

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de
la Producción**

**“Diseño de un Sistema de Transporte Neumático a Presión Positiva de
Desperdicios Generados por una Industria Cartonera”**

TESIS DE GRADO

Previo a la Obtención del Título de:

INGENIEROS MECÁNICOS

Presentada por:

David Daniel Escalante Hasing

Leopoldo Andrés Zumba Soliz

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2013

AGRADECIMIENTO

Un agradecimiento especial al Ing. Ernesto Martínez L., Director de Tesis, por su constante dirección y enseñanza. Al Ing. Francisco Andrade S., por su desinteresada ayuda y a todos los que de alguna u otra manera colaboraron con el desarrollo de esta tesis.

A nuestros padres por su comprensión, paciencia y apoyo a lo largo de toda nuestra carrera universitaria.

DEDICATORIA

A DIOS, A NUESTROS PADRES,
HERMANOS, FAMILIARES Y AMIGOS.

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Dr. Kleber Barcia V., Ph.D.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Ernesto Martínez L.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Francisco Andrade S.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, nos corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)



David Daniel Escalante Hasing



Leopoldo Andrés Zumba Soliz

RESUMEN

La industria del cartón genera gran cantidad de desperdicios al día debido a la gran demanda que tienen éstos por parte de los consumidores tanto nacionales como internacionales. En el Ecuador este tipo de industrias tienen dos divisiones básicas: Las imprentas “industriales”, que se dedican básicamente a la generación de cajas para el sector floricultor, camaronero, pesquero, agrícola y doméstico. Y las imprentas “bananeras” que solo se especializan en dar atención al sector bananero.

La industria cartonera está conformada por un corrugador, que es la máquina que provee de materia prima a la planta, y de máquinas impresoras. Éstas últimas son las encargadas de imprimir el diseño que el cliente exige sobre el cartón. Los desperdicios de cartón generados por cada imprenta son transportados a través de una banda transportadora, ubicado transversalmente a la máquina, y llevados a un blower donde son succionados y enviados a través de ducterías a un ciclón, donde se produce la separación. Éste, a su vez, está conectado a una embaladora en donde se

compacta el desperdicio y se lo envía como materia prima para diferentes industrias productoras de papel reciclado.

Cuando la planta se encuentra en su máxima capacidad de producción, es decir, con todas las imprentas operando al mismo tiempo, se producen taponamientos en el ducto de desperdicios, por lo que se tiene que detener la producción de ciertas máquinas para proceder a liberar. Esto causa paradas diarias, que afectan a la economía de la industria. Los desperdicios generados por el corrugador y los obtenidos por la trituradora son enviados al ciclón por medio de un blower respectivamente. Estos ductos de succión no tienen problemas de taponamiento pero serán considerados para el dimensionamiento del ciclón.

Con la llegada de nueva maquinaria a la industria, la empresa requiere un rediseño en el sistema de succión de desperdicios así como en el ciclón, a fin de eliminar paradas imprevistas.

En base a esto, el diseño de un ciclón nuevo de mayor capacidad es necesario en este caso, ya que el actual presenta problemas en su diseño y construcción. La selección de blowers para enviar el desperdicio desde las imprentas hacia el nuevo ciclón también será considerada.

La metodología consistió en hacer un levantamiento de información del sistema actualmente instalado en planta y de datos proporcionados por la empresa de estudio. Entre éstos se tiene el tipo de cajas de cartón corrugado que producen, la cantidad de desperdicios máximos de cada imprenta, características de los ventiladores de succión y motores de cada máquina, elevación del desperdicio, diámetro de los ductos, recorrido y longitud total de los ductos, caudal de aire que manejan los distintos ductos de succión, dimensionamiento del ciclón actual y de la estructura soportante. Para realizar esto, se utilizó el software comercial Autocad® para el desarrollo de planos y de SAP2000® para análisis estructural.

Una vez realizado esto, se analizó el sistema actual para determinar cuál es la causa de los taponamientos. Primeramente se dimensionó el diámetro óptimo de los distintos ductos de succión, para luego proceder con el cálculo de la caída de presión en los ductos, seguido del dimensionamiento del ciclón, caída de presión en el ciclón, estructura soportante del ciclón, para finalmente realizar el cálculo de la potencia del ventilador y motor del sistema actual. Se llegó a la conclusión de que la potencia del motor instalado en la Máquina# 1 estaba mal dimensionado, el diámetro de la ductería y la potencia de motor de la Máquina# 2,3 también presentaban problemas y que el funcionamiento del resto de las imprentas era el adecuado.

Una vez hecho el análisis del sistema actual, se diseñó el recorrido de la nueva ductería para proceder a analizar el sistema futuro. En este punto se toma en cuenta a la nueva Máquina# 7. Como en el sistema actual, primeramente se dimensionó el diámetro óptimo de la ductería de la nueva imprenta, seguido del cálculo de la caída de presión en los ductos, para luego proceder con el cálculo de la potencia del ventilador y del motor, diseño del nuevo ciclón, cálculo de la caída de presión en el ciclón y de la estructura soportante del ciclón y finalmente el recálculo de la potencia del ventilador y del motor. Se concluyó que un diámetro de ducto de 14" para la Máquina# 1 es el adecuado, de 20" para la Máquina# 2,3 y de 12" para la Máquina# 7. Para el resto de las imprentas, los diámetros actualmente instalados son los adecuados. No se cambiaran motores ya que la potencia de los actuales son los adecuados.

La implementación del nuevo sistema tiene un costo total de \$85697.65, con lo que se garantiza el correcto funcionamiento del mismo.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	VI
ABREVIATURAS.....	X
SIMBOLOGÍA.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XV
ÍNDICE DE PLANOS.....	XVII
ANTECEDENTES.....	1
CAPÍTULO 1	
1. GENERALIDADES DEL CARTÓN.....	3
1.1 Estructura del Cartón Corrugado.....	6
1.2 Tipos de Cajas Corrugadas.....	11
1.3 Métodos de Impresión.....	12
1.4 La Industria del Cartón Corrugado.....	14

CAPÍTULO 2

2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.....	16
2.1 Área de Corrugado.....	18
2.2 Área de Impresión.....	23
2.3 Área de Empacado de Desperdicio.....	31
2.4 Diagrama de Flujo.....	38

CAPÍTULO 3

3. IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD.....	40
3.1 Requerimiento a Satisfacer del Sistema.....	40
3.2 Alternativas de Solución.....	44
3.3 Selección de la Alternativa.....	46
3.4 P&ID Básico del Transporte Neumático.....	50
3.5 Diseño de Forma del Ciclón y su Estructura.....	51

CAPÍTULO 4

4 DISEÑO DEL SISTEMA NEUMÁTICO.....	52
4.1 Análisis del Sistema Actual.....	55
4.1.1 Dimensionamiento de la Ductería del Sistema Actual.....	59
4.1.2 Cálculo de la Caída de Presión en los Ductos de Succión del Sistema Actual.....	60
4.1.3 Dimensionamiento del Ciclón del Sistema Actual.....	70

4.1.4	Cálculo de la Caída de Presión del Sistema Actual.....	71
4.1.5	Estructura Soportante del Ciclón del Sistema Actual.....	75
4.1.6	Cálculo de la Potencia del Ventilador y Motor del Sistema Actual.....	77
4.2	Diseño del Sistema Futuro.....	80
4.2.1	Dimensionamiento de la Ductería del Sistema Futuro.....	81
4.2.2	Cálculo de la Caída de Presión en los Ductos de Succión del Sistema Futuro.....	81
4.2.3	Cálculo de la Potencia del Ventilador y Motor del Sistema Futuro.....	84
4.2.4	Diseño del Ciclón del Sistema Futuro.....	86
4.2.5	Caída de Presión del Ciclón del Sistema Futuro.....	91
4.2.6	Estructura Soportante del Ciclón del Sistema Futuro.....	93
4.2.7	Recalculo de la Potencia del Ventilador y del Motor del Sistema Futuro.....	95
CAPÍTULO 5		
5	ANÁLISIS DE COSTOS.....	97
5.1	Presupuesto para la Construcción del Sistema Neumático.....	97
5.2	Cronograma de Actividades.....	104

CAPÍTULO 6

6	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	105
6.1	Conclusiones.....	105
6.2	Recomendaciones.....	106

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

FCT	Resistencia al Aplastamiento en Plano
BCT	Resistencia a la Compresión Vertical
RSC	Caja Ranurada de uso Regular
SP	Cartón Corrugado de Simple Pared
DP	Cartón Corrugado de Doble Pared
PST	Distribución del Tamaño de Partícula
PM	Material Particulado
CFM	Pie Cúbico por Minuto
WF	Factor de Peso
RV	Valor Relativo
ASTM	American Society for Testing and Materials

SIMBOLOGÍA

$^{\circ}\text{C}$	Grados Centígrados
ml	Mililitros
%	Porcentaje
pH	Potencial de Hidrógeno
Kg	Kilogramo
μm	Micrómetro
hr	Hora
pulg	Pulgadas
Hp	Caballos de Potencia
Fr	Coeficiente de Froude
V	Velocidad
g	Constante Gravitacional
d	Diámetro
Q	Caudal
A	Área
π	Número Pi
d^2	Diámetro al Cuadrado
P_1	Presión en el punto 1
P_2	Presión en el punto 2
V_1	Velocidad en el punto 1
V_2	Velocidad en el punto 2
Z_1	Altura en el punto 1
Z_2	Altura en el punto 2
h_{fluido}	Pérdida de Carga debida al Fluido
$h_{\text{accesorios}}$	Pérdida de Carga debida a los Accesorios
$h_{\text{sólido}}$	Pérdida de Carga debido al Sólido
ΔP	Caída de Presión
Δz	Diferencia de Altura entre Z_1 y Z_2
γ	Peso Específico
f	Factor de Fricción
L	Longitud
K_l	Coeficiente de Pérdida
E	Relación material/fluido
Cd	Coeficiente de Arrastre

Re	Número de Reynolds
g/m ²	Gramaje
ρ	Densidad
μ	Viscosidad Dinámica
ϵ	Rugosidad Equivalente
ϵ/d	Rugosidad Relativa
s	Segundo
s ²	Segundo Cuadrado
m	Metro
m ²	Metro Cuadrado
m ³	Metro Cúbico
mm	Milímetro
°	Grados
Pa	Pascales
H ₂ O	Agua
D _c	Diámetro del Barril del Ciclón
D _s	Diámetro de Salida de Aire del Ciclón
h	Altura parte Cilíndrica
z	Altura parte Cónica
H	Altura Total del Ciclón
B	Diámetro de Salida de Partículas
N _H	Número de Cabezas de Velocidad a la Entrada del Ciclón
V _i	Velocidad Promedio de Entrada al Ciclón
K	Constante para Entrada Tangencial
Pot _{VENT}	Potencia del Ventilador
Pot _{MOTOR}	Potencia del Motor
η	Eficiencia del Motor
d _{óptimo}	Diámetro Óptimo
Σ	Sumatoria
"	Pulgada
a	Alto del Ducto de Entrada al Ciclón
b	Ancho del Ducto de Entrada al Ciclón
S	Altura de Salida del Aire del Ciclón
\$	Dólar
lbs	Libras
und	Unidad
gl	Galón
gb	Global

ÍNDICE DE FIGURAS

		Pág.
Figura 1.1	Combinaciones de Corrugado.....	6
Figura 1.2	Características del Perfil del Cartón.....	8
Figura 1.3	Cajas RSC y Troquelada.....	12
Figura 1.4	Esquema del Método de Impresión Flexográfica para Cartón.....	13
Figura 2.1	Esquema Simplificado del Proceso de Corrugación.....	20
Figura 2.2	Máquina Corrugadora.....	21
Figura 2.3	Esquema Simplificado del Proceso de Impresión...	25
Figura 2.4	Máquina Impresora.....	25
Figura 2.5	Cuerpo Eslotador.....	29
Figura 2.6	Cuerpo Troquelador.....	30
Figura 2.7	Sistema de Empacado de Desperdicios.....	31
Figura 2.8	Diagrama Esquemático del Flujo de Aire Dentro de un Ciclón.....	33
Figura 2.9	Configuración de Ciclones Tipo 1D3D y 2D2D.....	34
Figura 2.10	Dimensiones Generales del Ciclón.....	38
Figura 2.11	Diagrama de Flujo de la Planta Cartonera.....	39
Figura 3.1	Separador Ciclónico.....	43
Figura 3.2	P&ID Básico del Sistema de Transporte Neumático de Desperdicios de Cartón.....	50
Figura 3.3	Diseño de Forma del Ciclón y su Estructura.....	51
Figura 4.1	Flujo a Través de una Tubería de Área Variable.....	61
Figura 4.2	Recorrido de la Tubería de la Máquina# 1.....	65
Figura 4.3	Vista Superior de la Estructura Soportante del Ciclón Actual.....	76
Figura 4.4	Vista Frontal de la Estructura Soportante del Ciclón Actual.....	76
Figura 4.5	Vista Lateral de la Estructura Soportante del Ciclón Actual.....	77
Figura 4.6	Vista Superior de la Estructura Soportante del Ciclón Futuro.....	93

Figura 4.7	Vista Frontal de la Estructura Soportante del Ciclón Futuro.....	94
Figura 4.8	Vista Lateral de la Estructura Soportante del Ciclón Futuro.....	94

ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1	Clasificación de Papeles que Conforman la Plancha de Cartón Corrugado.....	5
Tabla 2	Características del Perfil del Cartón.....	8
Tabla 3	Máquinas Impresoras y sus Niveles de Desperdicios.....	32
Tabla 4	Intervalo de Eficiencia de Remoción para los Diferentes Tipos de Ciclones.....	36
Tabla 5	Matriz para el Análisis de Valor.....	48
Tabla 6	Matriz de Decisión.....	49
Tabla 7	Gramajes Utilizados para Producción de Cajas de Cartón.....	54
Tabla 8	Datos Generales por Máquina Instalado Actualmente en Planta.....	55
Tabla 9	Datos de la Máquina# 7.....	55
Tabla 10	Cálculo del Coeficiente de Froude.....	58
Tabla 11	Resultado del Diámetro Óptimo de la Ductería del Sistema Actual.....	59
Tabla 12	Resultado de la Pérdida de Carga debida al Fluido del Sistema Actual.....	67
Tabla 13	Resultado de la Pérdida de Carga debido a los Accesorios del Sistema Actual.....	68
Tabla 14	Resultado de la Pérdida de Carga debido al Sólido del Sistema Actual.....	69
Tabla 15	Resultado de la Caída de Presión en los Ductos del Sistema Actual.....	70
Tabla 16	Dimensiones Generales del Ciclón Instalado Actualmente en Planta.....	71
Tabla 17	Velocidad Promedio a la Entrada del Ciclón Actual.....	72
Tabla 18	Resultado de la Caída de Presión debida al Ciclón del Sistema Actual.....	74
Tabla 19	Resultado de Potencia de Ventilador y Motor del	

	Sistema Actual.....	79
Tabla 20	Resultado del Diámetro Óptimo de la Ductería de la Máquina# 7.....	81
Tabla 21	Resultado de la Pérdida de Carga Debido al Fluido del Sistema Futuro.....	82
Tabla 22	Resultado de las Pérdidas de Carga Debido a los Accesorios del Sistema Futuro.....	83
Tabla 23	Resultado de las Pérdidas de Carga Debido al Sólido del Sistema Futuro	83
Tabla 24	Resultado de la Caída de Presión en los Ductos del Sistema Futuro	84
Tabla 25	Resultado de Potencia de Ventilador y Motor del Sistema Futuro.....	85
Tabla 26	Caudal y Velocidad a la Entrada del Ciclón Futuro.....	87
Tabla 27	Dimensiones Generales del Ciclón Futuro.....	91
Tabla 28	Resultado de la Caída de Presión debida al Ciclón del Sistema Futuro.....	92
Tabla 29	Recálculo de la Potencia de Ventilador y Motor del Sistema Futuro.....	96
Tabla 30	Costos de Materiales.....	98
Tabla 31	Costos de Equipos y Herramientas.....	99
Tabla 32	Costos de Mano de Obra.....	100
Tabla 33	Costos de Transporte.....	101
Tabla 34	Costo Total del Proyecto.....	101
Tabla 35	Paradas Imprevistas por Imprenta.....	102
Tabla 36	Costo hr/hombre por Parada de Máquina.....	103

ÍNDICE DE PLANOS

Plano D.1	Layout de Planta Actual
Plano D.2	Isométrico Actual Máquina# 1
Plano D.3	Isométrico Actual Máquina# 2,3
Plano D.4	Isométrico Actual Máquina# 4
Plano D.5	Isométrico Actual Máquina# 5,6
Plano D.6	Separador Ciclónico Actual
Plano D.7	Estructura del Ciclón Actual
Plano D.8	Ciclón y Estructura Actual
Plano D.9	Layout de Planta Futuro
Plano D.10	Isométrico Futuro Máquina# 1
Plano D.11	Isométrico Futuro Máquina# 2,3
Plano D.12	Isométrico Futuro Máquina# 4
Plano D.13	Isométrico Futuro Máquina# 5,6
Plano D.14	Isométrico Futuro Máquina# 7
Plano D.15	Separador Ciclónico Futuro
Plano D.16	Estructura del Ciclón Futuro
Plano D.17	Ciclón y Estructura Futuro

(Ver Apéndice D)

ANTECEDENTES

La realización de esta tesis se lleva a cabo dentro de una industria cartonera ubicada en la ciudad de Guayaquil especializada en la producción de cajas para el sector floricultor, camaronero, doméstico y agrícola. Esta última tiene una subdivisión especial dedicada exclusivamente al sector bananero el cual constituye el primer producto de exportación del sector privado del país y uno de los principales contribuyentes al erario nacional. La empresa cartonera de tema de estudio, tiene una trayectoria de más de 20 años en el proceso de producción de cajas de cartón corrugado y microcorrugado. A lo largo de su trayectoria, su infraestructura ha ido evolucionando a través de los años para acoplarse a las necesidades del mercado local así como el internacional, que son cada vez mayores.

Debido a su constante crecimiento en cuanto a infraestructura, adquisición de nueva maquinaria, elaboración de nuevos productos, expansión a nuevos mercados, el sistema actual de eliminación de desperdicios presenta problemas de taponamiento cuando la planta se encuentra en máxima capacidad de producción, es decir, con todas las imprentas operando al mismo tiempo. El ducto de succión del corrugador y de la trituradora no

presentan problemas por lo que no se harán modificaciones en ellos, pero serán considerados para el dimensionamiento del nuevo ciclón. La empresa requiere un rediseño del sistema de succión de desperdicios del cartón, ya que el sistema actual, con una generación de 5803 Kg/hr de desperdicios, presenta constantes paradas imprevistas que afectan a la producción diaria. La línea futura debe ser capaz de succionar un total de 6300 kg/hr de desperdicios provenientes de las imprentas.

El presente trabajo trata del “Diseño de un Sistema de Transporte Neumático a Presión Positiva de Desperdicios Generador por una Industria Cartonera”, para una capacidad de desperdicios de 6300 kg/hr. El objetivo de este proyecto es determinar el diámetro óptimo del ducto de succión de desperdicios, la selección adecuada de los ventiladores de succión, el diseño apropiado del ciclón y de su estructura, de las distintas máquinas que conforman la industria dependiendo de la capacidad de generación de desperdicios de cada una de ellas. Para el análisis de la estructura soportante del ciclón, se usará el software comercial de diseño estructural SAP2000®. Con este diseño, se espera obtener un mejor desempeño del sistema de succión de desperdicios garantizando que no ocurrirán paradas imprevistas y así no afecta a la economía de la empresa.

CAPÍTULO 1

1. GENERALIDADES DEL CARTÓN.

La materia prima para la elaboración de un cartón o de cualquier papel son los vegetales ricos en celulosa entre ellos los grandes bosques de pinos, abedules, eucaliptos, bambú, la caña de azúcar, entre otros. Hay papeles y cartones cuya materia prima es netamente virgen con fibras muy largas y cuya característica es un cartón con excelente resistencia física y mecánica. Este cartón es totalmente reciclable.

En los últimos tiempos y en virtud de que cada vez son más escasos los grandes bosques proveedores de celulosa, la tecnología permite el reciclado de todo tipo de cartón y papeles en general. La característica de estos cartones será una fibra más corta y una resistencia física y mecánica menor en comparación al de fibra larga. Sin embargo la tendencia mundial va encaminada a utilizar éste tipo de cartón cada vez en mayor proporción. A este cartón se lo puede definir como un producto “reciclado y reciclable”

Papel.

Es importante que el diseñador conozca sobre el papel y los cartones por dos razones principales. Primero, por la amplia gama de pesos, tamaños y acabados, lo que permite escoger un tipo de papel adecuado para el trabajo y el proceso de impresión a utilizar y segundo, por considerarse un elemento importante en el coste final de impresión.

Cada uno de éstos tipos de papel se fabrican en distintos gramajes y anchos de ondulatoria. El gramaje es la masa de un determinado papel por metro cuadrado, y pueden oscilar entre los 95 y 400 g/m². Los distintos tipos de papel tienen diferentes características que hacen que los fabricantes de cartón ondulado conformen sus productos en función de las exigencias del mercado y de su propia dinámica de funcionamiento. Las combinaciones que se pueden obtener a partir de los distintos tipos de papeles y de gramajes son tantas que, los fabricantes de cartón ondulado, se ven obligados a limitar su abanico de productos estándar al menor número posible, de tal modo que cubran las exigencias de mercado.

Los papeles que conforman la plancha de cartón ondulado se los puede clasificar según la siguiente tabla:

TABLA 1
CLASIFICACIÓN DE PAPELES QUE CONFORMAN LA PLANCHA DE
CARTÓN CORRUGADO

Papel	Tipo
Kraftliner – (Papel para caras o liners)	Fibra larga, crudo Fibra corta, crudo Blanco Integral Blanco integral estucado Blanco (white top) Blanco estucado (coated white top) Blanco jaspeado Coloreado
Testliner 1, 2, 3 – (Papel para caras o liners)	Crudo Coloreado
Papeles para Ondular – (Fluting, Medium o Tripa)	Semiquímico Médium Fluting Paja Médium 2 Médium Altas Prestaciones
Otros papeles para cartón ondulado	Biclase Crudo Biclase fuerte Cuero o Schrenz
Fluting reciclado de bajo gramaje	Médium de bajo gramaje (LWM) El gramaje es menor o igual a 100 g/m ² (Light Weight Medium)
Liner reciclado de bajo gramaje	Liner crudo de bajo gramaje (LWL) El gramaje es inferior a 125 g/m ² (Light Weight Liner)
Liners reciclados blancos – (Papel para caras)	Liner blanco, no estucado Calidad A Liner blanco, no estucado Calidad B Liner blanco, no estucado Calidad C Liner jaspeado Liner jaspeado Liner blanco, estucado (fully coated) Liner blanco, semiestucado

Elaborado por: Revista Corrugando, Edición XXX.

1.1 Estructura del Cartón Corrugado.

La “Cara Simple” (Single Facer) está formado por una hoja lisa, llamado liner, y un ondulado, llamado fluting, unidos entre sí con pegamento. Este es el módulo elemental de todo cartón corrugado, impuesto por la tecnología de fabricación.

Al añadir una segunda cara se forma la “Doble-Cara” (Double Facer), también llamado “Simple Pared” (Simple Wall). Si al Doble-Cara se le añade un segundo módulo Cara Simple, constituye el llamado “Doble-Doble” (Double-Double) o Doble Pared. De la misma manera, un “Triple” corrugado o Triple Pared resulta de un Doble-Doble con un tercer Simple Cara.

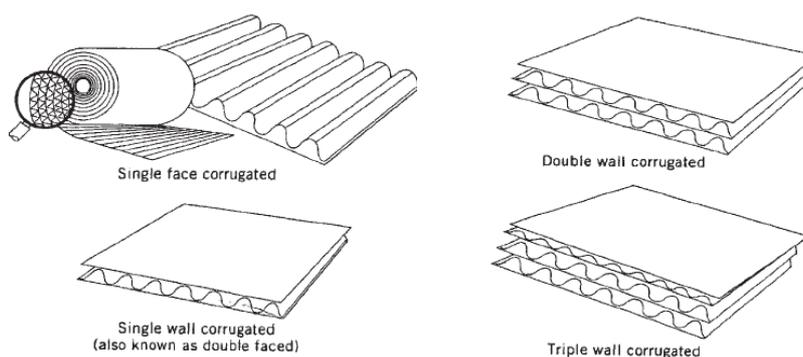


FIGURA 1.1 COMBINACIONES DE CORRUGADO.

Perfil de la Onda.

Existen diferentes gamas de perfiles de onda, llamada también flauta, y cada una se caracteriza por:

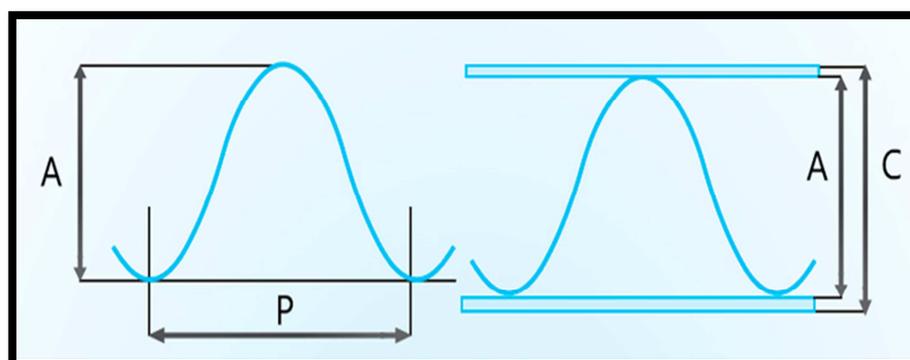
- La altura: distancia que hay entre el vértice y la base ancha del canal.
- El paso: distancia que hay entre los vértices de dos canales consecutivos.
- El número de ondas por metro de cartón.
- El coeficiente de Ondulación: relación teórica que hay entre el largo del papel de ondulado y el largo de la cara. Dicho coeficiente determina el consumo de papel a corrugar.

En la tabla 2 se muestran las características de los distintos ondulosos que pueden existir en los cartones corrugados. Hay que tomar en cuenta que ésta es una tabla guía, pues los valores reales dependen del espesor del papel de las caras y del utilizado para ondular.

TABLA 2
CARACTERÍSTICAS DEL PERFIL DEL CARTÓN

Perfil del Ondulado (Flauta)	Espesor del Cartón Corrugado en mm (C)	Altura de la Onda en mm (A)	Paso en mm (P)	Número de Ondas por Metro	Coefficiente de Ondulación Teórico
K (Onda muy Grande)	6,1 a 7,0	6,0	11,7	90	1,50
A (Onda Grande)	4,5 a 5,8	4,4 a 4,8	8,1 a 9,5	123 a 105	1,48 a 1,60
C (Onda Mediana)	3,6 a 5,0	3,5 a 4,0	7,0 a 8,1	143 a 123	1,39 a 1,50
B (Onda Pequeña)	2,6 a 3,8	2,4 a 2,8	6,0 a 6,8	167 a 147	1,30 a 1,51
E (Micro Canal)	1,2 a 2,0	1,1 a 1,4	3,0 a 4,2	333 a 238	1,17 a 1,43
F (Mini Micro)	0,9 a 1,4	0,75	2,4 a 2,8	416 a 370	1,20 a 1,40
G	1,0 a 1,1	0,5 a 0,65	1,8	555	1,24 a 1,24
N	0,5 a 0,8	0,42	1,8	555	1,13 a 1,15

Elaborado por: Revista Corrugando, Volumen II, Edición X, 2009.



Elaborado por: Revista Corrugando, Volumen II, Edición X, 2009.

FIGURA 1.2 CARACTERÍSTICAS DEL PERFIL DEL CARTÓN.

Propiedades de Cada Perfil.

- Flauta K y A: rigidez, poder amortiguador y resistencia a la compresión en el canto en virtud del gran espesor del cartón.
- Flauta C: cronológicamente es posterior a las flautas A y B, y apareció como una mejor adecuación entre precio/consumo de

papel/calidad (resistencia). Está dotada de una buena resistencia al aplastamiento en plano (FCT) y a la compresión vertical (BCT).

- Flauta B: buena resistencia al aplastamiento en plano (FCT) debido al número de canales por metro, pero poca rigidez dado el reducido espesor que tiene.
- Flauta E y F: buena superficie lisa debido al elevado número de ondulaciones por metro, y alta resistencia al aplastamiento en plano (FCT). De ahí que tenga una buena área de impresión, lo que lo convierte en el cartón competidor del cartoncillo.

Funciones del Ondulado.

- Dar un espesor inicial al cartón y mantenerlo durante toda la vida del embalaje.
- Formar nervaduras en el corazón de la plancha de cartón con el fin de aumentar la rigidez a la flexión.
- Proporcionar al cartón ondulado la propiedad “amortiguadora”. En virtud de su forma, el ondulado asegura una elasticidad relativa ante los problemas de aplastamiento en plano y resistencia a impactos.

- Aporta resistencia a la compresión sobre el canto del cartón (fuerza paralela a los canales). Cada canal puede ser considerado, entonces, como una columna.

Funciones de las Caras.

- Las caras realizan una aportación importante a la resistencia del embalaje, rigidez a la flexión, desgarró, resistencia a posibles agresiones de manipuleo, agresión climática, etc. De aquí se desprende su función protectora del producto.
- La cara exterior sirve además de base informativa (marcado) y, gracias a su excelente capacidad de área de impresión, se puede revestir de una manera atractiva como en el caso de los embalajes expositores, explotando el uso de colores y gráficos.

Funciones del Pegamento.

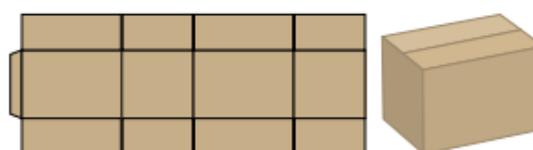
- Unir de una manera rápida y duradera los papeles componentes a un ritmo elevado de fabricación.
- Resistencia, en algunos casos, a la humedad o al agua llamada "Resistencia a la Humedad".

1.2 Tipos de Cajas Corrugadas.

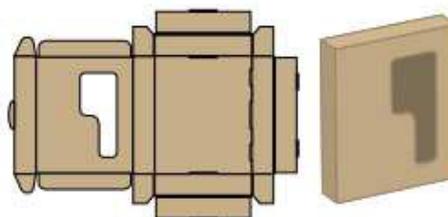
Básicamente, hay dos tipos de cajas corrugadas:

- Las RSC (llamadas así por sus siglas en inglés y que significa “Regular Slotted Container”, que traducido al español podría ser: Caja Ranurada de Uso Regular), y;
- Las Cajas Troqueladas.

Las RSC constan de lados y paneles que al momento de ser doblados son iguales el frontal con el trasero y los laterales uno con el otro respectivamente. Cabe mencionar también que es el tipo de caja más regular que hay, es más barata y no da dificultades en los procesos de impresión. Las cajas troqueladas en la mayoría de los casos son de formas irregulares y su diseño responde a necesidades específicas del artículo o producto que va a contener por lo que es difícil clasificarlas dentro de otras subcategorías, pero hay algunos modelos estandarizados como las cajas para pizzas, cajas de archivos, cajas para documentos, cajas tipo bandeja, cajas telescópicas, etc., que por su probada efectividad se han vuelto estándares de la industria cartonera a pesar de que éstas no entren en categorías específicas.



Ejemplo de una caja RSC (sin armar y armada)



Ejemplo de una caja troquelada (sin armar y armada)

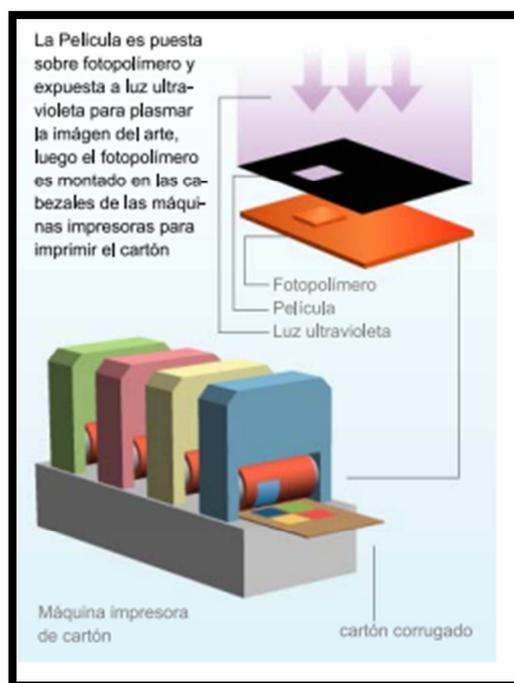
FIGURA 1.3 CAJAS RSC Y TROQUELADA.

1.3 Métodos de Impresión.

Actualmente la flexografía y el laminado pre-impreso alimentado por bobina son los dos métodos que han probado ser los más efectivos a la hora de imprimir cajas corrugadas.

- La Flexografía: trata básicamente de una plancha de material similar al caucho, conocida como fotopolímero, en la cual es grabado el diseño que se quiere transferir al sustrato. Esta plancha es montada en los cilindros de los cabezales de las máquinas impresoras y cumplen la función de transferir la tinta a la superficie del cartón con el diseño grabado en ella.

- Laminado Pre-impreso: Esta técnica consiste en un cilindro de papel que ha sido pre-impreso mediante técnicas litográficas u offset y es rebobinado para conformar un rollo que contiene los diseños pre-impresos. Luego este rollo es montado en una máquina especial que fija de forma gradual y uniforme el papel pre-impreso al cartón mediante gomas especiales.
- Barnices y Recubrimientos: Son aplicaciones que se le hacen al cartón para que este obtenga algún tipo de cualidad estética como un brillo especial o protección a agentes externos como la humedad y el frío.



Elaborado por: Empaques de Colón, S.A.

FIGURA 1.4 ESQUEMA DEL MÉTODO DE IMPRESIÓN FLEXOGRÁFICA PARA CARTÓN.

1.4 La Industria del Cartón Corrugado.

El sector del cartón corrugado se encuentra siempre en renovación y en un largo proceso de cambio tecnológico, un reto constante del sector. La renovación tecnológica ha afectado principalmente al proceso de pre-impresión, cada vez más abierta y digitalizada y al proceso de impresión, también digitalizado. El esfuerzo inversor de las empresas juega un papel clave en el desarrollo de la actividad.

Como consecuencia del empleo de maquinaria y técnicas nuevas, surge una fuerte necesidad de formación y recalificación del personal de las empresas, tanto operarios como directivos.

El cartón corrugado es uno de los materiales para envases y embalajes más empleados en el mundo para agrupar, almacenar, transportar, exponer y vender productos de consumo y, como casi todos los productos de su sector, no ha sido ajeno a la evolución general del mercado.

Los sectores en los que se venden la mayor parte de los envases y embalajes de cartón corrugados son:

- Productos Agrícolas.
- Productos Alimenticios.
- Bebidas.

- Audio, Electrónica e Industria Automotriz.
- Productos Químicos, Limpieza y Perfumería.
- Cerámica, Vidrio y Caucho.
- Papelería.
- Tabaco.

Los fabricantes de cartón corrugado, después de haber pasado la fase en la cual vendían toda su capacidad de producción con cierta facilidad, actualmente están haciendo especial hincapié en las ventas de modo que han de competir con un buen producto, precio, distribución y comunicación; además, algunos fabricantes empiezan a dar servicios a sus clientes que les ponen en ventaja respecto de sus competidores, tales como diseño gráfico, estructural, control de calidad, laboratorio de ensayos, asesoramiento, etc.

