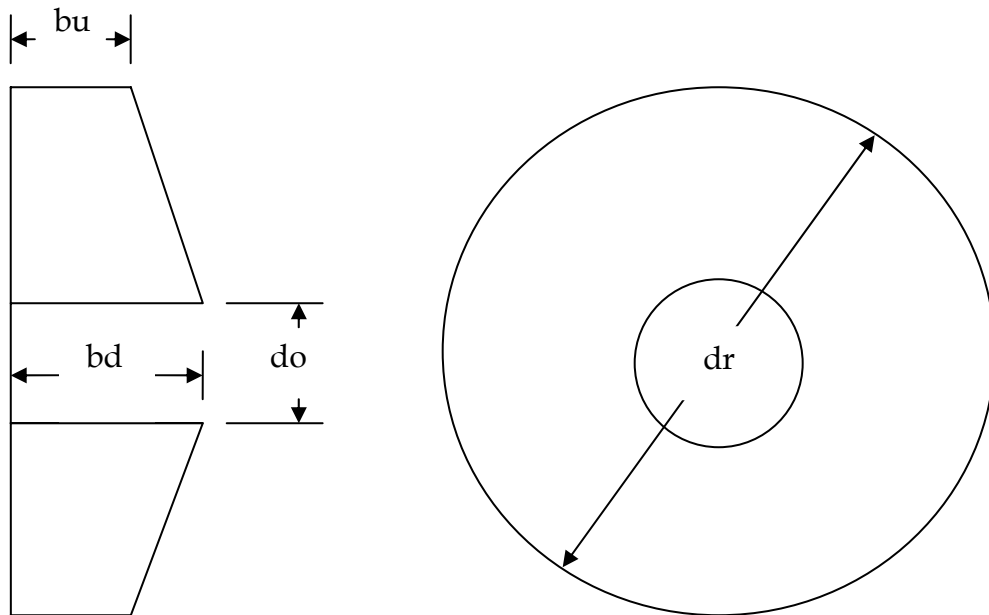


El aire en primera instancia debe ser dirigido por la parte inferior (entra por A y sale por B), de la camada durante un tiempo de aproximadamente tres horas, para luego ser cambiado de rumbo (entra por C y sale por D), durante otras tres horas; así sucesivamente hasta lograr la humedad de 12% en b.h.; la camada superior durante todo el tiempo que demora la cámara de secado, el aire solo entra por la parte inferior de ella (E).

7.4 DISEÑO DEL VENTILADOR

7.4.1 Diseño del rotor. Para este diseño se tiene en cuenta la presión de trabajo, el flujo, las revoluciones a la cual gira el motor y la densidad del flujo, además de las impurezas presentes en el flujo, figura 44, (ver planos).

Figura 44. Dimeccionamiento para el rotor del ventilador.



$$P_{ea} = \frac{33000 * HP_c}{Q_s * \rho_a} \quad \text{Ecuación 7.4}$$

$$\Delta E_o = \frac{(dr * N)^2}{1689726} \quad \text{Ecuación 7.5}$$

$$\Delta E_b = \frac{(Q_s * N)}{bu * 9650} \quad \text{Ecuación 7.6}$$

$$P_{ea} = \Delta E_o - \Delta E_b * \cot \beta \quad \text{Ecuación 7.7}$$

Reemplazando las ecuaciones 5.34 y 5.35 en 5.36, se obtiene:

$$P_{ea} = \left(\frac{dr^2}{1689726} \right) * N^2 - \left(\frac{Q_s}{9650 * bu * \tan \beta} \right) * N \quad \text{Ecuación 7.8}$$

Donde:

P_{ea} = potencia de entrada al árbol, (ft/lb_f/lb_m).

ΔE_o = energía dada al fluido por presión, (ft/lb_f/lb_m).

ΔE_b = energía dada al fluido por velocidad, (ft/lb_f/lb_m).

N = Velocidad del motor, (rpm).

β = ángulo medio de salida del aire del ventilador. (fig.45)

ρ_a = Densidad del aire, (Lb/ft³).

dr = Diámetro del rotor, (pulgadas).

bu = Ancho del alabe en el extremo radial del rotor, (pulgadas).

Datos:

P_{ea} = 365 ft/lb_f/lb_m.

$\beta = 31^\circ$, (ver figura 7.8, para una eficiencia del 75%)

$$\rho_a = 0.0677 \text{ Lb} / \text{ft}^3 .$$

$N = 1750 \text{ rpm}$.

Reemplazando en la ecuación 7.8, obtenemos:

$$dr = 16.46 \text{ pulgadas, (41.8 cm.)}$$

$$bu = 7.87 \text{ pulgadas, (20 cm.)}$$

Cálculo de los alabes:

$$u_t = \frac{\pi * dr * N}{60}$$

Ecuación 7.9

$$V_e = 0.5 * u_t$$

Ecuación 7.10

$$d_0 = \left[\frac{4 * Q_s}{\pi * V_e} \right]^{1/2}$$

Ecuación 7.11

$$V_s = 0.4 * u_t$$

Ecuación 7.12

$$W_f = bd * 1.05 \quad (\text{Donde } bd \geq 5\%)$$

Ecuación 7.13

$$A_{df} = \frac{Q_s}{V_s}$$

Ecuación 7.14

$$h_{df} = \frac{A_{df}}{W_f}$$

Ecuación 7.15

$$A = \pi * dr * bu$$

Ecuación 7.16

Donde:

Q_s = Flujo de aire, (m^3 / seg).

u_t = Velocidad tangencial a la salida del rotor, (m^3 / seg).

d_r = Diámetro del rotor, (cm).

V_e = Velocidad del aire a la entrada del ventilador, (m / seg).

d_0 = Diámetro del oído del ventilador, (cm).

bd = Ancho del alabe en la entrada del rotor, (cm).

V_s = Velocidad del aire a la salida del ventilador, (m / seg).

W_f = Ancho de la caja envolvente, (cm).

A_{df} = Area de descarga en la envolvente del ventilador, (cm^2).

h_{df} = Altura de descarga del ventilador, (cm).

A = Área de la salida de la cubierta del ventilador, (ft^2)

Datos base de diseño:

$T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$

$\Delta P = 6.2$ pulgadas de agua, (ecuación 5.5)

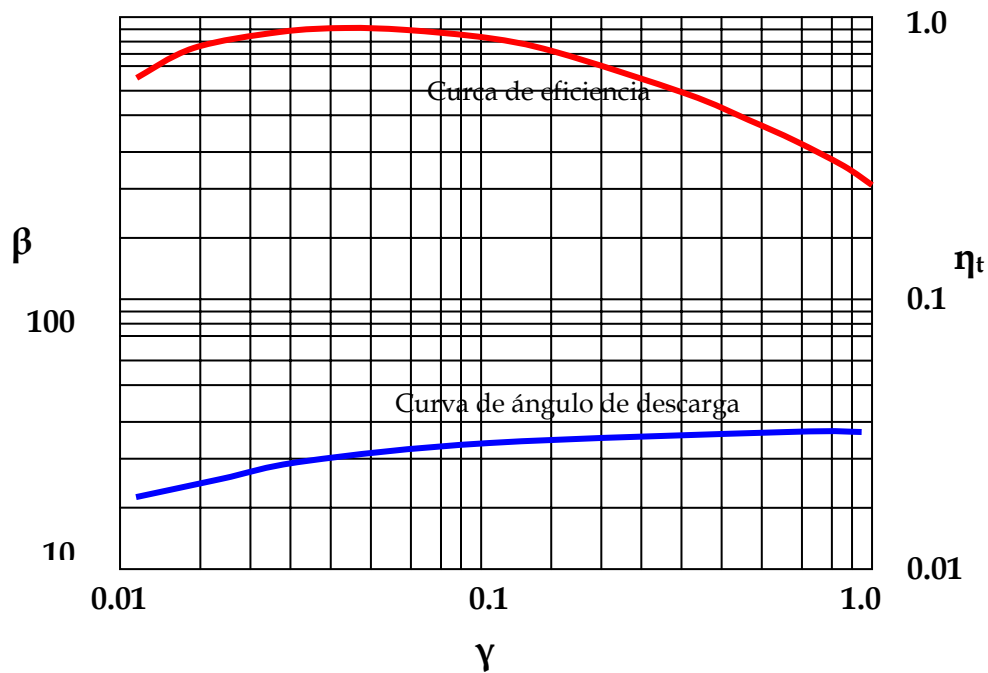
$$Q = 3296 \frac{ft^3}{min} = 1.55 \frac{m^3}{seg} ; \text{ ver tabla 5.5.}$$

Tabla 12. Dimensionamiento del ventilador.

u_t	d_r	V_e	d_0	bu	bd	W_f	V_s	A_{df}	h_{df}	A
m/seg	cm	m/seg	cm	cm	cm	cm	m/seg	cm^2	cm	in^2
Ec.	Ec.	Ec.	Ec.	Ec.	Ec.	Ec.	Ec.	Ec.	Ec.	Ec.
7.9	7.8	7.10	7.11	7.8	7.8	7.13	7.12	7.14	7.15	7.16
38.3	41.8	19	32	20	20	21	15.3	1013	48	406

Se ha escogido para el rotor del ventilador los alabes curvados hacia atrás, por presentar un bajo ruido, alta eficiencia y aprovechando un flujo de aire limpio que pasara a través de él, ver figura 45.

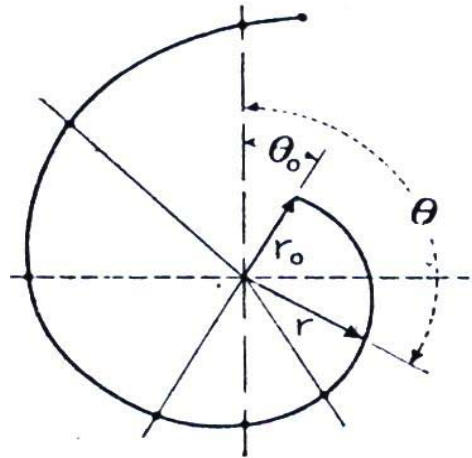
Figura 45. Curva de correlación de un ventilador con aspas de curvatura hacia atrás.



FUENTE: Greene, R. W., 1988

7.4.2 Caja o envolvente del ventilador. La caja o envolvente del ventilador centrífugo recoge el aire entregado por el rodete y dirige la corriente al ducto conectado a él. Comúnmente tiene la forma de una espiral o caracol; los costados de la caja o envolvente son planos y paralelos. Para su espaciado, la ley de la constancia del momento de la cantidad de movimiento o circulación, requiere que la espiral sea logarítmica. La figura 46, ilustra una forma típica de la espiral del ventilador.

Figura 46. Espiral logarítmica.



En ocasiones se usan formas más complejas de la caja por diversas razones, pero el funcionamiento a alto rendimiento se consigue fácilmente con la caja logarítmica más simple, ecuación 5.28.

$$\theta - \theta_0 = K \times \text{Log} \left(\frac{r}{r_0} \right) \quad \text{Ecuación 7.17}$$

El valor de la constante K, puede determinarse aerodinámicamente por la relación de la componente tangencial a la componente radial de la velocidad del aire que sale del rodete. El área de la salida debe dar una presión de velocidad del 10% de la estática al gasto o flujo especificado.

Ecuaciones utilizadas en el cálculo de la caja o envolvente del ventilador:

$$A = 1.5 * dr^2 \quad \text{Ecuación 7.18}$$

$$r_1 = \sqrt{A} \quad \text{Ecuación 7.19}$$

$$r_0 = \frac{dr}{2} + 0.075 \quad \text{Ecuación 7.20}$$

$$K = \frac{\theta_1 - \theta_0}{\log \frac{r_1}{r_0}} \quad (\theta_1 = 360^\circ \text{ y } \theta_0 = 90^\circ) \quad \text{Ecuación 7.21}$$

Donde:

dr = Diámetro del rotor, (m)

r_1 = Distancia al punto final de la envolvente, (cm.)

A = Área de la salida del cubierta del ventilador, (m.)

r_0 = Distancia del punto inicial de la envolvente, (cm.)

K = Constante adimensional.

Tabla 13. Resultados del cálculo del rotor.

dr (m)	A (m ²)	r_1 (cm.)	r_0 (cm.)	K
Ec. 7.8	Ec. 7.18	Ec. 7.19	Ec. 7.20	Ec. 7.21
0.418	0.26	51	28	1036.82

Tabla 14. Resultados del cálculo de la envolvente para un ventilador centrífugo, a partir de la ecuación 7.17.

θ (°)	Ec.	0	45	90	135	180	225	270	315	360
r (cm.)	7.17	23.3	25.7	28.4	31.4	34.7	38.3	42.4	46.8	51.7

Teniendo en cuenta las necesidades del trabajo a las cuales va a funcionar y las ventajas ofrecidas, se escogió el ventilador centrífugo con alabes curvados hacia atrás, por el alto rendimiento (aproximadamente del 90%), y por presentar un nivel de ruido bajo, además de un gasto másico inferior para una velocidad constante de rotación. El diseño fue realizado teniendo en cuenta el flujo (CFM) a entregar y la presión de descarga.

7.5 DISEÑO TÉRMICO

7.5.1 Transferencia de calor. El diseño de un intercambiador de calor se caracteriza por 2 aspectos: la transferencia de calor entre fluidos y la fricción a través del intercambiador de calor.

Una característica de los intercambiadores de calor gas-gas es la de requerir una gran área superficial, la cual puede ser aumentada con la adición de aletas, ya sean longitudinales, radiales, etc.

En este caso la obtención de calor a partir de los gases de la combustión se lleva a cabo en dos puntos, uno de ellos es el aprovechamiento del calor en la caldera y otro es el intercambiador de calor.

7.5.2 Transferencia de calor en la caldera. La caldera o cámara de combustión es uno de los componentes encargados de suministrar al aire las condiciones necesarias para el proceso de secado que se desea realizar.

7.5.3 Cálculos de transferencia de calor para el intercambiador

7.5.3.1 Flujo interno

$$\text{Re}_{D-i} = \frac{4 * \dot{m}_g}{\pi * d * \mu} \quad \text{Ecuación 7.22}$$

$$\dot{m}_g = \frac{q_T}{C_p * \Delta T} \quad \text{Ecuación 7.23}$$

$$Nu_D = 0.3 + \frac{0.62 * Re_{D-i}^{1/2} * Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \quad \text{Para } Re_{D-i} < 10^4 \quad \text{Ecuación 7.24}$$

$$\bar{h}_{ci} = \frac{K_g * Nu_D}{d} \quad \text{Ecuación 7.25}$$

Donde:

Re_{D-i} = Número de Reynolds interno.

\dot{m}_g = Flujo másico de los gases de combustión, (Kg/seg.)

d = Diámetro interno del tubo, (metro).

μ = Viscosidad cinemática del aire, (Kg/m x seg.)

q_T = Calor total, (Kj/seg.)

Cp_g = Calor específico de los gases, (Kj/Kg-K).

ΔT = Diferencia de temperaturas de los gases, (K)

Nu_D = Número de Nusselt.

Pr = Número de Prandtl.

\bar{h}_{ci} = Coeficiente de convección interno, (W/m²-K).

K_g = Coeficiente de conductividad térmica de los gases, (W/m-K).

Las propiedades para flujo interno son evaluadas a la temperatura media de 1000 K.

De la tabla A. 4 de Incropera, $Cp = 1.141$ Kj/Kg-K, $K_g = 66.7 \times 10^{-3}$ W/m-K,

$\mu = 424.4$ Kg/m-seg., $Pr = 0.726$.