El cartón corrugado, material centenario, ha sabido mantenerse y progresar gracias a cuatro factores esenciales:

- Su excelente relación calidad-precio.
- Su adaptación continua a las necesidades del mercado, tanto a nivel técnico como a nivel de exigencias de marketing.
- Su bajo peso.
- Sus ventajas medioambientales que lo sitúa en primer lugar de los materiales de embalajes reciclados para el mismo uso.

CAPÍTULO 2

2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.

Como ésta es una empresa que presta un servicio a los clientes, el proceso empieza con la negociación directa con los clientes. Se realizan productos de prueba, con sus respectivos controles de calidad en cuanto al papel y al producto terminado, y se lo muestra al consumidor. Una vez que se llega a un acuerdo en cuanto a las exigencias de éste, se procede con el proceso de producción. Cabe recalcar que en este punto el departamento de diseño, tanto gráfico como estructural, ya realizó los respectivos análisis cumpliendo con las necesidades del cliente y además comprobando que es apto según el producto a embalar.

Para la producción en masa, el jefe de producción solicita el tipo de papel. Como la oferta nacional es relativamente baja por lo general se compra en el mercado internacional, sobre todo los papeles de tipo Kraft. Una vez llegado las bobinas de papel a bodega de materia prima, se les realiza un control de

calidad para verificar sus características técnicas. El departamento de logística se encarga de la codificación del mismo.

Las bobinas de papel son trasladados a la máquina corrugadora, en donde comienza el proceso de corrugado obteniendo una lámina según las especificaciones del departamento de diseño estructural y según las dimensiones del cartón a realizar, es decir, que en este proceso se corta la lámina.

Una vez realizada la operación, se las deja enfriar por un tiempo. No se las puede trabajar en este estado caliente ya que la impresión que se obtenga puede no ser la de mejor calidad.

Una vez enfriadas, mediante un “carro de transferencia”, las láminas son trasladadas a la imprenta en donde se procede con la impresión sobre éstas. En este punto, las láminas son troqueladas generando retazos de cartón, que se traducen como desperdicios. Éstas son enviadas a un blower a través de una banda transportadora plana colocada transversal a la máquina. Los desperdicios son enviados a un ciclón, mediante una red de ductos, y empacados en una embaladora que se ubica debajo del ciclón.

Al finalizar la impresión, a las cajas se las ata con ayuda de una amarradora mecánica y se las apila. Finalmente se las traslada a bodega de producto terminado para su respectivo despacho.

2.1 Área de Corrugado.

Como ya se ha mencionado el cartón corrugado es una combinación de lo que se conoce como liner y flauta. El liner es una lámina plana, por lo general gruesa, y la flauta una lámina acanalada que va adherida al liner mediante pegamento, presión y calor. Todo esto hecho a base de pulpa de papel, por lo general de pino, o papel reciclado.

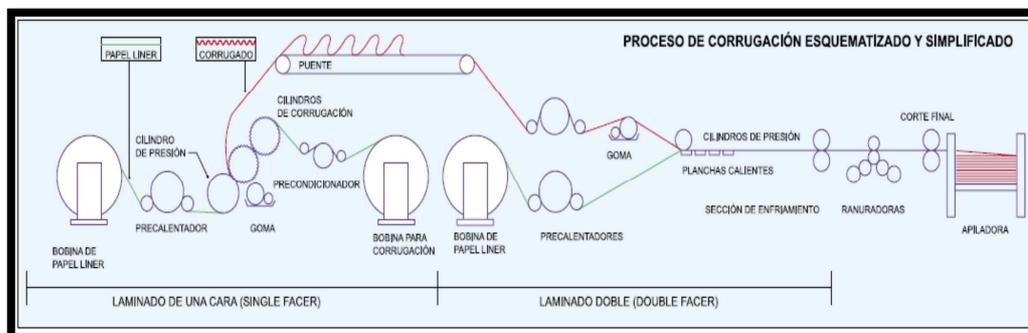
El proceso del corrugado se inicia verificando primeramente la calidad del papel tanto para liner como para la flauta. Una vez aprobado el papel, las bobinas son colocadas en la máquina corrugadora. Hay que recalcar que durante el proceso de corrugado es necesaria la aportación de calor y humedad en forma de vapor saturado para dar elasticidad y plasticidad a las fibras y además para evitar roturas por la acción de los rodillos acanalados. Para trabajar el liner, éste tiene que estar a una temperatura normada entre 80 a 90°C. Diferencias máximas de 5°C a lo ancho del papel provocan defectos irreparables. Por lo general para este proceso existe un precalentamiento inicial.

Para trabajar la flauta, los valores ideales de trabajo son entre 50 a 60°C.

El cartón hace el recorrido en la corrugadora de la siguiente manera:

- Alimentador de bobinas o porta-bobinas.
- En el caso de papel para corrugar.
 - Humidificador.
 - Acondicionador.
 - Humidificador.
 - Rodillo ondular superior.
 - Rodillo ondulator interior.
- En el caso de papel para caras.
 - Pre-calentador.
- Rodillo Prensador.
- Dispositivo encolador.
 - Rodillo doctor.
 - Rodillo encolador.
- Mesas calientes.
 - Rodillos prensadores.
- Cuchillas longitudinales.
- Cuchillas transversales.
- Sistema de succión de desperdicios.
- Apilador.

En la figura 2.1 se indica un esquema simplificado del proceso de corrugación.



Elaborado por: Empaques de Colón, S.A.

FIGURA 2.1 ESQUEMA SIMPLIFICADO DEL PROCESO DE CORRUGACIÓN.

Una vez finalizado el proceso de corrugado, las láminas son llevadas a una estación de enfriamiento hasta temperatura ambiente con la ayuda de un carro de transferencia por aproximadamente 45 minutos de secado. En este punto, se toman muestras de la lámina corrugada para su respectivo control de calidad.



FIGURA 2.2 MÁQUINA CORRUGADORA.

Pegamento.

El pegamento o cola, es un elemento fundamental y necesario para la constitución y la estructura misma del cartón corrugado. Asegura la estabilidad y la arquitectura de la caja de cartón. Actualmente se emplean colas acuosas, casi exclusivamente a base de almidón, que vienen a reemplazar las antiguas colas hechas a base de silicato de soda. El almidón es el elemento activo en la adherencia de la cola. Se presentan en forma de gránulos dispersos en agua antes de agitarse. Elevando la temperatura, los gránulos se hinchan y luego revientan en un proceso llamado gelatinización. En este proceso también se hace uso de la soda cáustica y del bórax.

Entre las principales características de la gelatinización del almidón se tienen:

- Proceso de hidratación e hinchamiento del gránulo de almidón. Debido al hinchamiento, los gránulos absorben agua y llegan a reventar.
- Se produce una pasta de almidón de características adhesivas.
- La viscosidad aumenta debido al hinchamiento y a que los gránulos revientan.
- A la temperatura de aumento de viscosidad considerable se conoce como temperatura de gelatinización.

La soda cáustica se la utiliza para producir la temperatura de gelatinización. La cantidad de soda en la preparación del adhesivo depende del tipo de almidón y las características de calentamiento de las corrugadoras. Entre las principales funciones de la soda cáustica se tienen:

- Disminuye la temperatura de punto de gel a valores que favorecen la productividad de la corrugadora, optimizando la transferencia de calor.
- Mejora las características de anclaje en el papel; mejor penetración en sus fibras.

El bórax se suele utilizar en dos tipos de concentraciones: a 5 ml o pentahidrato o a 10 ml o decahidrato. La cantidad de bórax debe regularse conforme el origen del almidón, el tipo de bórax y las características del papel conformando de esta manera la composición del adhesivo necesario. Entre las principales funciones del bórax se tienen:

- Evita la sedimentación del preparado, es decir, que lo mantiene disperso.
- Junto a la soda cáustica regula la penetración del adhesivo. En este caso el bórax actúa como retardante.
- El bajo contenido de bórax permite que el adhesivo sea absorbido en demasía por el papel originando un adhesivo sin resistencia a la separación, llamado tack, y bordes despegados.

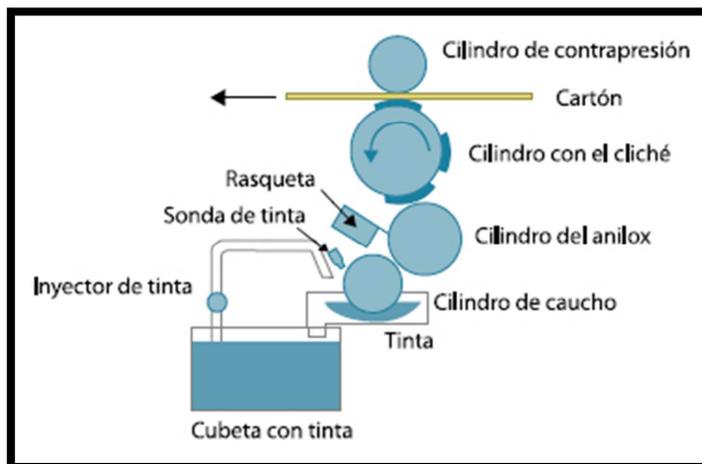
2.2 Área de Impresión.

Una vez alcanzada la temperatura ambiente en la lámina corrugada se procede a trasladarla, por medio del carro de transferencia, hacia las distintas máquinas impresoras. Antes de comenzar con la impresión en masa en las imprentas, se hace una calibración previa de la impresión haciendo pasar varias láminas para verificar posición y tono de color. Cabe recalcar que la impresión se la realiza por flexografía, anteriormente explicado.

La lámina de cartón hace el recorrido en la imprenta de la siguiente manera:

- Pre alimentador.
- Cuerpo alimentador.
- Cuerpos impresores.
- Cuerpo eslotador.
- Cuerpo troquelador.
- Sistema de succión de desperdicios.
- Puente doblador.
 - Dispositivo encolador.
 - Sistema de vacío.
- Contador-eyector.
- Puente de secado.
- Sistema de corte longitudinal.
- Apilador.

En la figura 2.3 se indica un esquema simplificado del proceso de impresión.



Elaborado por: Revista Corrugando, Volumen II, Edición XIX, 2010.

FIGURA 2.3 ESQUEMA SIMPLIFICADO DEL PROCESO DE IMPRESIÓN.

Durante la producción en masa, y a la salida del contador-eyector, el personal de calidad se encarga de recoger muestras para su inmediato análisis. Una vez finalizado el proceso de impresión las láminas son apiladas y llevadas a la bodega de producto terminado.



FIGURA 2.4 MÁQUINA IMPRESORA.

Tintas.

Hoy en día las tintas usadas en el mundo de la flexografía para la impresión sobre cartón corrugado son principalmente tintas a base de agua. Están compuestas de una parte sólida que puede oscilar, dependiendo del color, entre 30-65% y de una parte restante de materia líquida la cual se elimina por absorción y evaporación. Las tintas a base de agua es una mezcla homogénea formada por los siguientes componentes: 50% agua, 27% resinas, 13% pigmentos, 5% aditivos y 5% disolvente.

Resinas:

Son compuestos sintéticos. Éstos poseen la importante función de dispersión de los pigmentos así como establecer propiedades a la tinta tales como velocidad de secado, facilidad de limpieza, calidad de impresión, acabado mate o brillante, etc.

Pigmentos:

Son partículas sólidas cuya función en una tinta consiste en proporcionar color. Son insolubles en agua. Las propiedades de éstos influyen de forma decisiva en las características de la tinta que lo contiene. Las principales características de los pigmentos son:

- Grado de dispersión.

- Tono, es decir, el color que presenta una tinta impresa.
- Intensidad, que se refiere a la fuerza cromática de una tinta.
- Resistencia a la luz.
- Estabilidad a los disolventes.

Aditivos:

Los aditivos que podemos destacar a los siguientes:

- Alcalinizantes: son los encargados de corregir los valores de pH de la tinta. Influyen en el olor, estabilidad durante la impresión y facilidad de limpieza de las tintas al agua.
- Antisecante Amina: usado para aumentar el valor de pH y conducirlos a sus valores correctos que son los comprendidos entre 8,5 y 9,5. A mayor valor de pH más lentitud en el secado.
- Antiespumante: las tintas al agua, por su naturaleza, al recircular por los tubos de la máquina producen espuma. Su misión consiste en impedir la formación de espuma o eliminarla una vez formada.
- Alcohol: aditivo que acelera el secado de la tinta y disminuye su tensión superficial mejorando el mojado sobre el papel y disminuyendo la formación de espuma.

- Retardante: retrasa el secado de la tinta en el cliché y el secado de la tinta en el papel por lo que no debe de añadirse más de un 7%.
- Humectante: su finalidad es reducir la fuerza de cohesión dentro de la tinta y aumentar la transferencia.

Disolventes:

Es un líquido que tiene la propiedad de disolver la resina. En tintas líquidas en base a agua, el disolvente mayoritario es el agua. Los disolventes más usados son los alcoholes, cetonas e hidrocarburos.

Las características que tienen que cumplir los disolventes son:

- Solubilizar totalmente las resinas que se quieren utilizar.
- Evaporarse rápidamente.
- No ser agresivos con los clichés o con los rodillos porta-clichés.
- Le da a la tinta la fluidez necesaria para poder ser impresa.

Cuerpo Eslotador.

El cuerpo eslotador está compuesto por porta-cuchillas circulares rotativas, que tienen cuchillas de corte y hendedores acoplados en dos pares de distintos ejes. El ranurado y el hendido van en línea, y las dos operaciones se realizan a la vez. Algunas ranuradoras pueden desplazar el ranurado con respecto al hendido.

El cuerpo eslotador determina las dimensiones del embalaje. Así pues para fabricar un embalaje en una ranuradora basta con colocar con precisión las cuchillas en los ejes utilizando material estándar. El desplazamiento de las herramientas se acciona eléctricamente y la gestión de los desplazamientos se efectúa automáticamente. El cuerpo eslotador permite la fabricación de cajas de fondo y tapa, tipo sobre y cajas telescópicas.

Las funciones del cuerpo eslotador son básicamente dos:

- Cortar, de una sola vez, la plancha de cartón según la forma geométrica correspondiente a la forma del embalaje deseado.
- Hender parcialmente el cartón por las líneas de plegado que forman las aristas verticales del embalaje y de la pestaña.

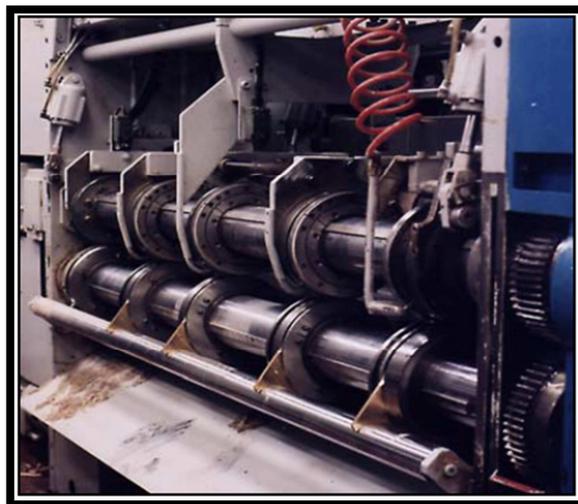


FIGURA 2.5 CUERPO ESLOTADOR.

Cuerpo Troquelador.

El troquel rotativo es un troquel cilíndrico cuyas cuchillas, en forma de concha, van montadas en una base de madera que se acopla al cilindro de acero. La base opuesta que también es cilíndrica, llamada rodillo porta-zapata, está hecha de acero al que se le acopla un material flexible generalmente de poliuretano.

El cuerpo troquelador, al igual que el cuerpo eslotador, es determinante en las dimensiones del embalaje. Cualquier error en el troquelador se lo repara manualmente parando la máquina.

La función del cuerpo troquelador es la siguiente:

- Perforación o troquelador de la lámina de cartón determinando así la forma final del embalaje.



FIGURA 2.6 CUERPO TROQUELADOR.

2.3 Área de Empacado de Desperdicios.

Todos los desperdicios generados por las imprentas son transportados a través de una banda transportadora ubicada a la salida del cuerpo troquelador, transversal a ésta, y enviados hasta un blower donde son succionados y conducidos por una red de ductos circulares donde finalizan en un separador ciclónico para luego ser empacados en una embaladora ubicada justo debajo del ciclón. Los desperdicios generados por el corrugador son succionados por un blower y enviados al ciclón. Las planchas corrugadas y las cajas de cartón que no pasaron la prueba de calidad son transportadas manualmente hasta el área de empacado y son trituradas para ser enviadas al ciclón por medio de un ducto.



FIGURA 2.7 SISTEMA DE EMPACADO DE DESPERDICIOS.

En la tabla 3 se especifican las máquinas impresoras y los niveles de desperdicios de cada una de ellas.

TABLA 3
MÁQUINAS IMPRESORAS Y SUS NIVELES DE DESPERDICIOS

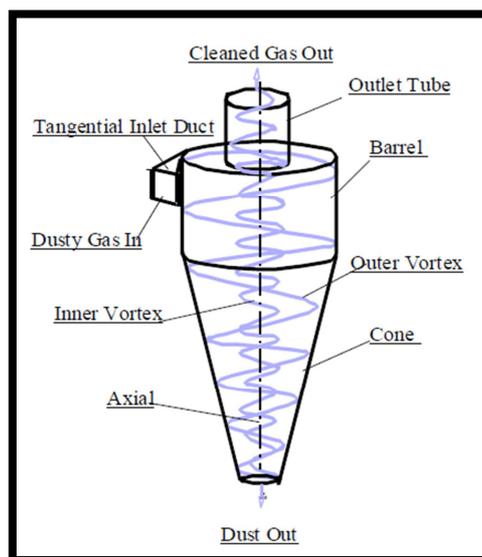
Máquina	Tipo de Caja a Imprimir	Capacidad [Cajas/Hora]	Desperdicio [Kg/Hora]
Máquina# 1	SP/DP	10000	512
Máquina# 2	DP	18000	2352
Máquina# 3	DP	16000	1925
Máquina# 4	SP	25000	520
Máquina# 5	SP/DP	10000	247
Máquina# 6	SP/DP	10000	247
Máquina# 7	SP/DP	20000	497
		Total	6300

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Separador Ciclónico.

Los separadores ciclónicos proveen un método de remoción de partículas de la corriente de aire a un bajo costo y bajo mantenimiento. En general el ciclón consiste de una parte cilíndrica superior llamada comúnmente barril y una parte cónica inferior llamada cono. En la figura 2.8 se puede ver el diagrama esquemático del flujo de aire dentro de un ciclón. El flujo de aire entra tangencialmente en la parte de arriba del barril y viaja hacia abajo hasta el cono formando un vórtice exterior. El incremento de la velocidad del aire en el vórtice

exterior resulta en una fuerza centrífuga sobre las partículas separándolas del flujo de aire. Cuando el aire alcanza la parte inferior del cono, un vórtice interior es creado en la dirección contraria y sale por la parte superior como aire limpio mientras que las partículas se decantan sobre una cámara de recolección de partículas que se encuentra en la parte inferior del ciclón. En este caso en particular, y como ya se ha mencionado anteriormente, llegan hasta una emballadora.

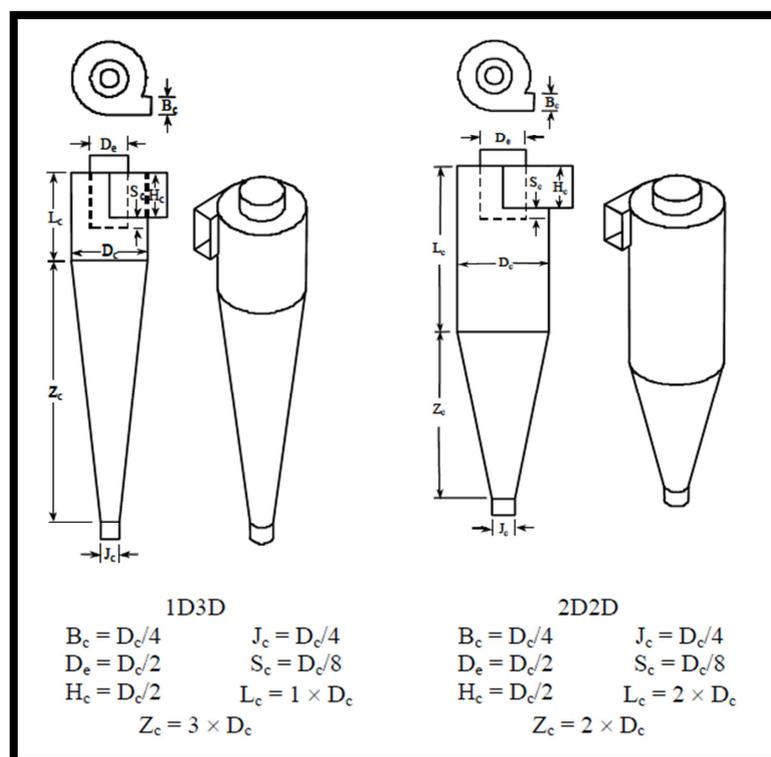


Elaborado por: Lingjuan Wang, 2004

FIGURA 2.8 DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DEL FLUJO DE AIRE DENTRO DE UN CICLÓN.

En el sector agrícola, el diseño del ciclón 2D2D (Shepherd y Lapple, 1939) y 1D3D (Parnell y Davis, 1979) son los más usados para el control de material particulado. La designación D se refiere al diámetro

del barril del ciclón. Los números que le preceden a los D se refieren a la longitud del barril y cono respectivamente. Un ciclón 2D2D tiene un barril y un cono con una longitud que son dos veces el diámetro del barril mientras que el ciclón 1D3D tiene una longitud igual al diámetro del ciclón y una longitud de cono igual a tres veces el diámetro del ciclón. La configuración de éstos dos diseños de ciclones se presentan en la figura 2.9. Recientes investigaciones (Wang, 2000) indican que, comparado con otros diseños de ciclones, 1D3D y 2D2D son los ciclones más eficientes en coleccionar partículas finas, los cuales son partículas con diámetros menor que $100 \mu\text{m}$.



Elaborado por: Lingjuan Wang, 2004

FIGURA 2.9 CONFIGURACIÓN DE CICLONES TIPO 1D3D Y 2D2D.

Son básicamente construcciones simples que no cuentan con partes móviles, lo cual facilita las operaciones de mantenimiento; pueden ser hechos de una amplia gama de materiales y pueden ser diseñados para altas temperaturas (que ascienden incluso a 1,000 °C) y presiones de operación.

En general, los ciclones son adecuados para separar partículas con diámetros mayores de 5 μm ; aunque partículas muchos más pequeñas, en ciertos casos, pueden ser separadas. La fuerza centrífuga generada por los giros del gas dentro del ciclón puede ser mucho mayor que la fuerza gravitacional, ya que la fuerza centrífuga varía en magnitud dependiendo de la velocidad de giro del gas y del radio de giro. Teóricamente el aumento de la velocidad de entrada al ciclón implicaría un aumento de la fuerza centrífuga y por lo tanto un aumento de la eficiencia, sin embargo velocidades de entrada muy altas generan la re-suspensión de material particulado de las paredes internas del ciclón lo cual disminuye la eficiencia del ciclón; adicionalmente, aumentar la velocidad de entrada implica mayor consumo de energía.

Tipos de Ciclones.

Los ciclones son un dispositivo de control de material particulado bastante estudiado. El diseño de un ciclón se basa normalmente en familias de ciclones que tienen proporciones definidas. Las principales familias de ciclones de entrada tangencial son:

- Ciclones convencionales.
- Ciclones de alta eficiencia.
- Ciclones de alta capacidad.

Los márgenes de la eficiencia de remoción para los ciclones están con frecuencia basados en las tres familias de ciclones, es decir, convencional, alta eficiencia y alta capacidad. La tabla 4 presenta el intervalo de eficiencia de remoción para los diferentes ciclones.

TABLA 4
INTERVALO DE EFICIENCIA DE REMOCIÓN PARA LOS
DIFERENTES TIPOS DE CICLONES

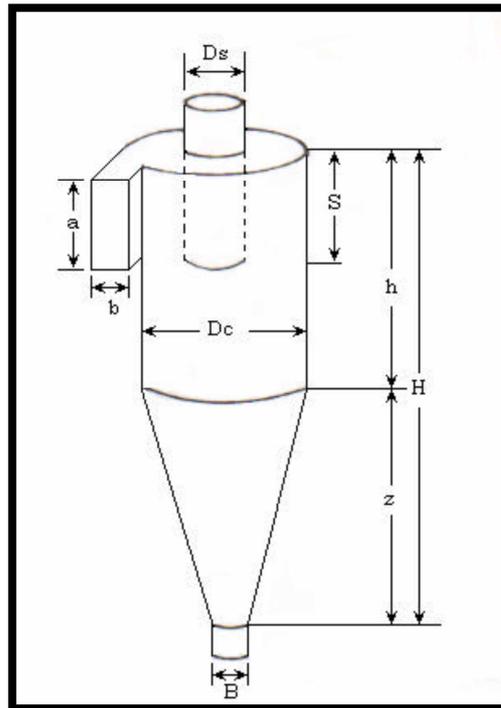
Tipo de Ciclón	Eficiencia de Remoción (%)		
	PST	PM 10	PM 2.5
Convencionales	70-90	30-90	0-40
Alta Eficiencia	80-99	60-95	20-70
Alta Capacidad	80-99	10-40	0-10

Elaborado por: Carlos Echeverri, 2006.

Los ciclones de alta eficiencia están diseñados para alcanzar mayor remoción de las partículas pequeñas que los ciclones convencionales. Éstos pueden remover partículas de 5 μm con eficiencias hasta del 90% pudiendo alcanzar mayores eficiencias con partículas más grandes. Los ciclones de alta eficiencia tienen mayores caídas de presión lo cual requiere de mayores costos de energía para mover el gas sucio a través del ciclón.

Los ciclones de alta capacidad están garantizados solamente para remover partículas mayores de 20 μm , aunque en cierto grado ocurra la colección de partículas más pequeñas.

La figura 2.10 identifica las principales dimensiones del ciclón de entrada tangencial. El diámetro del ciclón identifica la dimensión básica de diseño. Todas las demás dimensiones simplemente son una proporción del diámetro del ciclón.

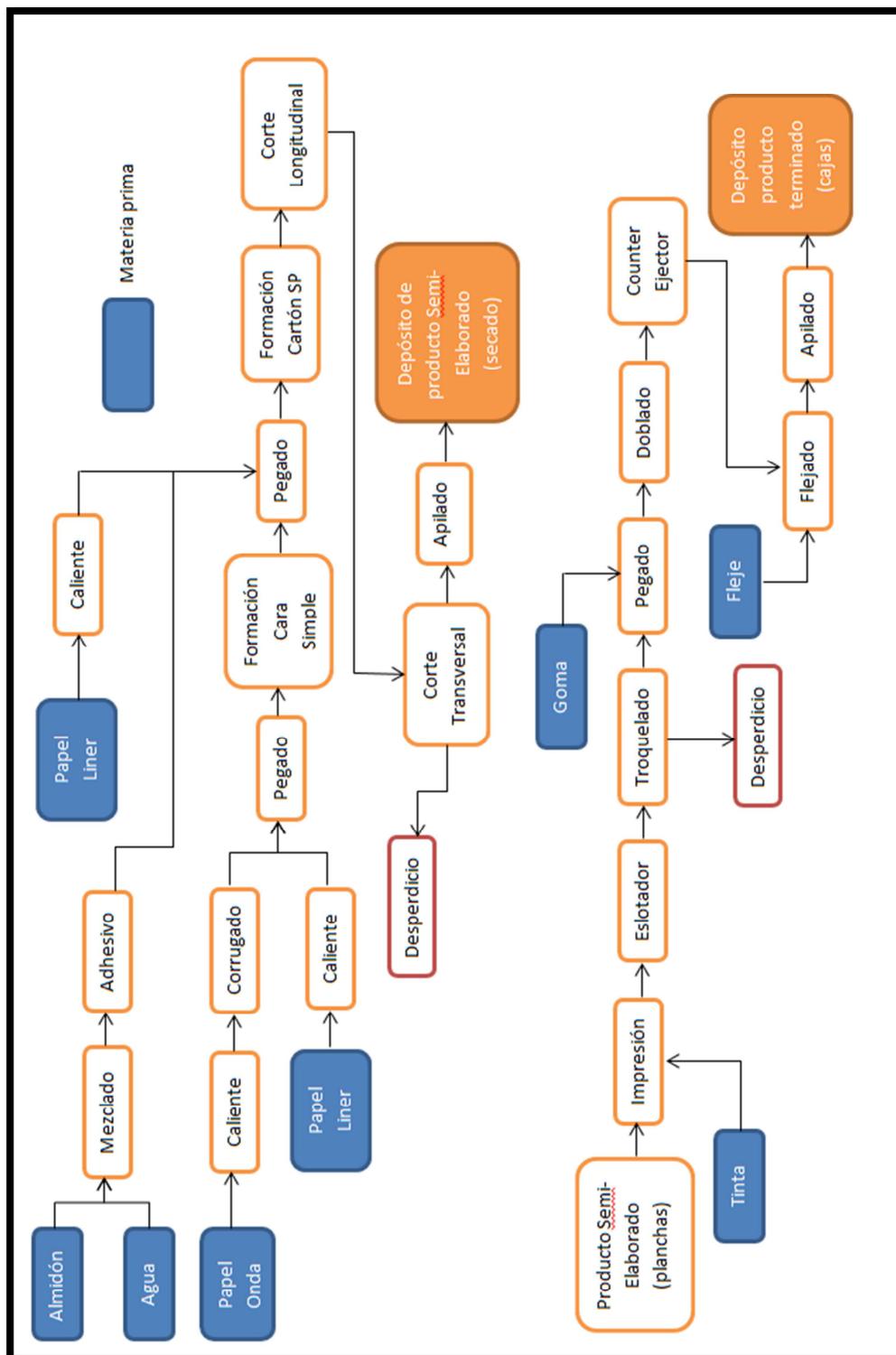


Elaborado por: Carlos Echeverri, 2006.

FIGURA 2.10 DIMENSIONES GENERALES DEL CICLÓN.

2.4 Diagrama de Flujo.

Mediante la figura 2.11 se indica los distintos procesos que la hoja de papel a de pasar para obtener la caja de cartón corrugado.



Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

FIGURA 2.11 DIAGRAMA DE FLUJO DE LA PLANTA CARTONERA.

CAPÍTULO 3

3. IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD.

Debido a la necesidad de eliminar por completo el número de tiempo de parada de máquina por deficiencia del sistema de transporte de residuos, se plantearán alternativas de posibles soluciones que se basarán en los requerimientos a satisfacer por parte del sistema. La elección de la solución se la realizará con la ayuda del método combinex, el cual dará una visión más clara de la mejor selección incluso puede garantizar que la alternativa seleccionada sea la idónea.

3.1 Requerimiento a Satisfacer del Sistema.

El diseño del transporte neumático deberá satisfacer las siguientes especificaciones:

- El sistema deberá succionar retazos de cartón provenientes de las máquinas impresoras.

- El cálculo de potencia de los ventiladores, según el diseño propuesto, será contrastado con los ya existentes en fábrica, determinando así su continuidad o cambio inmediato.
- El sistema deberá ser capaz de succionar 6300 kg/hr de desperdicios sin que ocurran paradas imprevistas debidas a taponamientos en los ductos de las diferentes máquinas para finalmente llegar al ciclón, que se encuentra a una altura de 11.93 metros desde la succión, y poder ser empacado en la embaladora.
- El ducto de succión del corrugador y de la trituradora no presentan problemas por lo que no se realizarán cálculo de potencia del ventilador, pero se tomará en cuenta los CFM para el diseño del ciclón.
- El diseño de un nuevo ciclón es necesario, ya que el actual presenta problemas de diseño, y con la llegada de nueva maquinaria este requerimiento se justifica.
- Si el diseño muestra que los diámetros de los diferentes ductos actuales no son los adecuados, se los cambiará por completo.

Ventiladores de Succión.

Los ventiladores deberán de suministrar la suficiente presión para transportar los desperdicios de cartón, desde la salida de la banda de

desperdicios de cada máquina, hasta el separador ciclónico para su posterior embalaje, venciendo todas las pérdidas de presión en la ductería causada por el recorrido horizontal, vertical y por los cambios de sección en la misma y la pérdida de presión en el ciclón.

La consideración de potencia, más que por económica, será la prioridad de selección. Se lo puede seleccionar en función de la caída de presión en el sistema y caudal a través de los ductos.

Ductos de Succión.

El ducto diseñado deberá de garantizar el buen funcionamiento del sistema. No deberá presentarse taponamientos en los mismos y se le dará mantenimiento dos veces al año para prevenir cualquier riesgo de parada de máquina.

Si el diseño de los ductos indica que los instalados en planta son los adecuados, éstos no se los reemplazarán. Si se determina lo contrario se cambiaran los que sean necesarios.

Separador Ciclónico.

El diseño de un nuevo ciclón es indispensable en esta nueva etapa de la planta. Como ya se ha mencionado, el constante crecimiento en

cuanto a infraestructura, adquisición de maquinaria, elaboración de nuevos productos, etc. hace de esta opción la más indicada.

Éste deberá de manejar un total de 6300 kg/hr de desperdicios provenientes de las diferentes máquinas impresoras. En la figura 3.1 se presenta el ejemplo de un separador ciclónico.



FIGURA 3.1 SEPARADOR CICLÓNICO.

3.2 Alternativas de Solución.

La selección de la mejor alternativa se considerará entre los siguientes:

- Rediseño del sistema de succión de desperdicios actualmente instalado en planta.
- Diseño total del sistema de succión de desperdicios, es decir, ventiladores, ductería y ciclón.

Rediseño:

Ventajas

- Mediante el rediseño del sistema, se da una solución definitiva al problema garantizando así el correcto funcionamiento del mismo y evitando paradas de máquina.
- No se incurre en gastos excesivos debido a que se reemplaza ciertas partes constitutivas del sistema.
- Los reemplazos se los podría hacer cuando la planta para de producir, es decir, fines de semana o feriados, ejecutándolos de manera rápida y segura.

Desventajas

- La ingeniería de detalle podría llevar días, incluso semanas, ya que la información no está disponible de manera inmediata. Se tendría que hacer un levantamiento total del sistema en general.

Diseño Total:**Ventajas**

- Mediante el diseño total del sistema, se daría una solución definitiva al problema garantizando el correcto funcionamiento del mismo.

Desventajas

- Se incurre en un gasto excesivo, ya que se tendría que reemplazar todo el sistema.
- Como son muchas partes a reemplazar, éste podría tomar días, incluso semanas afectando de manera directa la producción de la planta al momento de la instalación.
- Toda la ductería del sistema reemplazada, lamentablemente se los tendría que desechar, ya que cada uno de ellos son únicos para la máquina en particular.

- Los ventiladores reemplazados estarían sin utilizarse por un tiempo considerable, guardados en bodega de repuestos, corriendo el riesgo de daño permanente.

3.3 Selección de la Alternativa.

Para poder escoger la mejor alternativa de solución se la realizará en base a criterios de acuerdo a las necesidades del sistema, de la industria y factores económicos. A continuación se presentan en orden de importancia.

- Seguridad.
- Costo.
- Tiempo de ejecución.
- Facilidad de implementación.
- Funcionalidad del sistema.
- Mantenimiento.

Para la selección de la mejor alternativa, como se mencionó anteriormente, se aplicará el método combinex. En este método se realizan dos matrices. La primera se la denomina Matriz para el Análisis del Valor en el cual se determina el factor de peso de cada uno de los parámetros, los cuales deben ser ordenados de acuerdo a la importancia que tienen para la selección de la alternativa.

Con los datos de la matriz anterior se construye una Matriz de Decisión la que indicará cual es la alternativa adecuada para realizar la implantación del diseño.

Para la elaboración de la matriz para el análisis del valor hay que tener en cuenta las siguientes reglas:

- Si el factor de la fila es mayor que el factor de la columna, se asigna el valor de 1 en la cuadrícula donde se intersecan los factores.
- Si el factor de la fila es igual que el factor de la columna, se asigna el valor de 0,5 en la cuadrícula donde se intersecan los factores.
- Si el factor de la fila es menor que el factor de la columna, se asigna el valor de 0 en la cuadrícula donde se intersecan los factores.

Una vez asignados los valores, se suman de manera horizontal para obtener los puntos de cada parámetro y luego se realiza una suma total. El factor de peso (WF) se obtiene al dividir el valor del puntaje de cada parámetro para el valor total. Los factores de peso obtenidos en la matriz de análisis de valor se ingresan en la matriz de decisión, calificando a cada alternativa del 1 al 10, llamado valor relativo, donde

1 es muy malo y 10 es muy bueno. Para obtener el puntaje, se multiplica el valor relativo con el factor de peso de cada parámetro. Luego de obtener el puntaje se suman los parámetros de cada alternativa para ver cual obtuvo el mayor valor y escoger esta alternativa.

TABLA 5
MATRIZ PARA EL ANÁLISIS DE VALOR

N°	Parámetros	1	2	3	4	5	6	Pts	WF
1	Seguridad	-	1	1	1	1	1	5	0.33
2	Costo	0	-	0.5	0.5	0.5	0.5	2	0.13
3	Tiempo de ejecución	0	0.5	-	1	0.5	1	3	0.20
4	Facilidad de implantación	0	0.5	0	-	0.5	1	2	0.13
5	Funcionalidad del sistema	0	0.5	0.5	0.5	-	0.5	2	0.13
6	Mantenimiento	0	0.5	0	0	0.5	-	1	0.07
Total								15	1

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

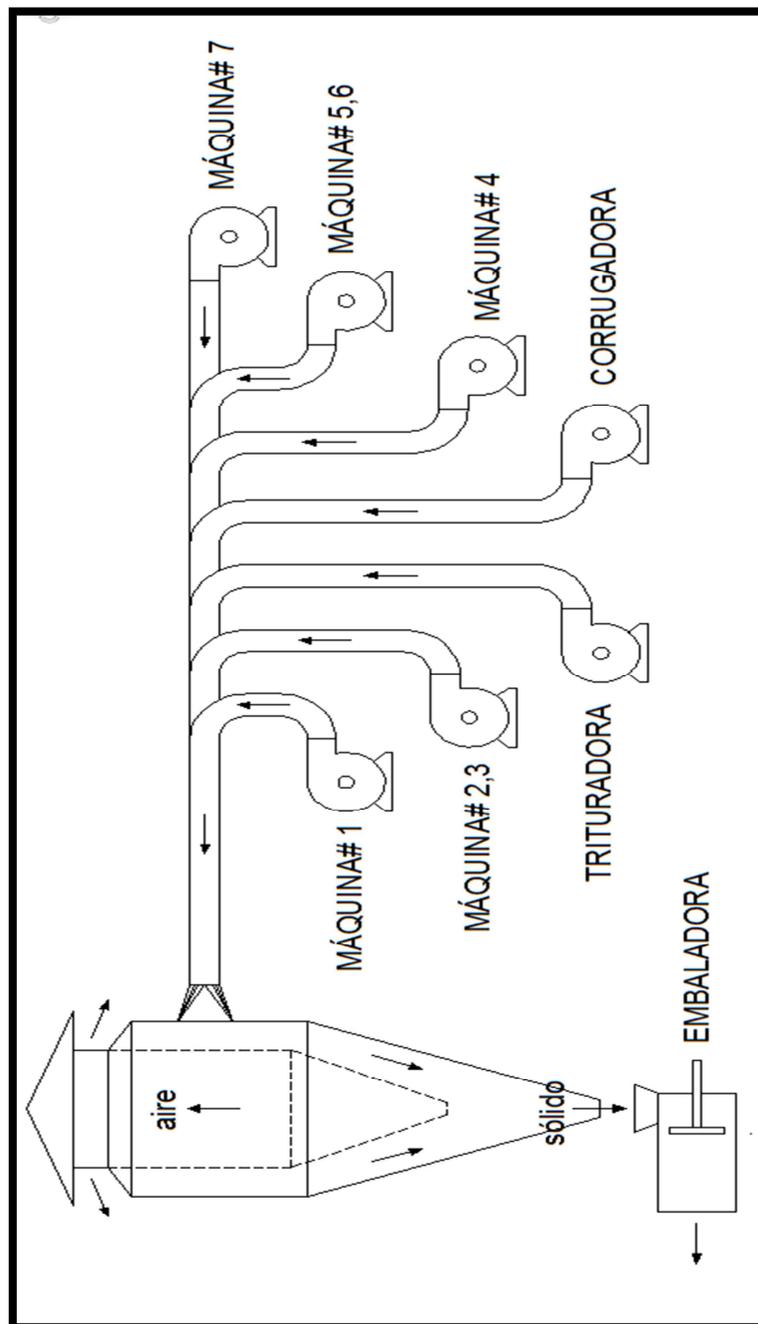
TABLA 6
MATRIZ DE DECISIÓN

N°	Parámetros	WF	1ra Alternativa		2da Alternativa	
			RV	Pts	RV	Pts
			Rediseño		Diseño Total	
1	Seguridad	0.33	10	3.30	10	3.30
2	Costo	0.13	10	1.30	4	0.52
3	Tiempo de ejecución	0.20	8	1.60	4	0.80
4	Facilidad de implantación	0.13	9	1.17	5	0.65
5	Funcionalidad del sistema	0.13	10	1.30	10	1.30
6	Mantenimiento	0.07	5	0.35	10	0.70
	Total	1		9.02		7.27

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Como se puede ver, la primera opción es la más indicada: rediseño en el sistema de succión actual instalado en planta. Como segunda alternativa se especifica el diseño total del mismo.

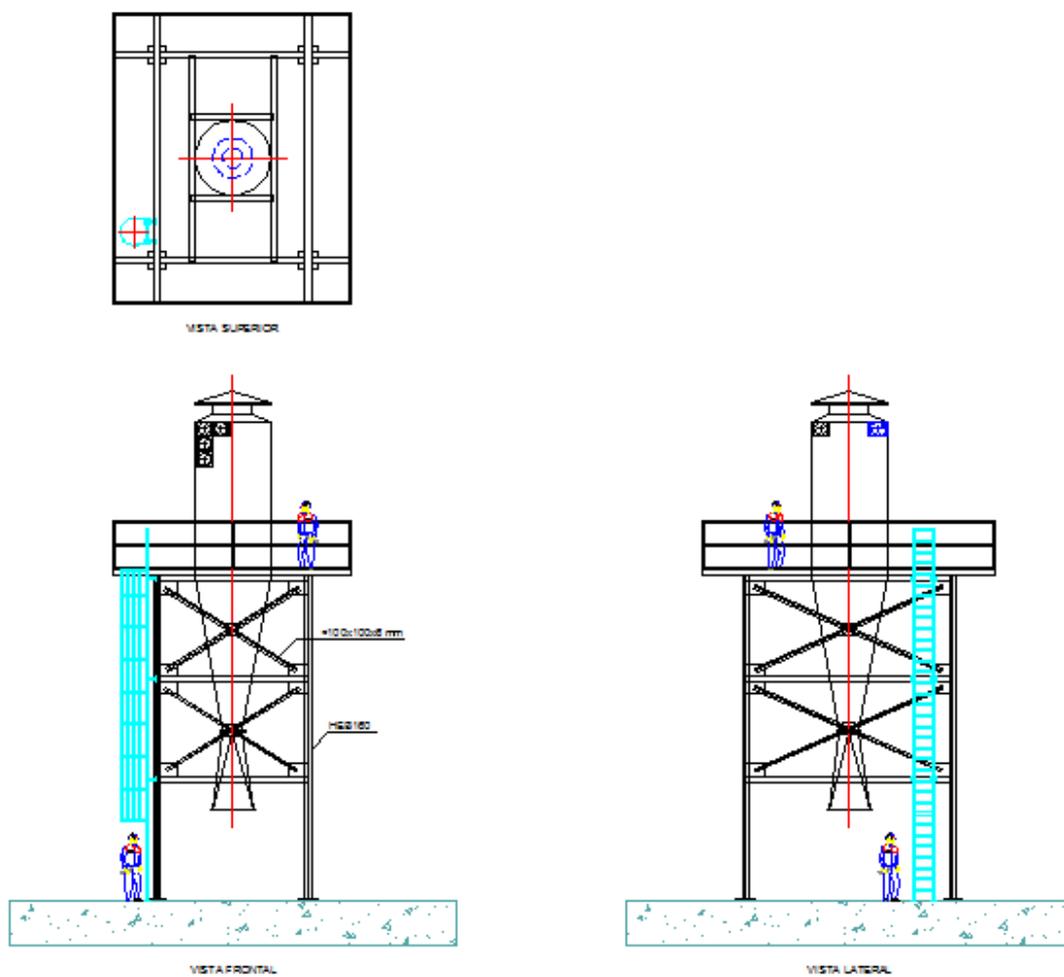
3.4 P&ID Básico del Transporte Neumático.



Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

FIGURA 3.2 P&ID BÁSICO DEL SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO DE DESPERDICIOS DE CARTÓN.

3.5 Diseño de Forma del Ciclón y su Estructura.



Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

FIGURA 3.3 DISEÑO DE FORMA DEL CICLÓN Y SU ESTRUCTURA.

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO DEL SISTEMA NEUMÁTICO.

En el presente capítulo se hace un análisis del sistema de succión de desperdicios que se encuentra actualmente instalado en planta, para luego, con la entrada de nueva maquinaria, proceder con el rediseño del mismo. El análisis del sistema actual se basa en el plano D.1 y los isométricos correspondientes a este sistema, presentes en los planos D.2 al D.5. Se tuvo que realizar el levantamiento de información respectivo. De igual manera, el rediseño del sistema se basa en el plano D.9 y los isométricos correspondientes a este sistema, presentes en los planos D.10 al D.14. No está demás insistir que en esta fase de rediseño, se considerará a la nueva imprenta a ser adquirida por la empresa. Ésta propuesta fue dado por los tesisas basados en criterios económicos, ingenieriles y de implementación, y depende de los directivos su respectiva ejecución.

Consideraciones Iniciales.

Para el diseño del sistema de transporte neumático se tomaran, como punto de partida, los datos proporcionados por la empresa de tema de estudio. En la tabla 7 se presentan los gramajes utilizados para la producción de las distintas cajas de cartón. En la tabla 8 se presentan los datos de nivel de desperdicio, diámetro interno instalado, caudal de aire en el ducto y potencia de motor de cada una de las máquinas actualmente instalados en planta, que conforman la línea de producción.

Para las condiciones futuras, con la llegada de la Máquina# 7, y por cálculos internos, se ha estimado que ésta tendrá un nivel de desperdicios de 497 Kg/hr. Por recomendación del fabricante, en la tabla 9 se presenta el diámetro del ducto a utilizar, el caudal y la potencia del motor de la nueva imprenta. Estos datos son corroborados por los autores de este trabajo. Cabe mencionar que, por experiencia de la empresa cartonera en general, el caudal que debe utilizarse para esta imprenta es de 4000 CFM. Como se mencionó anteriormente solo se considerará a la corrugadora y trituradora para el diseño del ciclón a instalar. No está demás mencionar que éstas trabajan normalmente.

Otra consideración importante, impuesta por la empresa, es de no adquirir ni blowers ni motores nuevos, por la que se harán los cálculos respectivos para determinar cuál es el diámetro óptimo para cumplir con esta imposición.

Un dato de diseño importante, dada por la empresa, es que la relación de material-aire, en este sistema en particular, es de 14 Kg material/ Kg de aire. Este dato de diseño será considerado para el cálculo de la caída de presión en los ductos de succión de desperdicios de cada máquina.

Dadas todas las consideraciones, se procederá con el desarrollo de los cálculos.

TABLA 7

GRAMAJES UTILIZADOS PARA PRODUCCIÓN DE CAJAS DE CARTÓN

Sector Productivo	Tipo de Caja	Tipo de Flauta	Gramaje (g/m ²)
Bananero	DP	BC	270
Floricultor	SP	C	400
Agrícola	DP	BC	250
Hidrobiológico	DP	BC	300
Doméstico	SP	B	250

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

TABLA 8
DATOS GENERALES POR MÁQUINA INSTALADO ACTUALMENTE EN
PLANTA

Máquina	Desperdicio (Kg/hr)	D Instalado (pulg)	Q (CFM)	Pot. Motor (Hp)
Máquina# 1	512	12	4000	20
Máquina# 2,3	4277	14	7400	25
Máquina# 4	520	12	4000	25
Máquina# 5,6	494	12	4000	25
Corrugador	-	12	4000	30
Trituradora	-	12	4000	25
Total	5803			

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

TABLA 9
DATOS DE LA MÁQUINA# 7

Máquina	Desperdicio (Kg/hr)	D a Instalar (pulg)	Q (CFM)	Pot. Motor (Hp)
Máquina# 7	497	12	4000	25
Imprentas Anteriores	5803			
Total	6300			

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

4.1 Análisis del Sistema Actual.

En esta sección los pasos a seguir para analizar el sistema actual son primeramente el cálculo del diámetro óptimo de la ductería, para luego

proceder con el cálculo de la caída de presión en los ductos, seguido del dimensionamiento del ciclón, caída de presión en el ciclón, estructura soportante del ciclón, para finalmente realizar el cálculo de la potencia del ventilador y motor del sistema actual.

Dimensionamiento de la Ductería.

Para evitar taponamientos en el sistema de succión de desperdicios, se debe dimensionar el diámetro óptimo de las distintas máquinas impresoras a fin de manejar el flujo de desperdicio sin inconveniente alguno. Para determinar esto, se hará uso del coeficiente de Froude. Cabe recalcar que este diámetro óptimo es un diámetro ideal. Si se desea se puede instalar un diámetro mayor al óptimo pero nunca menor, siempre que se tomen en cuenta consideraciones especiales.

Coeficiente de Froude.

El coeficiente de Froude es un parámetro adimensional importante en la mecánica de fluidos que viene asociado a las magnitudes del flujo y que expresa la relación de las fuerzas de inercia respecto a la gravedad. Este coeficiente se define de la siguiente manera:

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{g * d}} \quad (4.1)$$

Donde Fr es el coeficiente de Froude el cual es adimensional, V es la velocidad del fluido dentro del ducto, g es la constante gravitacional y d es el diámetro interior del ducto.

La cantidad de fluido que fluye por una tubería por unidad de tiempo se denomina caudal Q, el cual se define como el producto de la velocidad V del fluido dentro del ducto y el área A interior del ducto. Utilizando este concepto, se puede expresar la velocidad del fluido en función del caudal y el área del ducto, con lo que se tiene:

$$Q = V * A \quad (4.2)$$

$$V = \frac{Q}{A} / A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (4.3)$$

Reemplazando la ecuación 4.3 en la 4.1 se tiene:

$$Fr = \frac{4Q}{\pi d^2 \sqrt{g * d}}$$

$$Fr = \frac{4Q}{\pi \sqrt{g * d^5}} \quad (4.4)$$

$$(\sqrt{d^5})^2 = \left(\frac{4Q}{Fr * \pi * \sqrt{g}} \right)^2$$

$$d^5 = \left(\frac{4Q}{Fr * \pi} \right)^2 * \frac{1}{g}$$

$$d_{\text{optimo}} = \left[\left(\frac{4Q}{Fr * \pi} \right)^2 * \frac{1}{g} \right]^{1/5} \quad (4.5)$$

La ecuación 4.5 expresa el diámetro óptimo de la ductería en función del caudal Q, del coeficiente de Froude Fr y de la gravedad g.

Cálculo del Coeficiente de Froude.

Para determinar el coeficiente de Froude se utilizarán los datos de la tabla 8. Realizando los cálculos utilizando la ecuación 4.4, en la siguiente tabla se resumen los resultados del coeficiente de Froude.

TABLA 10
CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE FROUDE

Máquina	Fr
Máquina# 1	14.96
Máquina# 2,3	18.82
Máquina# 4	14.96
Máquina# 5,6	14.96
Corrugador	14.96
Trituradora	14.96

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Para determinar un valor medio se necesita descartar los resultados aberrantes. En este caso se tiene que todos los valores son 14.96 excepto por el de la Máquina# 2,3 de 18.82. Este resultado es

esperado ya que esta es la máquina que más problemas de taponamiento tiene. Por lo que el promedio del Coeficiente de Froude es de 14.96. Este es el valor que se utilizará para el cálculo del diámetro óptimo de la ductería.

4.1.1 Dimensionamiento de la Ductería del Sistema Actual.

Reemplazando los datos de la tabla 8 en la ecuación 4.5 se obtiene la siguiente tabla de resultados del diámetro óptimo por máquina, para la situación actual de la empresa. El cálculo detallado se presenta en el apéndice C.1.

TABLA 11
RESULTADO DEL DIÁMETRO ÓPTIMO DE LA DUCTERÍA DEL
SISTEMA ACTUAL

Máquina	Q (CFM)	D instalado (pulg)	D óptimo (pulg)
Máquina# 1	4000	12	12.00
Máquina# 2,3	7400	14	15.35
Máquina# 4	4000	12	12.00
Máquina# 5,6	4000	12	12.00
Corrugador	4000	12	12.00
Trituradora	4000	12	12.00

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

4.1.2 Cálculo de la Caída de Presión en los Ductos de Succión del Sistema Actual.

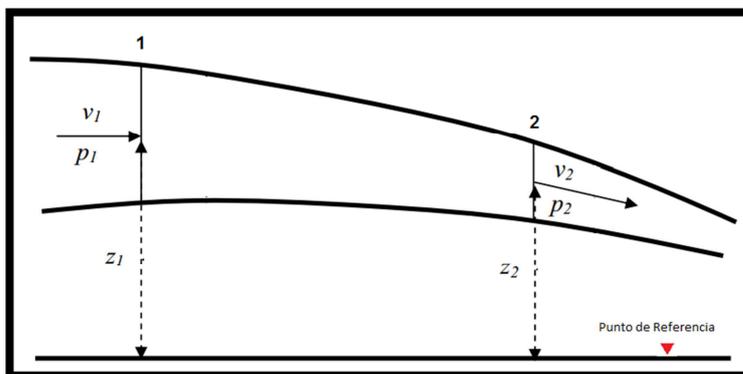
Cálculo de la Caída de Presión en los Ductos de Succión.

El cálculo numérico exacto de la pérdida de presión en el ducto todavía no está resuelto. Por diversos investigadores han sido dadas fórmulas de flujo en tuberías las cuales, sin embargo, se diferencian en factores importantes y por ello no pueden ser unificadas. Lo importante es mostrar cada uno de los factores influyentes. Mediante la ecuación de la energía mecánica se puede hacer una buena aproximación de la caída de presión en el ducto.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_{l_{\text{fluido}}} + h_{l_{\text{accesorios}}} + h_{l_{\text{sólido}}} \quad (4.6)$$

Donde P_1 y P_2 es la presión en el punto 1 y 2 respectivamente, V_1 y V_2 es la velocidad del fluido dentro del ducto en el punto 1 y 2 respectivamente, Z_1 y Z_2 es la altura en el punto 1 y 2 respectivamente desde algún punto de referencia, γ es el peso específico del fluido, g es la constante gravitacional, $h_{l_{\text{fluido}}}$ es la pérdida de carga debida al fluido, $h_{l_{\text{accesorios}}}$ es la pérdida de carga debida a los accesorios y $h_{l_{\text{sólido}}}$ es la pérdida de carga debido al

sólido. En la siguiente figura se ilustra lo anteriormente mencionado.



Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

FIGURA 4.1 FLUJO A TRAVÉS DE UNA TUBERÍA DE ÁREA VARIABLE.

Ya que la sección del ducto será la misma y a lo largo de su recorrido se manejará un mismo fluido, las velocidades dentro del mismo son iguales. Tomando esta consideración y estableciendo la caída de presión ΔP , que es igual a la diferencia entre P_1 y P_2 , en función de las pérdidas de carga y el peso específico del fluido se tiene:

$$\Delta P = (\Delta z + h_{\text{fluido}} + h_{\text{accesorios}} + h_{\text{sólido}}) * \gamma \quad (4.7)$$

En donde los valores de las pérdidas de carga debido al fluido, a los accesorios y al sólido se los determina de la siguiente manera:

$$h_f = f \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g} \quad (4.8)$$

$$h_{ac} = \sum KI * \frac{V^2}{2g} \quad (4.9)$$

$$h_{sol} = EC_d \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g} \quad (4.10)$$

Donde f es el factor de fricción, KI es el coeficiente de pérdida debido a los accesorios, E es la relación material/fluido, C_d es el coeficiente de arrastre del sólido, L es la longitud total de recorrido de tubería recta, V es la velocidad del fluido dentro del ducto, d es el diámetro interior del ducto y g es la constante gravitacional.

El factor de fricción f , que es la interacción entre el fluido y la pared del ducto, depende del número de Reynolds Re y de la rugosidad relativa ϵ/d . El número de Reynolds se define como la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas y dictamina si un fluido es laminar o turbulento.

$$Re = \frac{\rho * V * d}{\mu} \quad (4.11)$$

Donde Re es el número de Reynolds, ρ es la densidad del fluido, V es la velocidad del fluido dentro del ducto, d es el diámetro

interior del ducto y μ es la viscosidad dinámica del fluido. Para flujo en una tubería, el valor del número de Reynolds debe ser menor de 2100 para flujo laminar y mayor de 4000 para flujo turbulento. Entre estos dos valores se dice que el flujo está en periodo de transición.

La rugosidad relativa ε/d se define como la razón entre la rugosidad equivalente ε y el diámetro interior del ducto d . La rugosidad equivalente ε es característica del material del ducto a utilizar y toma en cuenta la rugosidad superficial de la pared del ducto. Con el valor de Reynolds Re y la rugosidad relativa ε/d se determina el factor de fricción f con la ayuda del diagrama de Moody, el cual se encuentra especificado en la figura A.1 del apéndice A.

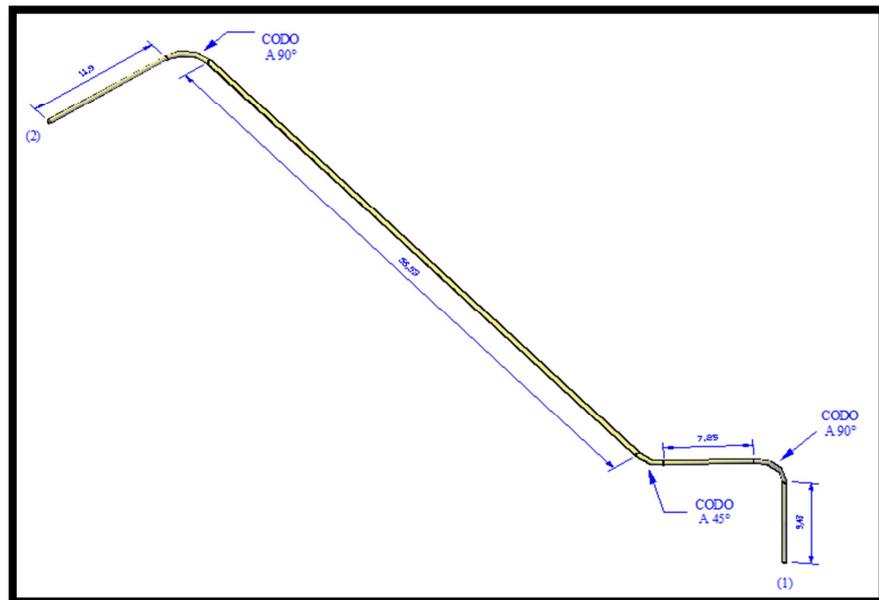
Los sistemas de tuberías contienen considerablemente más que tubos rectos. Estos componentes adicionales como son válvulas, codos, conexiones en T, etc., contribuyen a la pérdida global del sistema. Estas pérdidas se denominan pérdidas menores. El método más común usado para determinar éstas pérdidas menores es mediante el uso del coeficiente de pérdida K_I , el cual depende de la geometría del componente en especial. Para

determinar el coeficiente de pérdida debido a los componentes KI se utilizará la tabla B.2 del apéndice B.

Para flujo estable de un fluido a través de un sólido, se establecen capas fronterizas y se ejercen fuerzas sobre el sólido debido al fluido. Esta fuerza es una combinación de la resistencia de la capa fronteriza y de la resistencia de la forma del sólido y puede ser expresada en términos del coeficiente de arrastre o de resistencia C_d . Es decir, C_d es básicamente la interacción entre el fluido y el sólido. Para determinar el valor del coeficiente de arrastre del sólido C_d se utilizará la figura A.2 del apéndice A.

En esta sección, se realizarán cálculos representativos para la Máquina# 1. Los demás resultados para el resto de las imprentas se los presentará en tablas y los cálculos respectivos figuran en el apéndice C.2.

En la siguiente figura se especifica el punto de succión (1) y el punto de descarga de material (2) para la Máquina# 1. El isométrico correspondiente a esta imprenta, se encuentra en el plano D.2 del apéndice D.



Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

FIGURA 4.2 RECORRIDO DE TUBERÍA DE LA MÁQUINA# 1.

Con una viscosidad cinemática del aire de $1.46 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, y el ducto fabricado de acero ASTM A-36 con una rugosidad equivalente ε de 0.045 mm, se tiene lo siguiente:

$$\text{Re} = \frac{V * d}{\nu} = \frac{25.87[\text{m/s}] * 0.3048[\text{m}]}{1.46 * 10^{-6}[\text{m}^2/\text{s}]}$$

$$\text{Re} = 540125.8$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.045 * 10^{-3}[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]}$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = 0.147 * 10^{-3}$$

Este resultado del número de Reynolds indica que el flujo dentro del ducto es turbulento. Como se mencionó anteriormente con el valor de Reynolds Re y la rugosidad relativa ϵ/d , se determina el factor de fricción f con la ayuda del diagrama de Moody. Para este caso se tiene un factor de fricción de 0.0145.

Con ayuda de la Figura 4.2, se procede a realizar el cálculo de la longitud del tramo de tubería recta.

$$L = 9.43 + 7.25 + 56.53 + 11.9$$

$$L = 85.11[\text{m}]$$

Utilizando la ecuación 4.8, para el cálculo de la pérdida de carga entre el fluido y las paredes del ducto, se tiene lo siguiente:

$$h_f = f \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g} = 0.0145 * \frac{85.11[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]} * \frac{25.87^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_f = 138.13[\text{m}]$$

Realizando los mismos cálculos para las demás imprentas y utilizando sus respectivos isométricos presentes en los planos D.3 al D.5, en la tabla 12 se presentan los resultados de la pérdida de carga debida al fluido. Como se mencionó, el cálculo detallado se presenta en el apéndice C.2.

TABLA 12
RESULTADO DE LA PÉRDIDA DE CARGA DEBIDA AL
FLUIDO DEL SISTEMA ACTUAL

Máquina	V (m/s)	Re	ϵ/d	f	L (m)	h_f (m)
Máquina# 1	25.87	540125.79	0.000147	0.0145	85.11	138.13
Máquina# 2,3	35.16	856485.18	0.000126	0.0138	92.14	225.36
Máquina# 4	25.87	540125.79	0.000147	0.0145	45.54	73.91
Máquina# 5,6	25.87	540125.79	0.000147	0.0145	54.96	89.20

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Se procede a calcular la pérdida de carga debida a los accesorios presentes en el sistema. Para determinar el coeficiente de pérdida, se hará uso de la tabla B.2 del apéndice B. Según la Figura 4.2, esta imprenta en particular tiene 2 codos bridados a 90° y 1 a 45° con lo que se tiene que K_l es 0.4 y 0.2 respectivamente. La sumatoria de los K_l es igual a 0.6. Reemplazando valores en la ecuación 4.9 se tiene lo siguiente:

$$h_{ac} = \sum K_l * \frac{V^2}{2g} = 0.6 * \frac{25.87^2 [m/s]^2}{2 * 9.81 [m/s^2]}$$

$$h_{ac} = 20.47 [m]$$

Nuevamente, usando los isométricos respectivos para cada imprenta presentes en los planos D.3 al D.5, en la tabla 13 se muestran los coeficientes de pérdida y las pérdidas de cargas

debido a los accesorios. El cálculo detallado se presenta en el apéndice C.2.

TABLA 13
RESULTADO DE LA PÉRDIDA DE CARGA DEBIDO A LOS
ACCESORIOS DEL SISTEMA ACTUAL

Máquina	ΣK_l	h_{ac} (m)
Máquina# 1	0.6	20.47
Máquina# 2,3	0.6	37.81
Máquina# 4	0.4	13.64
Máquina# 5,6	0.4	13.64

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Finalmente con la ecuación 4.10, se determina las pérdidas de carga del sólido. Con el valor de Reynolds calculado anteriormente y con el uso de la figura A.2 del apéndice A, se determina el valor de C_d para una placa plana paralela al flujo, que para esta imprenta en particular es de 0.0052.

$$h_{sol} = EC_d \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{sol} = 14 * 0.0052 * \frac{85.11[m]}{0.3048[m]} * \frac{25.87^2[m/s]^2}{2 * 9.81[m/s^2]}$$

$$h_{sol} = 693.53[m]$$

Realizando los mismos cálculos para las demás imprentas, en la tabla 14, se presentan los resultados de la pérdida de carga debida al sólido. El cálculo detallado se presenta en el apéndice C.2.

TABLA 14
RESULTADO DE LA PÉRDIDA DE CARGA DEBIDO AL
SÓLIDO DEL SISTEMA ACTUAL

Máquina	Cd	h_{sol} (m)
Máquina# 1	0.0052	693.53
Máquina# 2,3	0.0048	1097.43
Máquina# 4	0.0052	371.09
Máquina# 5,6	0.0052	447.85

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Una vez determinadas las pérdidas de carga y haciendo uso de la ecuación 4.7 se puede calcular ΔP para cada una de las imprentas. El valor Δz es 11.93 m, que es la altura del ducto desde la succión del desperdicio hasta la conexión con el ciclón. Cabe recalcar que esta altura es la misma para todas las imprentas. Esto se debe a la configuración de conexión especial que se tiene en esta empresa. Esto se puede revisar en el plano D.1, D.6 y D.8 del apéndice D. Nuevamente, se hace el cálculo representativo para la Máquina# 1, con lo que se tiene:

$$\Delta P = (\Delta z + h_{\text{fluido}} + h_{\text{accesorios}} + h_{\text{sólido}}) * \gamma$$

$$\Delta P = (11.93 + 138.13 + 20.47 + 693.53)[\text{m}]$$

$$* 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\Delta P = 10426.05[\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH}_2\text{O}]}{249.1[\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 41.85[\text{pulgH}_2\text{O}]$$

Realizando los mismos cálculos para las demás imprentas, en la tabla 15, se presentan los resultados de la caída de presión en el sistema actual. El cálculo detallado se presenta en el apéndice C.2.

TABLA 15
RESULTADO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN LOS DUCTOS
DEL SISTEMA ACTUAL

Máquina	ΔP (pulgH ₂ O)
Máquina# 1	41.85
Máquina# 2,3	66.48
Máquina# 4	22.79
Máquina# 5,6	27.25

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

4.1.3 Dimensiones del Ciclón del Sistema Actual.

Se tuvo que realizar el levantamiento de información respectivo de las dimensiones actuales del ciclón. Según teoría de ciclones

expuesta anteriormente, se pudo constatar que se trata de uno tipo 2D2D convencional, basado en el modelo de Shepherd y Lapple de 1939. Está fabricado en planchas de acero ASTM-A36 de 3mm de espesor.

En la siguiente tabla se resumen las dimensiones generales del ciclón instalado actualmente en planta. La nomenclatura se hace referencia a la figura 2.10.

TABLA 16
DIMENSIONES GENERALES DEL CICLÓN INSTALADO
ACTUALMENTE EN PLANTA

Dimensión	Nomenclatura	Medida (m)
Diámetro del Ciclón	Dc	1,9
Diámetro de Salida	Ds	1
Altura parte Cilíndrica	h	3,9
Altura parte Cónica	z	3,9
Altura Total del Ciclón	H	7,8
Diámetro Salida de Partículas	B	0,5

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

4.1.4 Cálculo de la Caída de Presión del Ciclón del Sistema Actual.

La caída de presión en el ciclón se determinará mediante la ecuación desarrollada por Shepherd y Lapple. Este resultado servirá, más adelante, para la selección de los ventiladores.

$$\Delta P = \frac{1}{2} * \rho * V_i^2 * N_H \quad (4.12)$$

Donde ΔP es la caída de presión total dentro del ciclón, ρ es la densidad del gas, V_i es la velocidad promedio de entrada al ciclón y N_H es el número de cabezas de velocidad a la entrada del ciclón. Según el modelo de Lapple, este valor de N_H se determinó experimentalmente y es de 8.

Para determinar la velocidad promedio a la entrada del ciclón se usó los valores de los diámetros internos de los ductos de la tabla 8. Los resultados se presentan en la siguiente tabla.

TABLA 17
VELOCIDAD PROMEDIO A LA ENTRADA DEL CICLÓN
ACTUAL

Máquina	D instalado (pulg)	Q (CFM)	V (m/s)
Máquina# 1	12	4000	25,87
Máquina# 2,3	14	7400	35,16
Máquina# 4	12	4000	25,87
Máquina# 5,6	12	4000	25,87
Corrugador	12	4000	25,87
Trituradora	12	4000	25,87
		Promedio	27,42

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Una vez hecho esto, se puede calcular la caída de presión en el ciclón del sistema actual.

$$\Delta P = \frac{1}{2} * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * (27.42)^2 * \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]^2 * 8$$

$$\Delta P = 3699 [\text{Pa}]$$

Hay que considerar que esta caída de presión a vencer es cuando se encuentran todas las máquinas en funcionamiento. Suponiendo que se encuentra en funcionamiento solo una máquina, la caída de presión a vencer debida al ciclón se calcula utilizando la ecuación 4.12 y la siguiente expresión del número de cabezas de velocidad a la entrada del ciclón, N_H , como sigue:

$$N_H = K * \frac{a * b}{D_s^2} \quad (4.13)$$

Donde N_H es el número de cabezas de velocidad a la entrada del ciclón, K es una constante calculada experimentalmente con valor de 16 para entrada tangencial, $a*b$ hace referencia al área del ducto de entrada al ciclón y D_s es el diámetro de salida de aire del ciclón.

Si se reemplaza la ecuación 4.13 en la 4.12 se obtiene la siguiente expresión:

$$\Delta P = \frac{1}{2} * \rho * V_i * Q * \frac{K}{D_s^2} \quad (4.14)$$

Donde ΔP es la caída de presión en el ciclón individual por máquina, ρ es la densidad del gas, V_i es la velocidad de entrada al ciclón individual por máquina, Q es el caudal a través del ducto individual por máquina, K es una constante calculada experimentalmente con valor de 16 para entrada tangencial y D_s es el diámetro de salida de aire del ciclón.

Utilizando la tabla 17 para el caudal y la velocidad individual por máquina, $\rho=1.23 \text{ Kg/m}^3$ y $D_s=1 \text{ m}$, los cálculos se presentan en la siguiente tabla. El cálculo detallado se presenta en el apéndice C.3.