Reemplazando en las ecuaciones, 7.22 a la 7.25, obtenemos:

Tabla 15. Coeficiente de convección en el flujo interno.

d	q_T	ΔT	\dot{m}_g	Re_{D-i}	Nu_D	\bar{h}_{ci}
m	Btu/hr	K	Kg/seg			W/m ² -K
Dato	Ec. 3.7	Dato	Ec. 7.23	Ec. 7.22	Ec. 7.24	Ec. 7.25
0.019	223426	900	0.064	7216	37.7	132.4

7.5.3.2 Flujo externo.

$$D_h = \frac{4 * A_c}{P} \quad \text{Ecuación 7.26}$$

$$A_c = \frac{\pi * D_e^2}{4} - \frac{N * \pi * D^2}{4} \quad \text{Ecuación 7.27}$$

$$P = \pi * D_e + N * \pi * D_e \quad \text{Ecuación 7.28}$$

$$Re_{D-e} = \frac{\dot{m}_a * D_h}{A_c * \mu} \quad \text{Ecuación 7.29}$$

$$f = (0.79 * Re_{D-e} - 1.64)^{-2} \quad \text{Ecuación 7.30}$$

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) * (Re_{D-e} - 1000) Pr}{1 + 12.7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} * (Pr^{2/3} - 1)} \quad 3000 < Re_{D-e} < 10^6 \quad \text{Ecuación 7.31}$$

$$h_{ce} = \frac{K_a * Nu_D}{D} \quad \text{Ecuación 7.32}$$

Formulas para aletas:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_t} * (1 - \eta_f)$$

Ecuación 7.33

$$\eta_f = \frac{\tanh(m * L_c)}{m * L_c}$$

Ecuación 7.34

$$A_t = A_b + N * A_f$$

Ecuación 7.35

$$A_b = \pi * D * L$$

Ecuación 7.36

$$A_f = 2 * w * L_c$$

Ecuación 7.37

$$L_c = L + \frac{t}{2}$$

Ecuación 7.38

$$m = \sqrt{\frac{2 * h_{ce}}{K_{aleta} * t}}$$

Ecuación 7.39

$$q = UA * \Delta T_m$$

Ecuación 7.40

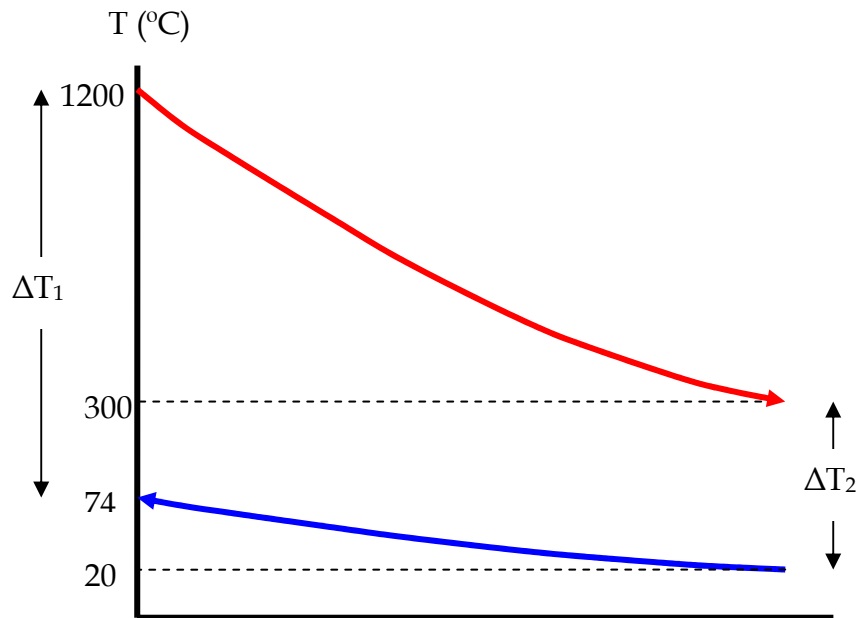
$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\pi * d * L * N * h_{ci}} + \frac{1}{(\eta_0 * h_{ce} * N * A_t)}$$

Ecuación 7.41

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Ecuación 7.42

Figura 47. Comportamiento de la temperatura dentro del intercambiador de calor.



Donde:

D_h = Diámetro hidráulico, (metro).

A_c = Área de la sección transversal, (m^2).

P = Perímetro mojado, (m).

D_e = Diámetro externo de la carcasa, (metro).

D = Diámetro externo de los tubos, (metro).

N = Número de tubos.

\dot{m}_a = Flujo másico de aire, Kg/seg.

Re_{D-e} = Número de Reynolds externo.

f = Factor de fricción.

\bar{h}_{ce} = Coeficiente de convección externo, ($\text{W}/\text{m}^2\text{-K}$).

K_a = Coeficiente de conductividad térmica del aire, ($\text{W}/\text{m-K}$).

η_0 = Eficiencia total de las aletas, (Decimal).

η_f = Eficiencia de una aleta, (decimal).

A_f = Área de una aleta, (m²).

A_t = Área total de las aletas en un tubo, (m²).

m = Parámetro de la aleta

L = Altura de la aleta, (metro).

L_c = Altura corregida de la aleta, (metro).

w = Largo total de la aleta, (metro).

t = Espesor de aleta, (metro).

q = Calor real transferido, (Btu/hr).

UA = Coeficiente global de transferencia de calor, (W/K).

ΔT_m = Diferencia logarítmica de temperaturas, (K).

Las propiedades para el cálculo del flujo externo son evaluadas a una temperatura media de 320 K.

De la tabla A. 4, Incropera, $\rho = 1.082 \text{ Kg/m}^3$, $C_p = 1.008 \text{ Kj/Kg-K}$,

$M = 196.4 \times 10^{-7} \text{ Kg/m-seg}$, $K_a = 28.15 \times 10^{-3} \text{ W/m-K}$, $Pr = 0.703$

$K_{\text{aleta}} = 80.2 \text{ W/m-K}$

Reemplazando los datos en las ecuaciones 7.26 a la 7.32, obtenemos:

Tabla 16. Coeficiente de convección en el flujo externo.

D_e m	D m	A_c m ²	P m	D_h m	N	\dot{m}_a k/seg	Re_{D-e}	f	Nu_D	\bar{h}_{ce}
Dato	Dato	Ec. 7.27	Ec. 7.28	Ec. 7.26	Dato	Ec. 5.8	Ec. 7.29	Ec. 7.30	Ec. 7.31	Ec. 7.32
0.35	0.0254	0.089	2.217	0.16	14	1.3	118996	0.017	204.7	227

Reemplazando los datos en las ecuaciones 7.33 a la 7.39, obtenemos:

Tabla 17. Calculo de la eficiencia de la aleta.

w	L	A_f	A_b	A_t	t	L_c	m	η_f	η_0
m	m	m ²	m ²	m ²	m	m			
Dato	Dato	Ec. 7.37	Ec. 7.36	Ec. 7.35	Dato	Ec. 7.38	Ec. 7.39	Ec. 7.34	Ec. 7.33
1.2	0.012	0.03	0.094	0.274	0.001	0.0125	75.2	0.78	0.89

Reemplazando los datos en las ecuaciones 7.40 a la 7.42, obtenemos:

Tabla 18. Verificación del calor transmitido por el intercambiador.

ΔT_m	UA	q
K	W/K	Btu/hr
Ec. 7.42	Ec. 7.41	Ec. 7.40
608	113.63	235876

7.5.4 Dimensionamiento de la chimenea. El diámetro requerido para la salida de los gases de la combustión luego de haberseles retirado parte del calor, usado para el calentamiento del aire introducido al silo, debe proporcionar el mismo tiro que si estuviese al nivel del mar. Sin embargo, conforme aumenta la altitud sobre el nivel del mar se debe suministrar más aire al combustible para sostener la misma relación de combustión, ya que el aire contiene menos oxígeno por pie cúbico según aumenta la altitud. Para ajustar el mayor gasto de aire y gas de combustión sin aumentar la pérdida de fricción en la chimenea, debe aumentarse su diámetro. Figura 47, (ver planos).

7.5.4.1 Altura necesaria de la chimenea.

$$S_h = \frac{d_s}{0.256 * p * K}$$

Ecuación 7.43

Donde:

S_h = Altura necesaria de chimenea, (ft).

d_s = Tiro de la chimenea en pulgadas de agua, (in H₂O).

p_b = Presión barométrica en pulgadas de mercurio, (in Hg)

$$K = \frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_g}$$

Ecuación 7.44

Donde:

T_a = Temperatura del aire en °R. (Crítica 527 °R (20°C)).

T_g = Promedio de temperatura del gas de la chimenea, (°R)

Figura 48. Chimenea para la salida de gases de combustión.



Reemplazando en las ecuaciones 7.25 y 7.26, obtenemos:

Tabla 19. Altura de la chimenea.

T_a	P_b	T_e	T_s	T_g	K	d_s	S_h
$^{\circ}R$	in-Hg	$^{\circ}R$	$^{\circ}R$	$^{\circ}R$	$\frac{1}{\%R}$	in H ₂ O	ft
Dato	Dato	Dato	Dato	Dato	Ec. 7.44	Dato	Ec. 7.43
537	25.91	942	717	829.5	$6.57 \cdot 10^{-4}$	0.036	7.9

7.5.4.2 Diámetro de la chimenea.

$$d_c = 0.278 \left(\frac{W_g * T_g}{V * d_g * p_b} \right)^{0.5}$$

Ecuación 7.45

Donde:

d_c = Diámetro de la chimenea, (ft).

W_g = Gasto del gas de combustión en la chimenea, (lb/seg).

V = Velocidad del gas se combustión en la chimenea, supuesto, (ft/seg).

d_g = Densidad del gas de combustión, (lb/ft³).

Reemplazando en la ecuación 7.45, obtenemos:

Tabla 20. Diámetro de la chimenea.

T_g	P_b	d_g	W_g	V	d_c
$^{\circ}R$	in H ₂ O	$\frac{lb}{ft^3}$	$\frac{lb}{seg}$	$\frac{ft}{seg}$	ft
829.5	25.91	53.06	$5.9 \cdot 10^{-3}$	0.001	0.6

7.5.5 Selección del quemador dual de combustible (gas propano o ACPM).

El quemador escogido para la realización de este proyecto ha sido desarrollado para su adaptación a cualquier tipo de caldera, figura 49.

En este quemador mixto se puede parar la bomba de combustible mientras funciona con gas ya que está equipada con un motor independiente. Durante el funcionamiento con gas la bomba no funciona por lo que no se desgasta.

Este tipo de quemadores tienen un sistema de mezcla, aire-combustible, para sacar el máximo rendimiento. Los pulverizadores de combustible líquido y gas están separados. El pulverizador del combustible líquido esta en el centro del cabezal de combustión, mientras que el difusor de gas está alrededor. Los combustibles van por diferentes caminos.

Figura 49. Quemador dual, ACPM y gas.



Razones por las cuales se escogió un quemador mixto:

- Al disponer de un quemador mixto, se puede utilizar uno u otro combustible, de acuerdo con las tarifas que rijan en cada momento.

- El que posee un quemador mixto no tiene que tener gran preocupación, si le están reparando la línea de gas o se ha quedado sin combustible en el tanque, ya que con sólo accionar un interruptor en el tablero de control se puede cambiar de combustible.

7.6 DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD

El quemador tiene incorporado los siguientes dispositivos de seguridad, que actúan sobre la bomba (en el caso del ACPM) o las válvulas de paso de gas, interrumpiendo el funcionamiento cuando detecte alguna anomalía de funcionamiento.

7.6.1 Control Honeywell. Encargado de desactivar el quemador en el momento que presente un fallo, evitando algún incendio o explosión, provocado por la fuga de combustible sea gaseoso o líquido; este control inicia su funcionamiento en el momento que es encendido el quemador, dando un tiempo aproximado de 500 milésimas de segundo para la no detección de luz, (solar o de llama) por parte de la celda fotovoltaica, evitando que el quemador no se encuentre en su puesto de trabajo, la caldera; luego de no detectar luz, el control temporiza 15 segundos para el encendido de la llama, si durante este tiempo no se detecta la presencia de llama, automáticamente se apaga activando una luz que lo indica. Cuando el quemador se encuentra en funcionamiento y no detecta la llama, nuevamente temporiza 15 segundos en los cuales puede nuevamente encenderse el quemador, si no lo hace se desactiva. Si se presenta algunas de las fallas anteriores, el control da una señal de alerta por medio de una luz roja, que le permite al operario determinar el tipo de falla, figura 50.

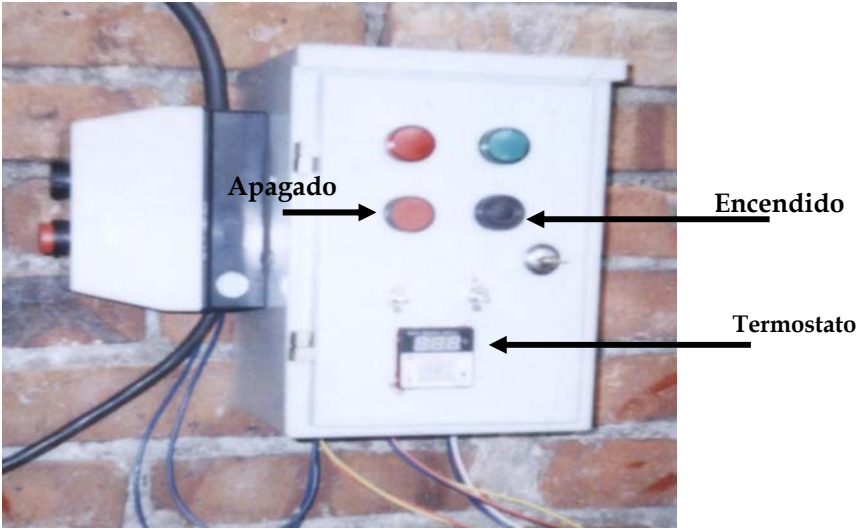
Otro tipo de control es el que realiza por parte del termostato desactivando el quemador hasta el momento que la temperatura alcanza el valor deseado, encendiéndose nuevamente de forma automática.

Figura 50. Control honeywell.



7.6.1.1 Termostato.

Figura 51. Control principal para el encendido del ventilador y el quemador



Es el encargado de realizar el paro del equipo cuando presenta una temperatura superior a 55 °C en el cuarto de secado (taraje dado manualmente al termostato), figura 51. En este momento el quemador queda instantáneamente apagado hasta que la temperatura desciende 2°C, para volver a encender de forma automática.

7.6.1.2 Presencia de llama para ACPM. El control se lleva a cabo por medio de una celda fotovoltaica que esta ubicada en la parte posterior de la llama.

Cuando se presenta este fallo el control honnywel abre el circuito de la válvula de control ya sea de gas o ACPM, también realiza un bloqueo de corriente hacia la bobina de encendido, hacia el ventilador y hacia la bomba, luego de transcurrir 15 segundos y no detectar llama. Para reiniciar el encendido, se debe revisar el fallo, desconectar el sistema, setear el control honnywel y luego dar inicio al quemador.

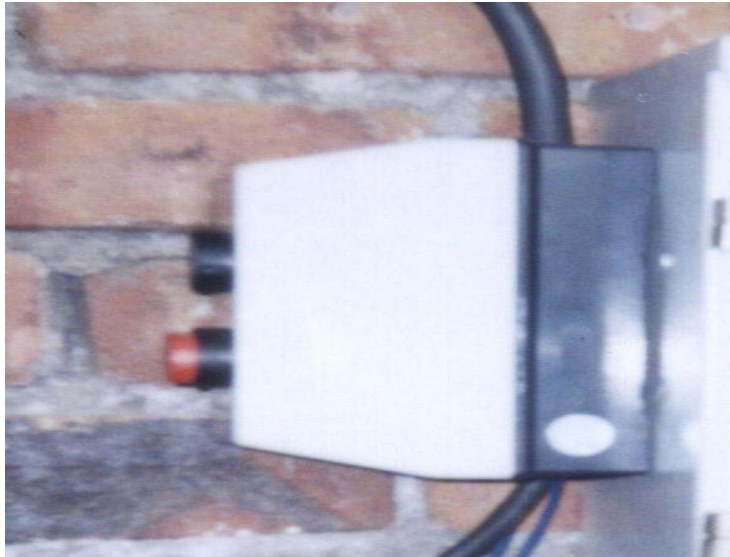
7.6.1.3 Presencia de llama para el gas. El control se lleva acabo por medio el electrodo que genera la chispa para el encendido, realizando la doble función para la detección de llama por medio de la ionización del gas en el momento de su combustión.

La información es llevada al control honnywel por el mismo cableado de la bobina de ignición; en el momento de fallo el control realiza el paro total del quemador al igual que el descrito con ACPM.

7.6.1.4 Control para el ventilador (guarda-motor). Este sistema se activa con una elevación del amperaje (superior a 12A^o) en la línea principal, ya sea por

sobrecarga en el ventilador o en el quemador; parando todo el equipo, figura 52.

Figura 52. Guarda-motor para el ventilador.



7.6.2 Características de funcionamiento del control. Antes de la puesta en marcha del quemador se debe comprobar que todos sus componentes, dispositivos de control y de seguridad, se encuentren en las posiciones adecuadas.

Durante el proceso de encendido no se deben presentar golpes de presión elevados dentro de la caldera ni en la red de suministro de combustible.

El apagado del quemador puede llevarse a cabo de forma manual o bien de forma automática, ya sea por fallo de energía de mando o por la acción de los elementos de control o de seguridad. Para una nueva puesta en marcha del quemador será imprescindible una intervención manual, después de haberse apagado automáticamente el sistema de control.