TABLA 18
RESULTADO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN DEBIDA AL
CICLÓN DEL SISTEMA ACTUAL

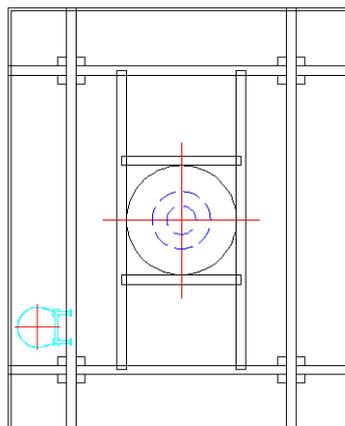
Máquina	ΔP (Pa)	ΔP (pulgH ₂ O)
Máquina# 1	481.12	1.93
Máquina# 2,3	1207.45	4.85
Máquina# 4	481.12	1.93
Máquina# 5,6	481.12	1.93
Corrugadora	481.12	1.93
Trituradora	481.12	1.93
Total Suma	3613.05	14.50

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Como se puede observar, se tiene un error del 2.38%. Esto se debe a que en la ecuación 4.12 se utilizó una velocidad promedio para el cálculo de la caída de presión total del ciclón.

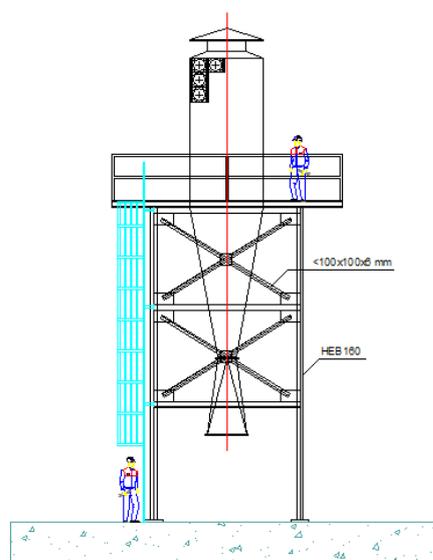
4.1.5 Estructura Soportante del Ciclón del Sistema Actual.

Como se mencionó anteriormente, se tuvo que realizar el levantamiento de información respectivo de la estructura soportante del ciclón. Está compuesta de vigas y columnas principales HEB160 y de crucetas conformadas por ángulos de 100x100x6 mm. En la figura 4.3, 4,4 y 4,5 se presentan la configuración del mismo. Éstas vistas también se las puede encontrar en el apéndice D.6, D.7 y D.8. En los apéndices del E.1 al E.4 se presenta el análisis en SAP2000, el cual confirma la funcionalidad del mismo.



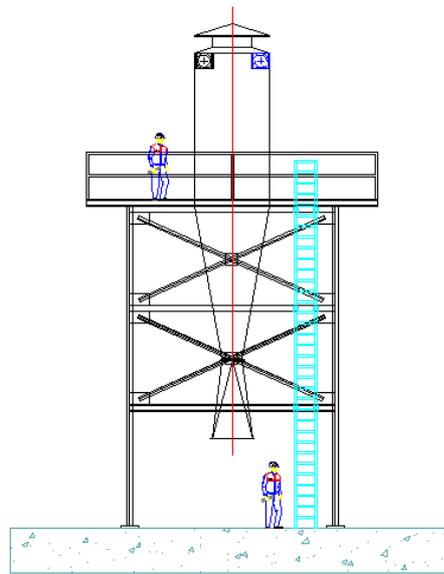
Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

**FIGURA 4.3 VISTA SUPERIOR DE LA ESTRUCTURA
SOPORTANTE DEL CICLÓN ACTUAL.**



Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

**FIGURA 4.4 VISTA FRONTAL DE LA ESTRUCTURA
SOPORTANTE DEL CICLÓN ACTUAL.**



Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

**FIGURA 4.5 VISTA LATERAL DE LA ESTRUCTURA
SOPORTANTE DEL CICLÓN ACTUAL.**

4.1.6 Cálculo de la Potencia del Ventilador y Motor del Sistema Actual.

Los parámetros que se necesitan para seleccionar los ventiladores son el caudal (CFM), la caída de presión a vencer en el sistema (pulgH₂O), potencia del ventilador y motor (Hp). Con estos datos se puede llegar a la conclusión del tipo de ventilador que se necesita para que el sistema funcione adecuadamente.

La potencia del ventilador se calcula con la siguiente expresión.

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{\Delta P[\text{pulgH}_2\text{O}] * Q[\text{CFM}]}{6356} \quad (4.15)$$

Donde Pot_{VENT} es la potencia del ventilador en Hp, ΔP es la caída de presión del sistema total individual por máquina, es decir, la suma de la caída de presión en los ductos y en el ciclón en pulgH₂O y Q es el caudal que se maneja en los ductos en CFM.

Para el cálculo de la potencia del motor se hará uso de la siguiente ecuación.

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{\text{Pot}_{\text{VENT}}}{\eta} \quad (4.16)$$

Donde $\text{Pot}_{\text{MOTOR}}$ es la potencia del motor en Hp, Pot_{VENT} es la potencia del ventilador en Hp y η es la eficiencia del motor. Según información dada por la empresa, los motores instalados en planta tienen una eficiencia del 85%.

Se procede a realizar el cálculo representativo para la Máquina# 1. Usando las tablas 15 y 18 para la caída de presión en el ducto y para la caída de presión en el ciclón respectivamente, se tiene:

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{\text{Pot}_{\text{VENT}}}{\eta} = \frac{\Delta P[\text{pulgH}_2\text{O}] * Q[\text{CFM}]}{6356 * \eta}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{(41.85 + 1.93) * 4000}{6356 * 0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 32.42\text{Hp}$$

Realizando los mismos cálculos para las demás imprentas, en la tabla 19, se presentan los resultados de la caída de presión, potencia del ventilador y motor. El cálculo detallado se presenta en el apéndice C.4.

TABLA 19

RESULTADO DE POTENCIA DE VENTILADOR Y MOTOR DEL SISTEMA ACTUAL

Máquina	ΔP (pulgH ₂ O)	Pot. Ventilador (Hp)	Pot. Motor (Hp)
Máquina# 1	43.78	27.55	32.42
Máquina# 2,3	71.33	83.05	97.70
Máquina# 4	24.72	15.56	18.30
Máquina# 5,6	29.18	18.36	21.60

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

4.2 Diseño del Sistema Futuro.

En esta sección los pasos a seguir para el diseño del sistema futuro son diferentes en cuanto al análisis del sistema actual. Primeramente se calculará el diámetro óptimo de la ductería, seguido del cálculo de la caída de presión en los ductos, para luego proceder con el cálculo de la potencia del ventilador y del motor. En este punto, se tomará la decisión de qué diámetro de ducto es el más conveniente, según las consideraciones iniciales planteadas anteriormente. Se hace esto ya que para lograr el diseño del ciclón, se necesita haber determinado el diámetro a utilizar para cada una de las imprentas. Una vez realizado esto, se sigue con el diseño del nuevo ciclón, el cálculo de la caída de presión en el ciclón y de la estructura soportante del ciclón. Hay que tener en cuenta que hay que agregar la caída de presión del ciclón para cada una de las imprentas para poder calcular la potencia de los ventiladores y de los motores eficazmente, por lo que se realizará un recalcu del mismo. Por experiencia, la caída de presión del ciclón aumenta en un par de Hp a cada uno de las imprentas, por lo que no hay que realizar un recalcu del diámetro óptimo.

4.2.1 Dimensionamiento de la Ductería del Sistema Futuro.

Reemplazando los datos de la tabla 9 en la ecuación 4.5 se obtiene la siguiente tabla de resultados para la situación futura de la empresa.

$$d_{\text{óptimo}} = \left[\left(\frac{4 * 1.887}{14.96 * \pi} \right)^2 * \frac{1}{9.82} \right]^{1/5}$$

$$d_{\text{óptimo}} = 0.3048 \text{ m} * \frac{1 \text{ pulg}}{0.0254 \text{ m}} = 12 \text{ pulg.}$$

TABLA 20

RESULTADO DEL DIÁMETRO ÓPTIMO DE LA DUCTERÍA DE LA MÁQUINA# 7

Máquina	Q (CFM)	D a instalar (pulg)	D óptimo (pulg)
Máquina# 7	4000	12	12

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

4.2.2 Cálculo de la Caída de Presión en los Ductos de Succión del Sistema Futuro.

En esta sección se presentarán tablas con los respectivos resultados para cada una de las imprentas referentes a la configuración futura de la empresa, ya que el cálculo de la caída de presión en los ductos es la misma presentada en la sección

4.1.2. El cálculo individual de cada imprenta, se encuentran en el apéndice C.5. Cabe recalcar que se utilizaron los isométricos de la configuración futura, presentes en los planos del D.10 al D.14, y los datos de los diámetros óptimos de la tabla 11 y 20. Para la Máquina# 1 se realizaron los cálculos con un diámetro de ducto de 12" y 14". Para la Máquina# 2,3 se realizaron los cálculos con un diámetro de ducto de 16", 18" y 20". Se realizó esto tomando en consideración lo dicho por la empresa de no adquirir ventiladores nuevos. Dicho esto, se procederá con la presentación de tabla de resultados.

TABLA 21
RESULTADO DE LA PÉRDIDA DE CARGA DEBIDA AL
FLUIDO DEL SISTEMA FUTURO

Máquina	V (m/s)	Re	ϵ/d	f	L (m)	h_f (m)
Máquina# 1 12"	25.87	540125.79	0.000147	0.0145	80.2	130.16
Máquina# 1 14"	19	462964.96	0.000126	0.0149	80.2	61.88
Máquina# 2,3 16"	26.92	749424.53	0.000110	0.0139	100.3	126.74
Máquina# 2,3 18"	21.27	666155.14	0.000098	0.014	100.3	70.83
Máquina# 2,3 20"	17.23	599539.62	0.000088	0.0148	100.3	44.22
Máquina# 4	25.87	540125.79	0.000147	0.0145	44.82	72.74
Máquina# 5,6	25.87	540125.79	0.000147	0.0145	54.11	87.82

Máquina# 7	25.87	540125.79	0.000147	0.0145	62.06	100.72
-------------------	-------	-----------	----------	--------	-------	--------

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

TABLA 22

**RESULTADO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA DEBIDO A LOS
ACCESORIOS DEL SISTEMA FUTURO**

Máquina	ΣK_l	h_{ac} (m)
Máquina# 1 12"	0.8	27.29
Máquina# 1 14"	0.8	14.73
Máquina# 2,3 16"	0.4	14.77
Máquina# 2,3 18"	0.4	9.22
Máquina# 2,3 20"	0.4	6.05
Máquina# 4	0.4	13.64
Máquina# 5,6	0.4	13.64
Máquina# 7	0.4	13.64

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

TABLA 23

**RESULTADO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA DEBIDO AL
SÓLIDO DEL SISTEMA FUTURO**

Máquina	C_d	h_{sol} (m)
Máquina# 1 12"	0.0052	653.52
Máquina# 1 14"	0.006	348.88
Máquina# 2,3 16"	0.004	510.61
Máquina# 2,3 18"	0.0044	311.69
Máquina# 2,3 20"	0.0048	200.78

Máquina# 4	0.0052	365.22
Máquina# 5,6	0.0052	440.92
Máquina# 7	0.0052	505.70

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

TABLA 24
RESULTADO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN LOS DUCTOS
DEL SISTEMA FUTURO

Máquina	ΔP (pulgH₂O)
Máquina# 1 12"	39.84
Máquina# 1 14"	21.17
Máquina# 2,3 16"	32.12
Máquina# 2,3 18"	19.51
Máquina# 2,3 20"	12.69
Máquina# 4	22.45
Máquina# 5,6	26.85
Máquina# 7	30.54

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

4.2.3 Cálculo de la Potencia del Ventilador y Motor del Sistema Futuro.

En esta sección se presentará tablas con los respectivos resultados para cada una de las imprentas referentes a la configuración futura de la empresa, ya que el cálculo de la

potencia del motor es la misma presentada en la sección 4.1.6. El cálculo individual de cada imprenta, se encuentran en el apéndice C.6. Nuevamente, para la Máquina# 1 se realizaron los cálculos con un diámetro de ducto de 12" y 14". Para la Máquina# 2,3 se realizaron los cálculos con un diámetro de ducto de 16", 18" y 20". Dicho esto, se procederá con la presentación de tabla de resultados.

TABLA 25
RESULTADO DE POTENCIA DE VENTILADOR Y MOTOR DEL
SISTEMA FUTURO

Máquina	ΔP (pulgH ₂ O)	Pot. Ventilador (Hp)	Pot. Motor (Hp)
Máquina# 1 12"	39.84	25.07	29.50
Máquina# 1 14"	21.17	13.32	15.67
Máquina# 2,3 16"	32.12	37.39	43.99
Máquina# 2,3 18"	19.51	22.71	26.72
Máquina# 2,3 20"	12.69	14.78	17.38
Máquina# 4	22.45	14.13	16.62
Máquina# 5,6	26.85	16.89	19.88
Máquina# 7	30.54	19.22	22.61

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Según estos resultados, se ve claramente que un diámetro de 14" para la Máquina# 1 es el adecuado según su motor instalado

actualmente en planta, es decir, que no se necesitará comprar ni ventilador ni motor nuevo, por lo que se cumple con el requerimiento de la empresa planteado anteriormente. Lo mismo ocurre con un diámetro de ducto de 20" para la Máquina# 2,3. Según lo dicho por el fabricante, se pudo corroborar que para la Máquina# 7, un diámetro de 12" con un motor de 25 Hp es suficiente para satisfacer la demanda de éste. Para las demás imprentas se van a mantener su configuración actual.

4.2.4 Diseño del Ciclón del Sistema Futuro.

Para el diseño del ciclón se ha tomado como referencia el documento "Diseño Óptimo de Ciclones" publicado por C. Echeverri Londoño en el 2006.

Para el nuevo ciclón se va a seguir con el modelo de diseño actual, es decir, con el de Lapple de 2D2D. Éste también será considerado a ser fabricado en plancha de acero ASTM-A36 de 3 mm de espesor.

Uno de los parámetros importantes para el diseño del ciclón es el caudal de trabajo y la velocidad promedio de entrada al ciclón. Como se definió en la sección anterior, se utilizará un diámetro

de ducto de 14" para la Máquina# 1, de 20" para Máquina# 2,3, de 12" para Máquina# 4, Máquina# 5,6, Máquina# 7, corrugadora y trituradora. En la siguiente tabla se resumen estos valores.

TABLA 26
CAUDAL Y VELOCIDAD A LA ENTRADA DEL CICLÓN
FUTURO

Máquina	D óptimo (pulg)	Q (m ³ /s)	V (m/s)
Máquina# 1	14	1,88	19
Máquina# 2,3	20	3,49	17.23
Máquina# 4	12	1,88	25,87
Máquina# 5,6	12	1,88	25,87
Máquina# 7	12	1,88	25,87
Corrugador	12	1,88	25,87
Trituradora	12	1,88	25,87
		Suma	Promedio
		14,82	23.65

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Una vez determinado estos parámetros, se procederá con el cálculo del diámetro del ciclón. El resto de las medidas están en función de éste.

$$A = \frac{Q}{V} \quad / \quad A = a * b$$

Donde a y b son el alto y el ancho del ducto de entrada al ciclón.

Despejando el área se tiene:

$$A = \frac{14.82}{23.65} = 0.62$$

$$A = a * b = 0.62m^2$$

Para un modelo Lapple, la altura de la entrada del ducto "a" es:

$$\frac{a}{D_c} = 0.5 \rightarrow a = 0.5D_c$$

Y el ancho de la entrada del ducto "b" es:

$$\frac{b}{D_c} = 0.25 \rightarrow b = 0.25D_c$$

Conociendo el área, y teniendo los valores a y b en función del diámetro del ciclón, se procede a determinar D_c .

$$a * b = 0.5D_c * 0.25D_c = 0.62m^2$$

$$0.62 = 0.5 * 0.25 * D_c^2$$

$$D_c = \sqrt{\frac{0.62}{0.125}} = \sqrt{4.96}$$

$$D_c = 2.2 [m]$$

Con este valor y utilizando el modelo de Lapple, según la tabla B.4 del apéndice B, se determina el resto de las dimensiones del ciclón.

Altura de entrada al ciclón (a):

$$a = 0.5D_c = 0.5 * 2.2$$

$$a = 1.1[m]$$

Ancho de entrada al ciclón (b):

$$b = 0.25D_c = 0.25 * 2.2$$

$$b = 0.6[m]$$

Altura de salida del ciclón (S):

$$S = 0.625D_c = 0.625 * 2.2$$

$$S = 1.4[m]$$

Diámetro de salida del ciclón (Ds):

$$D_s = 0.5D_c = 0.5 * 2.2$$

$$D_s = 1.1[m]$$

Altura parte cilíndrica del ciclón (h):

$$h = 2D_c = 2 * 2.2$$

$$h = 4.5[m]$$

Altura parte cónica del ciclón (z):

$$z = 2D_c = 2 * 2.2$$

$$z = 4.5[m]$$

Altura total del ciclón (H):

$$H = 4D_c = 4 * 2.2$$

$$H = 9[m]$$

Diámetro de salida de partículas (B):

$$B = 0.25D_c = 0.25 * 2.2$$

$$B = 0.6[m]$$

En la siguiente tabla se resumen las dimensiones generales del ciclón a instalar. La nomenclatura se hace referencia a la figura 2.10.

TABLA 27

DIMENSIONES GENERALES DEL CICLÓN FUTURO

Dimensión	Nomenclatura	Medida (m)
Diámetro del Ciclón	Dc	2,2
Altura de Entrada	a	1,1
Ancho de Entrada	b	0,6
Altura de Salida	S	1,4
Diámetro de Salida	Ds	1,1
Altura parte Cilíndrica	h	4,5
Altura parte Cónica	z	4,5
Altura Total del Ciclón	H	9
Diámetro Salida de Partículas	B	0,6

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

4.2.5 Caída de Presión del Ciclón del Sistema Futuro.

Para el cálculo de la caída de presión en el ciclón, se usará la ecuación 4.12 planteada anteriormente. Para la velocidad promedio se utilizará la tabla 26. Nuevamente, este resultado servirá para la selección de los ventiladores.

$$\Delta P = \frac{1}{2} * 1.23 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * (23.65)^2 * \left[\frac{m}{s} \right]^2 * 8$$

$$\Delta P = 2751.8 [Pa]$$

Como se mencionó anteriormente, esta caída de presión a vencer es cuando se encuentran todas las máquinas en funcionamiento. Suponiendo que se encuentra en funcionamiento

solo una máquina, la caída de presión a vencer debida al ciclón se calcula utilizando la ecuación 4.14. Utilizando la tabla 26 para el caudal y la velocidad individual por máquina, $\rho=1.23 \text{ Kg/m}^3$ y $D_s=1.1 \text{ m}$, los cálculos se presentan en la siguiente tabla. El cálculo detallado se presenta en el apéndice C.7.

TABLA 28
RESULTADO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN DEBIDA AL
CICLÓN DEL SISTEMA FUTURO

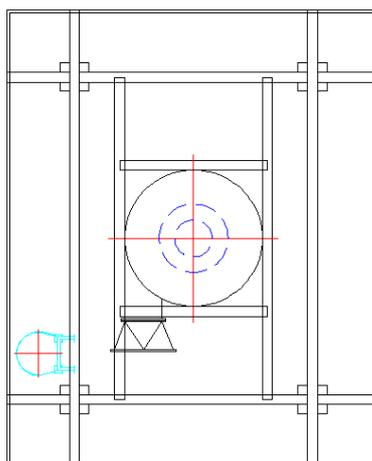
Máquina	ΔP (Pa)	ΔP (pulgH ₂ O)
Máquina# 1	292.02	1.17
Máquina# 2,3	489.01	1.96
Máquina# 4	397.62	1.59
Máquina# 5,6	397.62	1.59
Máquina# 7	397.62	1.59
Corrugadora	397.62	1.59
Trituradora	397.62	1.59
Total Suma	2769.14	11.11

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Como se puede observar, se tiene un error del 0.63%. Esto se debe a que se utilizó una velocidad promedio para el cálculo de la caída de presión total del ciclón.

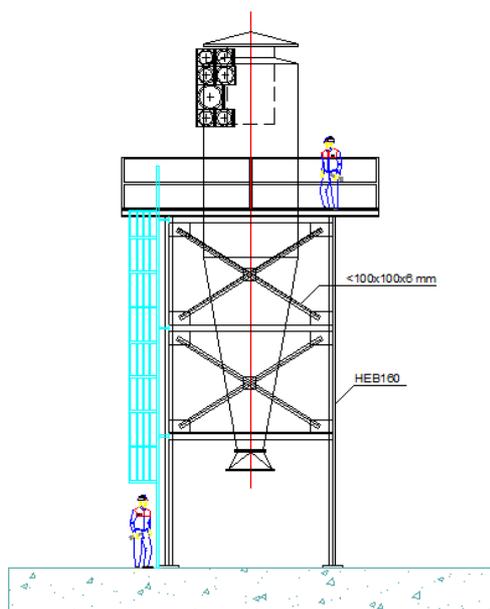
4.2.6 Estructura Soportante del Ciclón del Sistema Futuro.

Para la estructura soportante del ciclón futuro, se va a aprovechar la estructura ya construida para no incurrir en gastos innecesarios. En la figura 4.6, 4.7 y 4.8 se presentan la configuración del mismo. Éstas vistas también se las puede encontrar en el apéndice D.15, D.16 y D.17. En los apéndices del E.5 al E.8 se presenta el análisis en SAP2000, el cual confirma la funcionalidad del mismo.



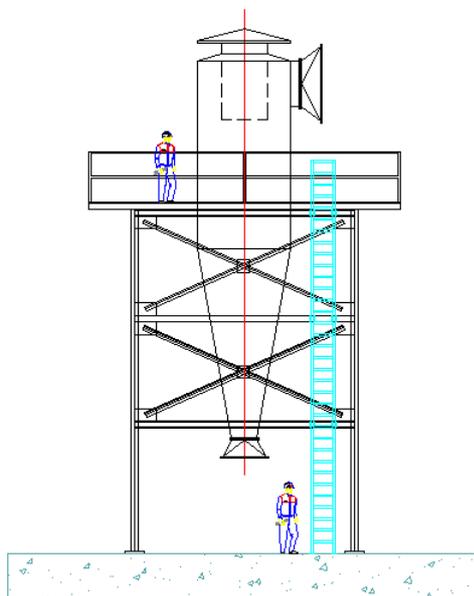
Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

**FIGURA 4.6 VISTA SUPERIOR DE LA ESTRUCTURA
SOPORTANTE DEL CICLÓN FUTURO.**



Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

**FIGURA 4.7 VISTA FRONTAL DE LA ESTRUCTURA
SOPORTANTE DEL CICLÓN FUTURO.**



Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

**FIGURA 4.8 VISTA LATERAL DE LA ESTRUCTURA
SOPORTANTE DEL CICLÓN FUTURO.**

4.2.7 Recalculo de la Potencia del Ventilador y del Motor del Sistema Futuro.

Como se hizo anteriormente, en el cálculo de la potencia del motor se va a considerar las caídas de presiones individuales de cada imprenta, con lo que se garantiza el correcto funcionamiento del sistema. Se procede a realizar el cálculo representativo para la Máquina# 1, usando las tablas 25 y 28 para la caída de presión en el ducto y para la caída de presión en el ciclón respectivamente y las ecuaciones 4.15 y 4.16, se tiene:

$$Hp_{MOTOR} = \frac{Hp_{VENT}}{\eta} = \frac{\Delta P[\text{pulgH}_2\text{O}] * Q[\text{CFM}]}{6356 * \eta}$$

$$Hp_{MOTOR} = \frac{(21.17 + 1.17) * 4000}{6356 * 0.85}$$

$$Hp_{MOTOR} = 16.54Hp$$

Realizando los mismos cálculos para las demás imprentas, en la tabla 29, se presentan los resultados de la caída de presión, potencia del ventilador y motor. El cálculo detallado se presenta en el apéndice C.8.

TABLA 29
RECALCULO DE LA POTENCIA DE VENTILADOR Y MOTOR
DEL SISTEMA FUTURO

Máquina	ΔP (pulgH ₂ O)	Pot. Ventilador (Hp)	Pot. Motor (Hp)
Máquina# 1	22.34	14.06	16.54
Máquina# 2,3	14.65	17.06	20.07
Máquina# 4	24.05	15.13	17.80
Máquina# 5,6	28.44	17.90	21.06
Máquina# 7	32.14	20.22	23.79

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

CAPÍTULO 5

5. ANÁLISIS DE COSTOS.

Un factor muy importante en cualquier empresa para la aprobación y ejecución de un proyecto es el costo que este tendrá y justificar de alguna manera esta inversión. En este caso se amortizará esta inversión reduciendo las paradas imprevistas de producción, lo que genera retrasos en entregas y multas por parte de los clientes.

El presente capítulo presenta de manera detallada los diferentes tipos de costos que se analizan para crear el presupuesto económico. Finalmente se muestra un cronograma de actividades donde se aprecia el tiempo de ejecución del proyecto.

5.1 Presupuesto para la Construcción del Sistema Neumático.

Costos de Materiales.

Parte importante del análisis económico es identificar los materiales y la cantidad que se requiere para la ejecución del proyecto. Una vez

definido lo que se va a construir, se realiza el listado de materiales con el precio unitario del mercado local. En la siguiente tabla se muestra el costo total de materiales.

TABLA 30
COSTOS DE MATERIALES

COSTOS DE MATERIALES				
Descripción	Cant.	Und.	P. Unit.	P. Total
ACERO ASTM A36, 3mm de espesor, "SEPARADOR CICLÓNICO"	1411.29	kg.	\$ 1.23	\$ 1,735.89
ACERO ASTM A36, 3mm de espesor, "DUCTERÍA DIAM 20"	4146.66	kg.	\$ 1.23	\$ 5,100.39
ACERO ASTM A36, 3mm de espesor, "DUCTERÍA DIAM 14"	2321.04	kg.	\$ 1.23	\$ 2,854.88
ACERO ASTM A36, 3mm de espesor, "DUCTERÍA DIAM 12"	1539.59	kg.	\$ 1.23	\$ 1,893.70
ACERO ASTM A36, 3mm de espesor, "CHUTE DE TRANSICIÓN"	206.71	kg.	\$ 1.23	\$ 254.25
ELECTRODOS E6011	1800	lbs.	\$ 1.70	\$ 3,060.00
PERFIL HEB 160 (6mts)	2	und.	\$ 318.75	\$ 637.50
PINTURA INDUSTRIAL EPÓXICA	230	gl.	\$ 34.72	\$ 7,985.60
DILUYENTE	345	gl.	\$ 6.33	\$ 2,183.85
ÁNGULO 4"x6"x3mm	20	ml.	\$ 12.57	\$ 251.40
ÁNGULO 1-1/2"x1-1/2"x3mm	400	ml.	\$ 1.61	\$ 644.00
VARILLA ROSCADA DIAM 1/2"	987	ml.	\$ 1.50	\$ 1,480.50
Tacos Exp., tuercas y anillos diam 1/2"	600	gb.	\$ 2.10	\$ 1,260.00
CODO DE 90° DIAM 20" 3mm de espesor	2	und.	\$ 210.00	\$ 420.00
CODO DE 90° DIAM 14" 3mm de espesor	3	und.	\$ 144.00	\$ 432.00
CODO DE 45° DIAM 14" 3mm de espesor	1	und.	\$ 108.00	\$ 108.00
CODO DE 90° DIAM 12" 3mm de espesor	2	und.	\$ 115.00	\$ 230.00
BRIDAS SLIP ON DIAM 20"	8	und.	\$ 48.00	\$ 384.00
EMPAQUE PARA BRIDAS DIAM 20"	8	und.	\$ 12.50	\$ 100.00
BRIDAS SLIP ON DIAM 14"	16	und.	\$ 33.60	\$ 537.60
EMPAQUE PARA BRIDAS DIAM 14"	16	und.	\$ 8.75	\$ 140.00
BRIDAS SLIP ON DIAM 12"	8	und.	\$ 28.80	\$ 230.40
EMPAQUE PARA BRIDAS DIAM 12"	8	und.	\$ 7.50	\$ 60.00
PERNOS Y ACCESORIOS PARA BRIDAS	64	gb.	\$ 14.80	\$ 947.20

EXTRACTOR BLOAPCO MODELO 30-2	1	und.	\$ 4,238.82	\$ 4,238.82
MOTOR HEAVY DUTY 460/3/60 DE 25HP	1	und.	\$ 1,344.42	\$ 1,344.42
JUEGO DE BANDAS TIPO "B" DE 2 CANALES	1	gb.	\$ 150.00	\$ 150.00
AISLADORES DE VIBRACIÓN	4	und.	\$ 320.00	\$ 1,280.00
Subtotal de Materiales				\$ 39,944.40

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Costos de Equipos y Herramientas.

En la siguiente tabla se muestran los equipos y herramientas a utilizar, la tarifa según el mercado local, el tiempo de alquiler de los mismos y el costo total.

TABLA 31

COSTOS DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS

COSTOS DE EQUIPOS						
Descripción	Und.	Cant.	Tarifa	Jornal	Rend.	Costo
ROLADORA	costo/kg.	9625.3	\$ 0.12	\$ 1,155.03	1.00	\$ 1,155.03
DOBLADORA	costo/kg.	1618	\$ 0.12	\$ 194.16	1.00	\$ 194.16
TECLE	costo/día	2	\$ 40.00	\$ 80.00	7.00	\$ 560.00
EQUIPO DE SOLDAR	costo/día	4	\$ 35.00	\$ 140.00	14.00	\$ 1,960.00
CORTADORA	costo/hr.	4	\$ 1.18	\$ 4.72	80.00	\$ 377.60
TALADRO	costo/hr.	4	\$ 1.51	\$ 6.04	240.00	\$ 1,449.60
HERRAMIENTAS MENORES	costo/día	7	\$ 6.00	\$ 42.00	37.50	\$ 1,575.00
CUERPO DE ANDAMIO	costo/semana	16	\$ 15.00	\$ 240.00	4.00	\$ 960.00
GRÚA DE 30 TONELADAS	costo/día	1	\$ 750.00	\$ 750.00	2.00	\$ 1,500.00
Subtotal de Equipos						\$ 9,731.39

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Costos de Mano de Obra.

La tabla 32 muestra el personal que estará involucrado en la ejecución de la obra, las actividades que realizarán, el tiempo que les tomará y por último cuánto representa todo esto en cuestión costos.

TABLA 32
COSTOS DE MANO DE OBRA

COSTOS DE MANO DE OBRA						
Descripción	Actividades	Cant.	Jornal/hr.	Costo/hr.	Horas	Costo
INGENIERO MECÁNICO	Supervisión	1	\$ 16.77	\$ 16.77	160	\$ 2,683.08
SOLDADOR	Ciclón, ductería, estructura soportante	4	\$ 9.40	\$ 37.60	240	\$ 9,024.00
AYUDANTE SOLDADOR		4	\$ 6.49	\$ 25.97	240	\$ 6,232.62
MAESTRO INSTALADOR	Montaje de: ciclón, ductería, blower	3	\$ 8.98	\$ 26.95	80	\$ 2,156.31
AYUDANTE INSTALADOR		6	\$ 5.83	\$ 34.97	80	\$ 2,797.29
OFICIAL	Pintura, desmontaje, ubicación de equipos	4	\$ 4.98	\$ 19.92	112	\$ 2,231.18
Subtotal de Mano de Obra						\$ 25,124.47

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Costos de Transporte.

Esta sección detalla los costos de movilización, importación y desaduanización de equipos. En la tabla 33 se puede apreciar el costo que tiene cada uno de estos ítems.

TABLA 33
COSTOS DE TRANSPORTE

COSTOS DE TRANSPORTE				
Descripción	Und.	Cant.	Tarifa	Costo
Transporte desde la adquisición de materiales al taller	und	3	\$ 45.00	\$ 135.00
Transporte de materiales del taller a la obra	und	5	\$ 45.00	\$ 225.00
Importación de equipos	und	1	\$ 1,210.50	\$ 1,210.50
Desaduanización de equipos	und	1	\$ 145.00	\$ 145.00
Total de Transporte				\$ 1,715.50

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Costo del Proyecto.

Teniendo los costos de cada sección mencionada anteriormente, se procede a realizar el presupuesto económico de todo el proyecto adicionando la suma de esos valores un porcentaje del 12% del total de los rubros mencionados anteriormente. La tabla 34 muestra el costo total de este proyecto.

TABLA 34
COSTO TOTAL DEL PROYECTO

COSTO TOTAL DEL PROYECTO	
DESCRIPCIÓN	COSTO
COSTOS DE MATERIALES	\$ 39,944.40
COSTOS DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS	\$ 9,731.39
COSTOS DE MANO DE OBRA	\$ 25,124.47
COSTOS DE TRANSPORTE	\$ 1,715.50
COSTOS DIRECTOS	\$ 76,515.76
COSTOS ADMINISTRATIVOS	\$ 9,181.89
TOTAL	\$ 85,697.65

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Amortización de la Inversión.

Una vez determinado el costo para la implementación de este proyecto, se deberá justificar esta inversión de alguna manera, en este caso es con el tiempo en que esta se amortizará.

Con los datos de las paradas diarias de cada imprenta, se determinan las horas de producción que se pierden por año en promedio. Sabiendo el personal que interviene en cada parada y la producción de cada imprenta, se determina el precio perdido por hora para la empresa.

La tabla 35 muestra un promedio de paradas en horas que tiene cada imprenta en una semana de producción, y al final se muestra el promedio de paradas en horas que se tiene al año.

TABLA 35

PARADAS IMPREVISTAS POR IMPRENTA

PROMEDIO DE PARADAS AL DÍA (EN HORAS)							
DESCRIPCIÓN	LUN	MAR	MIER	JUE	VIE	SÁB	TOTAL
MÁQUINA # 1	0.4	0.32	0.6	0.52	0.4	0.2	2.44
MÁQUINA # 2,3	0.84	0.672	1.26	1.092	0.84	0.42	5.124
MÁQUINA # 4	0	0	0	0	0	0	0
MÁQUINA # 5,6	0	0	0	0	0	0	0
TOTAL HORAS POR SEMANA							7,56
TOTAL HORAS ANUAL							393,33

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

En la tabla 36 se detalla el personal que acude cuando se presenta el problema. También se indica el valor por mano de obra que se pierde anualmente.

TABLA 36

COSTO HR/HOMBRE POR PARADA DE MÁQUINA

COSTO DE MANO DE OBRA			
Descripción	Cant.	Jornal/hr.	Costo/hr.
OPERADOR DE MÁQUINAS	1	\$ 6.01	\$ 6.01
MAESTRO ELECTRO-MECÁNICO	1	\$ 5.18	\$ 5.18
OFICIAL	1	\$ 4.50	\$ 4.50
TOTAL DE COSTO HORA			\$ 15.69
TOTAL DE COSTO ANUAL			\$ 6,172.04

Elaborado por: David Escalante y Leopoldo Zumba, 2013.

Las pérdidas de producción por estas paradas tienen un valor aproximado de \$50,607.36, según dato proporcionado por la empresa de estudio, y sumando lo que se tiene en costo de mano de obra se tiene un total de \$56,779.40 en pérdidas anuales.

$$\text{tiempo de amortización} = \frac{\text{costo de inversión}}{\text{costo de pérdidas anuales}}$$

$$\text{tiempo de amortización} = \frac{\$85,697.65}{\$56,779.40}$$

$$\text{tiempo de amortización} = 1.51 \text{ años}$$

Analizando las pérdidas económicas que ocasionan las paradas imprevistas, se puede concluir que la inversión se amortiza en aproximadamente 1 año y medio, considerando que las paradas imprevistas se reducirán a cero, lo que se traduce en mayor producción y no se generan multas por parte de los clientes por el incumplimiento de los plazos de entrega.