8. COSTOS DEL DISEÑO

CANT.	OBJETOS	VALOR UNIDAD	VALOR TOTAL
1	Quemador dual (gas-ACPM)	2'125.000	2'125.000
	Mano de obra	2'800.000	2'800.000
1	Motor 5 hp trifásico	570.000	570.000
14.5	Lamina CR, K-18, 4X8	70.000	1'015.000
3	Tubo para caldera Ø=1"	130.000	390.000
1	Angulo estructural A-36, 1"½ x 3/16 x 6	34.500	34.500
6	Angulo estructural A-36, 2" x 3/16 x 6	48.100	288.600
4	Angulo estructural A-36, 1"½ x 1/8 x 6	23.625	94.500
1	Lamina CR, 3 mm, 4 x 8	165.000	165.000
4	Malla cafetera expandida, K-18	65.000	260.000
2.5	Tubo cuadrado, 1", K-18	12.500	31.250
2	Chumacera, 6205	14.000	28.000
32 cm	Acero 1020, Ø=1"	187.5	6.000
5 cm	Acero 1020, Ø=2"	800	4.000
1	Disco de acero, e = 5 mm, Ø=40 cm	18.000	18.000
1	Broca 3/8"	7.100	7.100
5	Broca 1/4"	2.740	13.700
1	Broca 5/16"	4.600	4.600
5	Broca 5/32"	1.600	8.000
1	Sierra copa, Ø=27 mm	19.000	19.000
5	Tubo rectangular, 3/4" x 1½, K-18	15.000	75.000
4	Hojas de segueta, N° 24	2.500	10.000
3	Hojas de segueta, N° 18	1.500	4.500
3	Disco para pulidora, 7" x 1/8 x 7/8	6.200	18.600
7 kilo	Soldadura E6013 x 3/32	4.600	32.200
6 kilo	Soldadura E6013 x 1/8	4.600	27.600
1 kilo	Soldadura E7018 x 1/8	6.500	6.500
212	Tornillo hexagonal UNC, 1/4 x 1/2	63	13.356
232	Tuerca hexagonal UNC, 1/4	38	8.816
10	Tornillo hexagonal UNC, 1/4 x 1½	120	1.200
10	Tornillo hexagonal UNC, 1/4 x 2½	246	2.460
100	Tornillo hexagonal UNC, 5/16 x 1/2	77	7.700
130	Tuerca hexagonal UNC, 5/16	44	5.720
20	Tornillo hexagonal UNC, 1/2 x 1	303	6.060

20	Tuerca hexagonal UNC, 1/2	140	2.800
3	Tornillo hexagonal UNC, 3/8 X 1	170	510
3	Tuerca hexagonal UNC, 3/8	100	300
30	Tornillo hexagonal UNC, grado 5, 5/16x 1	200	6.000
8	Tornillo hexagonal UNC, 7/16 x 1¼	350	2.800
5	Tornillo hexagonal UNC, 7/16 x 1	296	1.480
13	Tuerca hexagonal UNC, 7/16	200	2.600
30	Tornillo goloso	50	1.500
450	Remaches PO, 5/32 x 1/2	25	11.250
450	Arandelas, 5/32	15	6.750
8	Arandelas, 7/8	125	1.000
6	Bisagras goznes	450	2.700
4	Manijas para ventana	600	2.400
4	Varilla corrugada, 1/2 x 6	12.000	48.000
1	Tubo aguas negras, 3/4	11.650	11.650
1	Lamina neopreno, 2 x 1, K-1/16	60.000	60.000
30 mt	Empaque 10 x 20	1.100	33.000
2	Concrax 1700 x 40 Kg	110.000	220.000
1	Pistola para silicona	5.000	5.000
3	Tubo de silicona de alta temperatura	8.800	26.400
1 m ²	Tela de asbesto	50.000	50.000
1	Bala de oxigeno x 70 libras	100.000	100.000
2	Galón de anticorrosivo	22.750	45.500
2.5	Galón de tiner	10.400	26.000
2	Lija, N° 100	1.200	2.400
2	Lija, N° 200	1.200	2.400
1	Guarda motor, 5 hp, 6-13 A	60.000	60.000
1	Rele	12.000	12.000
30 mt	Cable N° 16	180	5.400
20 mt	Cable encauchetado, 4 x 16	2.400	48.000
1	Temporizador, 0 - 30 minutos	35.000	35.000
1	Termostato, 0 - 400°C	110.000	110.000
		TOTAL	9'008.802

8.1 RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN.

Los materiales y la construcción del silo como proyecto de grado, tuvo una inversión cerca a nueve millones de pesos, como fue especificado en el punto anterior.

Dentro de los parámetros establecidos para el desarrollo de la contabilidad, partimos en primera instancia con los costos de secado en patio durante 5 días con 6 horas normales de sol, para una cantidad similar de café secado dentro del silo, que corresponde a 1200 Kg. (10 cargas), como se especifica en la tabla 21.

Tabla 21. Costos del secado de café en patio, (1200 Kg.).

cantidad	concepto	valor
5	Empleado	75000
10	Flete, (transporte al sitio)	50000
	Total	125000

La implementación del secado mecánico dentro de la comercializadora, reduce los costos en mano de obra, el área de secado, el transporte y principalmente el tiempo; mejorando la calidad del producto y haciendo mas eficiente el secado.

A continuación se muestra la relación de gastos para el secado en silo de la misma cantidad de café, ver tabla 22. Cada uno de estos valores son tomados en promedio dependiendo de las condiciones del producto y de las horas de secado (día o noche).

Tabla 22. Costos del secado de café en silo.

cantidad	concepto	valor
1/2	Empleado	7500
18	Galón de ACPM	59400
11	Kilovatio hora	3025
	TOTAL	69925

Según la producción de la región y el precio de la carga de café, se considera que durante la cosecha se realizará el secado de 15000 Kg. de CPS, con una ganancia de \$15000 por carga en la comercialización y tomando los gastos por secado iguales a las ganancias.

Los 15000 kilogramos corresponden a 120 cargas de café pergamino seco, por tanto, se obtiene una ganancia de \$1.800.000; tomando este valor como referencia y el capital invertido, podemos anotar que la recuperación de la inversión se realizara durante los 5 años siguientes a la puesta en marcha de la maquina.

9. CONCLUSIONES

- Con la realización del presente trabajo de grado se logro diseñar y construir una maquina para el secado de granos de café que cumple con los requisitos básicos para su funcionamiento.
- El silo cuenta con una capacidad de secado de 600 kilogramos de café pergamino seco en un tiempo límite de 18 horas.
- El flujo de aire, de 3500 cfm necesario para extraer el agua del café es bien suministrado por el ventilador centrifugo que se diseño.
- La maquina diseñada y construida comparada con otras de la región presenta una reducción aproximada del 30% en el consumo del combustible, para la entrega de 600 kilogramos de café pergamino seco.
- Este diseño permite un fácil mantenimiento de todos sus equipos y partes ya que son desmontables en su totalidad.
- El costo total de fabricaron incluyendo mano de obra es menor que otras maquinas similares de venta en el mercado.

10. RECOMENDACIONES

- Realizar actividades de mantenimiento atendiendo las instrucciones del manual para evitar posibles fallas en el funcionamiento del silo con el objeto de obtener la más alta confiabilidad del sistema, ver anexo B.
- Tener presente las normas de seguridad durante su funcionamiento, ya que se trabaja con elementos que pueden ocasionar explosiones (combustibles) o quemaduras por las partes sometidas a altas temperaturas como la caldera; también la mala manipulación del sistema de control puede ocasionar paros inesperados en el funcionamiento del equipo.

BIBLIOGRAFÍA

BARRAGAN, Humberto; CACERES, Ernesto y LOPEZ, Geduar. Diseño, construcción y evaluación de un prototipo de secador para granos. Bucaramanga, 1979, 105 p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico mecánicas.

ESTEVEZ, Juan Pablo y REYES Víctor Raúl. Secador por deshumidificación de aire e inversión de flujo; diseño y evaluación. Bucaramanga, 1990, 265 p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico mecánicas.

GREENE, Richard W., Compresores: Selección uso y mantenimiento. s.n. s.l.: Mc Graw -Hill, 1998.

GONZALES R., F.O. Estudios comparativos de secadores solares por convección natural para café pergamino. Cali, 1998, 192 p. Trabajo de grado (Ingeniero Agrícola). Universidad del Valle. Ingeniería Agrícola.

GUTIERREZ, Leonardo. Construcción de un secador solar de café. Bucaramanga, 1984, 114 p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico mecánicas.

HICKS, Tyler G., Manual de cálculos para los ingenieros. 3ª. ed. s.l.: Mc Graw-Hill, 1998. v. 2.

INCROPERA, Frank P. y DEWITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor. 4ª. ed. México: Prentice Hall, 1999. p. 114-133, 346-383.

JARAMILLO G.,B. Propiedades físicas del café pergamino *coffea arabica*. Santa fe de Bogota, 1989, 45 p. Trabajo de grado (MS). Universidad Nacional de Colombia. Departamento de Física.

JONES, J.B. y DUGAN, R.E. Ingeniería termodinámica. 1a. ed. México: Prentice Hall, 1997.

KUTZ, Myer. Enciclopedia de la mecánica ingeniería y técnica. s.n. Barcelona, España: CREDOGRAF, s.f. v. 6, 1498 - 1510; 1566 - 1584.
_____. Barcelona, España: CREDOGRAF, s.f. v. 8, 1960 - 1966.

MARADEY CHARRIS, Juan Francisco. Termodinámica aplicada. 1a. ed. Bucaramanga, Colombia. Universidad Industrial de Santander, 2002. p. 128 - 148.

MARKS, Lionel S. Manual del ingeniero mecánico. 1ª. ed. s.l. s.n., 1951.

MOGOLLON, Julio y RODRIGUEZ Hernando. Análisis y diseño de un silo secador de café. Bucaramanga, 1985. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico mecánicas.

MORALES, Jaime, construcción y evaluación de un lecho surtido, para café maíz y arroz. Bucaramanga, 1980, 261 p. Trabajo de grado (Ingeniero

Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico mecánicas.

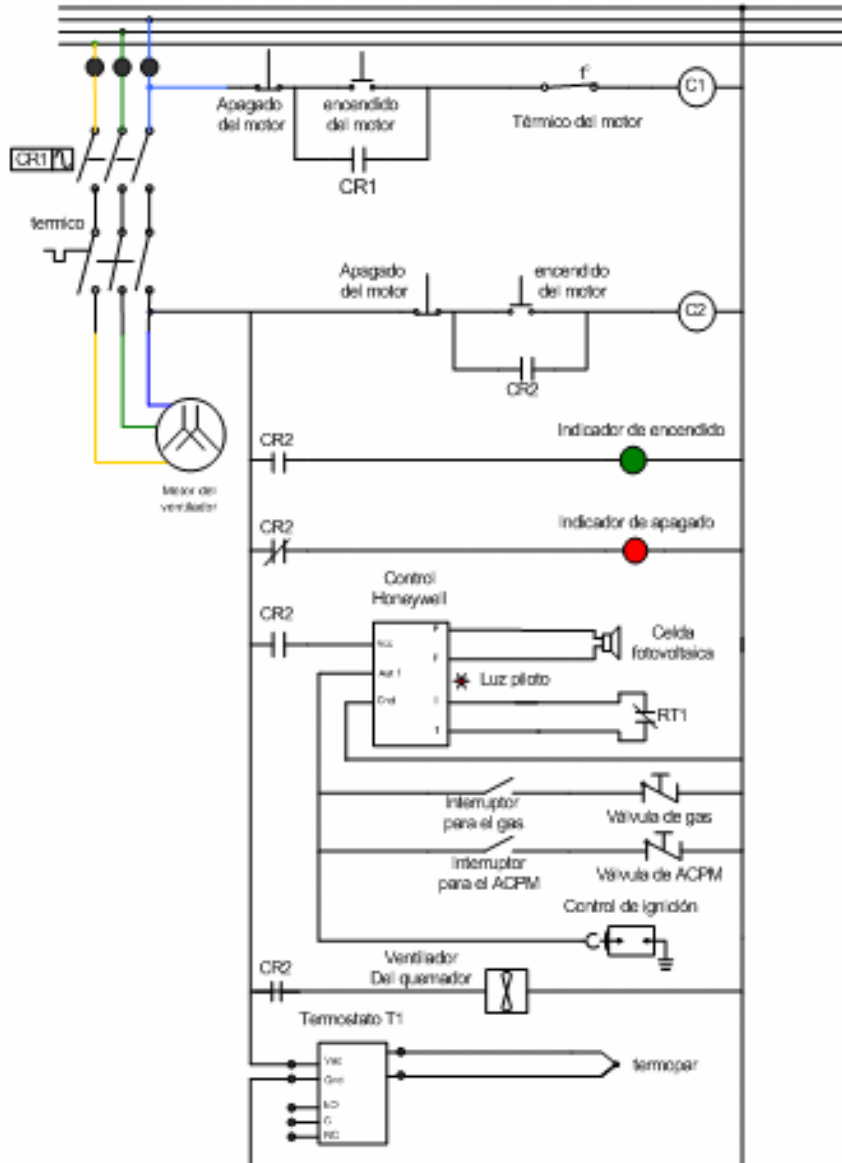
PINTO NIÑO, Forrelberht. Secador de café: diseño, construcción y optimización. Bucaramanga, 1989, 211 p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico mecánicas.

POTTER, Merle C. Mecánica de fluidos. 2ª. ed. México: Prentice Hall, 1998. p. 281 - 306.

RIVERA, Ernesto Camilo y SALCEDO RESTREPO Álvaro. Diseño y construcción de un secador de cacao. Bucaramanga, 1990, 175 p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico mecánicas.

SHIGLEY, Joseph Shigley y MISCHKE, Charles R. Diseño en ingeniería mecánica. 5ª. ed. México: Prentice Hall, 1999.

ANEXO A. DIAGRAMA DE CONTROL ELÉCTRICO



ANEXO B. MONTAJE, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL SILO SECADOR DE GRANOS DE CAFÉ

1. MONTAJE, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL SILO SECADOR DE GRANOS DE CAFÉ

1.1 MONTAJE

Esta maquina cuenta con una ventaja sobre aquellas que cumplen su misma función, que su ensamble puede ser realizado en el sitio donde la maquina va a funcionar. Como el silo es totalmente desarmable (ver plano N° 27), su montaje y desmontaje facilita el traslado a lugares de difícil acceso. Las herramientas a utilizar para esta labor son: llaves de 5/16, 7/16, 1/2. Y el proceso que se lleva a cabo es el siguiente:

El montaje inicia con el ensamble de la tapa superior (8) con los soportes 1 y 2, luego con los soportes 9 y 10, continuando con la tapa inferior de la camada (4), los tornillos de 1/2" que sujetan estos elementos no son ajustados completamente para permitir el ensamble de las otras partes. Se montan las tapas 6, 12 y 2 en sus respectivas posiciones como se ve en el plano N° 27, las cuales pueden ser ensambladas aparte, antes de ser llevarlas a la estructura; seguimos con las bases de la parrilla giratoria(20 y 22) con sus chumaceras (21) y los conductores de aire primario (11) y secundario (15) respectivamente de tal forma que pueda ser ensamblada la parrilla giratoria (5); para el ensamble de la pared posterior se montan en orden las tapas 23, 24, 25, 26 respectivamente y luego ya ensambladas por aparte las tapas 29, 32, 36, y 37; el ensamble de de la pared frontal se realizarse aparte en su totalidad y es encajada en los soportes 1 y 9, la ultima parte de ensamble son las tolvas,

iniciando por las posteriores (16 y 17) y luego las frontales (18 y 19). Realizado estos pasos se procede a ajustar los tornillo de (1/2") que van en los soportes 1, 2, 9 y 10.

Este es el procedimiento para el montaje de la estructura, para el desmontaje se siguen estos pasos a la inversa.

Para el montaje del sistema térmico y ventilador , se ensambla los tubos aleteados (46) a las tapas del intercambiador de calor (42), luego la tapa superior de este se ensambla con el cono (43) y este con la chimenea (44), teniendo armado este conjunto, la tapa inferior del intercambiador de calor se ensambla a la caldera (45), al igual que el tubo conector (39) que va al oído del ventilador (40) el cual ya debe estar ensamblado al casco del ventilados (27) y este estar acoplado con el rotor (47), al conductor de aire secundario(15); por ultimo se monta el quemador (48) en los soportes de la caldera, (ver plano N° 27); la herramienta a utilizar en este proceso es la llave de 5/16.

1.2 OPERACIÓN DEL SILO

1.2.1 Puesta en marcha. Para la operación del silo secador de granos se requiere de un operario el cual puede realizar todos los pasos que comprenden el secado; esto pasos consisten en:

- *Carga de las cámaras con el grano de café.* La carga se realiza utilizando la cámara de presecado, inicialmente se deja libre los ductos de descarga de grano que comunican esta cámara con la cámara de secado, (ver figura 38) hasta que la capa alcance una altura de 40 centímetros, luego estos ductos son sellados y se puede cargar la cámara de presecado con una capa de grano de 40 centímetros. La

superficie de las capas debe ser uniformes para obtener un secado homogéneo.

- *Verificación del quemador.* Se debe verificar que este sujeto correctamente al soporte de la caldera, (ver plano N° 27), que la línea de combustible (manguera) no tenga burbujas de aire.
- *Direccionadores de aire.* Las compuertas que permiten el paso del flujo de aire hacia las cámaras deben tener una posición de (1 , 1) ó (2 , 2), ya sea que se quiera iniciar el secado por la superficie o por la parte de abajo de la camada.
- *Control Honeywell.* Esta ubicado en la caja de controles y debe ser activado (utilizando un pulsador de color rojo, ver figura 50), ya que es el encargado de desactivar el quemador en el momento que presente un fallo, evitando algún incendio o explosión, provocado por la fuga de combustible sea gaseoso o líquido.

1.2.2 ARRANQUE

Cuando sean cumplidos los puntos anteriores (puesta en marcha), se puede dar inicio al secado, lo cual se debe hacer siguiendo los siguientes pasos:

- Tarar el termostato para una temperatura de trabajo de 60° C.
- Poner en funcionamiento el ventilador, pulsando el botón verde ubicado en la caja del guarda-motor, (ver figura 52).

- Accionar la válvula de combustible ya sea para gas o ACPM, por medio de un interruptor de codillo, (caja de controles).
- Encender el quemador pulsando el botón verde, (caja de control).

Cuando el proceso de secado ha terminado se realiza una parada del sistema en el siguiente orden:

- Se apaga el quemador pulsando el botón negro, (caja de control).
- Se apaga el motor del ventilador pulsando el botón rojo, (guarda-motor).

En el caso que no se pueda realizar alguno de los pasos anteriores, a continuación se dan las posibles fallas y sus soluciones que pueden ponerse en práctica:

FALLAS	SOLUCIONES
El motor del ventilador no enciende	Verificar voltaje en la red
	Observar si hay cables sueltos
	Observar si el automático esta activado
El quemador no enciende	Verificar taraje de temperatura en el termostato.
	Activar el control Honeywell (pulsando el botón rojo en la caja de control)
	Verificar ignición en el quemador (bujía)
	Revisar el ventilador del quemador
	Si el combustible de trabajo es ACPM revisar la boquilla
	Verificar el funcionamiento del réle

1.3 MANTENIMIENTO

Se recomienda realizar las siguientes actividades, con la regularidad planteada, para evitar posibles y de esta forma obtener la más alta confiabilidad del equipo. Con estas recomendaciones se busca orientar al operario, así como al dueño.

1.3.1 Estructura del silo.

- Revisar que la tortillería que ensambla cada una de los elementos este ajustada por lo menos cada 500 horas de trabajo.
- Lubricar rodamientos de los ejes de la parrilla giratoria cada 1000 horas de trabajo.
- Revisar los remaches que ensamblan la malla expandida de las dos parrillas (superior y giratoria), por lo menos cada 500 horas de trabajo.

1.3.2 Sistema térmico.

- Limpieza (interna) de los tubos del intercambiador, utilizando para ello un cepillo de 1.4 metros de longitud, cada 200 horas de trabajo, para ello se debe retirar el cono de la chimenea,(ver plano N° 4).
- Limpieza de la caldera, para retirar el hollín producido por la quema del combustible (ACPM), cada 500 horas de trabajo, ver plano N° 1.
- Inspeccionar el recubrimiento refractario de la caldera cada 200 horas de trabajo.

- Limpieza de la chimenea cada 500 horas de trabajo.
- Cambio de empaque del tubo conector y cono de chimenea cada 1000 horas de trabajo.

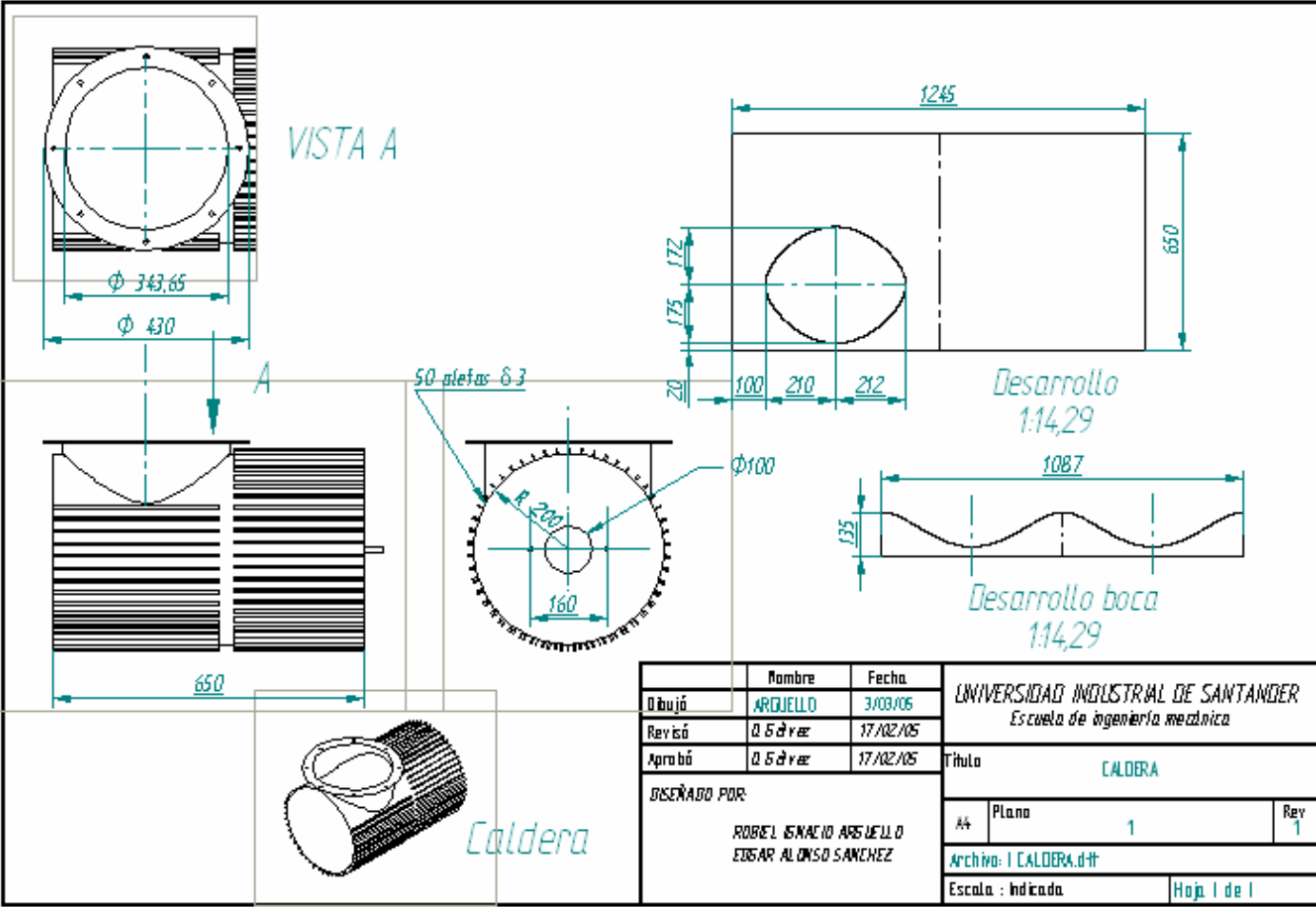
1.3.3 Quemador

- Limpieza de la boquilla (ACPM), cada 100 horas de trabajo.
- Limpieza de los electrodos de ignición cada 50 horas de trabajo.
- Inspección de la bomba del quemador cada 2000 horas de trabajo.
- Limpieza del filtro de la bomba cada 300 horas de trabajo.
- Cambiar filtros (bomba) cada 600 horas de trabajo.
- Revisar el sistema eléctrico cada vez que sea utilizado el silo para el secado de granos.
- Limpieza de la celda fotovoltaica ubicada internamente sobre el difusor de gas cada 50 horas de trabajo; para esto es necesario desmontar la línea que suministra ACPM a la boquilla.

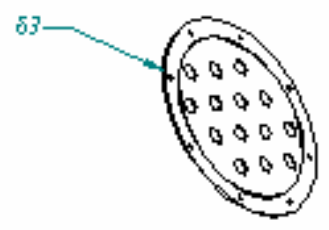
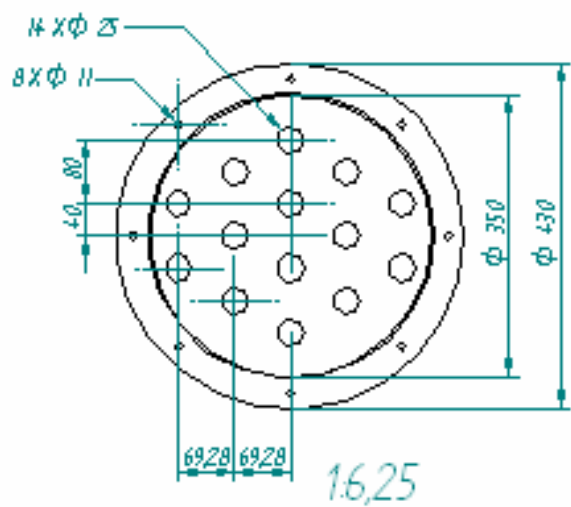
1.3.4 Ventilador.

- Inspección del rotor del ventilador cada 500 horas de trabajo.
- Inspección de los bujes del motor cada 1000 horas de trabajo.

**ANEXO B. PLANOS “SILO SECADOR DE GRANOS DE CAFÉ CON LA
UTILIZACIÓN DE UN QUEMADOR DUAL DE COMBUSTIBLE”**



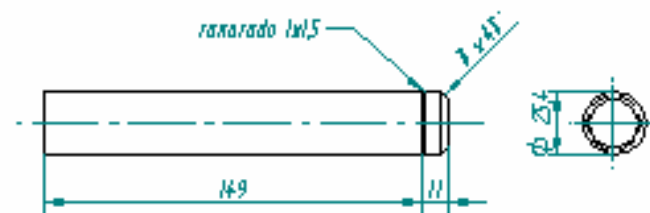
	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujó	ARGUELLO	3/03/05	Escuela de ingeniería mecánica	
Revisó	Q. S. d. vez	17/02/05	Título CALDERA	
Aprobó	Q. S. d. vez	17/02/05	Plano 1	
DISEÑADO POR			Rev	1
ROBE L ISMACIO ARGUELLO EDGAR ALONSO SANCHEZ			Archivo: I CALDERA.dft	
Escala: indicada			Hoja 1 de 1	



Tapas del intercambiador

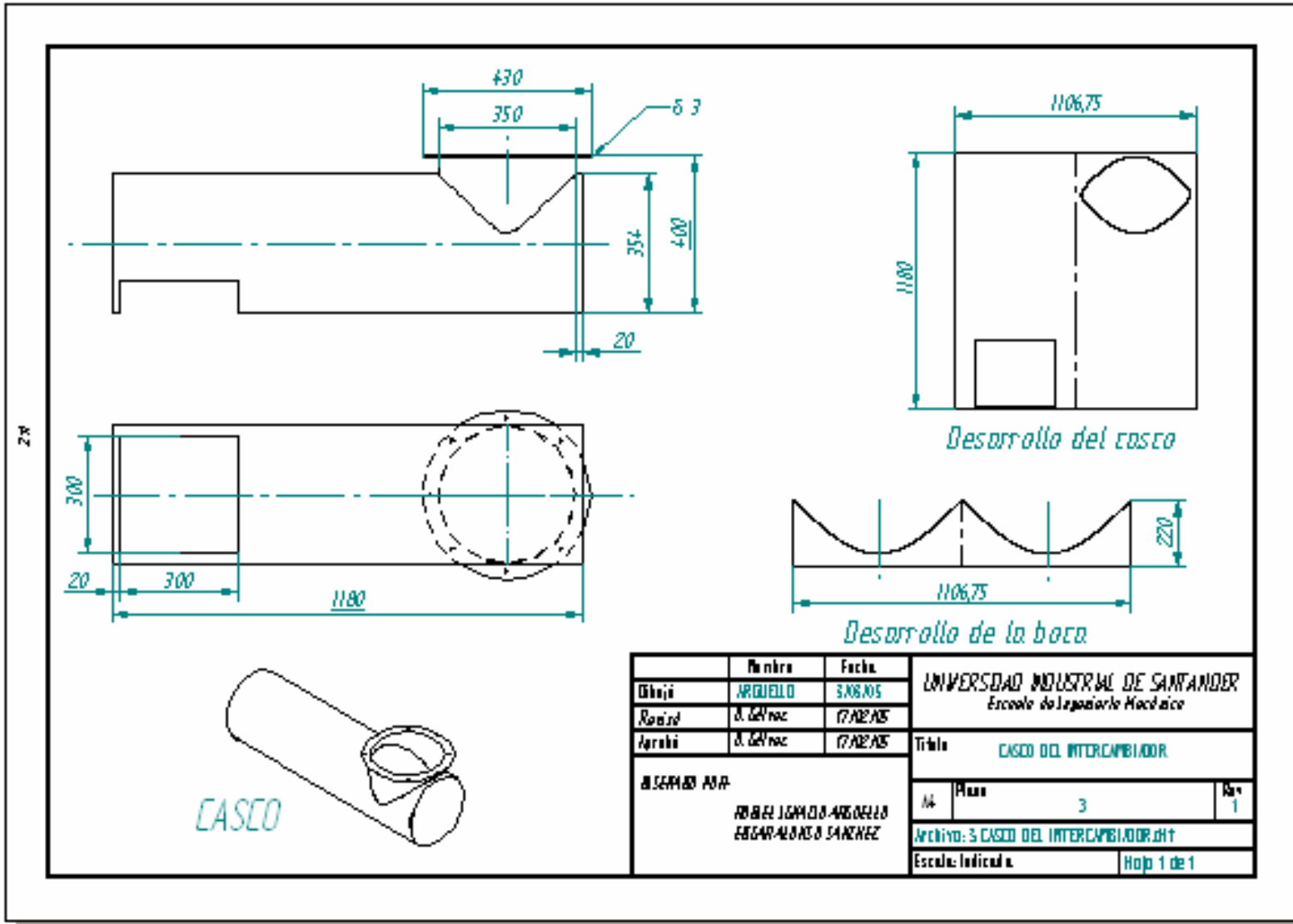


Ejes de la parrilla

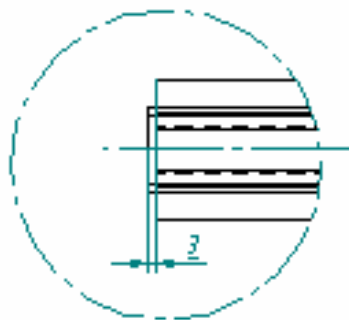


12

	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Diseño	ARQUELLO	3.08.05	Escuela de Ingeniería Mecánica	
Revisión	A. Gómez	17.02.05	Título C.I.E. DE PARRILLA Y PLACA PERFORADA	
Aprobación	A. Gómez	17.02.05		
DISEÑADO POR			Nº	Rev
ANDRÉS IGAMIEL ARQUELLO			Plano	2
ANDRÉS ALVARO SANCHEZ			Archivo: 2 EJE Y PLACADIT	
			Escala: Indica en a.	Hoja 1 de 1



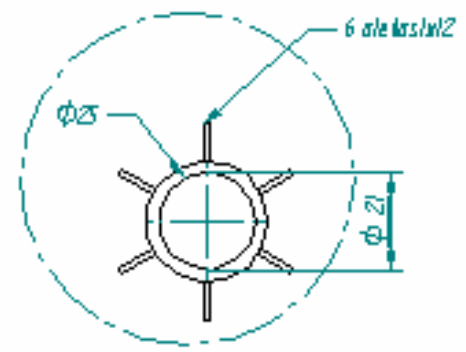
Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER Escuela de Ingeniería Mecánica	
Dibujó	3.08.05		
Revisó	17.02.05		
Aprobó	17.02.05	Título	CASCO DEL INTERCAMBIADOR
DISEÑADO POR		Nº	3
ROBERTO IGNACIO ARGÜELLO ENRIQUE ALONSO SÁNCHEZ		Hoja	1
		Archivo:	3 CASCO DEL INTERCAMBIADOR.dwt
		Escala:	Indicada
		Hoja 1 de 1	