5.2 Cronograma de Actividades.

Una limitación que se tiene es que las líneas de producción no se pueden parar en días laborables, por lo que para el cronograma se tratará de realizar los desmontajes y las nuevas instalaciones en fines de semana en común acuerdo con el departamento de producción. Las demás actividades se realizarán en días normales.

Ya que la implementación de este sistema es de urgencia para la compañía, se planifica una jornada de trabajo de doble turno de 24 horas, y se basarán en los rubros que se tienen del presupuesto para planificar las actividades que se realizarán. En el apéndice G se especifica el cronograma con mayor detalle, en cuanto a actividades, tiempos de trabajos, etc.

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

6.1 Conclusiones.

- Aplicando los conocimientos adquiridos a lo largo del desarrollo académico se ha logrado determinar un diseño funcional, estableciendo el diámetro óptimo y la potencia de motor necesario para todas las imprentas, llegando a confirmar o no la continuidad del mismo.
- La implementación del sistema de transporte neumático resulta viable, ya que los materiales de construcción son de fácil adquisición en el mercado nacional y existe mano de obra capacitada para el desarrollo del mismo. El ventilador es importado por lo que se tendrá que esperar a su llegada para instalarlo.

- Con ayuda del software comercial de diseño estructural SAP2000®, se pudo comprobar que la estructura soportante del ciclón actual soportará la nueva carga debida al ciclón futuro, por lo que no será necesario la construcción de una nueva estructura.

6.2 Recomendaciones.

- Se recomienda la implementación de este proyecto para validar los resultados obtenidos, en común acuerdo con los directivos de la empresa.
- Se recomienda usar este proyecto como modelo para el desarrollo de diseños referentes al transporte neumático de materiales a través de tuberías.
- Realizar mantenimiento al sistema de succión de desperdicios por lo menos 2 veces al año. En este sistema están considerados motores, ventiladores, ductería y ciclón. Esto se debe de realizar cuando las máquinas no estén produciendo, es decir, paradas.
- Para el mantenimiento de las ducterías de las distintas imprentas, se recomienda la instalación de compuertas de inspección [hand-

hole] en lugares estratégicos a lo largo de las distintas líneas de succión.

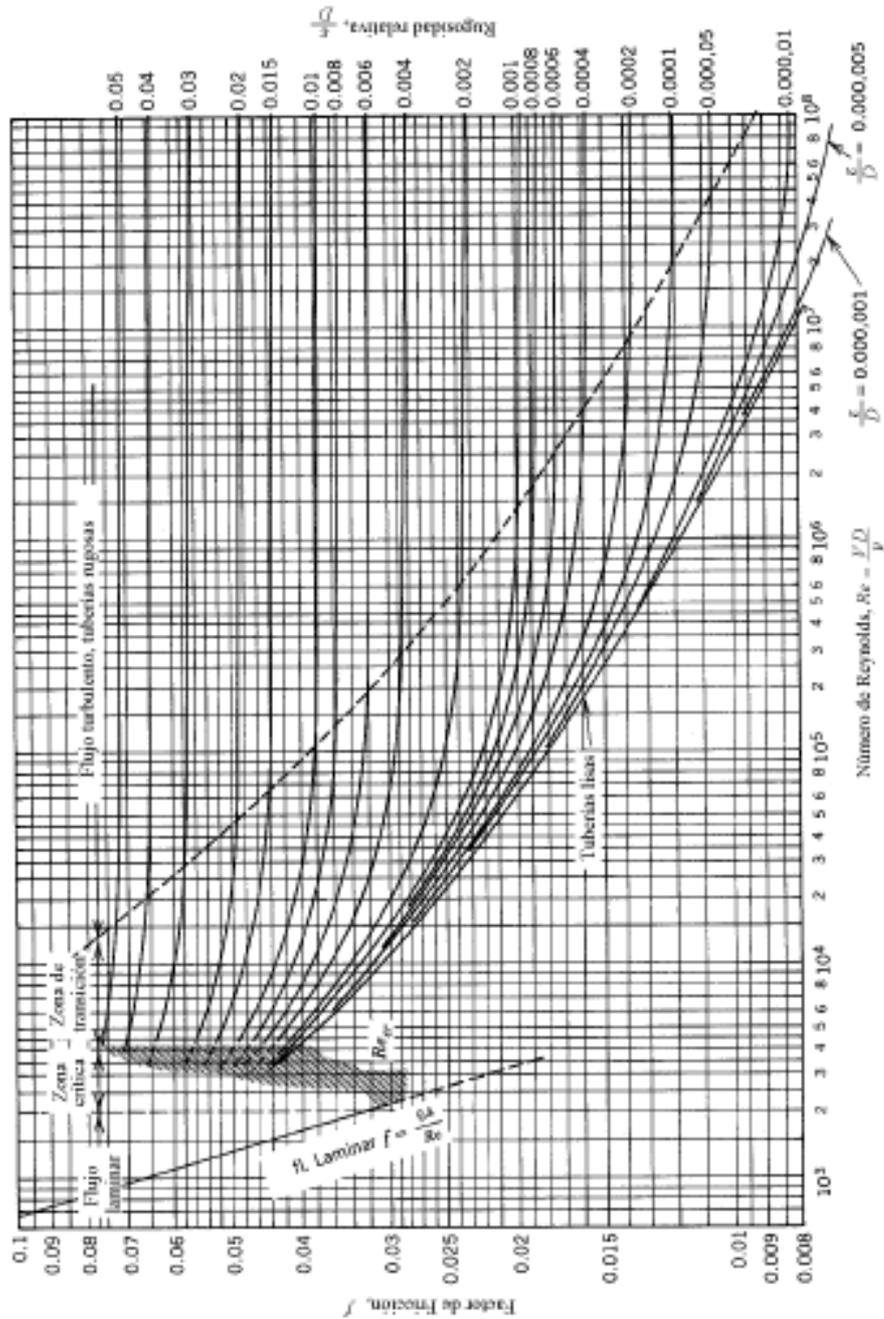
- Para el mantenimiento del ciclón se recomienda la instalación de compuertas de inspección [man-hole] en lugares estratégicos del mismo.
- Al momento de instalar el motor y ventilador en la nueva imprenta, estos tienen que estar bien alineados para evitar, en lo posible, exceso de vibración que puedan afectar a la vida útil de estos equipos.

APÉNDICE A

FIGURAS

FIGURA A.1

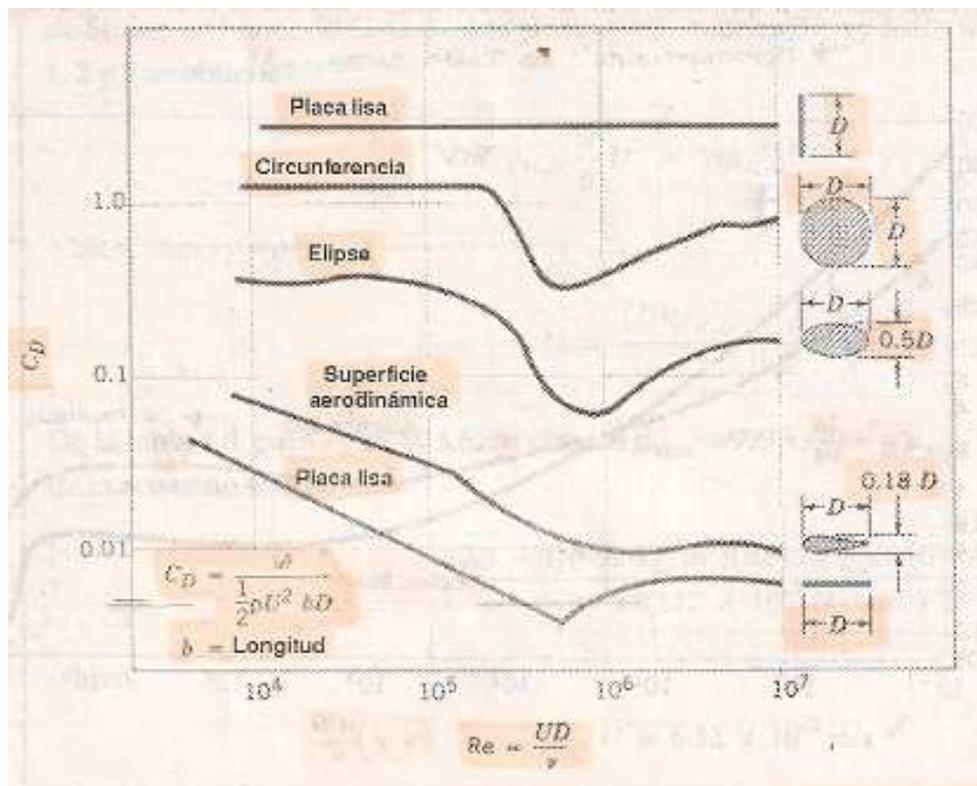
DIAGRAMA DE MOODY



Referencia: Fundamento de Mecánica de Fluidos, Munson, 2007, pág. 480.

FIGURA A.2

CARÁCTER DEL COEFICIENTE DE RESISTENCIA EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE REYNOLDS PARA OBJETOS CON VARIOS GRADOS DE AERODINAMISMO, DESDE UNA PLACA LISA NORMAL AL FLUJO DE CORRIENTE ARRIBA HASTA UNA PLACA PARALELA AL FLUJO



Referencia: Fundamento de Mecánica de Fluidos, Munson, 2007, pág. 584.

APÉNDICE B

TABLAS

TABLA B.1

PROPIEDADES FÍSICAS DEL AIRE A PRESIÓN ATMOSFÉRICA NORMAL

Temperatura °C	Densidad ρ (kg/m ³)	Peso específico ^b , γ (N/m ³)	Viscosidad dinámica, μ (N·s/m ²)	Viscosidad cinemática, ν (m ² /s)	Razón de calores específicos, k (—)	Velocidad del sonido, c (m/s)
-40	1.514	14.85	1.57 E-5	1.04 E-5	1.401	306.2
-20	1.395	13.68	1.63 E-5	1.17 E-5	1.401	319.1
0	1.292	12.67	1.71 E-5	1.32 E-5	1.401	331.4
5	1.269	12.45	1.73 E-5	1.36 E-5	1.401	334.4
10	1.247	12.23	1.76 E-5	1.41 E-5	1.401	337.4
15	1.225	12.01	1.80 E-5	1.47 E-5	1.401	340.4
20	1.204	11.81	1.82 E-5	1.51 E-5	1.401	343.3
25	1.184	11.61	1.85 E-5	1.56 E-5	1.401	346.3
30	1.165	11.43	1.86 E-5	1.60 E-5	1.400	349.1
40	1.127	11.05	1.87 E-5	1.66 E-5	1.400	354.7
50	1.109	10.88	1.95 E-5	1.76 E-5	1.400	360.3
60	1.060	10.40	1.97 E-5	1.86 E-5	1.399	365.7
70	1.029	10.09	2.03 E-5	1.97 E-5	1.399	371.2
80	0.9996	9.803	2.07 E-5	2.07 E-5	1.399	376.6
90	0.9721	9.533	2.14 E-5	2.20 E-5	1.398	381.7
100	0.9461	9.278	2.17 E-5	2.29 E-5	1.397	386.9
200	0.7461	7.317	2.53 E-5	3.39 E-5	1.390	434.5
300	0.6159	6.040	2.98 E-5	4.84 E-5	1.379	476.3
400	0.5243	5.142	3.32 E-5	6.34 E-5	1.368	514.1
500	0.4565	4.477	3.64 E-5	7.97 E-5	1.357	548.8
1000	0.2772	2.719	5.04 E-5	1.82 E-4	1.321	694.8

Referencia: Fundamento de Mecánica de Fluidos, Munson, 2007, pág. 833.

TABLA B.2

COEFICIENTES DE PÉRDIDA PARA COMPONENTES DE TUBERÍAS

Componente	K_L	
a. Tubos acodados		
Regular de 90°, embreadado	0.2	
Regular de 90°, roscado	1.5	
De 90° con gran radio, embreadado	0.2	
De 90° con gran radio, roscado	0.7	
De 45° con gran radio, embreadado	0.2	
Regular de 45°, roscado	0.4	
b. Codos de 180°		
Codo de 180°, embreadado	0.2	
Codo de 180°, roscado	1.5	
c. Conexiones en T		
Flujo de línea, embreadado	0.2	
Flujo de línea, roscado	0.9	
Flujo derivado, embreadado	1.0	
Flujo derivado, roscado	2.0	
d. Unión, roscada		
	0.08	
e. Válvulas		
Esférica, totalmente abierta	10	
Angular, totalmente abierta	2	
De compuerta, totalmente abierta	0.15	
De compuerta, 1/4 cerrada	0.26	
De compuerta, 1/2 cerrada	2.1	
De compuerta, 3/4 cerrada	17	
De rotación a brida, flujo hacia adelante	2	
De rotación a brida, flujo hacia atrás	5	
De bola, totalmente abierta	0.05	
De bola, 1/4 cerrada	5.5	
De bola, 3/4 cerrada	50	

Referencia: Fundamento de Mecánica de Fluidos, Munson, 2007, pág. 491.

TABLA B.3

RUGOSIDAD EQUIVALENTE PARA TUBOS NUEVOS

Tubo	Rugosidad equivalente, ϵ	
	Pies	Milímetros
Acero de remaches	0.003–0.03	0.9–9.0
Concreto	0.001–0.01	0.3–3.0
Tubería de duelas de madera	0.0006–0.003	0.18–0.9
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Acero comercial o hierro forjado	0.00015	0.045
Tubería estirada	0.000005	0.0015
Plástico, vidrio	0.0 (liso)	0.0 (liso)

Referencia: Fundamento de Mecánica de Fluidos, Munson, 2007, pág. 478.

TABLA B.4**CARACTERÍSTICA DE LOS CICLONES CONVENCIONALES**

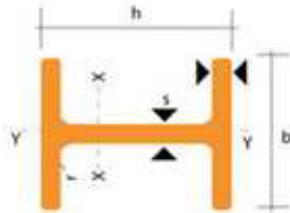
Dimensión	Nomenclatura	Tipo de ciclón			
		Lapple	Swift	Peterson-Whitby	Zenz
Diámetro del ciclón	Dc/Dc	1.0	1.0	1.0	1.0
Altura de entrada	a/Dc	0.5	0.5	0.583	0.5
Ancho de entrada	b/Dc	0.25	0.25	0.208	0.25
Altura de salida	S/Dc	0.625	0.6	0.583	0.75
Diámetro de salida	Ds/Dc	0.5	0.5	0.5	0.5
Altura parte cilíndrica	h/Dc	2.0	1.75	1.333	2.0
Altura parte cónica	z/Dc	2.0	2.0	1.837	2.0
Altura total del ciclón	H/Dc	4.0	3.75	3.17	4.0
Diámetro salida partículas	B/Dc	0.25	0.4	0.5	0.25
Factor de configuración	G	402.88	381.79	342.29	425.41
Número cabezas de velocidad	NH	8.0	8.0	7.76	8.0
Número de vórtices	N	6.0	5.5	3.9	6.0

Referencia: Diseño Óptimo de Ciclones, C. Echeverri.

TABLA B.5

DIMENSIONES GENERALES DE VIGAS HEB

CALIDAD ASTM A36
OTRAS CALIDADES PREVIA CONSULTA
LARGO NORMAL 6.00m Y 12.00m
OTROS LARGOS PREVIA CONSULTA
ACABADO NATURAL
OTRO ACABADO PREVIA CONSULTA



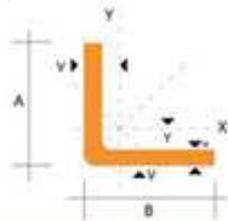
DENOMINACION	DIMENSIONES					SECCION PESOS		TIPOS			
	h	b	s	t	r	cm ²	Kg/mt	I _x	I _y	W _x	W _y
	mm	mm	mm	mm	mm			cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³
HEB 100	100	100	6.00	10.00	12	26.00	20.40	450	167	89	33.50
HEB 120	120	120	6.50	11.00	12	34.00	26.70	864	318	144	52.90
HEB 140	140	140	7.00	12.00	12	43.00	33.70	1510	550	216	78.50
HEB 160	160	160	8.00	13.00	15	54.30	42.60	2490	889	311	111.00
HEB 180	180	180	8.50	14.00	15	65.30	51.20	3830	1360	426	151.00
HEB 200	200	200	9.00	15.00	18	78.10	61.30	5700	2000	570	200.00
HEB 220	220	220	9.50	16.00	18	91.00	71.50	8090	2840	736	258.00
HEB 240	240	240	10.00	17.00	21	106.00	83.20	11260	3920	938	327.00
HEB 260	260	260	10.00	17.50	24	118.00	93.00	14920	5130	1150	395.00
HEB 280	280	280	10.50	18.00	24	131.00	103.00	19270	6590	1380	471.00
HEB 300	300	300	11.00	19.00	27	149.00	117.00	25170	8560	1680	571.00
HEB 320	320	300	11.50	20.50	27	161.00	127.00	30820	9240	1930	616.00

Referencia: DIPAC, Productos de Acero, Ecuador.

TABLA B.6

DIMENSIONES GENERALES DE ÁNGULOS L

NOMBRE PERFILES ESTRUCTURALES-
 ANGULOS "L" DOBLADO
OTRAS PREVIA CONSULTA
CALIDADES
LARGO L 6,0m
OTROS PREVIA CONSULTA
LARGOS
ESPEORES DESDE 1,5mm HASTA 12,0mm
ACABADO NATURAL
OTRO PREVIA CONSULTA
ACABADO



DIMENSIONES			PESOS		SECCION	EJE X-X		EJE Y-Y		EJE U-U	EJE V-V
A	B	e	6 metros	1 metro		I	W	I	X+Y	I	I
mm	mm	mm	Kg	Kg	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm	cm
100	100	5	45.18	7.53	9.59	95.50	13.10	3.16	2.73	4.01	1.95
100	100	6	54.72	9.12	11.40	112.50	15.58	3.14	2.78	4.00	1.92
100	100	8	71.76	11.96	14.95	144.63	20.29	3.11	2.87	3.97	1.89
100	100	10	88.14	14.69	18.36	173.85	24.73	3.08	2.97	3.94	1.83
100	100	12	105.12	17.52	21.63	201.12	28.98	3.05	3.06	3.92	1.82
100	100	14	120.42	20.07	24.78	225.60	32.98	3.02	3.16	3.89	1.75
125	125	5	58.94	9.49	12.10	190.00	20.80	3.96	3.35	5.03	2.46
125	125	6	69.12	11.52	14.40	224.55	24.67	3.95	3.40	5.02	2.44
125	125	8	90.96	15.16	18.95	290.90	32.29	3.92	3.49	4.99	2.47
125	125	10	112.14	18.69	23.36	353.10	39.63	3.89	3.59	4.96	2.35
125	125	12	134.28	22.38	27.63	411.29	46.63	3.86	3.68	4.94	2.32
125	125	14	154.44	25.74	31.78	465.43	53.38	3.83	3.78	4.91	2.27
150	150	6	83.52	13.92	17.40	393.59	35.88	4.75	4.03	6.04	2.94
150	150	8	110.16	18.36	22.95	512.45	47.10	4.72	4.12	6.01	2.92
150	150	10	136.14	22.69	28.36	625.31	57.95	4.69	4.21	5.98	2.87
150	150	12	163.14	27.24	33.60	732.00	68.50	4.67	4.31	5.96	2.84
150	150	14	183.60	30.60	37.78	833.33	78.62	4.64	4.40	5.93	2.79
175	175	6	99.18	16.53	20.41	631.44	49.14	5.56	4.65	7.06	3.45
175	175	8	131.22	21.87	26.90	825.00	64.70	5.53	4.74	7.03	3.43
175	175	10	160.20	26.70	33.40	1010.00	79.80	5.50	4.84	7.01	3.38

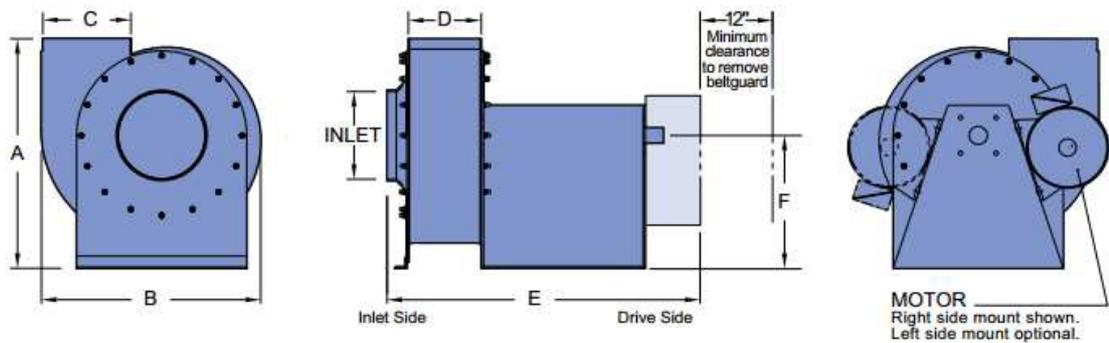
Referencia: DIPAC, Productos de Acero, Ecuador.

TABLA B.7

DIMENSIONES GENERALES DE VENTILADORES INDUSTRIALES
BLOAPCO

Fan Dimensions										
Model	A	B	C	Outlet D	Inlet	E	F	Shaft Dia.	CFM	Weight
15-3*	22 5/8" 575 mm	19" 483 mm	7" 178 mm	4 13/16" 122 mm	7 1/2" 191 mm	26 7/8" 683 mm	13" 330 mm	1 3/16" 30 mm	1,200 cfm 2,039 m³/h	125 lbs 57 Kg
25-4*	27 1/2" 699 mm	28 5/16" 719 mm	9" 229 mm	9" 229 mm	10" 254 mm	36" 914 mm	16" 406 mm	1 11/16" 43 mm	3,000 cfm 5,100 m³/h	285 lbs 129 Kg
25-2*	30" 762 mm	28 7/8" 733 mm	11 1/2" 292 mm	9 1/2" 241 mm	11 5/8" 295 mm	45 1/2" 1156 mm	17" 432 mm	2 3/16" 56 mm	4,000 cfm 6,796 m³/h	410 lbs 186 Kg
30-2*	34" 864 mm	33 5/8" 854 mm	13 1/2" 343 mm	11" 279 mm	13 3/4" 349 mm	49 1/4" 1257 mm	19" 483 mm	2 7/16" 62 mm	6,000 cfm 10,194 m³/h	500 lbs 227 Kg
35-2*	38" 965 mm	36 1/8" 918 mm	14 1/2" 368 mm	12" 305 mm	14 1/2" 368 mm	51 1/8" 1299 mm	22" 559 mm	2 7/16" 62 mm	7,000 cfm 11,893 m³/h	635 lbs 288 Kg
40-2*	42" 1067 mm	41 1/4" 1048 mm	16 1/2" 419 mm	13 1/2" 343 mm	16 1/2" 419 mm	53 1/4" 1353 mm	24" 610 mm	2 7/16" 62 mm	8,000 cfm 13,592 m³/h	850 lbs 386 Kg
45-2*	46 1/2" 1181 mm	46 3/8" 1178 mm	18 1/2" 470 mm	15" 381 mm	18 1/2" 470 mm	54 3/4" 1391 mm	26 1/2" 673 mm	2 15/16" 75 mm	11,000 cfm 18,689 m³/h	975 lbs 442 Kg
50-2*	52 1/2" 1334 mm	51 7/8" 1318 mm	20 1/2" 521 mm	17" 432 mm	20 1/2" 521 mm	59 3/4" 1518 mm	30" 762 mm	3 7/16" 87 mm	14,000 cfm 23,786 m³/h	1,400 lbs 635 Kg
55-2*	57" 1448 mm	57 7/8" 1470 mm	23" 584 mm	19" 483 mm	23 1/2" 597 mm	61 7/8" 1565 mm	32" 813 mm	3 7/16" 87 mm	17,000 cfm 28,883 m³/h	1,600 lbs 726 Kg
60-2*	62 1/2" 1588 mm	64 3/16" 1630 mm	25 1/2" 648 mm	21" 533 mm	25 1/2" 648 mm	63 7/8" 1622 mm	35" 889 mm	3 7/16" 87 mm	22,000 cfm 37,378 m³/h	1,850 lbs 839 Kg

*For more detailed measurement and specification information, refer to the Tech Sheet corresponding to the model number (i.e. Tech Sheet 15-3, Tech Sheet 25-2, etc.) or visit our website at bloapco/techsheets.



Referencia: Bloapco, Blower Application Company, Inc.

APÉNDICE C

CÁLCULOS

SISTEMA ACTUAL

CÁLCULO C.1

DIMENSIONAMIENTO DE LA DUCTERÍA DEL SISTEMA ACTUAL

MÁQUINA# 1

$$d_{\text{óptimo}} = \left[\left(\frac{4 * 1.887}{14.96 * \pi} \right)^2 * \frac{1}{9.82} \right]^{1/5}$$
$$d_{\text{óptimo}} = 0.3048 \text{ m} * \frac{1 \text{ pulg}}{0.0254 \text{ m}}$$
$$d_{\text{óptimo}} = 12 \text{ pulg.}$$

MÁQUINA# 2,3

$$d_{\text{óptimo}} = \left[\left(\frac{4 * 3.492}{14.96 * \pi} \right)^2 * \frac{1}{9.82} \right]^{1/5}$$
$$d_{\text{óptimo}} = 0.3898 \text{ m} * \frac{1 \text{ pulg}}{0.0254 \text{ m}}$$
$$d_{\text{óptimo}} = 15.35 \text{ pulg.}$$

MÁQUINA# 4

$$d_{\text{óptimo}} = \left[\left(\frac{4 * 1.887}{14.96 * \pi} \right)^2 * \frac{1}{9.82} \right]^{1/5}$$
$$d_{\text{óptimo}} = 0.3048 \text{ m} * \frac{1 \text{ pulg}}{0.0254 \text{ m}}$$
$$d_{\text{óptimo}} = 12 \text{ pulg.}$$

MÁQUINA# 5,6

$$d_{\text{óptimo}} = \left[\left(\frac{4 * 1.887}{14.96 * \pi} \right)^2 * \frac{1}{9.82} \right]^{1/5}$$
$$d_{\text{óptimo}} = 0.3048 \text{ m} * \frac{1 \text{ pulg}}{0.0254 \text{ m}}$$
$$d_{\text{óptimo}} = 12 \text{ pulg.}$$

CÁLCULO C.2

CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN LOS DUCTOS DE SUCCIÓN DEL SISTEMA ACTUAL

MÁQUINA# 1 d=12"

$$h_f = f \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

$$Re = \frac{V * d}{\nu} = \frac{25.87[\text{m/s}] * 0.3048[\text{m}]}{1.46 * 10^{-6}[\text{m}^2/\text{s}]}$$

$$Re = 540125.8$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.045 * 10^{-3}[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]}$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = 0.147 * 10^{-3}$$

Con Figura A. 1; $f = 0.0145$

Con Isométrico D. 2

$$L = 9.43 + 7.25 + 56.53 + 11.9$$

$$L = 85.11[\text{m}]$$

$$h_f = 0.0145 * \frac{85.11[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]} * \frac{25.87^2[\text{m/s}]^2}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_f = 138.13[\text{m}]$$

$$h_{ac} = \sum K_l * \frac{V^2}{2g}$$

Con Isométrico D. 2. y Tabla B. 2

$$h_{ac} = 0.6 * \frac{25.87^2 [\text{m/s}]^2}{2 * 9.81 [\text{m/s}^2]}$$

$$h_{ac} = 20.47 [\text{m}]$$

$$h_{sol} = EC_d \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

Con Re y Figura A. 2 con Placa Paralela al Flujo; $Cd = 0.0052$

$$h_{sol} = 14 * 0.0052 * \frac{85.11 [\text{m}]}{0.3048 [\text{m}]} * \frac{25.87^2 [\text{m/s}]^2}{2 * 9.81 [\text{m/s}^2]}$$

$$h_{sol} = 693.53 [\text{m}]$$

Con Isométrico D. 8; $\Delta z = 11.93$

$$\Delta P = (\Delta z + h_{l_{\text{fluido}}} + h_{l_{\text{accesorios}}} + h_{l_{\text{sólido}}}) * \gamma$$

$$\Delta P = (11.93 + 138.13 + 20.47 + 693.53) [\text{m}] * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\Delta P = 10426.05 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH}_2\text{O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 41.85 [\text{pulgH}_2\text{O}]$$

MÁQUINA# 2,3 d=14''

$$h_f = f \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

$$Re = \frac{V * d}{\nu} = \frac{35.16 [\text{m/s}] * 0.3556 [\text{m}]}{1.46 * 10^{-6} [\text{m}^2/\text{s}]}$$

$$Re = 856485.18$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.045 * 10^{-3}[\text{m}]}{0.3556[\text{m}]}$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = 0.126 * 10^{-3}$$

Con Figura A. 1; $f = 0.0138$

Con Isométrico D. 3

$$L = 9.43 + 19.93 + 46.16 + 16.62$$

$$L = 92.14[\text{m}]$$

$$h_f = 0.0138 * \frac{92.14[\text{m}]}{0.3556[\text{m}]} * \frac{35.16^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_f = 225.36[\text{m}]$$

$$h_{ac} = \sum K_l * \frac{V^2}{2g}$$

Con Isométrico D. 3 y Tabla B. 2

$$h_{ac} = 0.6 * \frac{35.16^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_{ac} = 37.81[\text{m}]$$

$$h_{sol} = EC_d \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

Con Re y Figura A. 2 con Placa Paralela al Flujo; $Cd = 0.0048$

$$h_{sol} = 14 * 0.0048 * \frac{92.14[\text{m}]}{0.3556[\text{m}]} * \frac{35.16^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_{sol} = 1097.43[\text{m}]$$

Con Isométrico D. 8; $\Delta z = 11.93$

$$\Delta P = (\Delta z + h_{l_{\text{fluido}}} + h_{l_{\text{accesorios}}} + h_{l_{\text{sólido}}}) * \gamma$$

$$\Delta P = (11.93 + 225.36 + 37.81 + 1097.43)[\text{m}] * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\Delta P = 16561.58[\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1[\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 66.48[\text{pulgH2O}]$$

MÁQUINA# 4 d=12"

$$h_f = f \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

$$\text{Re} = \frac{V * d}{\nu} = \frac{25.87[\text{m/s}] * 0.3048[\text{m}]}{1.46 * 10^{-6}[\text{m}^2/\text{s}]}$$

$$\text{Re} = 540125.8$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.045 * 10^{-3}[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]}$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = 0.147 * 10^{-3}$$

Con Figura A. 1; $f = 0.0145$

Con Isométrico D. 4

$$L = 9.43 + 7.24 + 28.87$$

$$L = 45.54[\text{m}]$$

$$h_f = 0.0145 * \frac{45.54[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]} * \frac{25.87^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_f = 73.91[\text{m}]$$

$$h_{ac} = \sum K_l * \frac{V^2}{2g}$$

Con Isométrico D. 4 y Tabla B. 2

$$h_{ac} = 0.4 * \frac{25.87^2 [\text{m/s}]^2}{2 * 9.81 [\text{m/s}^2]}$$

$$h_{ac} = 13.64 [\text{m}]$$

$$h_{sol} = EC_d \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

Con Re y Figura A. 2 con Placa Paralela al Flujo; $Cd = 0.0052$

$$h_{sol} = 14 * 0.0052 * \frac{45.54 [\text{m}]}{0.3048 [\text{m}]} * \frac{25.87^2 [\text{m/s}]^2}{2 * 9.81 [\text{m/s}^2]}$$

$$h_{sol} = 371.09 [\text{m}]$$

Con Isométrico D. 8; $\Delta z = 11.93$

$$\Delta P = (\Delta z + h_{l_{\text{fluido}}} + h_{l_{\text{accesorios}}} + h_{l_{\text{sólido}}}) * \gamma$$

$$\Delta P = (11.93 + 73.91 + 13.64 + 371.09) [\text{m}] * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\Delta P = 5678.13 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 22.79 [\text{pulgH2O}]$$

MÁQUINA# 5,6 d=12''

$$h_f = f \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

$$Re = \frac{V * d}{\nu} = \frac{25.87 [\text{m/s}] * 0.3048 [\text{m}]}{1.46 * 10^{-6} [\text{m}^2/\text{s}]}$$

$$Re = 540125.8$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.045 * 10^{-3}[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]}$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = 0.147 * 10^{-3}$$

Con Figura A. 1; $f = 0.0145$

Con Isométrico D. 5

$$L = 9.43 + 0.39 + 45.14$$

$$L = 54.96[\text{m}]$$

$$h_f = 0.0145 * \frac{54.96[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]} * \frac{25.87^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_f = 89.20[\text{m}]$$

$$h_{ac} = \sum K_l * \frac{V^2}{2g}$$

Con Isométrico D. 5 y Tabla B. 2

$$h_{ac} = 0.4 * \frac{25.87^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_{ac} = 13.64[\text{m}]$$

$$h_{sol} = EC_d \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

Con Re y Figura A. 2 con Placa Paralela al Flujo; $Cd = 0.0052$

$$h_{sol} = 14 * 0.0052 * \frac{54.96[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]} * \frac{25.87^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_{sol} = 447.85[\text{m}]$$

Con Isométrico D.8 ; $\Delta z = 11.93$

$$\Delta P = (\Delta z + h_{\text{fluido}} + h_{\text{accesorios}} + h_{\text{sólido}}) * \gamma$$

$$\Delta P = (11.93 + 89.20 + 13.64 + 447.85)[\text{m}] * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\Delta P = 6788.82[\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1[\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 27.25[\text{pulgH2O}]$$

CÁLCULO C.3

CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN DEL CICLÓN DEL SISTEMA ACTUAL

MÁQUINA# 1 d=12"

$$\Delta P = \frac{1}{2} * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 25.87 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 1.887 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] * \frac{16}{(1)^2 [\text{m}]^2}$$

$$\Delta P = 481.12 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 1.931 [\text{pulgH2O}]$$

MÁQUINA# 2,3 d=14"

$$\Delta P = \frac{1}{2} * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 35.16 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 3.492 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] * \frac{16}{(1)^2 [\text{m}]^2}$$

$$\Delta P = 1207.45 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 4.847 [\text{pulgH2O}]$$

MÁQUINA# 4 d=12"

$$\Delta P = \frac{1}{2} * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 25.87 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 1.887 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] * \frac{16}{(1)^2 [\text{m}]^2}$$

$$\Delta P = 481.12 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 1.931 [\text{pulgH2O}]$$

MÁQUINA# 5,6 d=12"

$$\Delta P = \frac{1}{2} * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 25.87 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 1.887 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] * \frac{16}{(1)^2 [\text{m}]^2}$$

$$\Delta P = 481.12 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 1.931 [\text{pulgH2O}]$$

CORRUGADORA d=12"

$$\Delta P = \frac{1}{2} * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 25.87 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 1.887 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] * \frac{16}{(1)^2 [\text{m}]^2}$$

$$\Delta P = 481.12 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 1.931 [\text{pulgH2O}]$$

TRITURADORA d=12"

$$\Delta P = \frac{1}{2} * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 25.87 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 1.887 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] * \frac{16}{(1)^2 [\text{m}]^2}$$

$$\Delta P = 481.12 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 1.931 [\text{pulgH2O}]$$

CÁLCULO C.4

CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL VENTILADOR Y MOTOR DEL SISTEMA ACTUAL

MÁQUINA# 1 d=12"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(41.85 + 1.93)[\text{pulgH2O}] * 4000[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 27.55 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{27.55 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 32.42 \text{ Hp}$$

MÁQUINA# 2,3 d=14"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(66.48 + 4.84)[\text{pulgH2O}] * 7400[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 83.05 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{83.05 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 97.70 \text{ Hp}$$

MÁQUINA# 4 d=12"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(22.79 + 1.93)[\text{pulgH2O}] * 4000[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 15.56 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{15.56 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 18.30 \text{ Hp}$$

MÁQUINA# 5,6 d=12"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(27.25 + 1.93)[\text{pulgH2O}] * 4000[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 18.36 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{18.36 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 21.60 \text{ Hp}$$

SISTEMA FUTURO

CÁLCULO C.5

CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN LOS DUCTOS DE SUCCIÓN DEL SISTEMA FUTURO

MÁQUINA# 1 d=12"

$$h_f = f \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

$$Re = \frac{V * d}{\nu} = \frac{25.87[\text{m/s}] * 0.3048[\text{m}]}{1.46 * 10^{-6}[\text{m}^2/\text{s}]}$$

$$Re = 540125.8$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.045 * 10^{-3}[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]}$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = 0.147 * 10^{-3}$$

Con Figura A. 1; $f = 0.0145$

Con Isométrico D. 10

$$L = 9.05 + 7.25 + 35.45 + 10.97 + 20.48$$

$$L = 80.2[\text{m}]$$

$$h_f = 0.0145 * \frac{80.2[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]} * \frac{25.87^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_f = 130.16[\text{m}]$$

$$h_{ac} = \sum K_l * \frac{V^2}{2g}$$

Con Isométrico D. 10 y Tabla B. 2

$$h_{ac} = 0.8 * \frac{25.87^2 [\text{m/s}]^2}{2 * 9.81 [\text{m/s}^2]}$$

$$h_{ac} = 27.29 [\text{m}]$$

$$h_{sol} = EC_d \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

Con Re y Figura A. 2 con Placa Paralela al Flujo; $Cd = 0.0052$

$$h_{sol} = 14 * 0.0052 * \frac{80.2 [\text{m}]}{0.3048 [\text{m}]} * \frac{25.87^2 [\text{m/s}]^2}{2 * 9.81 [\text{m/s}^2]}$$

$$h_{sol} = 653.52 [\text{m}]$$

Con Isométrico D. 17; $\Delta z = 11.52$

$$\Delta P = (\Delta z + h_{l_{\text{fluido}}} + h_{l_{\text{accesorios}}} + h_{l_{\text{sólido}}}) * \gamma$$

$$\Delta P = (11.52 + 130.16 + 27.29 + 653.52) [\text{m}] * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\Delta P = 9924.51 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH}_2\text{O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 39.84 [\text{pulgH}_2\text{O}]$$

MÁQUINA# 1 d=14"

$$h_f = f \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

$$Re = \frac{V * d}{\nu} = \frac{19 [\text{m/s}] * 0.3556 [\text{m}]}{1.46 * 10^{-6} [\text{m}^2/\text{s}]}$$

$$Re = 462964.96$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.045 * 10^{-3}[\text{m}]}{0.3556[\text{m}]}$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = 0.126 * 10^{-3}$$

Con Figura A. 1; $f = 0.0149$

Con Isométrico D. 10

$$L = 9.05 + 7.25 + 35.45 + 10.97 + 20.48$$

$$L = 80.20[\text{m}]$$

$$h_f = 0.0149 * \frac{80.20[\text{m}]}{0.3556[\text{m}]} * \frac{19^2[\text{m/s}]^2}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_f = 61.88[\text{m}]$$

$$h_{ac} = \sum K_l * \frac{V^2}{2g}$$

Con Isométrico D. 10 y Tabla B. 2

$$h_{ac} = 0.8 * \frac{19^2[\text{m/s}]^2}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_{ac} = 14.73[\text{m}]$$

$$h_{sol} = EC_d \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

Con Re y Figura A. 2 con Placa Paralela al Flujo; $Cd = 0.006$

$$h_{sol} = 14 * 0.006 * \frac{80.20[\text{m}]}{0.3556[\text{m}]} * \frac{19^2[\text{m/s}]^2}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_{sol} = 348.88[\text{m}]$$

Con Isométrico D. 17; $\Delta z = 11.52$

$$\Delta P = (\Delta z + h_{\text{fluidido}} + h_{\text{accesorios}} + h_{\text{sólido}}) * \gamma$$

$$\Delta P = (11.52 + 61.88 + 14.73 + 348.88)[\text{m}] * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\Delta P = 5273.15[\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1[\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 21.17[\text{pulgH2O}]$$

MÁQUINA# 2,3 d=16"

$$h_f = f \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

$$\text{Re} = \frac{V * d}{\nu} = \frac{26.92[\text{m/s}] * 0.4064[\text{m}]}{1.46 * 10^{-6}[\text{m}^2/\text{s}]}$$

$$\text{Re} = 749424.53$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.045 * 10^{-3}[\text{m}]}{0.4064[\text{m}]}$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = 0.110 * 10^{-3}$$

Con Figura A. 1; $f = 0.0139$

Con Isométrico D. 11

$$L = 8.59 + 29.44 + 62.27$$

$$L = 100.3[\text{m}]$$

$$h_f = 0.0139 * \frac{100.3[\text{m}]}{0.4064[\text{m}]} * \frac{26.92^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_f = 126.74[\text{m}]$$

$$h_{ac} = \sum K_l * \frac{V^2}{2g}$$

Con Isométrico D. 11 y Tabla B. 2

$$h_{ac} = 0.4 * \frac{26.92^2 [\text{m/s}]^2}{2 * 9.81 [\text{m/s}^2]}$$

$$h_{ac} = 14.77 [\text{m}]$$

$$h_{sol} = EC_d \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

Con Re y Figura A. 2 con Placa Paralela al Flujo; $Cd = 0.004$

$$h_{sol} = 14 * 0.004 * \frac{100.3 [\text{m}]}{0.4064 [\text{m}]} * \frac{26.92^2 [\text{m/s}]^2}{2 * 9.81 [\text{m/s}^2]}$$

$$h_{sol} = 510.61 [\text{m}]$$

Con Isométrico D. 17; $\Delta z = 11.01$

$$\Delta P = (\Delta z + h_{l_{\text{fluido}}} + h_{l_{\text{accesorios}}} + h_{l_{\text{sólido}}}) * \gamma$$

$$\Delta P = (11.01 + 126.74 + 14.77 + 510.61) [\text{m}] * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\Delta P = 8001.65 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH}_2\text{O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 32.12 [\text{pulgH}_2\text{O}]$$

MÁQUINA# 2,3 d=18"

$$h_f = f \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

$$Re = \frac{V * d}{\nu} = \frac{21.27 [\text{m/s}] * 0.4572 [\text{m}]}{1.46 * 10^{-6} [\text{m}^2/\text{s}]}$$

$$Re = 666155.14$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.045 * 10^{-3}[\text{m}]}{0.4572[\text{m}]}$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = 0.0984 * 10^{-3}$$

Con Figura A. 1; $f = 0.014$

Con Isométrico D. 11

$$L = 8.59 + 29.44 + 62.27$$

$$L = 100.3[\text{m}]$$

$$h_f = 0.014 * \frac{100.3[\text{m}]}{0.4572[\text{m}]} * \frac{21.27^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_f = 70.83[\text{m}]$$

$$h_{ac} = \sum K_l * \frac{V^2}{2g}$$

Con Isométrico D. 11 y Tabla B. 2

$$h_{ac} = 0.4 * \frac{21.27^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_{ac} = 9.22[\text{m}]$$

$$h_{sol} = EC_d \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

Con Re y Figura A. 2 con Placa Paralela al Flujo; $Cd = 0.0044$

$$h_{sol} = 14 * 0.0044 * \frac{100.3[\text{m}]}{0.4572[\text{m}]} * \frac{21.27^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_{sol} = 311.69[\text{m}]$$

Con Isométrico D. 11; $\Delta z = 11.01$

$$\Delta P = (\Delta z + h_{l_{\text{fluido}}} + h_{l_{\text{accesorios}}} + h_{l_{\text{sólido}}}) * \gamma$$

$$\Delta P = (11.01 + 70.83 + 9.22 + 311.69)[\text{m}] * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\Delta P = 4859.85[\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1[\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 19.51[\text{pulgH2O}]$$

MÁQUINA# 2,3 d=20"

$$h_f = f \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

$$\text{Re} = \frac{V * d}{\nu} = \frac{17.23[\text{m/s}] * 0.508[\text{m}]}{1.46 * 10^{-6}[\text{m}^2/\text{s}]}$$

$$\text{Re} = 599539.62$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.045 * 10^{-3}[\text{m}]}{0.508[\text{m}]}$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = 0.0885 * 10^{-3}$$

Con Figura A. 1; $f = 0.0148$

Con Isométrico D. 11

$$L = 8.59 + 29.44 + 62.27$$

$$L = 100.3[\text{m}]$$

$$h_f = 0.0148 * \frac{100.3[\text{m}]}{0.508[\text{m}]} * \frac{17.23^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_f = 44.22[\text{m}]$$

$$h_{ac} = \sum K_l * \frac{V^2}{2g}$$

Con Isométrico D. 11 y Tabla B. 2

$$h_{ac} = 0.4 * \frac{17.23^2 [\text{m/s}]^2}{2 * 9.81 [\text{m/s}^2]}$$

$$h_{ac} = 6.05 [\text{m}]$$

$$h_{sol} = EC_d \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

Con Re y Figura A. 2 con Placa Paralela al Flujo; $Cd = 0.0048$

$$h_{sol} = 14 * 0.0048 * \frac{100.3 [\text{m}]}{0.508 [\text{m}]} * \frac{17.23^2 [\text{m/s}]^2}{2 * 9.81 [\text{m/s}^2]}$$

$$h_{sol} = 200.78 [\text{m}]$$

Con Isométrico D. 17; $\Delta z = 11.01$

$$\Delta P = (\Delta z + h_{l_{\text{fluido}}} + h_{l_{\text{accesorios}}} + h_{l_{\text{sólido}}}) * \gamma$$

$$\Delta P = (11.01 + 44.22 + 6.05 + 200.78) [\text{m}] * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\Delta P = 3162.14 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH}_2\text{O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 12.69 [\text{pulgH}_2\text{O}]$$

MÁQUINA# 4 d=12"

$$h_f = f \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

$$Re = \frac{V * d}{\nu} = \frac{25.87 [\text{m/s}] * 0.3048 [\text{m}]}{1.46 * 10^{-6} [\text{m}^2/\text{s}]}$$

$$Re = 540125.8$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.045 * 10^{-3}[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]}$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = 0.147 * 10^{-3}$$

Con Figura A. 1; $f = 0.0145$

Con Isométrico D. 12

$$L = 9.43 + 7.66 + 27.73$$

$$L = 44.82[\text{m}]$$

$$h_f = 0.0145 * \frac{44.82[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]} * \frac{25.87^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_f = 72.74[\text{m}]$$

$$h_{ac} = \sum K_l * \frac{V^2}{2g}$$

Con Isométrico D. 12 y Tabla B. 2

$$h_{ac} = 0.4 * \frac{25.87^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_{ac} = 13.64[\text{m}]$$

$$h_{sol} = EC_d \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

Con Re y Figura A. 2 con Placa Paralela al Flujo; $Cd = 0.0052$

$$h_{sol} = 14 * 0.0052 * \frac{44.82[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]} * \frac{25.87^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_{sol} = 365.22[\text{m}]$$

Con Isométrico D. 17; $\Delta z = 11.93$

$$\Delta P = (\Delta z + h_{\text{fluido}} + h_{\text{accesorios}} + h_{\text{sólido}}) * \gamma$$

$$\Delta P = (11.93 + 72.74 + 13.64 + 365.22)[\text{m}] * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\Delta P = 5593.24[\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1[\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 22.45[\text{pulgH2O}]$$

MÁQUINA# 5,6 d=12"

$$h_f = f \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

$$\text{Re} = \frac{V * d}{\nu} = \frac{25.87[\text{m/s}] * 0.3048[\text{m}]}{1.46 * 10^{-6}[\text{m}^2/\text{s}]}$$

$$\text{Re} = 540125.8$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.045 * 10^{-3}[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]}$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = 0.147 * 10^{-3}$$

Con Figura A. 1; $f = 0.0145$

Con Isométrico D. 13

$$L = 9.43 + 3.66 + 41.02$$

$$L = 54.11[\text{m}]$$

$$h_f = 0.0145 * \frac{54.11[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]} * \frac{25.87^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_f = 87.82[\text{m}]$$

$$h_{ac} = \sum K_l * \frac{V^2}{2g}$$

Con Isométrico D. 13 y Tabla B. 2

$$h_{ac} = 0.4 * \frac{25.87^2 [\text{m/s}]^2}{2 * 9.81 [\text{m/s}^2]}$$

$$h_{ac} = 13.64 [\text{m}]$$

$$h_{sol} = EC_d \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

Con Re y Figura A. 2 con Placa Paralela al Flujo; $Cd = 0.0052$

$$h_{sol} = 14 * 0.0052 * \frac{54.11 [\text{m}]}{0.3048 [\text{m}]} * \frac{25.87^2 [\text{m/s}]^2}{2 * 9.81 [\text{m/s}^2]}$$

$$h_{sol} = 440.92 [\text{m}]$$

Con Isométrico D. 17; $\Delta z = 11.93$

$$\Delta P = (\Delta z + h_{l_{\text{fluido}}} + h_{l_{\text{accesorios}}} + h_{l_{\text{sólido}}}) * \gamma$$

$$\Delta P = (11.93 + 87.82 + 13.64 + 440.92) [\text{m}] * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\Delta P = 6688.60 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH}_2\text{O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 26.85 [\text{pulgH}_2\text{O}]$$

MÁQUINA# 7 d=12"

$$h_f = f \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

$$Re = \frac{V * d}{\nu} = \frac{25.87 [\text{m/s}] * 0.3048 [\text{m}]}{1.46 * 10^{-6} [\text{m}^2/\text{s}]}$$

$$Re = 540125.8$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.045 * 10^{-3}[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]}$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = 0.147 * 10^{-3}$$

Con Figura A. 1; $f = 0.0145$

Con Isométrico D. 14

$$L = 8.13 + 27.41 + 26.52$$

$$L = 62.06[\text{m}]$$

$$h_f = 0.0145 * \frac{82.06[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]} * \frac{25.87^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_f = 100.72[\text{m}]$$

$$h_{ac} = \sum K_l * \frac{V^2}{2g}$$

Con Isométrico D. 14

$$h_{ac} = 0.4 * \frac{25.87^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_{ac} = 13.64[\text{m}]$$

$$h_{sol} = EC_d \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

Con Re y Figura A. 2 con Placa Paralela al Flujo; $Cd = 0.0052$

$$h_{sol} = 14 * 0.0052 * \frac{62.06[\text{m}]}{0.3048[\text{m}]} * \frac{25.87^2[\text{m/s}^2]}{2 * 9.81[\text{m/s}^2]}$$

$$h_{sol} = 505.70[\text{m}]$$

Con Isométrico D. 17 ; $\Delta z = 10.52$

$$\Delta P = (\Delta z + h_{\text{fluido}} + h_{\text{accesorios}} + h_{\text{sólido}}) * \gamma$$

$$\Delta P = (10.52 + 100.72 + 13.64 + 505.70)[\text{m}] * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\Delta P = 7608.96[\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH}_2\text{O}]}{249.1[\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 30.54[\text{pulgH}_2\text{O}]$$

CÁLCULO C.6

CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL VENTILADOR Y MOTOR DEL SISTEMA FUTURO

MÁQUINA# 1 d=12"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(39.84)[\text{pulgH}_2\text{O}] * 4000[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 25.07 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{25.07 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 29.50 \text{ Hp}$$

MÁQUINA# 1 d=14"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(21.16)[\text{pulgH}_2\text{O}] * 4000[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 13.32 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{13.32 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 15.67 \text{ Hp}$$

MÁQUINA# 2,3 d=16"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(32.12)[\text{pulgH}_2\text{O}] * 7400[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 37.39 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{37.39 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 43.99 \text{ Hp}$$

MÁQUINA# 2,3 d=18"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(19.51)[\text{pulgH2O}] * 7400[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 22.71 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{22.71 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 26.72 \text{ Hp}$$

MÁQUINA# 2,3 d=20"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(12.69)[\text{pulgH2O}] * 7400[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 14.78 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{14.78 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 17.38 \text{ Hp}$$

MÁQUINA# 4 d=12"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(22.45)[\text{pulgH2O}] * 4000[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 14.13 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{14.13 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 16.62 \text{ Hp}$$

MÁQUINA# 5,6 d=12"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(26.85)[\text{pulgH2O}] * 4000[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 16.89 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{16.89 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 19.88 \text{ Hp}$$

MÁQUINA# 7 d=12"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(30.54)[\text{pulgH}_2\text{O}] * 4000[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 19.22 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{19.22 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 22.61 \text{ Hp}$$

CÁLCULO C.7

CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN DEL CICLÓN DEL SISTEMA FUTURO

MÁQUINA# 1 d=14"

$$\Delta P = \frac{1}{2} * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 19 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 1.887 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] * \frac{16}{(1.1)^2 [\text{m}]^2}$$

$$\Delta P = 292.028 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 1.172 [\text{pulgH2O}]$$

MÁQUINA# 2,3 d=20"

$$\Delta P = \frac{1}{2} * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 17.23 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 3.492 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] * \frac{16}{(1.1)^2 [\text{m}]^2}$$

$$\Delta P = 489.01 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 1.963 [\text{pulgH2O}]$$

MÁQUINA# 4 d=12"

$$\Delta P = \frac{1}{2} * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 25.87 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 1.887 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] * \frac{16}{(1.1)^2 [\text{m}]^2}$$

$$\Delta P = 397.62 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 1.596 [\text{pulgH2O}]$$

MÁQUINA# 5,6 d=12"

$$\Delta P = \frac{1}{2} * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 25.87 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 1.887 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] * \frac{16}{(1.1)^2 [\text{m}]^2}$$

$$\Delta P = 397.62 [\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1 [\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 1.596 [\text{pulgH2O}]$$

MÁQUINA# 7 d=12"

$$\Delta P = \frac{1}{2} * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 25.87 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 1.887 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] * \frac{16}{(1.1)^2 [\text{m}]^2}$$

$$\Delta P = 397.62[\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1[\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 1.596[\text{pulgH2O}]$$

CORRUGADORA d=12"

$$\Delta P = \frac{1}{2} * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 25.87 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 1.887 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] * \frac{16}{(1.1)^2 [\text{m}]^2}$$

$$\Delta P = 397.62[\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1[\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 1.596[\text{pulgH2O}]$$

TRITURADORA d=12"

$$\Delta P = \frac{1}{2} * 1.23 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 25.87 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 1.887 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] * \frac{16}{(1.1)^2 [\text{m}]^2}$$

$$\Delta P = 397.62[\text{Pa}] * \frac{1 [\text{pulgH2O}]}{249.1[\text{Pa}]}$$

$$\Delta P = 1.596[\text{pulgH2O}]$$

CÁLCULO C.8

RECÁLCULO DE LA POTENCIA DEL VENTILADOR Y MOTOR DEL SISTEMA FUTURO

MÁQUINA# 1 d=14"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(21.16 + 1.172)[\text{pulgH}_2\text{O}] * 4000[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 14.06 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{14.06 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 16.54 \text{ Hp}$$

MÁQUINA# 2,3 d=20"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(12.69 + 1.963)[\text{pulgH}_2\text{O}] * 7400[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 17.06 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{17.06 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 20.07 \text{ Hp}$$

MÁQUINA# 4 d=12"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(22.45 + 1.596)[\text{pulgH}_2\text{O}] * 4000[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 15.13 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{15.13 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 17.80 \text{ Hp}$$

MÁQUINA# 5,6 d=12"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(26.85 + 1.596)[\text{pulgH}_2\text{O}] * 4000[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 17.90 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{17.90 \text{ Hp}}{0.85}$$

$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 21.06 \text{ Hp}$$

MÁQUINA# 7 d=12"

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = \frac{(30.54 + 1.596)[\text{pulgH}_2\text{O}] * 4000[\text{cfm}]}{6356}$$

$$\text{Pot}_{\text{VENT}} = 20.22 \text{ Hp}$$

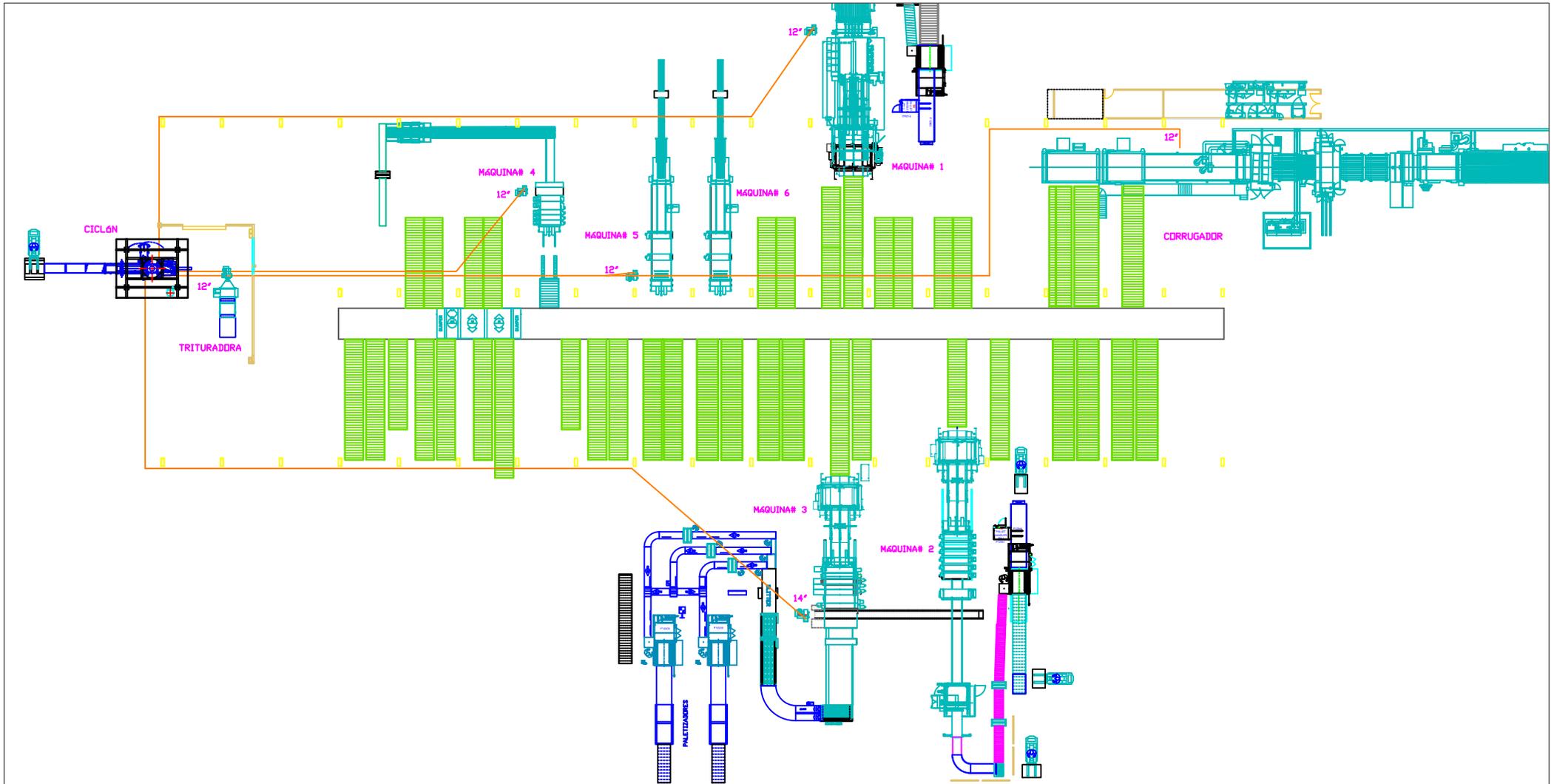
$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = \frac{20.22 \text{ Hp}}{0.85}$$

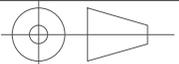
$$\text{Pot}_{\text{MOTOR}} = 23.79 \text{ Hp}$$

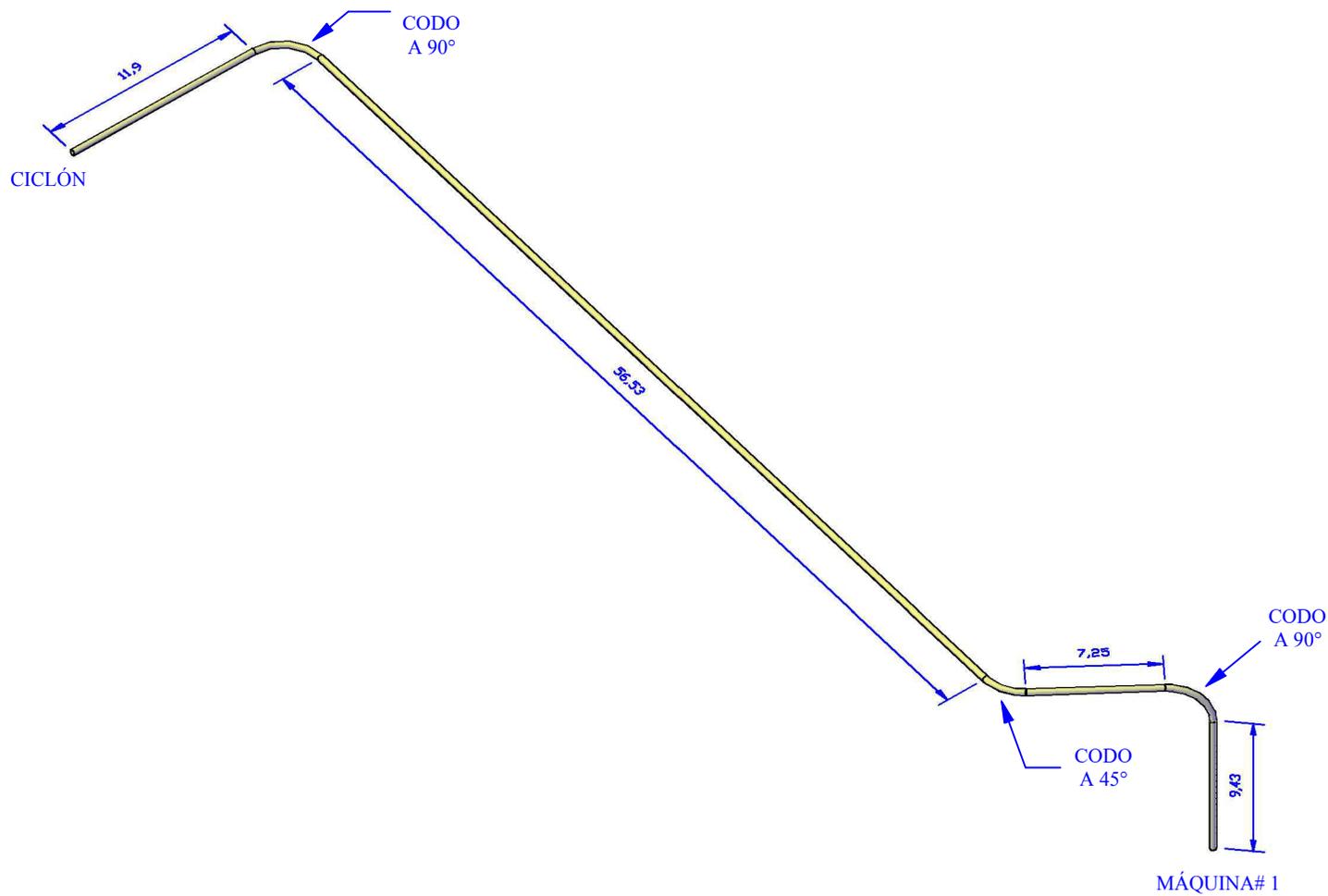
APÉNDICE D

PLANOS

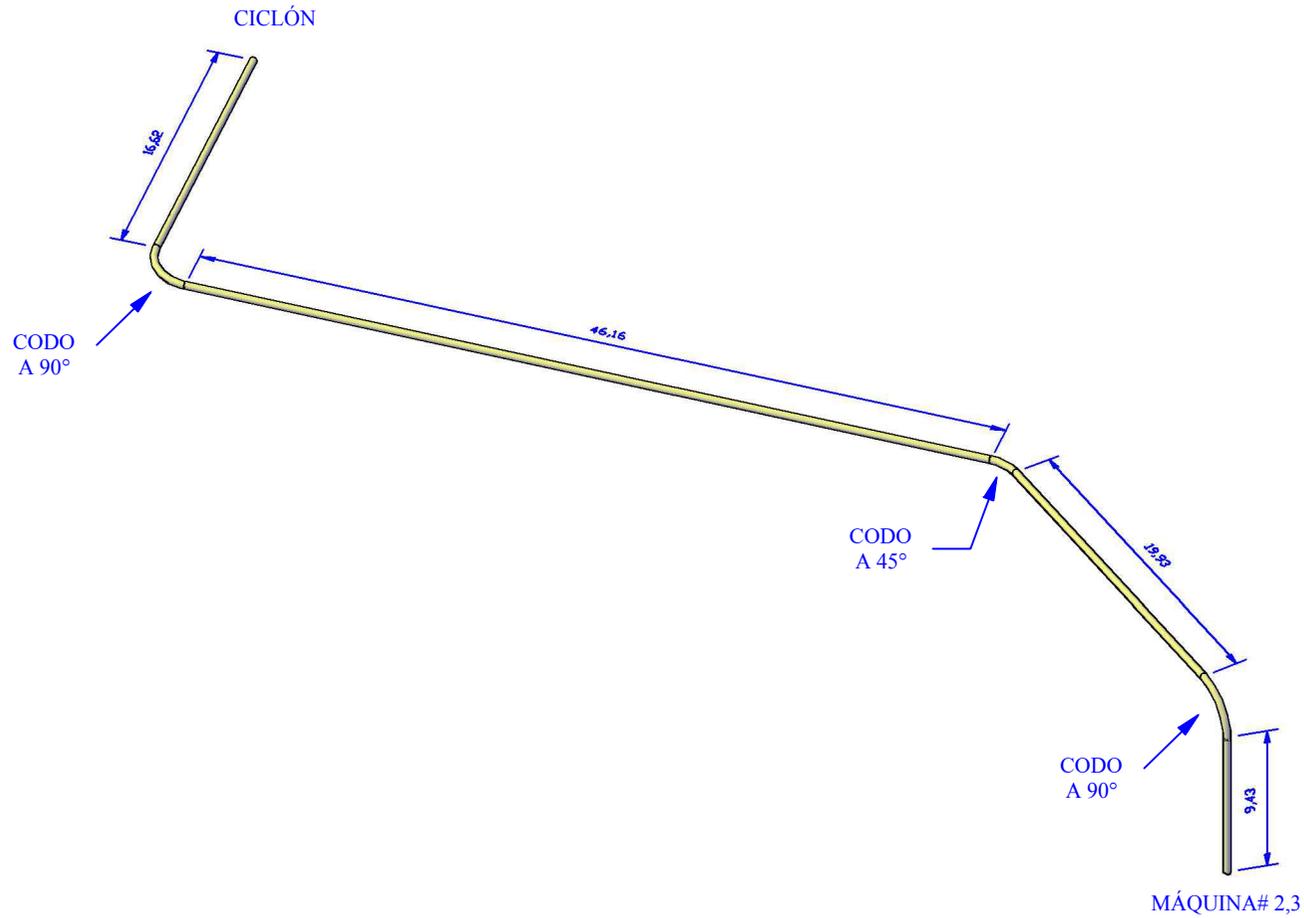
SISTEMA ACTUAL



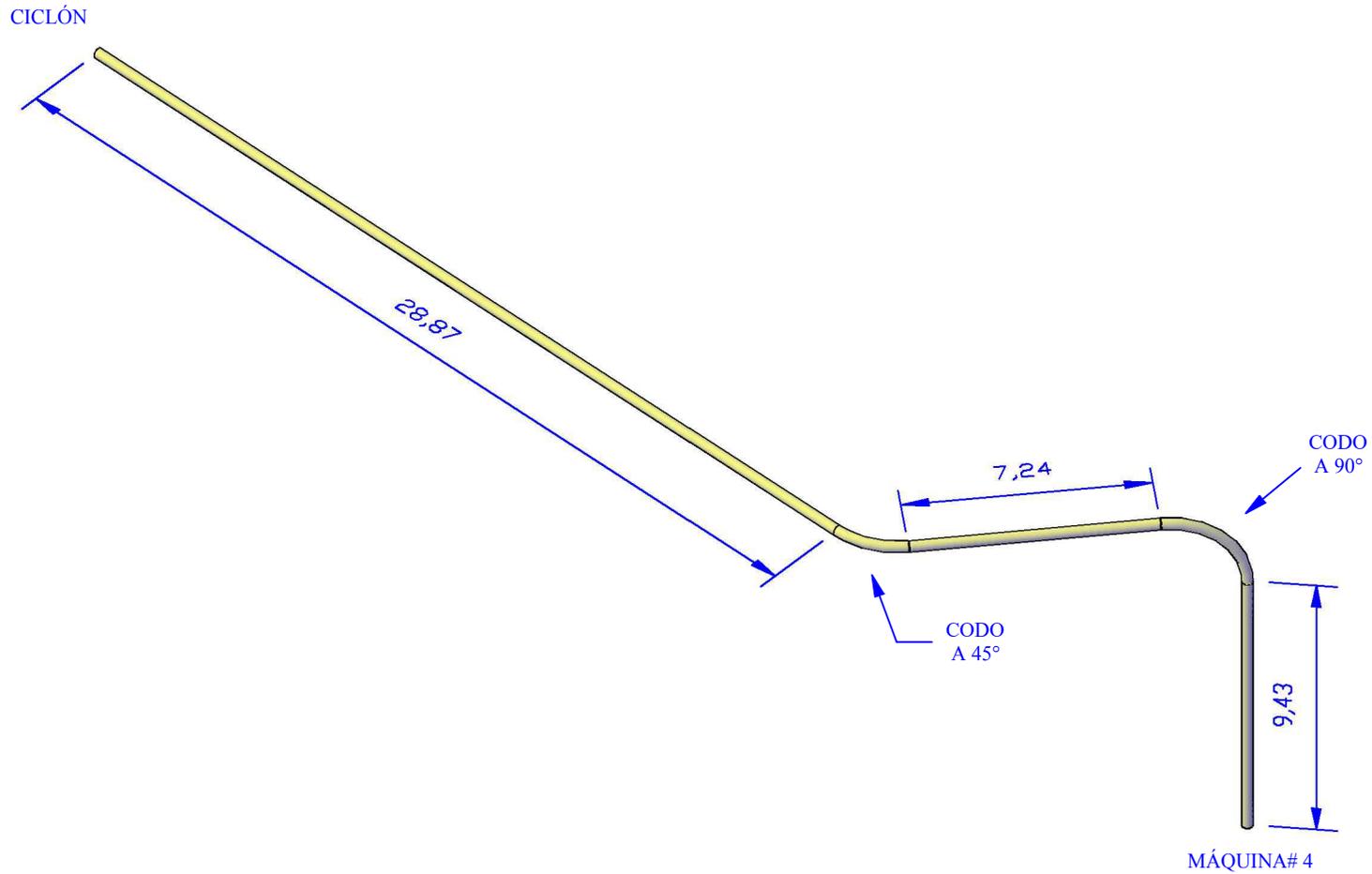
<h1>FIMCP-ESPOL</h1>		NOMBRE	FECHA
		DIB: Tesistas	31/03/13
PROYECTO: SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN		REV: Ing. Martinez	31/03/13
		APR: Ing. Martinez	31/03/13
 CONTIENE: LAYOUT DE PLANTA ACTUAL		No. PLANO:	D.1
		ESCALA:	SE
		MATERIAL:	SE
		PESO:	SE