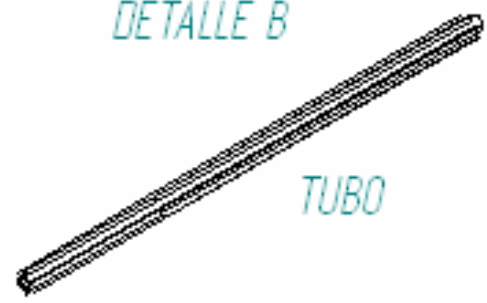
DETALLE B



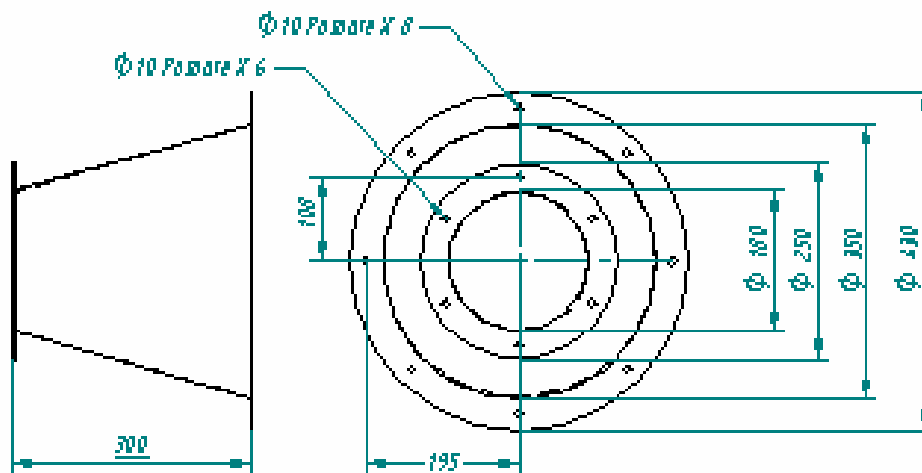
DETALLE C



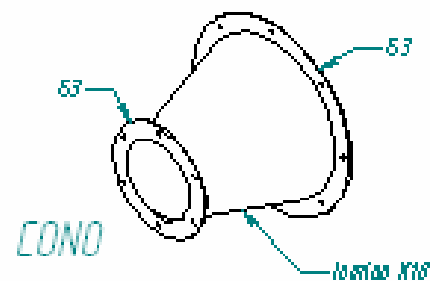
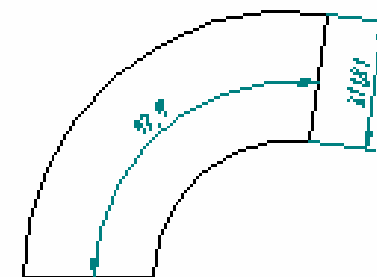
DETALLE A



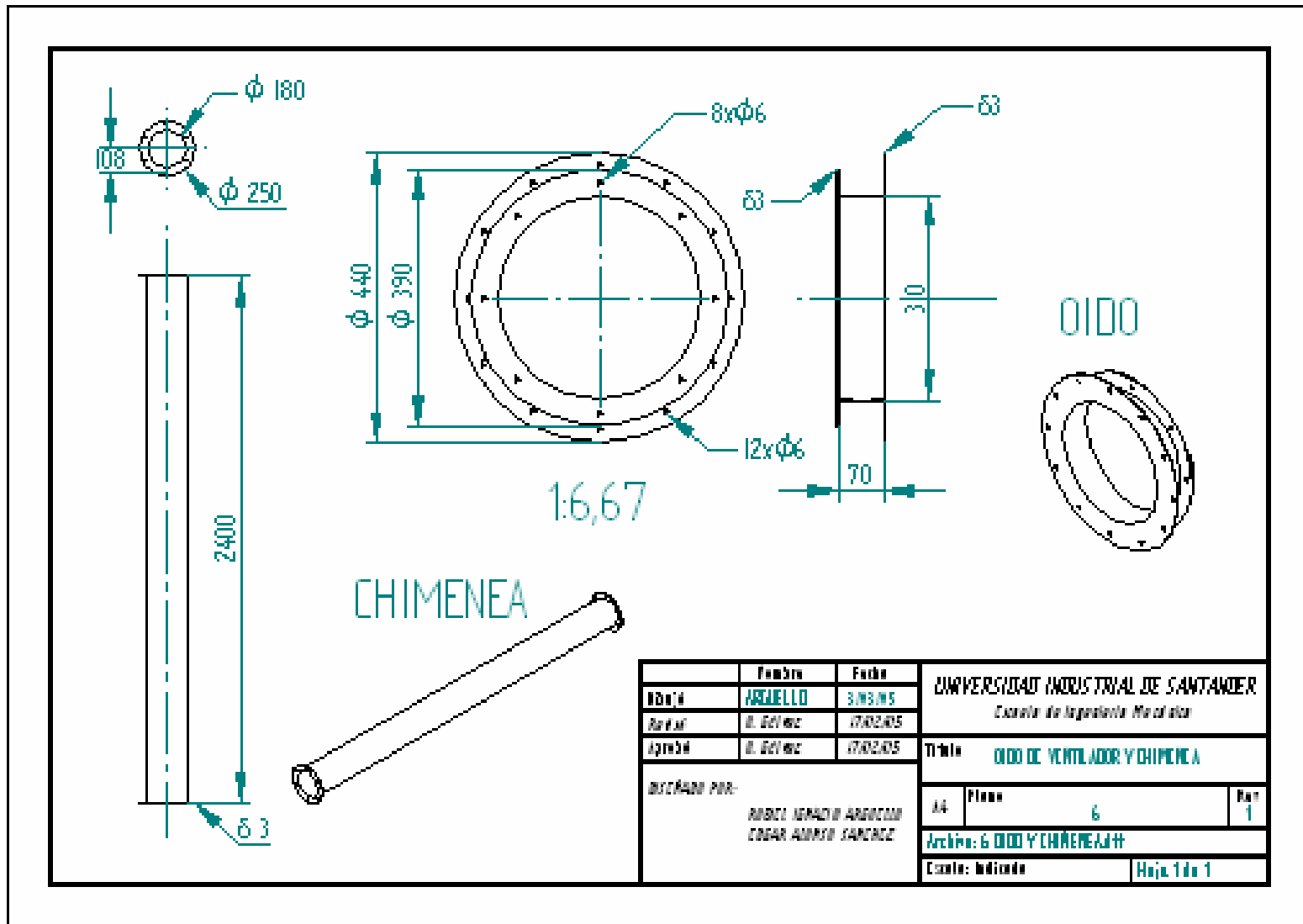
	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujó	ARQUELLO	3.08.2015	Escuela de Ingeniería Mecánica	
Revisó	A. Gómez	17.02.2015	Título	
Diseñó	A. Gómez	17.02.2015	TUBOS DEL INTERCAMBIADOR	
DISEÑADO PARA			Nº	Rev
ROBLE JUAN JOSE ARQUELLO			4	1
EGGAR-MONSO SANCHEZ			Archivo: 4 TUBOS DEL INTERCAMBIADOR.DWT	
Escala: Indica				Hojas 1 de 1

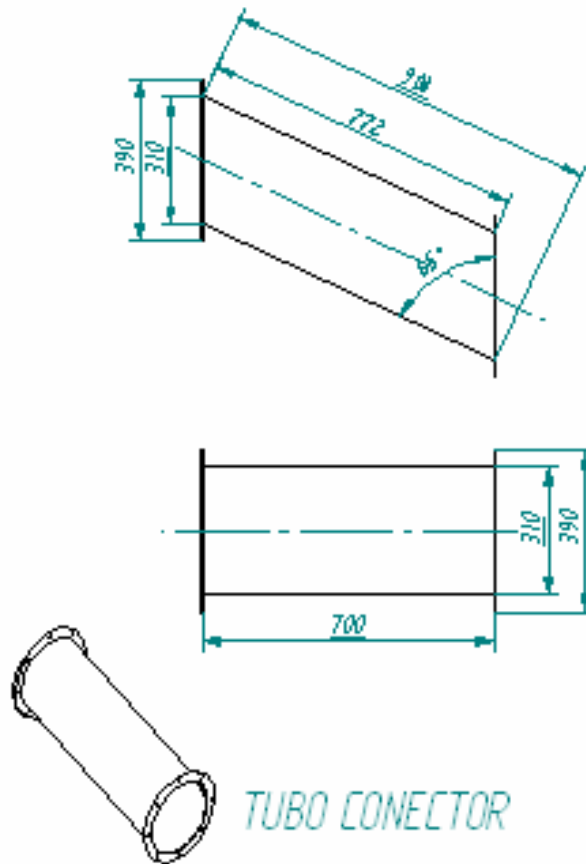


Desarrollo del cono
1:12,5

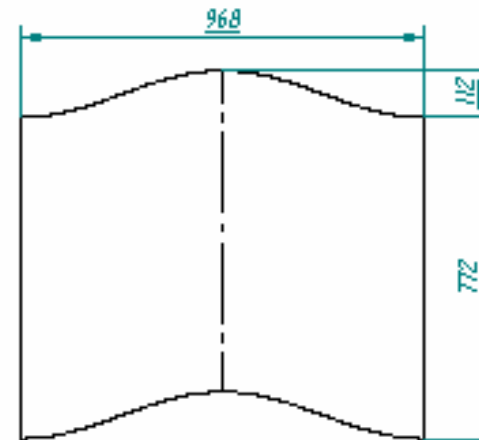


	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER Escuela de Ingeniería Mecánica	
Dibujó	ARGUELLO	3/08/06	Título CONO DE CHIMENEA	
Revisó	J. GARCÍA	17/02/05		
Aprobó	J. GARCÍA	17/02/05		
ASESORADO POR: ANGELO GARCÍA ARGUELLO ENRIQUE ALONSO SÁNCHEZ			Nº	Hoja 5
			Archivo: 5 CONO DE CHIMENEA.DWG	
			Escala: Indica.	Hoja: 1 de 1



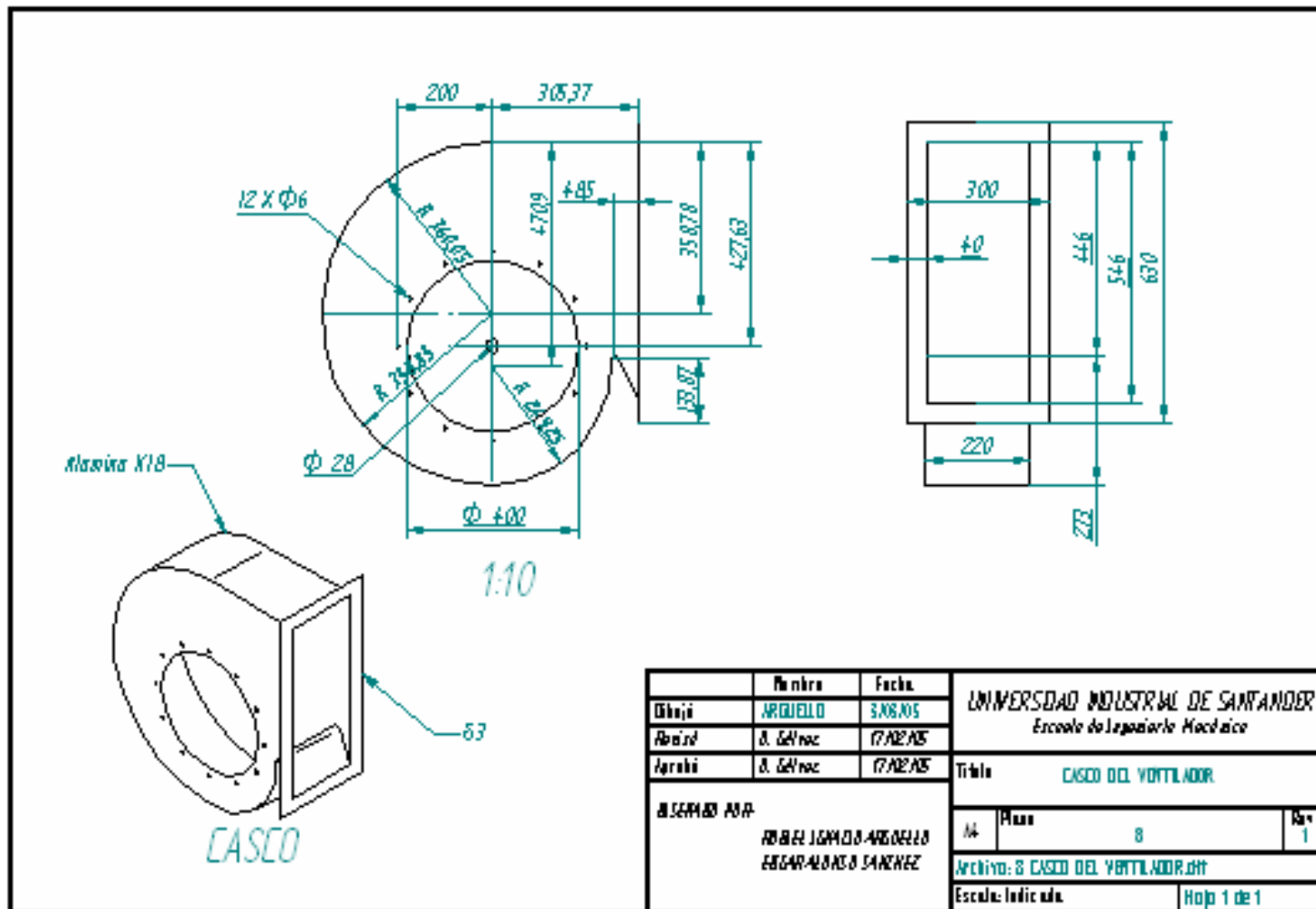


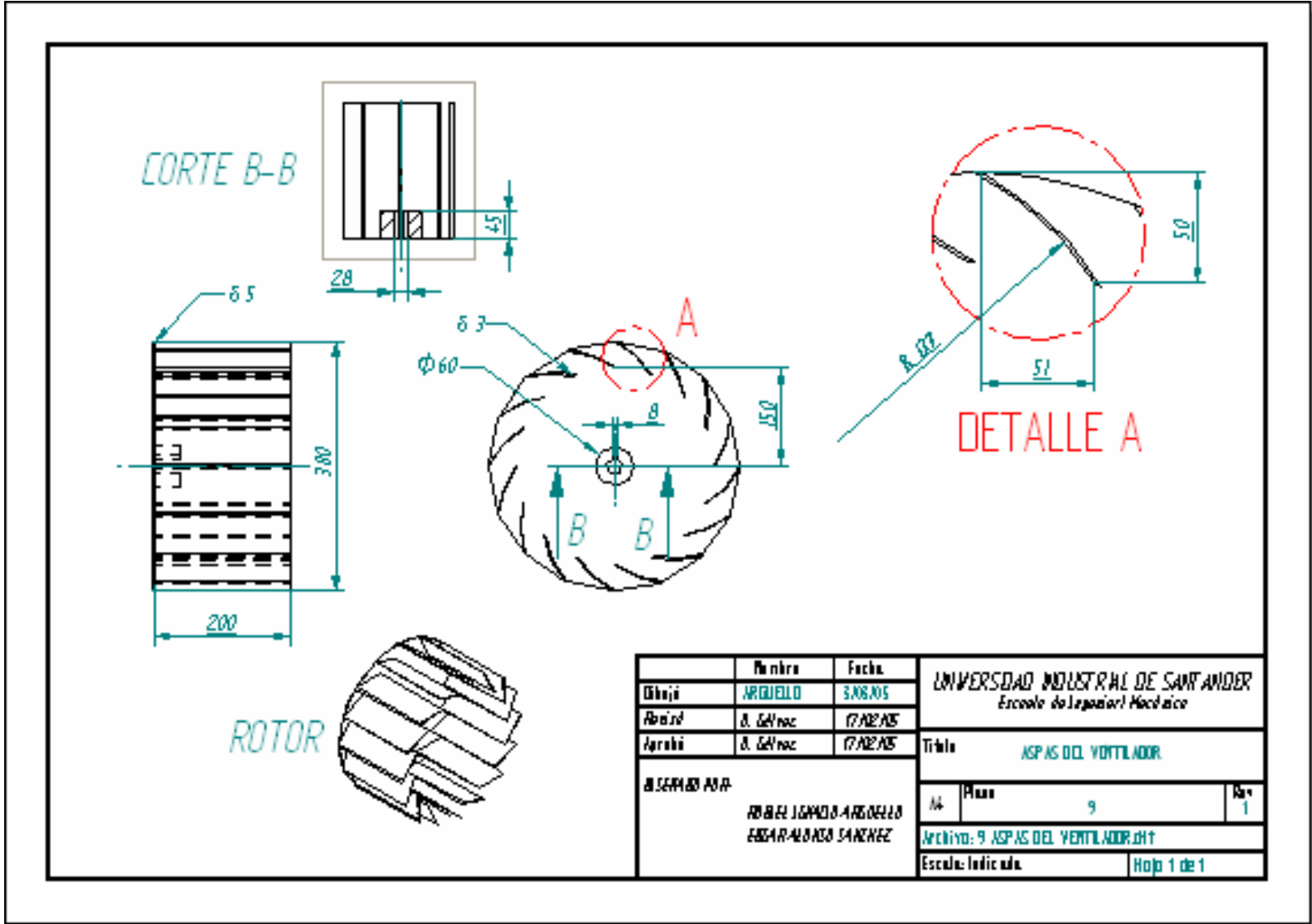
TUBO CONECTOR



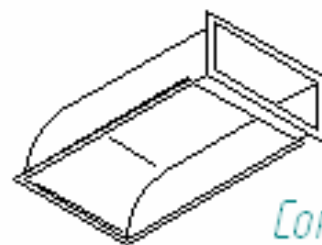
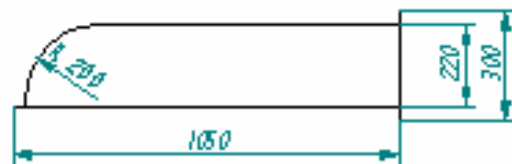
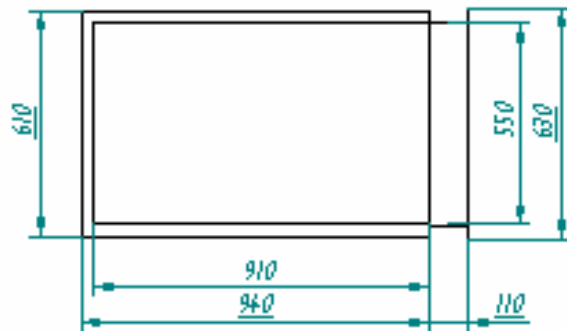
Desarrollo
1:12,5

	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Diseño	ARQUELLO	3.08.05	Escuela de Ingeniería Mecánica	
Revisó	D. GARCIA	17.02.05	Título TUBO CONECTOR	
Aprobó	D. GARCIA	17.02.05	Nº Hoja 7 Hoja 1	
DISEÑADO POR			Archivo: 7 TUBO CONECTOR.dwt	
ABEL IGAMBO ARQUELLO EDGAR ALONSO SANCHEZ			Escala: Indica el n. Hoja 1 de 1	

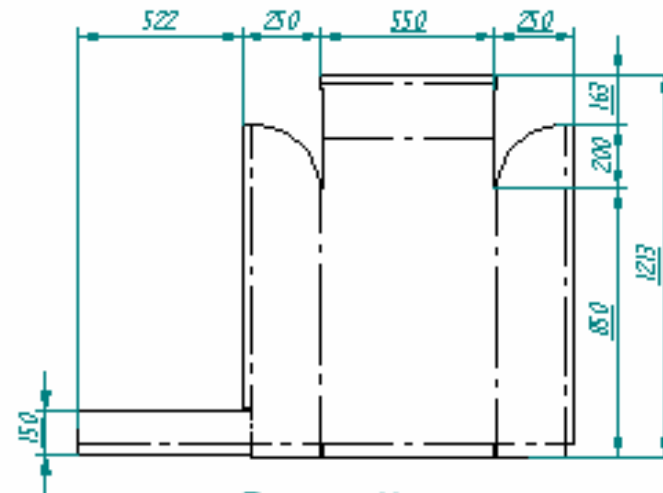




	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujó	ARQUELLO	3.08.05	Escuela de Ingeniería Mecánica	
Revisó	A. Gómez	17.02.05	Título	
Aprobó	A. Gómez	17.02.05		
DISEÑADO POR			Nº	Plano
ROTOR LAMINAR ARQUELLO			14	9
ANDRÉS ALONSO SANCHEZ			Hoja 1 de 1	
			Archivo: 9 ASPAS DEL VENTILADOR.DWT	
			Escala: Indica en el dibujo	

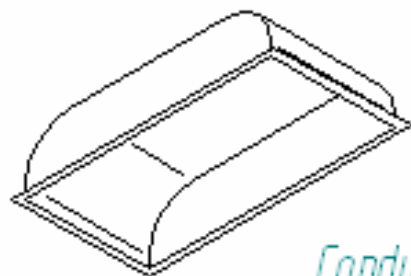
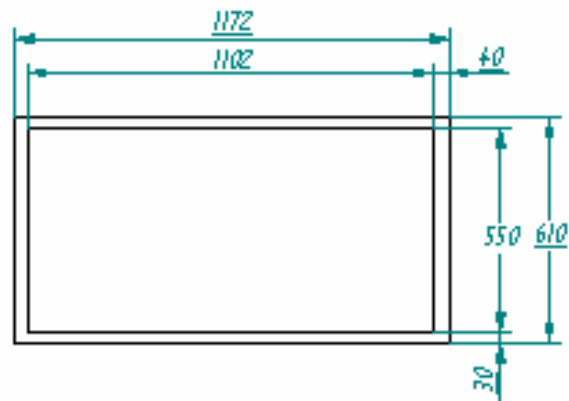


Conductor

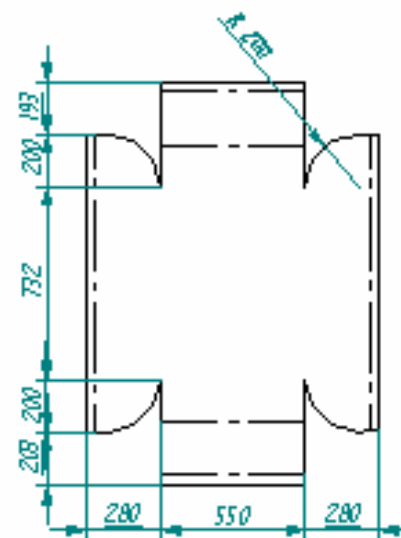


Desarrollo
1:16,67

	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujó	ARQUELLO	3/08/05	Escuela de Ingeniería mecánica	
Revisó	E. SÁENZ	17/02/05		
Aprobó	E. SÁENZ	17/02/05	Título CONDUCTOR DE NRE PRIMARIO	
DISEÑADO POR:			Nº	Plano
ARQUELLO ARQUELLO			10	1
ESCARABALDO SÁENZ			Archivo: 10 CONDUCTOR DE NRE PRIMARIO.DJT	
			Escala: Indica d.a.	Hoja 1 de 1

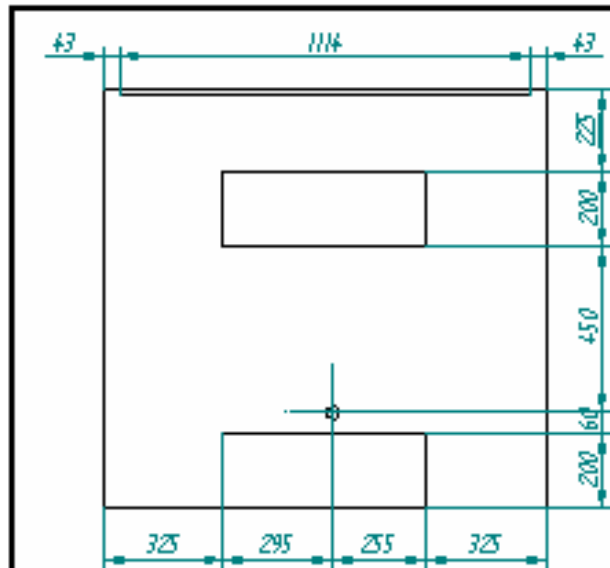


Conductor

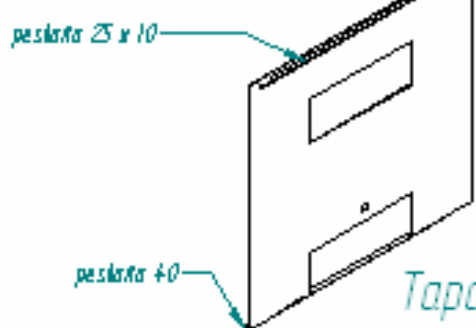


Desarrollo
1:20

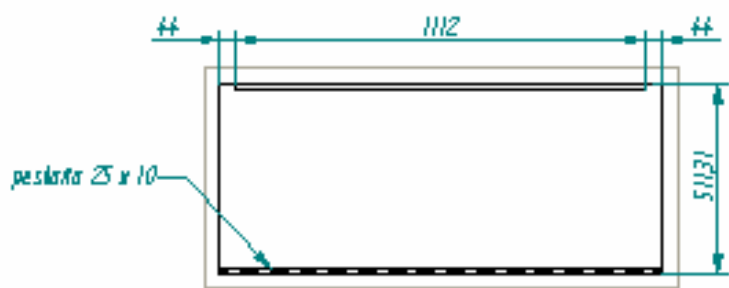
	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		
Diseño	ARQUELLO	3/08/05	Escuela de Ingeniería Mecánica		
Revisó	B. GARCIA	17/02/05			
Aprobó	B. GARCIA	17/02/05	Título CONDUCTOR DE WIRE SECUNDARIO		
DISEÑADO POR:					
ROBERTO IGAMBO ARQUELLO					
ENRIQUE ALONSO SANCHEZ					
Nº		Plano		Nº	
		11		1	
Archivo: 11 CONDUCTOR DE WIRE SECUNDARIO.DWG					
Escala: Indica la				Hoja 1 de 1	



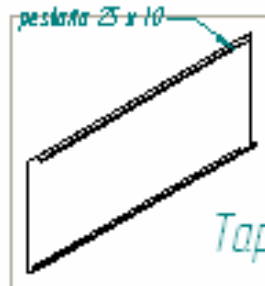
1:14,29



Tapa 15

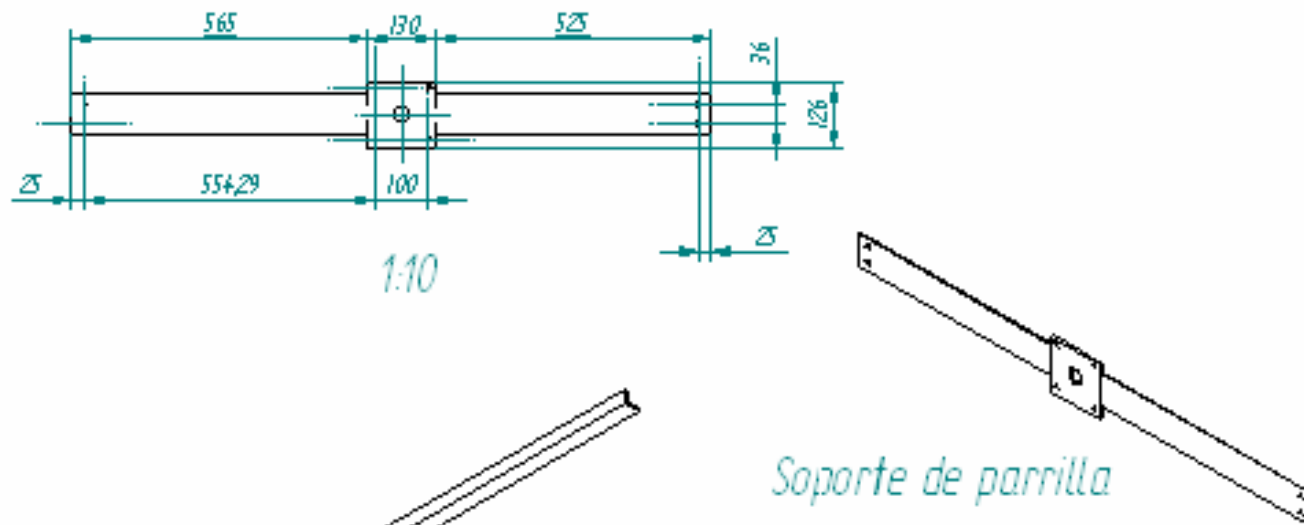


1:14,29



Tapa 14 - 16

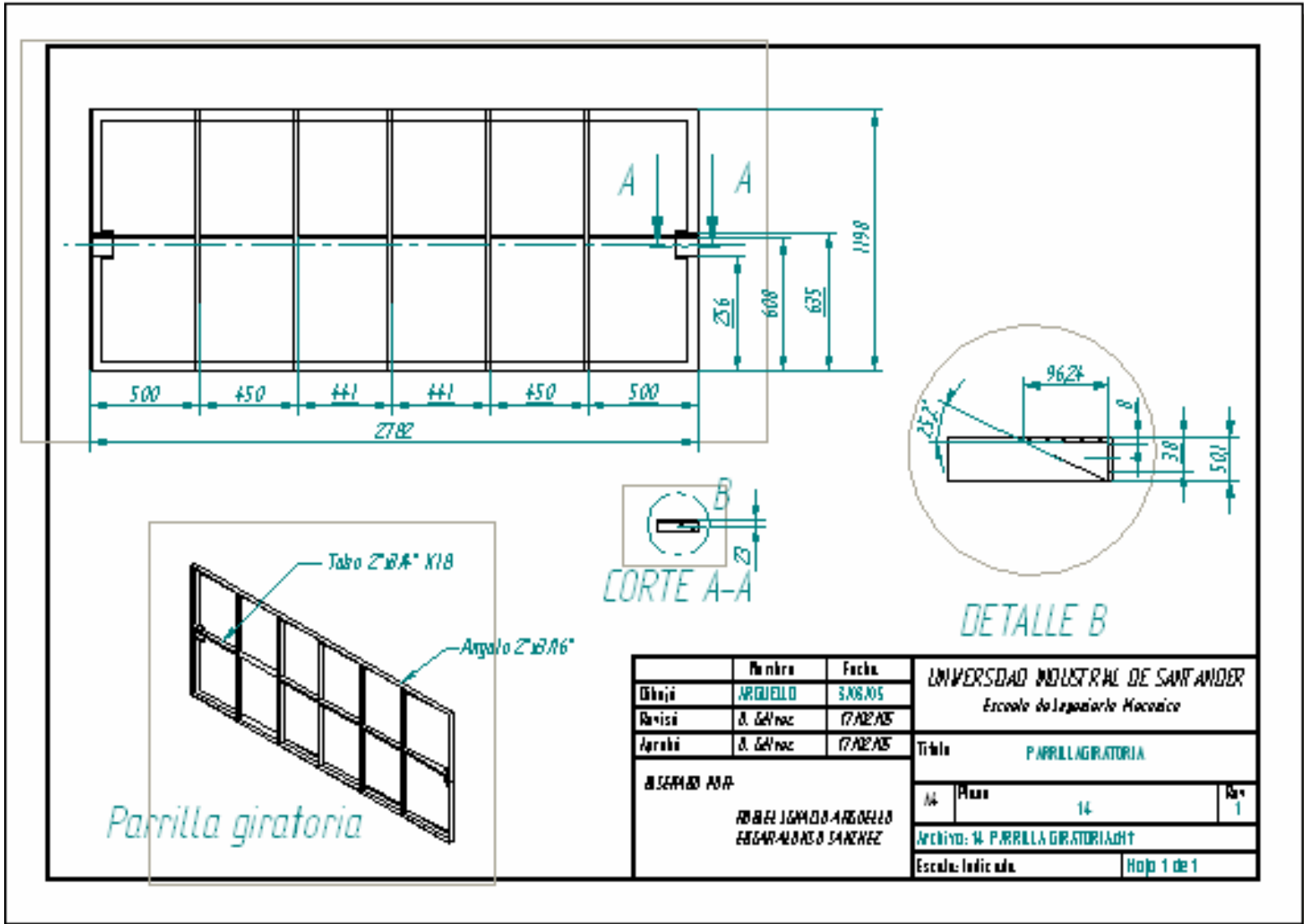
	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Diseño	ARQUELLO	3.08.05	Escuela de Ingeniería Mecánica	
Revisó	J. GARCIA	17.02.05		
Aprobó	J. GARCIA	17.02.05	Título TAPA 14, 15, 16.	
DISEÑADO POR			Nº	Folio
ROBERTO SANDOZ-ARQUELLO			12	1
RODRIGUEZ-SANCHEZ			Archivo: 12 TAPA 14-15-16.dft	
			Escala: Indica	Folio 1 de 1

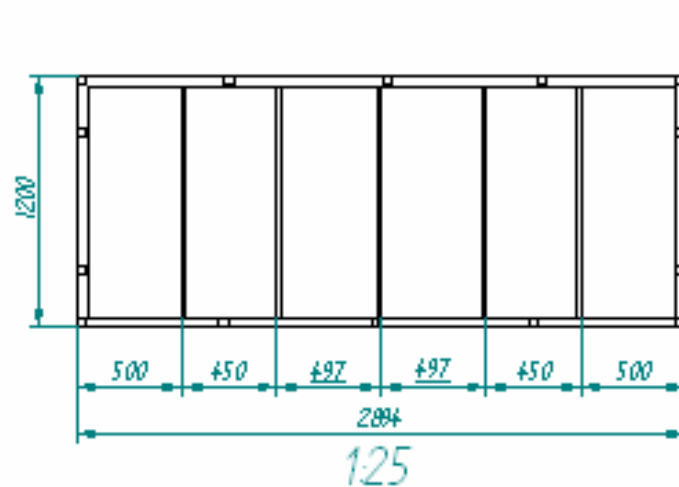


Angulo 25" x 3/16

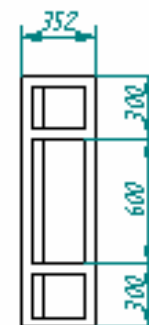
Soporte de parrilla

	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Diseño	ARQUELLO	3/08/05	Escola de Ingeniería Mecánica	
Revisó	D. GARCIA	17/02/05	Título	
Dibujó	D. GARCIA	17/02/05	SOPORTES PARA EL SUD	
DISEÑADO POR			Nº	Plano
ANGEL IGAMBO ARQUELLO			13	1
EDGAR ALONSO SANCHEZ			Archivo: 13 SOPORTES.dwt	
			Escala: Indicada	Hoja 2 de 2