1	108.27 m	Ductería de Ø12" de 3mm de espesor	ASTM-A36	2441.65
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL.	PESO KG.
<h1 style="text-align: center;">FIMCP-ESPOL</h1>			NOMBRE	FECHA
			DIB:	Tesistas 31/03/13
			REV:	Ing. Martinez 31/03/13
			APR:	Ing. Martinez 31/03/13
PROYECTO:	SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN		No. PLANO:	D.2
CONTIENE:		ISOMÉTRICO ACTUAL MÁQUINA# 1	ESCALA:	SE
			MATERIAL:	ASTM-A36
			PESO:	2441.65 Kg

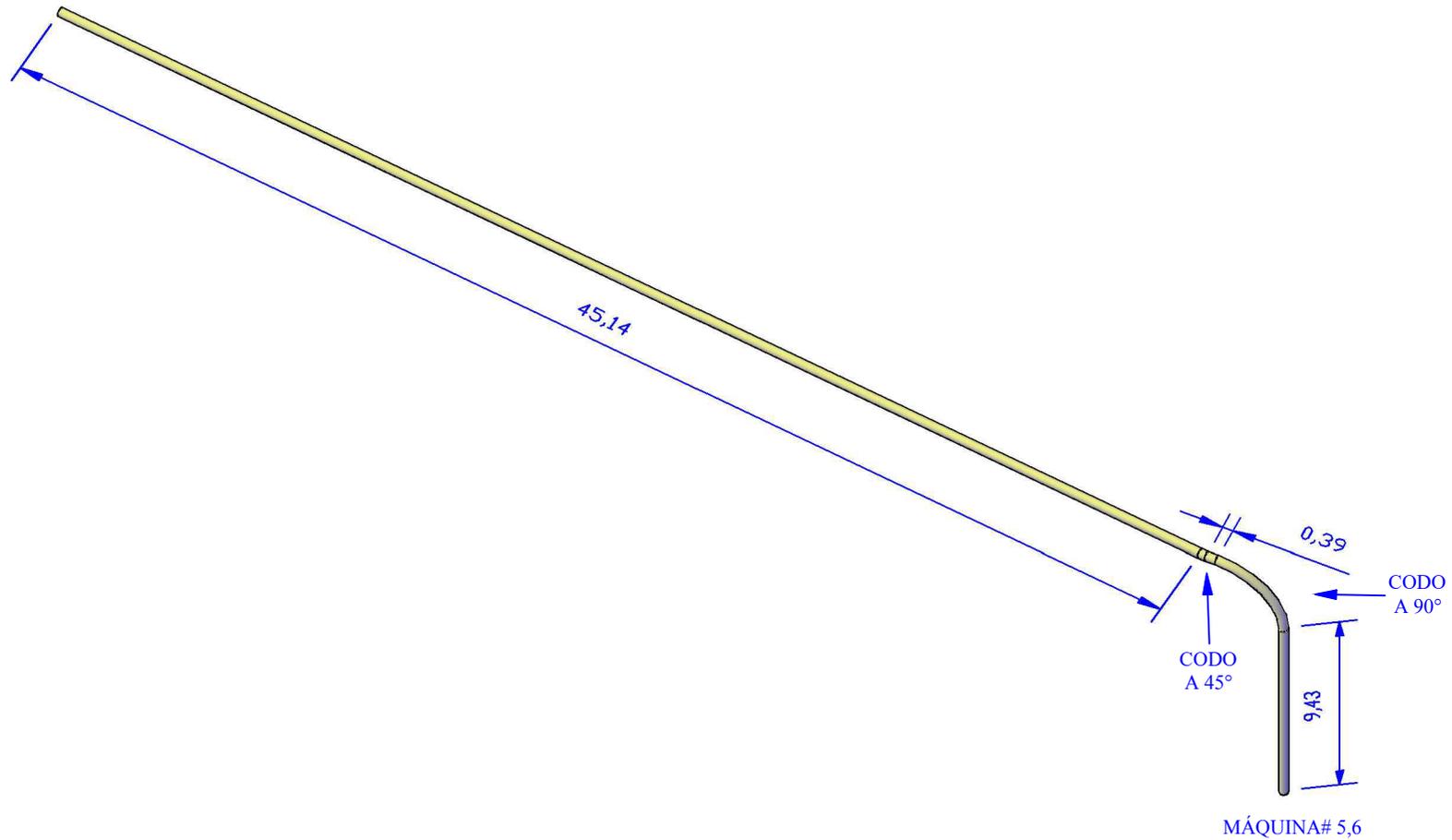


1	119.16 m	Ductería de Ø14" de 3mm de espesor	ASTM-A36	3135.12
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL.	PESO KG.
<h1 style="text-align: center;">FIMCP-ESPOL</h1>			NOMBRE	FECHA
			DIB: Tesistas	31/03/13
			REV: Ing. Martinez	31/03/13
			APR: Ing. Martinez	31/03/13
PROYECTO:	SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN		No. PLANO:	D.3
CONTIENE:		ISOMÉTRICO ACTUAL MÁQUINA# 2,3	ESCALA:	SE
			MATERIAL:	ASTM-A36
			PESO:	3135.12 Kg

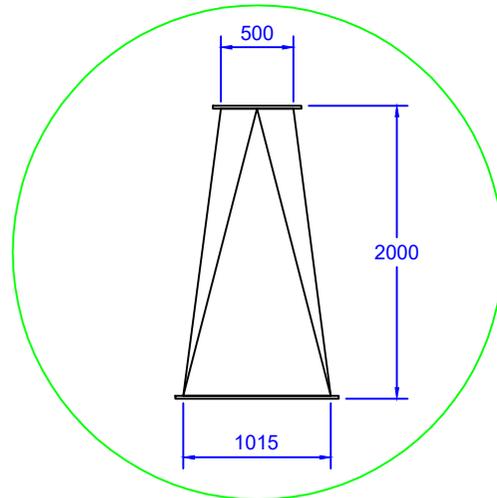
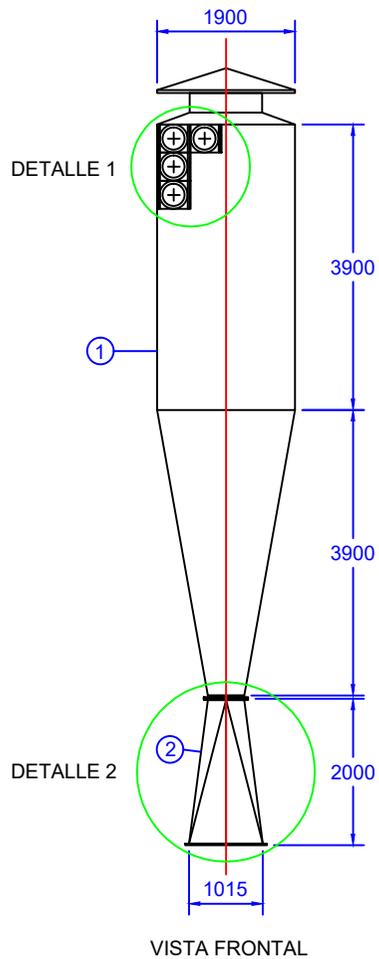
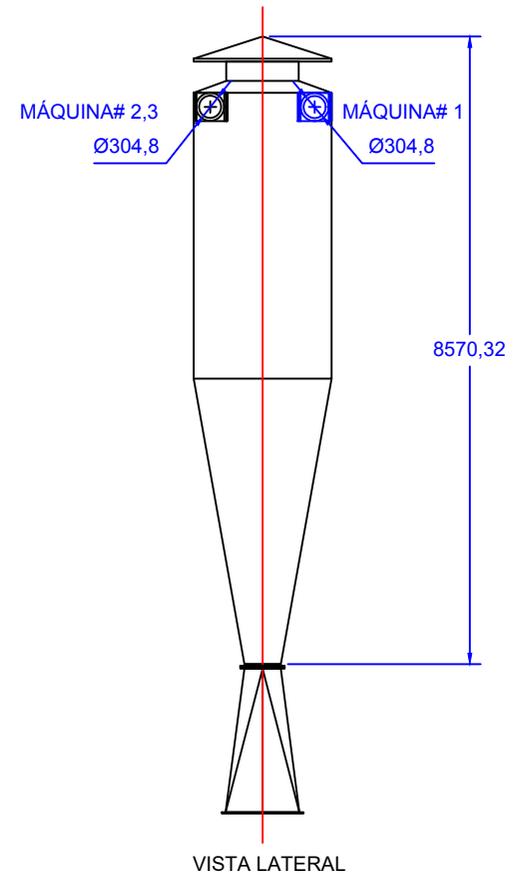
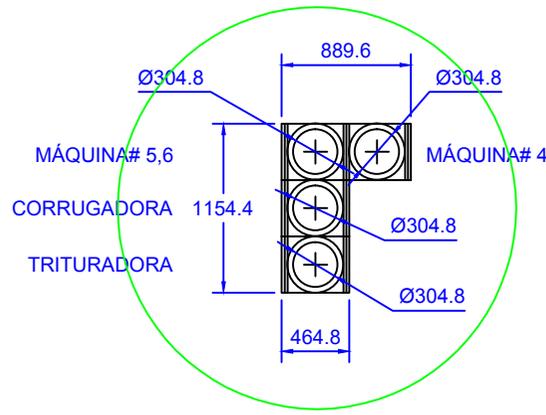
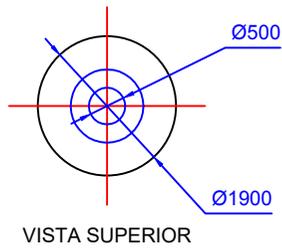


1	59.56 m	Ductería de Ø12" de 3mm de espesor	ASTM-A36	1343.12
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL.	PESO KG.
<h1 style="text-align: center;">FIMCP-ESPOL</h1>			NOMBRE	FECHA
			DIB:	Tesistas 31/03/13
			REV:	Ing. Martinez 31/03/13
			APR:	Ing. Martinez 31/03/13
PROYECTO:	SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN		No. PLANO:	D.4
CONTIENE:			ESCALA:	SE
ISOMÉTRICO ACTUAL MÁQUINA# 4			MATERIAL:	ASTM-A36
			PESO:	1343.12 Kg

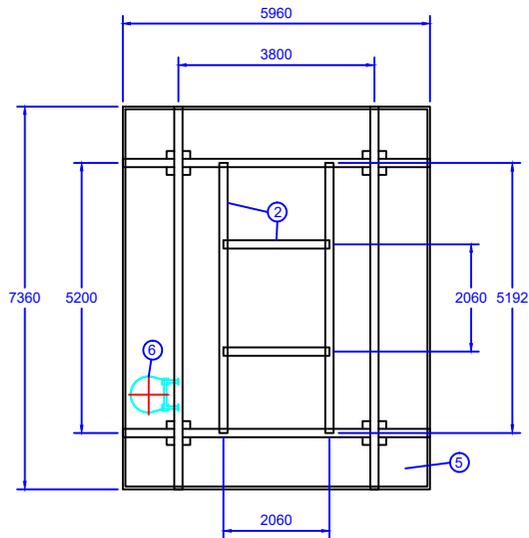
CICLÓN



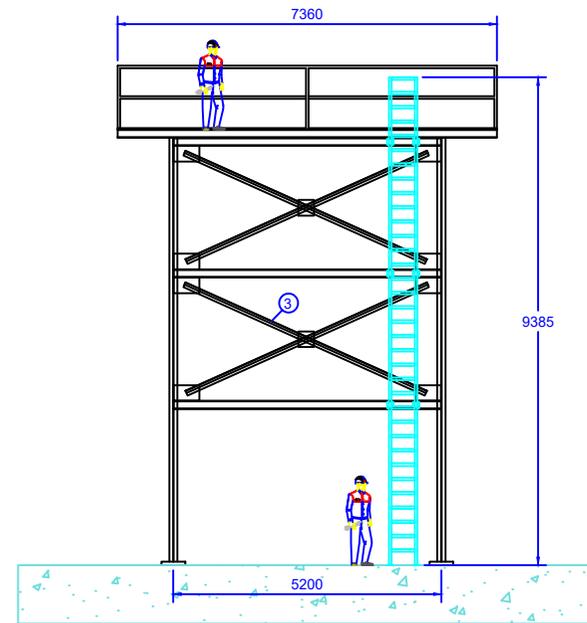
1	68.98 m	Ductería de Ø12" de 3mm de espesor	ASTM-A36	1555.55
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL.	PESO KG.
<h1 style="text-align: center;">FIMCP-ESPOL</h1>			NOMBRE	FECHA
			DIB:	Tesistas 31/03/13
			REV:	Ing. Martinez 31/03/13
			APR:	Ing. Martinez 31/03/13
PROYECTO:	SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN		No. PLANO:	D.5
		CONTIENE:	ESCALA:	SE
		ISOMÉTRICO ACTUAL MÁQUINA# 5,6	MATERIAL:	ASTM-A36
			PESO:	1555.55 Kg



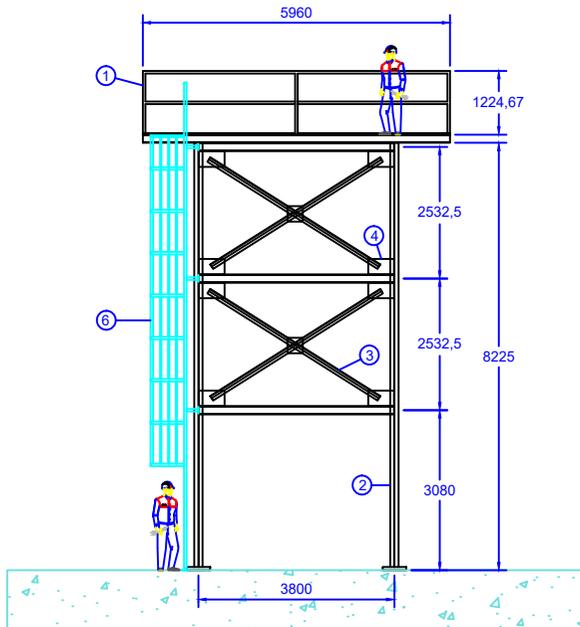
2	1	Chute de transición de 3 mm de espesor	ASTM-A36	110.78
1	1	Separador ciclónico de 3mm de espesor	ASTM-A36	954
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL.	PESO KG.
<h1>FIMCP-ESPOL</h1>			NOMBRE	FECHA
			DIB:	Tesistas 31/03/13
			REV:	Ing. Martinez 31/03/13
			APR:	Ing. Martinez 31/03/13
PROYECTO:		SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN		No. PLANO: D.6
CONTIENE:		SEPARADOR CICLÓNICO ACTUAL		ESCALA: SE
			MATERIAL:	ASTM-A36
			PESO:	1064.78 Kg



VISTA SUPERIOR



VISTA LATERAL



VISTA FRONTAL

POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL.	PESO KG.
6	1	Escalera marinera de 9385x500 mm	ASTM-A36	SE
5	39.31 m2	Placha antideslizante de 5mm de espesor	ASTM-A36	1851.50
4	32	Cartelas de 300x500x5 mm	ASTM-A36	188.4
3	72.15 m	Perfil L de 100x100x6 mm	ASTM-A36	658
2	119.64 m	Perfil HEB 160	ASTM-A36	5096.66
1	63 m	Tubo redondo de Ø50x2mm	ASTM-A36	154.35

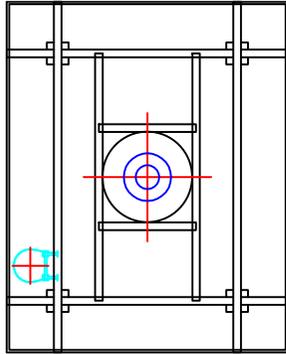
FIMCP-ESPOL

PROYECTO: SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN

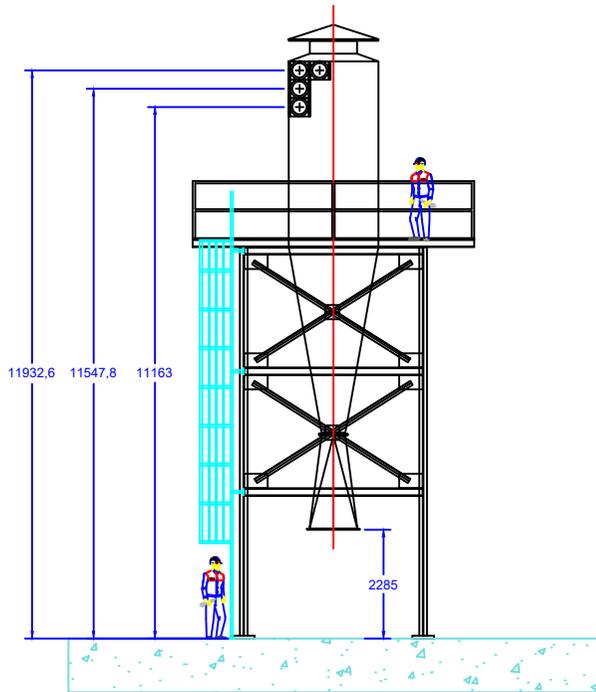


CONTIENE:
ESTRUCTURA DEL CICLÓN ACTUAL

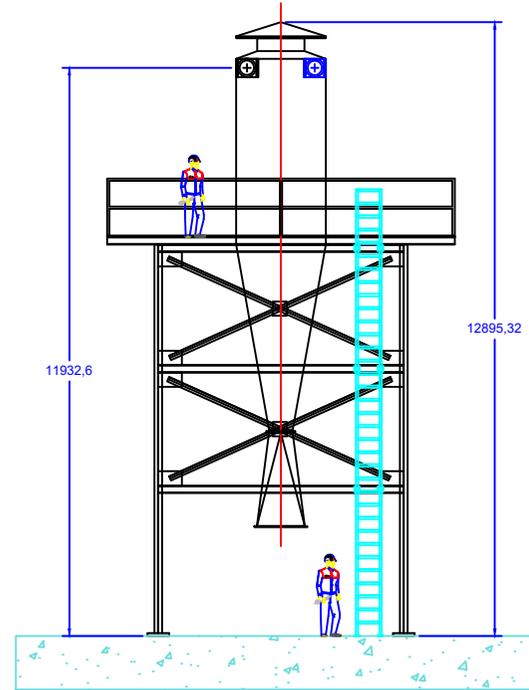
	NOMBRE	FECHA
DIB:	Tesistas	31/03/13
REV:	Ing. Martinez	31/03/13
APR:	Ing. Martinez	31/03/13
No. PLANO:	D.7	
ESCALA:	SE	
MATERIAL:	ASTM-A36	
PESO:	7948.91 Kg	



VISTA SUPERIOR



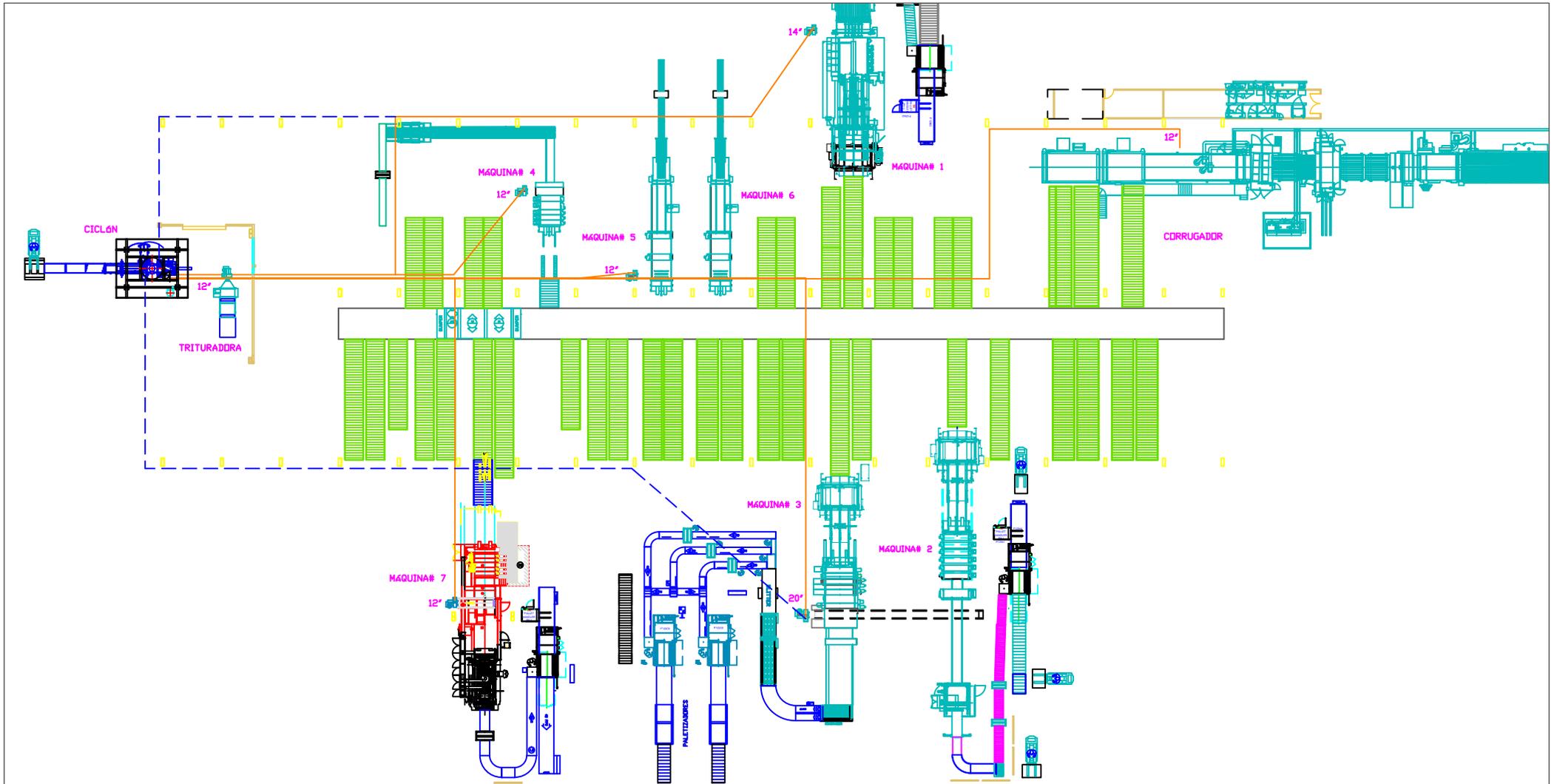
VISTA FRONTAL

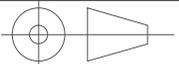


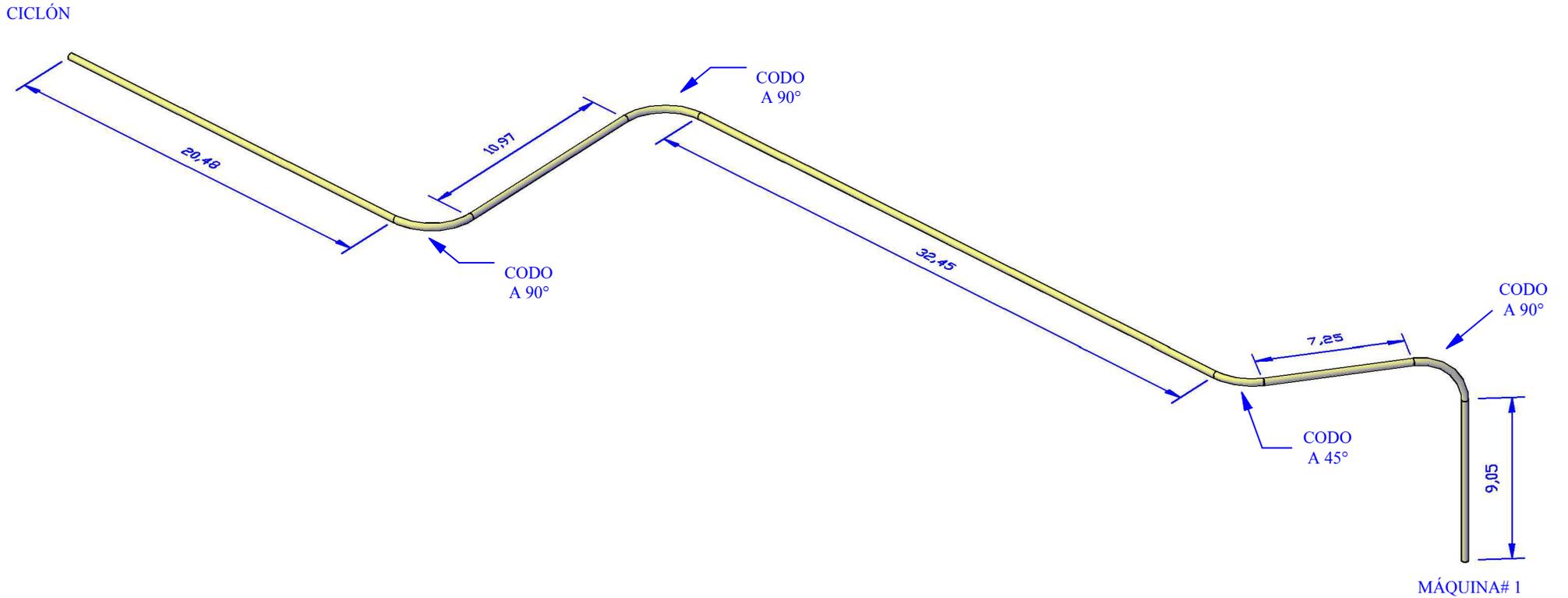
VISTA LATERAL

<h1 style="text-align: center;">FIMCP-ESPOL</h1>		NOMBRE	FECHA
		DIB: Tesistas	31/03/13
PROYECTO: SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN		REV: Ing. Martinez	31/03/13
		APR: Ing. Martinez	31/03/13
 CONTIENE: CICLÓN Y ESTRUCTURA ACTUAL		No. PLANO:	D.8
		ESCALA:	SE
		MATERIAL:	ASTM-A36
		PESO:	9013.69 Kg

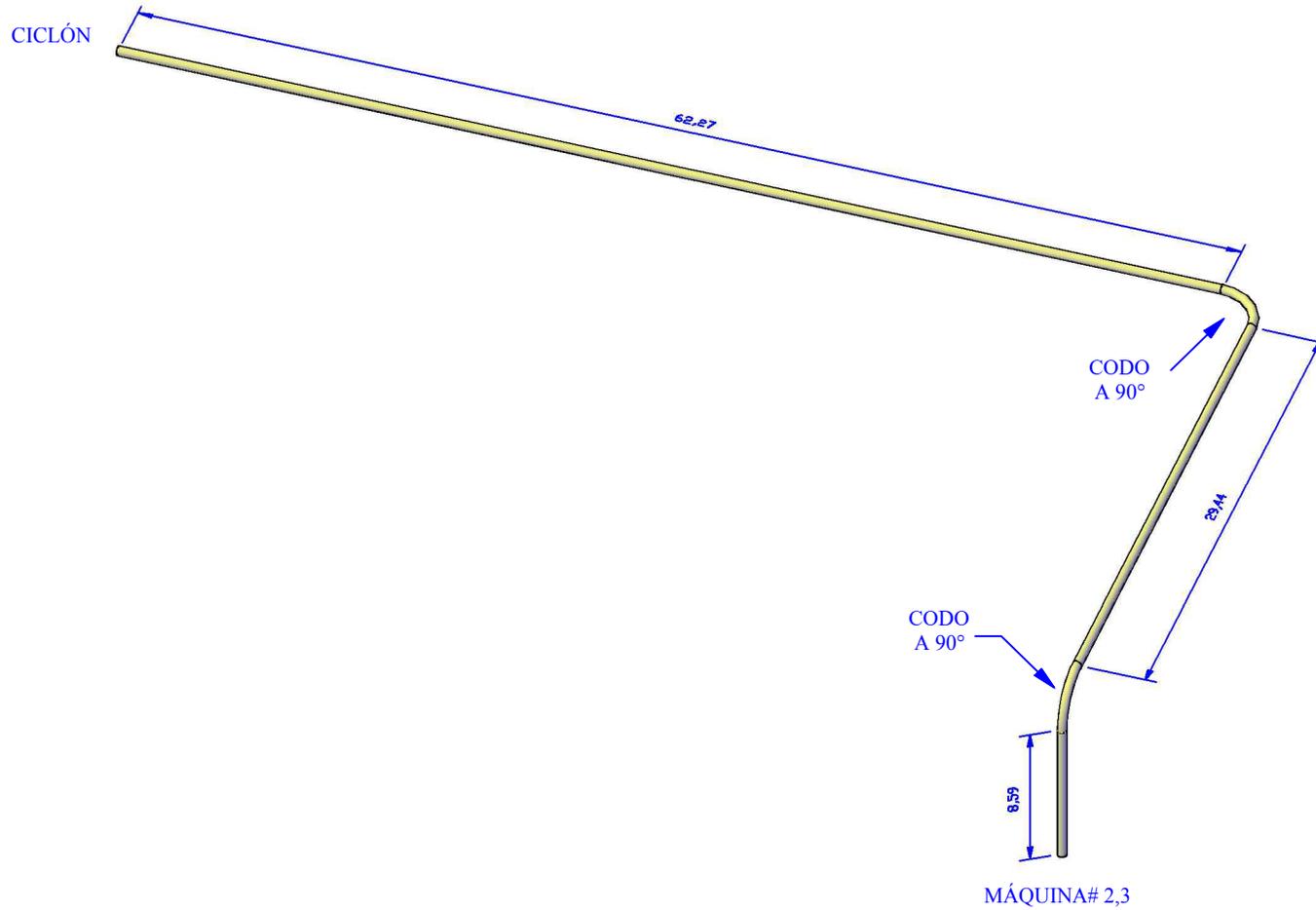
SISTEMA FUTURO



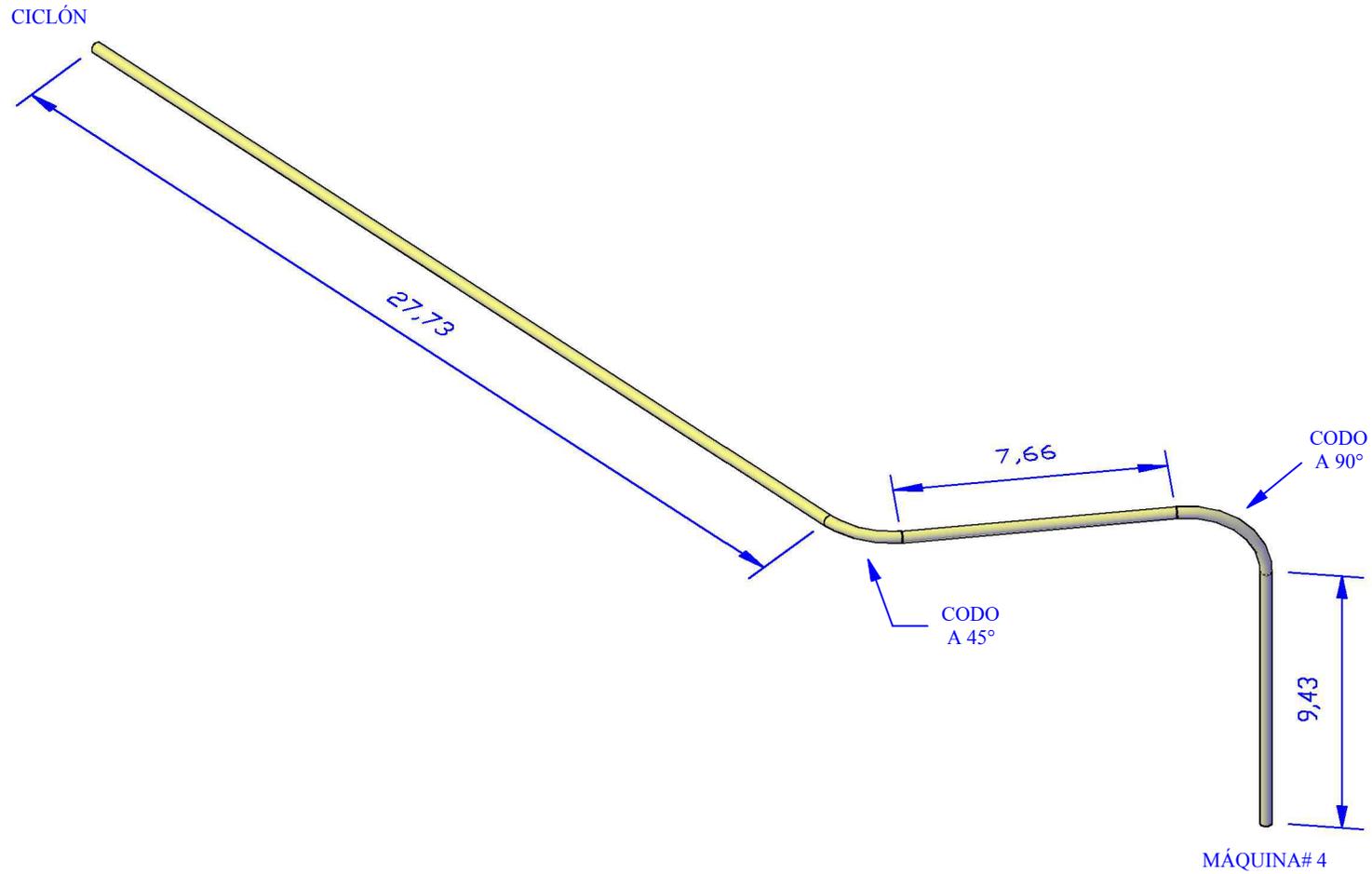
<h1>FIMCP-ESPOL</h1>		NOMBRE	FECHA
		DIB: Tesistas	31/03/13
PROYECTO: SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN		REV: Ing. Martinez	31/03/13
		APR: Ing. Martinez	31/03/13
 CONTIENE: LAYOUT DE PLANTA FUTURO		No. PLANO:	D.9
		ESCALA:	SE
		MATERIAL:	SE
		PESO:	SE



1	117.89 m	Ductería de Ø14" de 3mm de espesor	ASTM-A36	3101.65
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL.	PESO KG.
<h1 style="text-align: center;">FIMCP-ESPOL</h1>			NOMBRE	FECHA
			DIB:	Tesistas 31/03/13
			REV:	Ing. Martinez 31/03/13
			APR:	Ing. Martinez 31/03/13
PROYECTO:	SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN		No. PLANO:	D.10
CONTIENE:		ISOMÉTRICO FUTURO MÁQUINA# 1	ESCALA:	SE
			MATERIAL:	ASTM-A36
			PESO:	3101.65 Kg