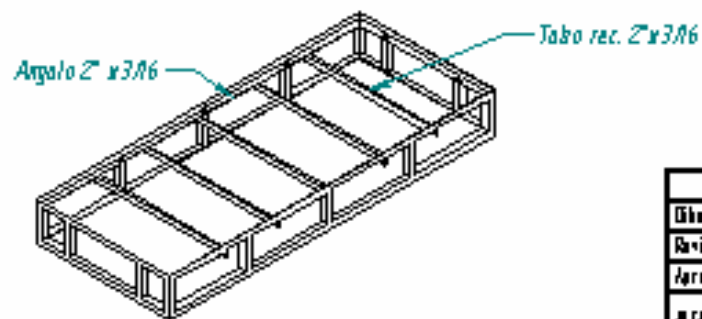




A ←



VISTA A
125

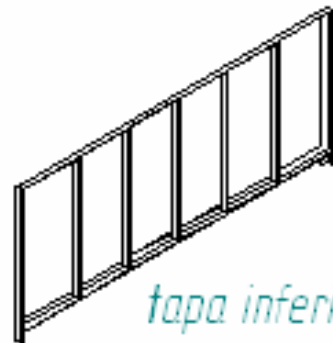
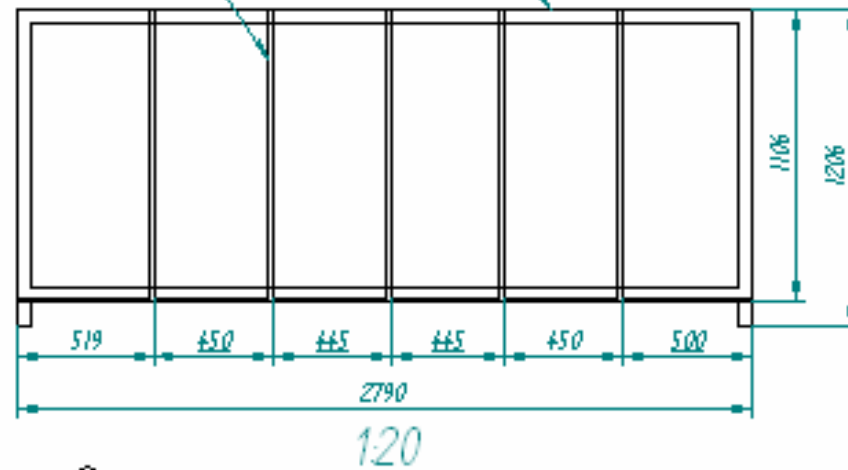


Parrillas superiores

	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Diseño	ARQUELLO	3/08/05	Escuela de Ingeniería Mecánica	
Revisó	D. GARCIA	17/02/05		
Aprobó	D. GARCIA	17/02/05	Título PARRILLAS SUPERIORES	
DISEÑO PARA			Nº	1
PARA EL TUBO REC. ARQUELLO			Plano	15
ESCARABALLOS SANCHEZ			Archivo: 15 PARRILLAS SUPERIORES.DWT	
			Escuela: Ingeniería	Hoja 1 de 1

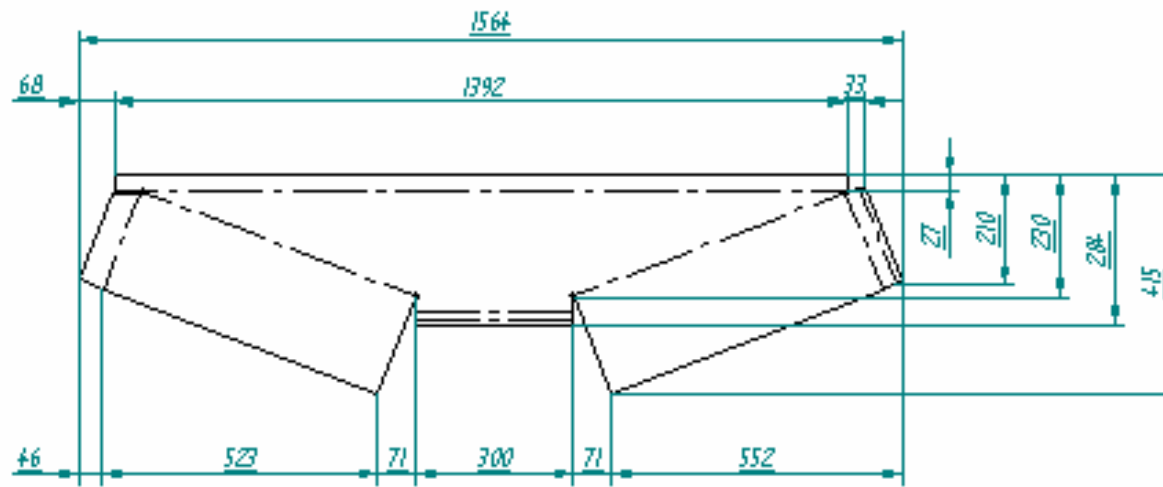
labo rec. 50 x 19 K18

ángulo 38 x 25

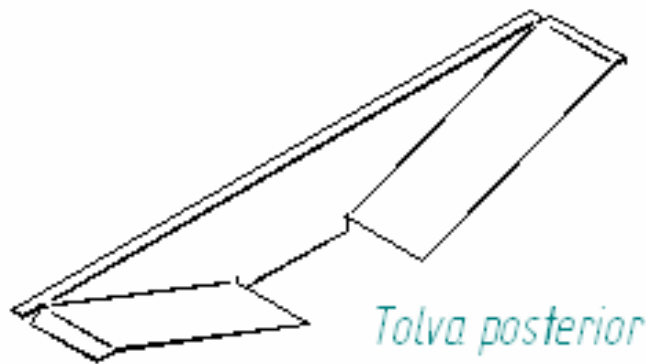


tapa inferior de camada

	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Diseño	ARQUELLO	3.08.2015	Escuela de Ingeniería Mecánica	
Revisó	D. Gálvez	17.02.2015		
Aprobó	D. Gálvez	17.02.2015	Título TAPA INFERIOR DE CAMADA	
DISEÑADO POR			Nº	16
ROBERTO IGNACIO ARQUELLO			Página 1	
EDGAR ALONSO SÁNCHEZ			Archivo: % TAPA INFERIOR DE CAMADA.dwt	
			Escala: Indicada Hoja 1 de 1	

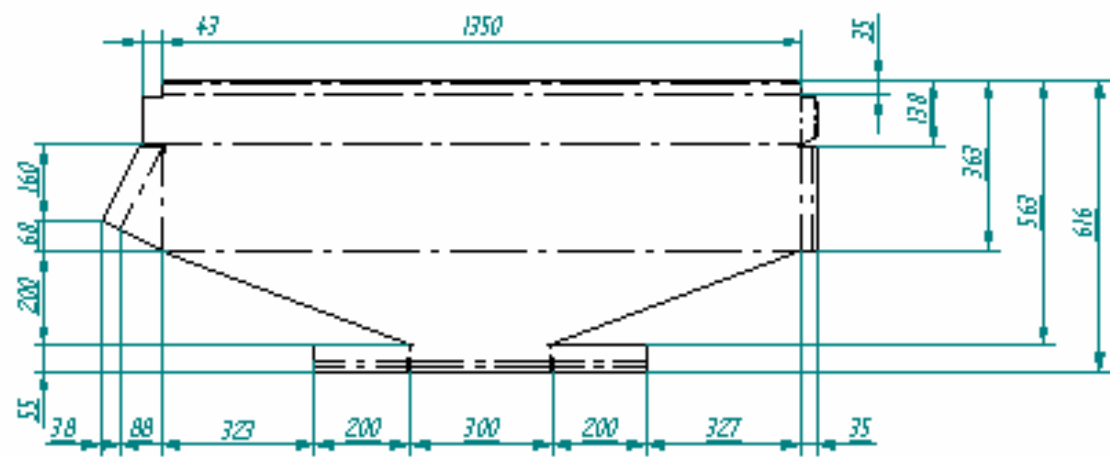


Desarrollo
1:10

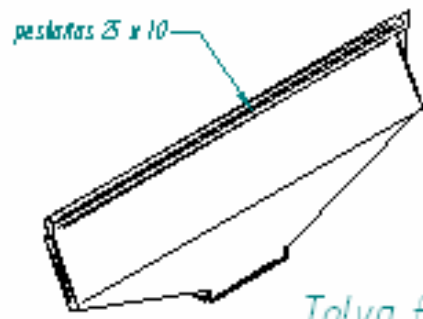


Tolva posterior

	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		
Diseño	ARQUELLO	3/08/05	Escola de Ingeniería Mecánica		
Revisó	A. GARCÍA	17/02/05	Título TOLVA POSTERIOR 1-2		
Aprobó	A. GARCÍA	17/02/05	Módulo 17		
DISEÑADOR			Rev	1	
ROBERTO IGAMBO-ARQUELLO			Archivo: 17 TOLVA POSTERIOR 1-2.dwg		
ESCARA-ALONSO SANCHEZ			Escala: Indicada Hoja 1 de 1		

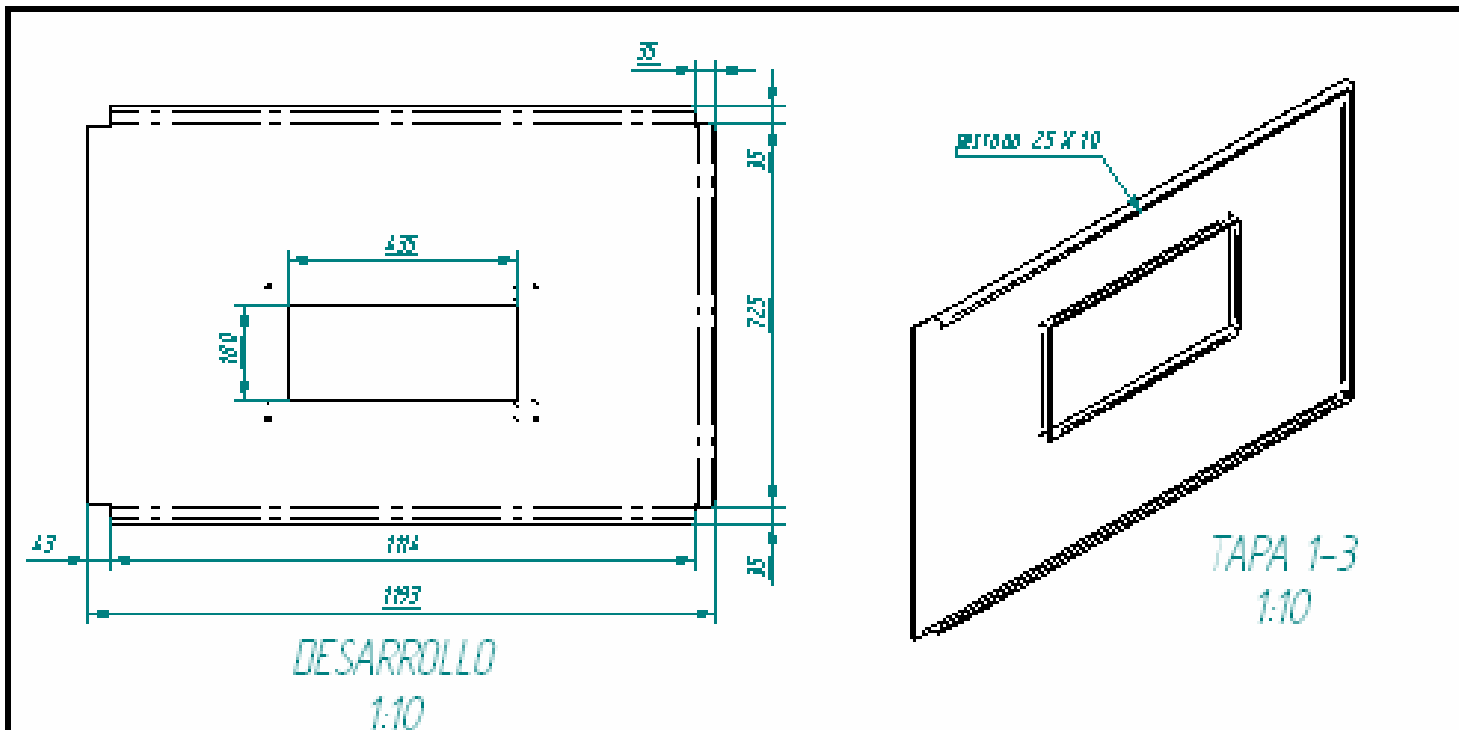


Desarrollo
1:1,11

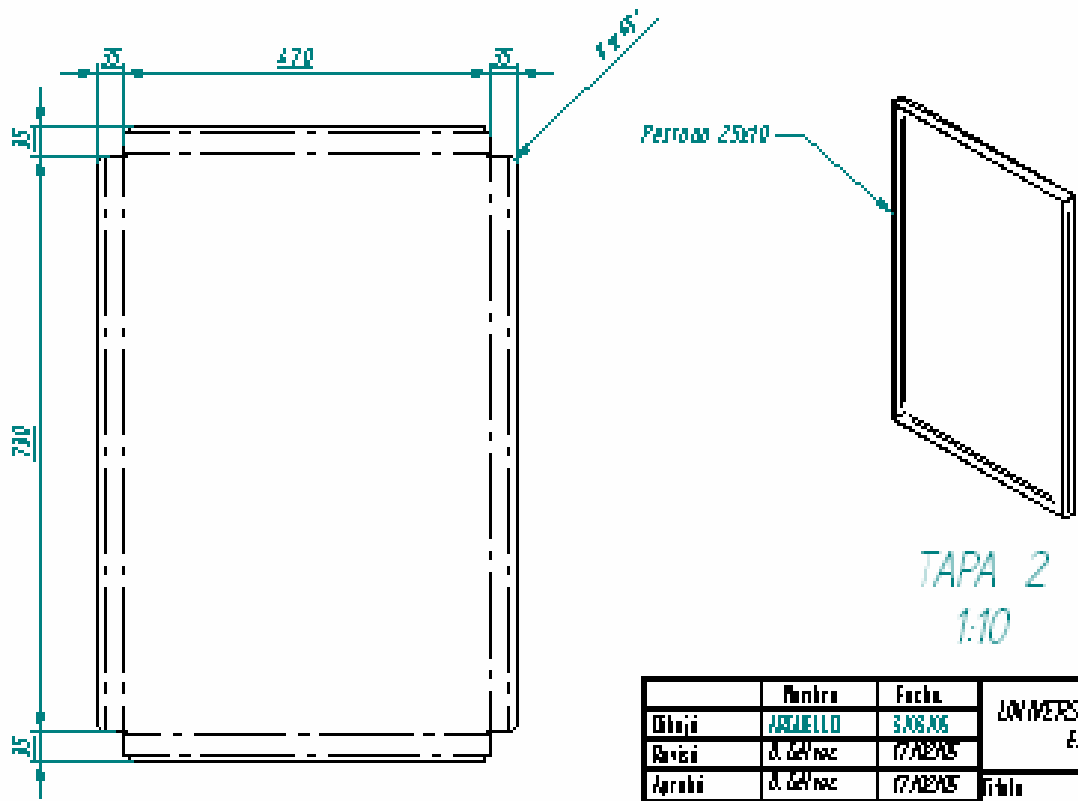


Tolva frontal

	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
	Escuela de Ingeniería Mecánica		Escuela de Ingeniería Mecánica	
Diseño	ARQUELLO	3 ABR 2015	Título TOLVA FRONTAL 1, 2.	
Revisión	OSCAR	17 ABR 2015		
Aprobación	OSCAR	17 ABR 2015		
DISEÑADO POR			Nº	18
ARQUELLO ARQUELLO			Página 1	
OSCAR ALONSO SANCHEZ			Archivo: 13 TOLVA FRONTAL-2.DWG	
			Escala: Indica en	Hoja 1 de 1



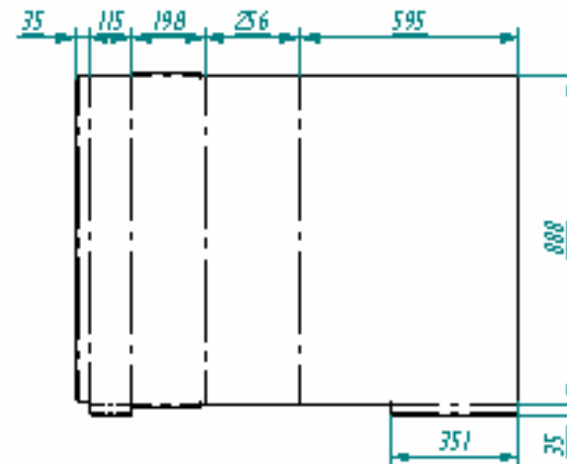
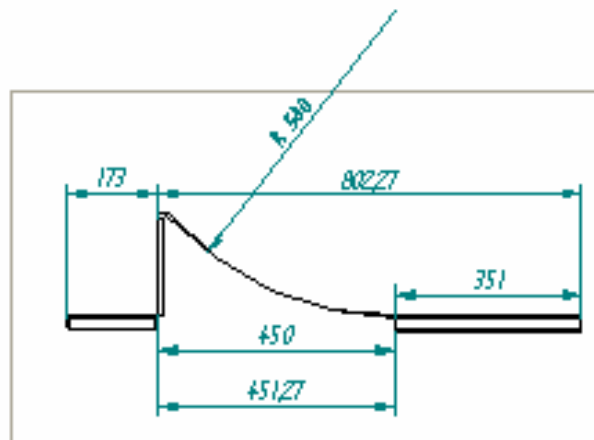
	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujó	ARGUELLO	4/08/08	Escuela de Ingeniería Mecánica	
Revisó	D. GARCÍA	17/08/08		
Aprobó	D. GARCÍA	17/08/08	Título TAPA 1-3.	
DESARROLLO ANP ROBERTO LEONARDO ARGUELLO ROSARIO ALONSO SANCHEZ			N° 19 Archivo: TAPA 1-3.dwg Escala: Indicado.	Hoja 1 de 1



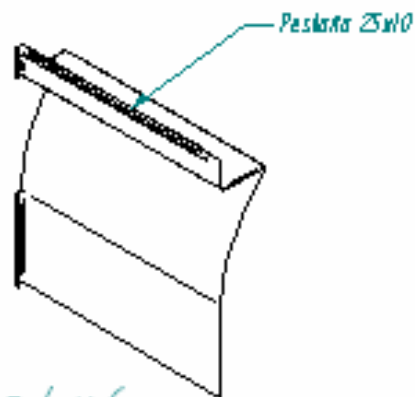
Desarrollo tapa 2
1:6,67

TAPA 2
1:10

	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER Escuela de Ingeniería Mecánica		
Diseño	ANDRÉS	3/08/06	Título TAPA 1-3		
Revisó	A. GARCÍA	17/02/05			
Aprobó	A. GARCÍA	17/02/05	M. Plana 20		
DESARROLLO PARA ANDRÉS ANDRÉS ANDRÉS ANDRÉS ANDRÉS ANDRÉS			Archivo: 19 TAPA 1-2-3.dwg Escala: Indicado Hoja 2 de 2		

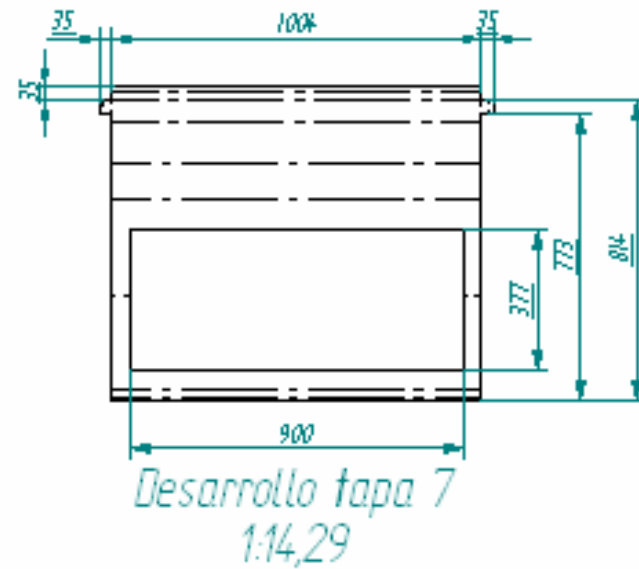
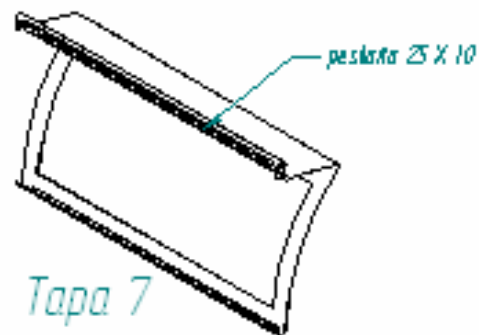
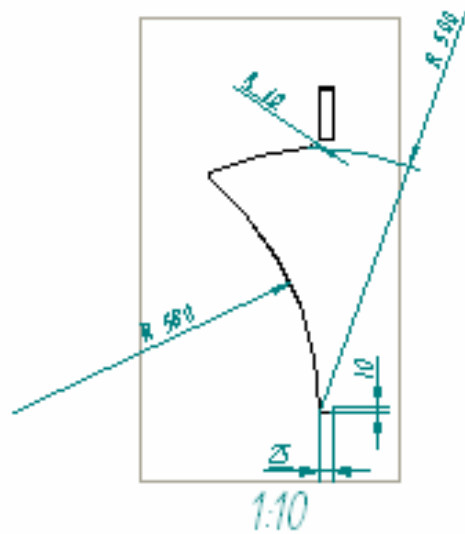


Desarrollo tapa 4 y 6.
1:14,29

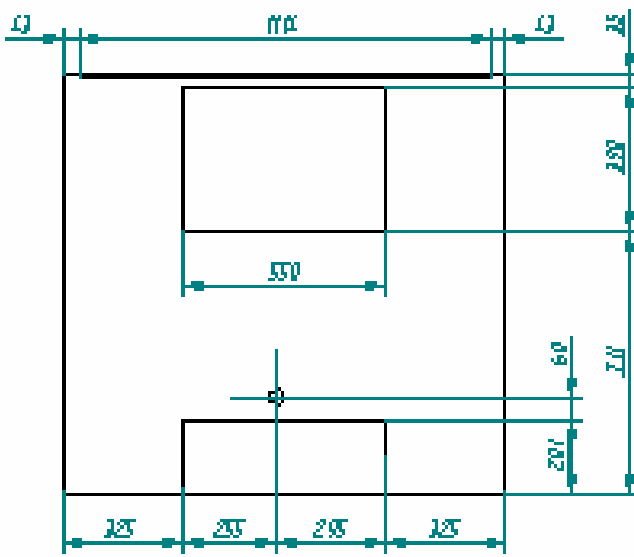


Tapa 4 y 6.

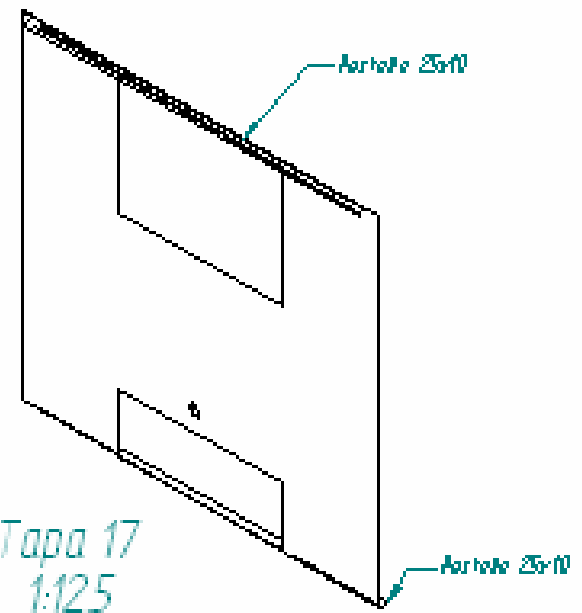
	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Diseño	ARQUELLO	3.AG.2015	Escuela de Ingeniería Mecánica	
Revisó	D. GARCIA	17.AG.2015		
Aprobó	D. GARCIA	17.AG.2015	Título TPA 4-6	
DISEÑADO PARA			Nº	Página
ABRAHAM IGACIO ARQUELLO			21	1
ENRIQUE ALONSO SANCHEZ			Archivo: 20.T.P.A.4-6.dwt	
			Escala: Indica n/a.	Hoja 1 de 1



	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Diseño	ARQUELLO	3/08/05	Escuela de Ingeniería Mecánica	
Revisó	J. GARCIA	17/02/05	Título TPA 7	
Aprobó	J. GARCIA	17/02/05	M. Plan 22	
DISEÑO POR			Rev. 1	
ARQUELLO ARQUELLO			Archivo: 21.TPA 7.DJT	
ESCARA ALONSO SANCHEZ			Escala: Indica	
			Hoja 1 de 1	

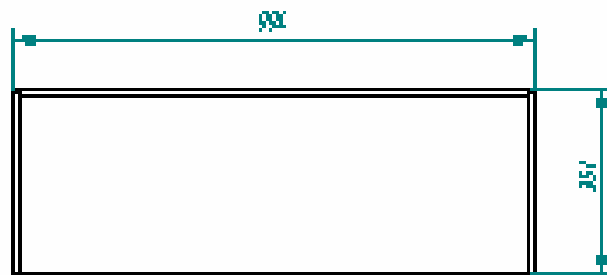


1:14,29

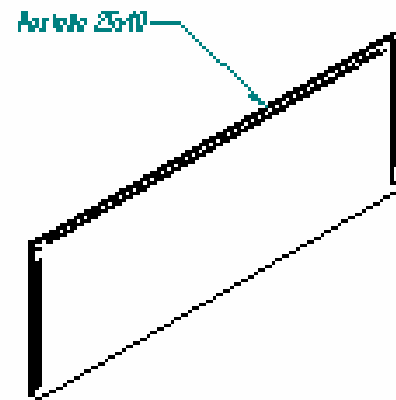


Tapa 17
1:125

	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
	ARRELLANO	22/06/2014	Escuela de Ingeniería Mecánica	
			Título TAPA 17	
			14	1
			Archivo: TAPA 17.dwg	
			Escala: Noje: de 2	

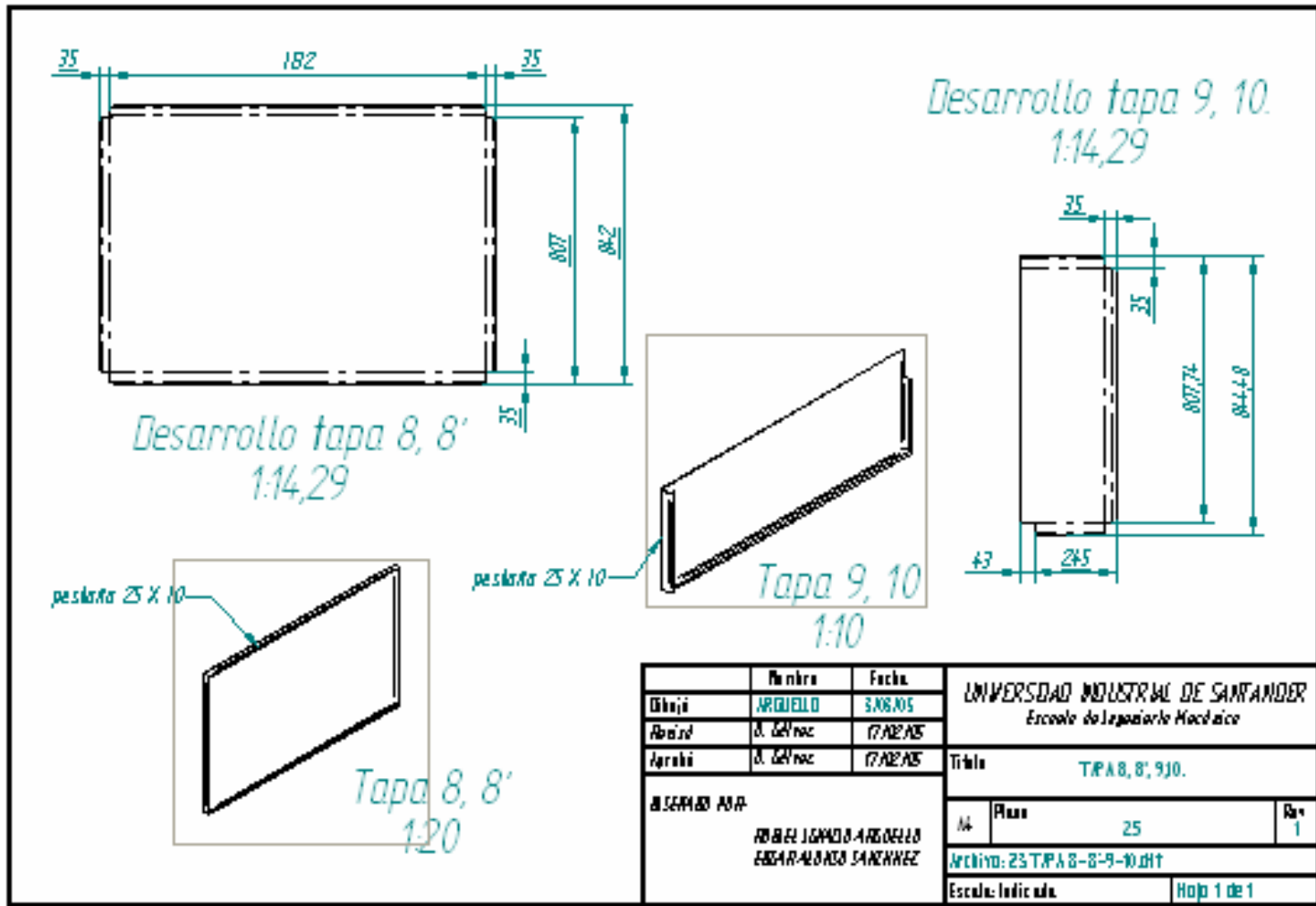


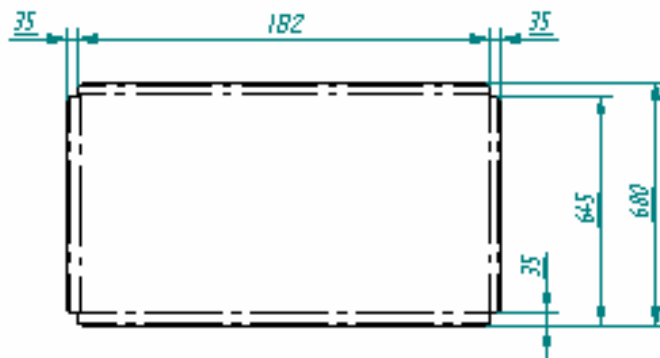
110



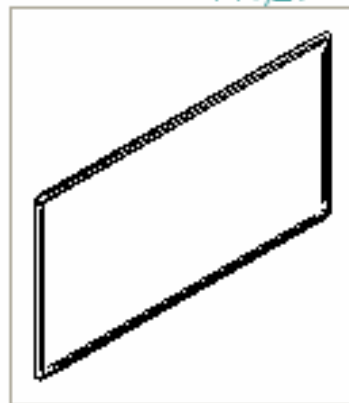
Tapa 5

	Fecha	Por	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER Escuela de Ingeniería Mecánica	
Nombre	ABRILLO	SANCHEZ		
Apellido	R. JIMENEZ	STANLEY		
Apellido	R. JIMENEZ	STANLEY	Título	
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE AVILA			Tapa 17	
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			Página	
Escuela de Ingeniería Mecánica			14	25
			de 14 de 25	
			Página 2 de 5	

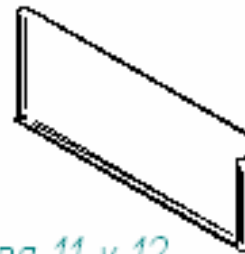




Desarrollo tapa 13 y 13'
1:14,29

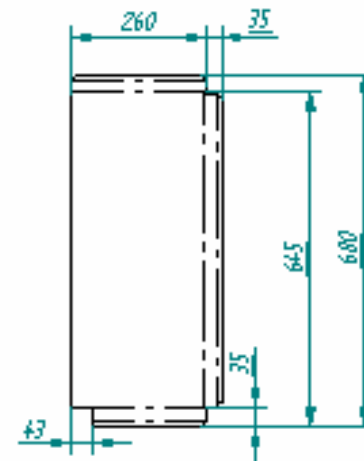


Tapa 13 y 13'



Tapa 11 y 12

Desarrollo tapa 11 y 12
1:10



	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujó	ARQUELLO	3.08.05	Escuela de Ingeniería Mecánica	
Revisó	D. GARCIA	17.02.05	Título TAPA 11, 12, 13, 13'	
Aprobó	D. GARCIA	17.02.05	N. Plan 26 Rev 1	
DISEÑADO POR			Archivo: 24_TAPA 11-12-13-13.DWT	
RODRIGO IGAMON ARQUELLO			Escuela: Ingeniería	
BERGARA LUIS SANCHEZ			Hoja 1 de 1	