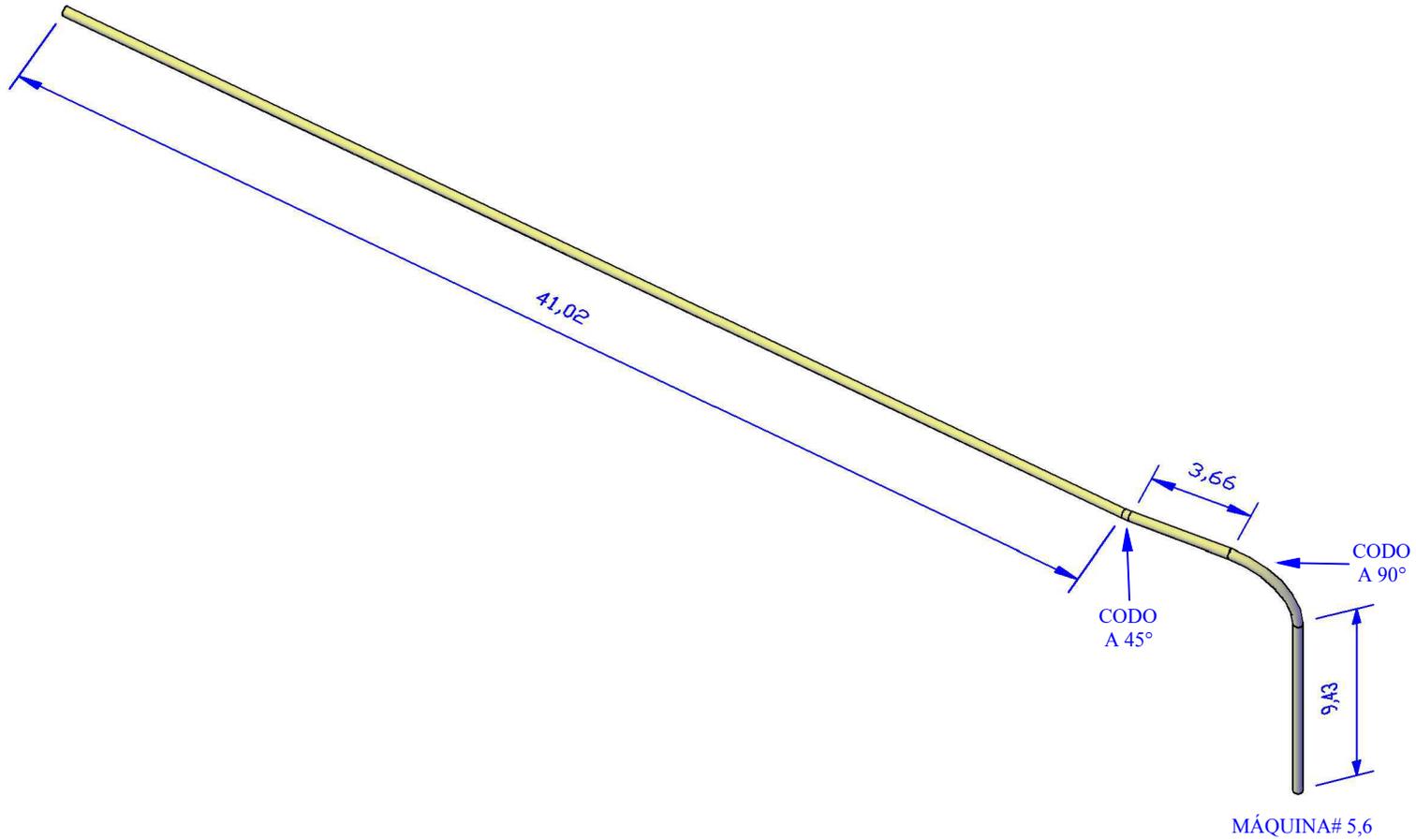


1	130.78 m	Ductería de Ø20" de 3mm de espesor	ASTM-A36	4915.26
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL.	PESO KG.
<h1 style="text-align: center;">FIMCP-ESPOL</h1>			NOMBRE	FECHA
			DIB: Tesistas	31/03/13
			REV: Ing. Martinez	31/03/13
			APR: Ing. Martinez	31/03/13
PROYECTO:	SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN		No. PLANO:	D.11
CONTIENE:	ISOMÉTRICO FUTURO MÁQUINA# 2,3		ESCALA:	SE
			MATERIAL:	ASTM-A36
			PESO:	4915.26 Kg

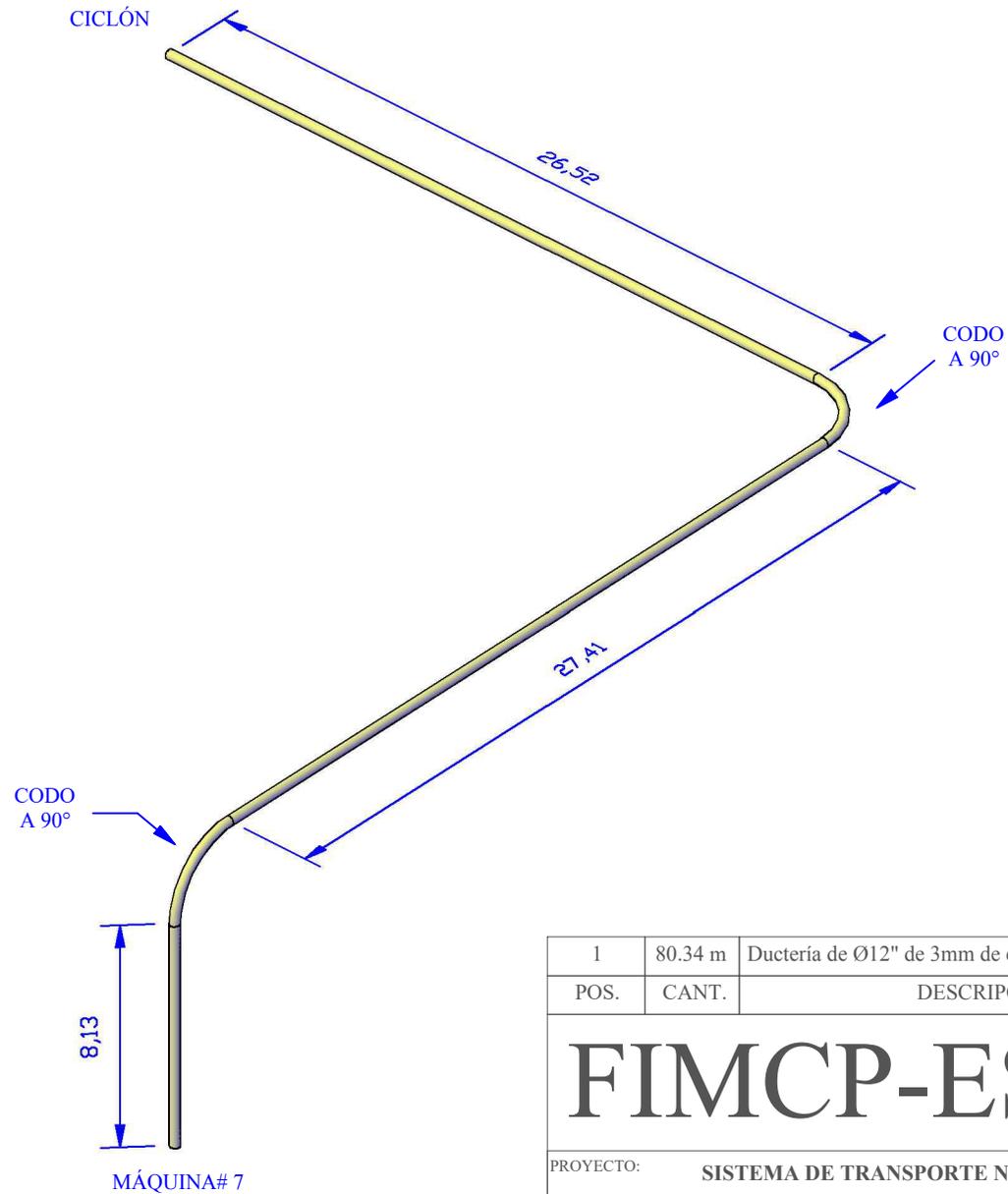


1	58.84 m	Ductería de Ø12" de 3mm de espesor	ASTM-A36	1326.89
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL.	PESO KG.
<h1 style="text-align: center;">FIMCP-ESPOL</h1>			NOMBRE	FECHA
			DIB: Tesistas	31/03/13
			REV: Ing. Martinez	31/03/13
			APR: Ing. Martinez	31/03/13
PROYECTO:	SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN		No. PLANO:	D.12
	CONTIENE:	ISOMÉTRICO FUTURO MÁQUINA# 4	ESCALA:	SE
			MATERIAL:	ASTM-A36
			PESO:	1326.89 Kg

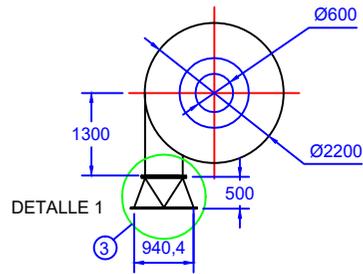
CICLÓN



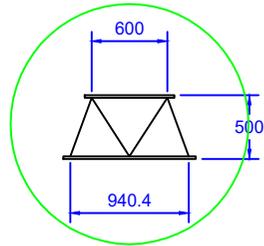
1	68.13 m	Ductería de Ø12" de 3mm de espesor	ASTM-A36	1536.38
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL.	PESO KG.
<h1 style="text-align: center;">FIMCP-ESPOL</h1>			NOMBRE	FECHA
			DIB: Tesistas	31/03/13
			REV: Ing. Martinez	31/03/13
			APR: Ing. Martinez	31/03/13
PROYECTO:	SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN		No. PLANO:	D.13
CONTIENE:	ISOMÉTRICO FUTURO MÁQUINA# 5,6		ESCALA:	SE
			MATERIAL:	ASTM-A36
			PESO:	1536.38 Kg



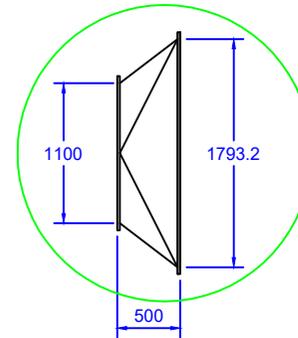
1	80.34 m	Ductería de Ø12" de 3mm de espesor	ASTM-A36	1811.89
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL.	PESO KG.
<h1 style="text-align: center;">FIMCP-ESPOL</h1>			NOMBRE	FECHA
			DIB: Tesistas	31/03/13
			REV: Ing. Martinez	31/03/13
			APR: Ing. Martinez	31/03/13
PROYECTO:	SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN		No. PLANO:	D.14
CONTIENE:		ISOMÉTRICO FUTURO MÁQUINA# 7	ESCALA:	SE
			MATERIAL:	ASTM-A36
			PESO:	1811.89 Kg



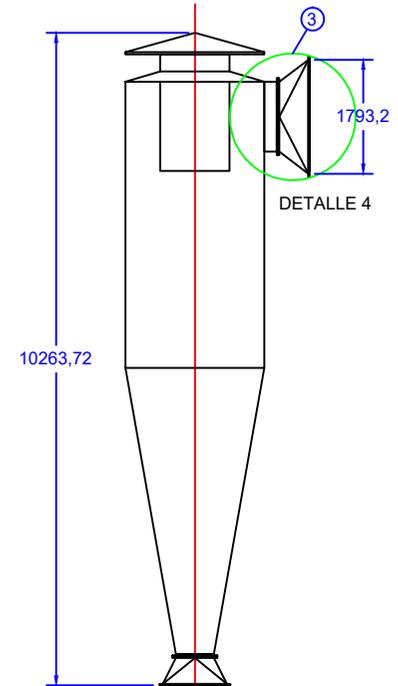
VISTA SUPERIOR



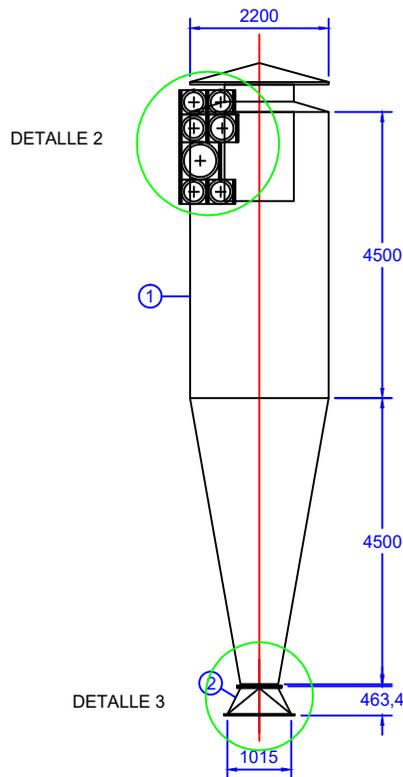
DETALLE 1



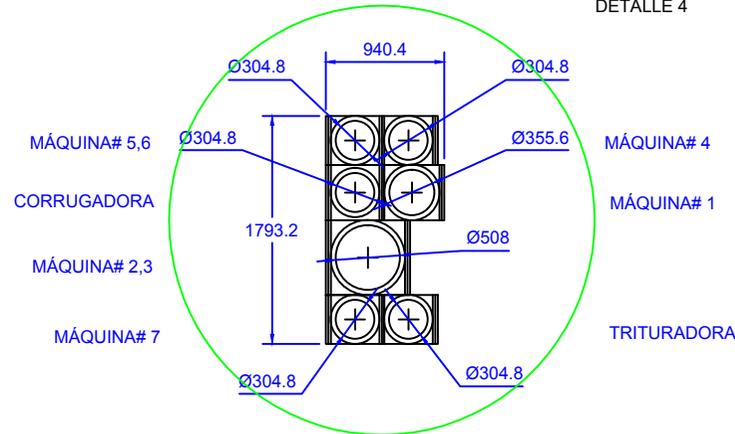
DETALLE 4



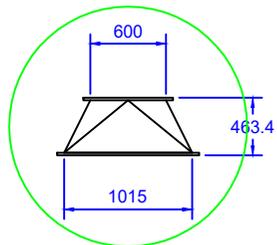
VISTA LATERAL



VISTA FRONTAL



DETALLE 2



DETALLE 3

POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL.	PESO KG.
3	1	Chute de transición de 3mm de espesor	ASTM-A36	49.50
2	1	Chute de transición de 3 mm de espesor	ASTM-A36	27.63
1	1	Separador ciclónico de 3mm de espesor	ASTM-A36	1205.86

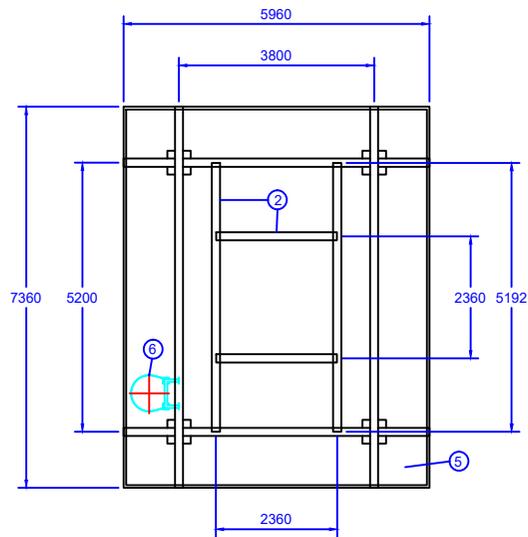
NOMBRE		FECHA
DIB:	Tesistas	31/03/13
REV:	Ing. Martinez	31/03/13
APR:	Ing. Martinez	31/03/13
No. PLANO:	D.15	
ESCALA:	SE	
MATERIAL:	ASTM-A36	
PESO:	1282.99 Kg	

FIMCPC-ESPOL

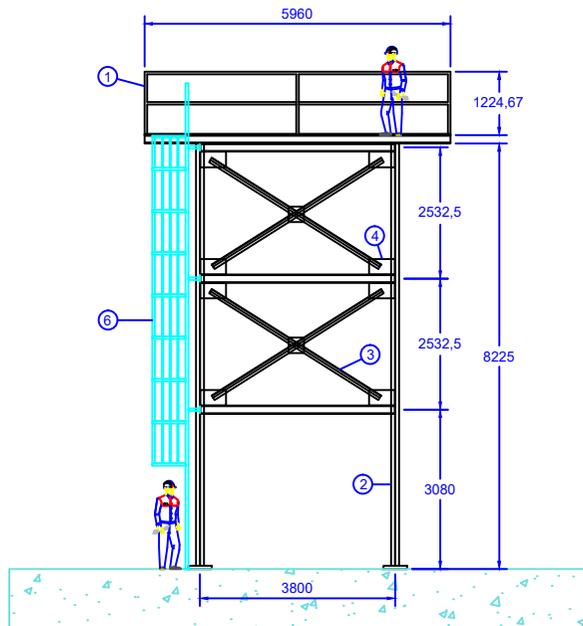
PROYECTO: SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN



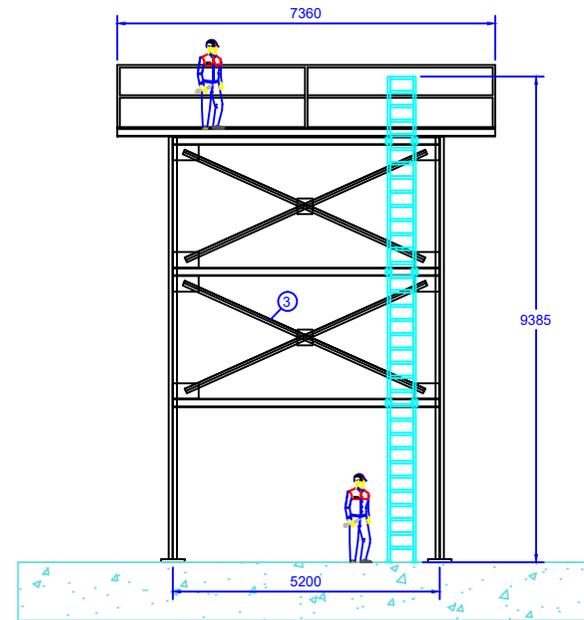
CONTIENE: SEPARADOR CICLÓNICO FUTURO



VISTA SUPERIOR



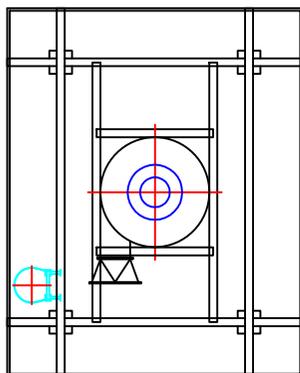
VISTA FRONTAL



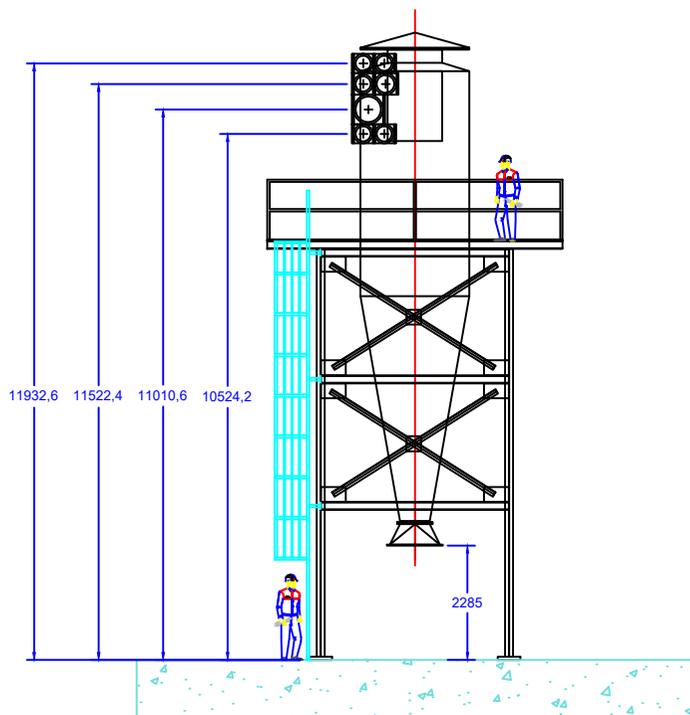
VISTA LATERAL

POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL.	PESO KG.
6	1	Escalera marinera de 9385x500 mm	ASTM-A36	SE
5	39.31 m ²	Placha antideslizante de 5mm de espesor	ASTM-A36	1851.50
4	32	Cartelas de 300x500x5 mm	ASTM-A36	188.4
3	72.15 m	Perfil L de 100x100x6 mm	ASTM-A36	658
2	119.64 m	Perfil HEB 160	ASTM-A36	5096.66
1	63 m	Tubo redondo de Ø50x2mm	ASTM-A36	154.35

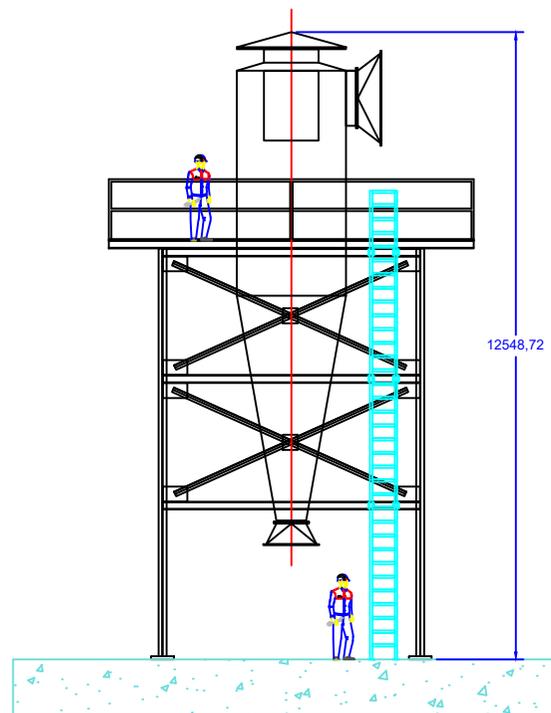
FIMCP-ESPOL		NOMBRE	FECHA
DIB:		Tesistas	31/03/13
REV:		Ing. Martinez	31/03/13
APR:		Ing. Martinez	31/03/13
PROYECTO:		SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN	
CONTIENE:		ESTRUCTURA DEL CICLÓN FUTURO	
No. PLANO:		D.16	
ESCALA:		SE	
MATERIAL:		ASTM-A36	
PESO:		7948.91 Kg	



VISTA SUPERIOR



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

FIMCP-ESPOL

PROYECTO:

**SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO A PRESIÓN
POSITIVA DE DESPERDICIOS DE CARTÓN**



CONTIENE:

CICLÓN Y ESTRUCTURA FUTURO

	NOMBRE	FECHA
DIB:	Tesistas	31/03/13
REV:	Ing. Martinez	31/03/13
APR:	Ing. Martinez	31/03/13
No. PLANO:		D.17
ESCALA:		SE
MATERIAL:		ASTM-A36
PESO:		9231.9 Kg

APÉNDICE E

RESULTADOS ANÁLISIS

SAP2000

FIGURA E.1

**ASIGNACIÓN DE PERFILES ESTRUCTURALES Y CREACIÓN DE
PLANCHA ANTIDESLIZANTE DEL SISTEMA ACTUAL**

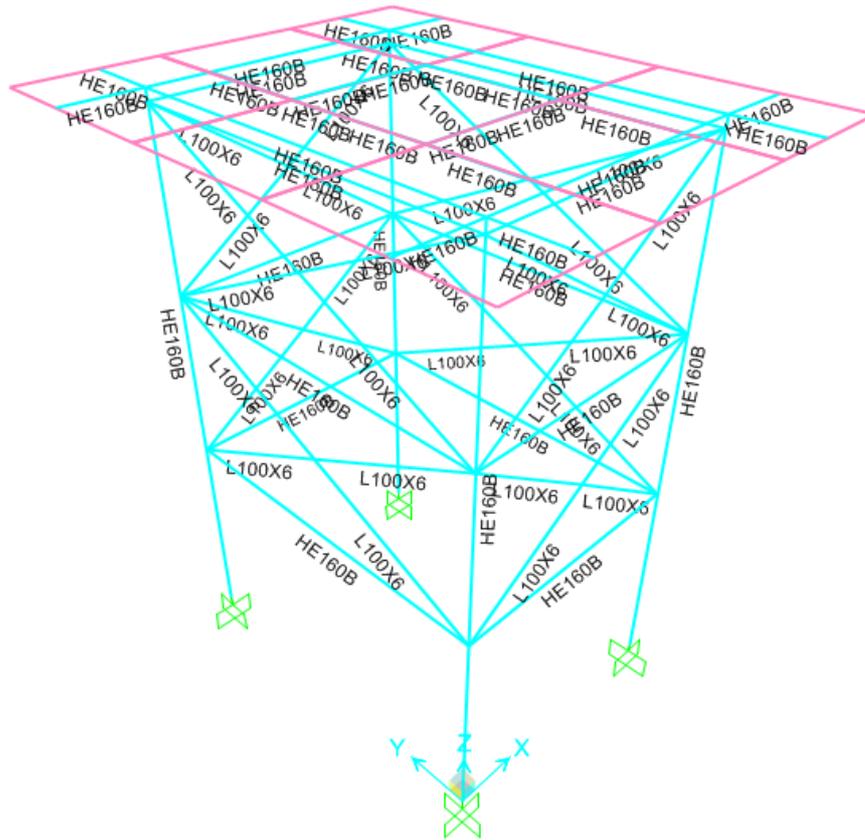


FIGURA E.2

**APLICACIÓN DE CARGA DEBIDO AL PESO DEL CICLÓN Y DEL
CARTÓN DEL SISTEMA ACTUAL EN NEWTONS**

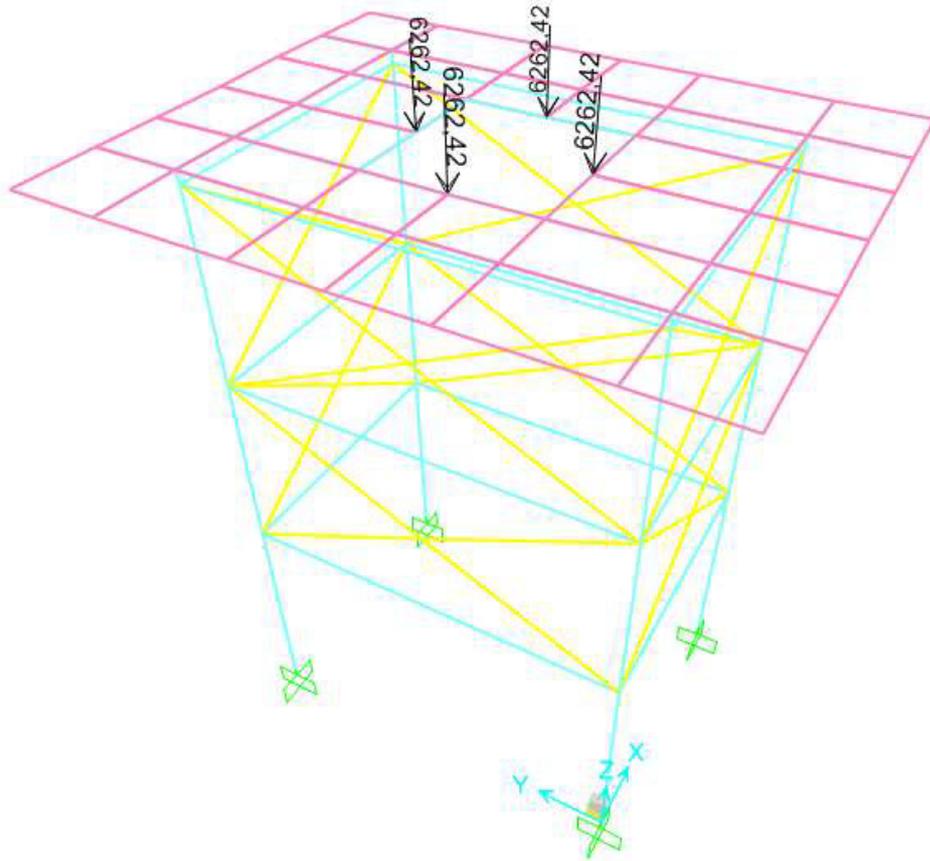


FIGURA E.4

VISTA SUPERIOR DEL RESULTADO GRÁFICO DEL ANÁLISIS DE ESFUERZOS CON EL CÓDIGO AISC-LRDF99 DEL SISTEMA ACTUAL

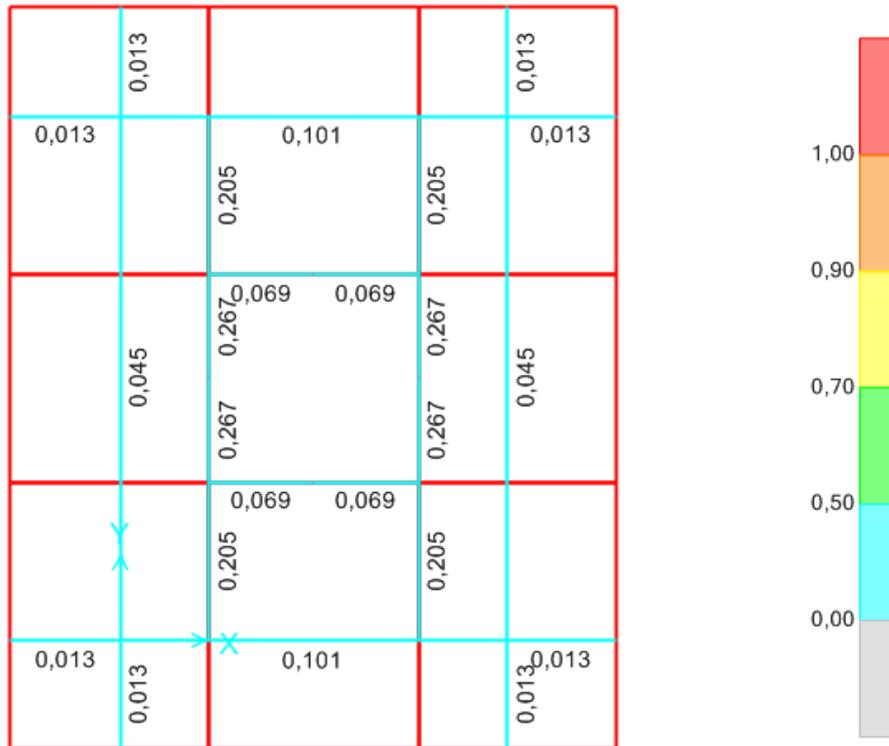


FIGURA E.5

**ASIGNACIÓN DE PERFILES ESTRUCTURALES Y CREACIÓN DE
PLANCHA ANTIDESLIZANTE DEL SISTEMA FUTURO**

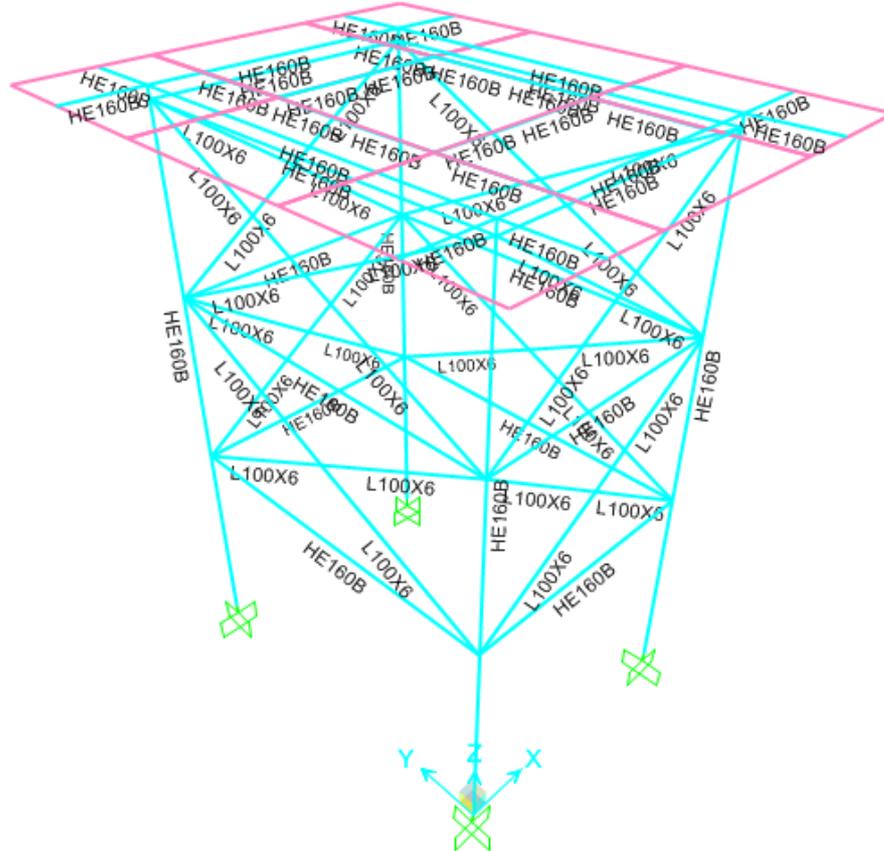


FIGURA E.6

**APLICACIÓN DE CARGA DEBIDO AL PESO DEL CICLÓN Y DEL
CARTÓN DEL SISTEMA FUTURO EN NEWTONS**

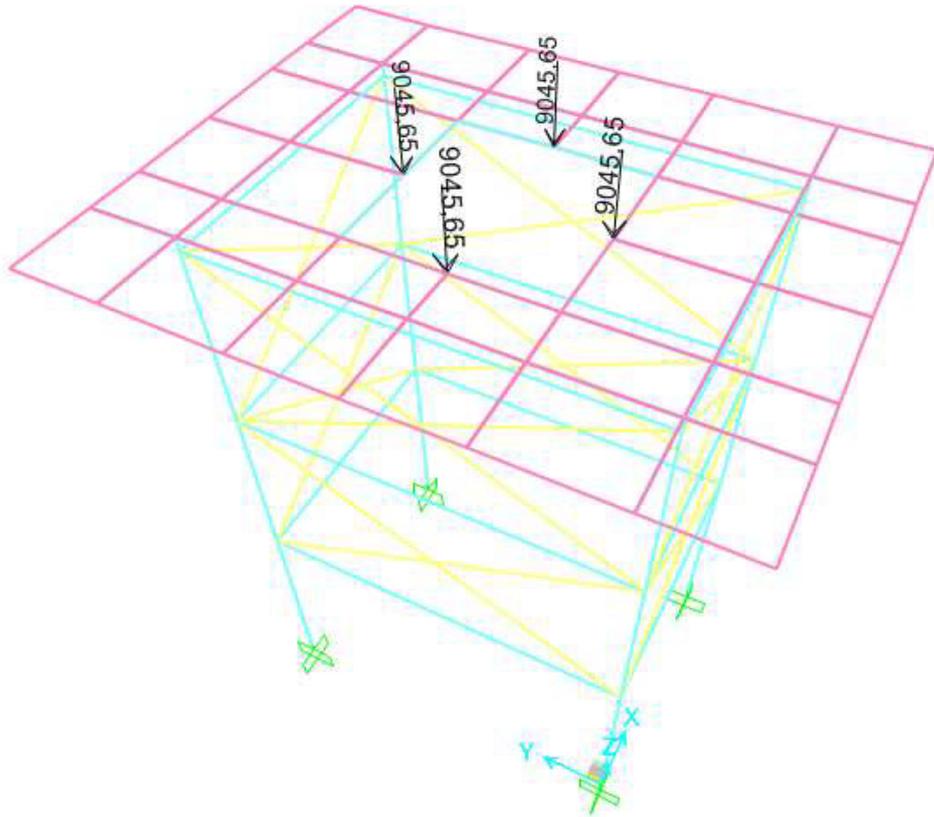
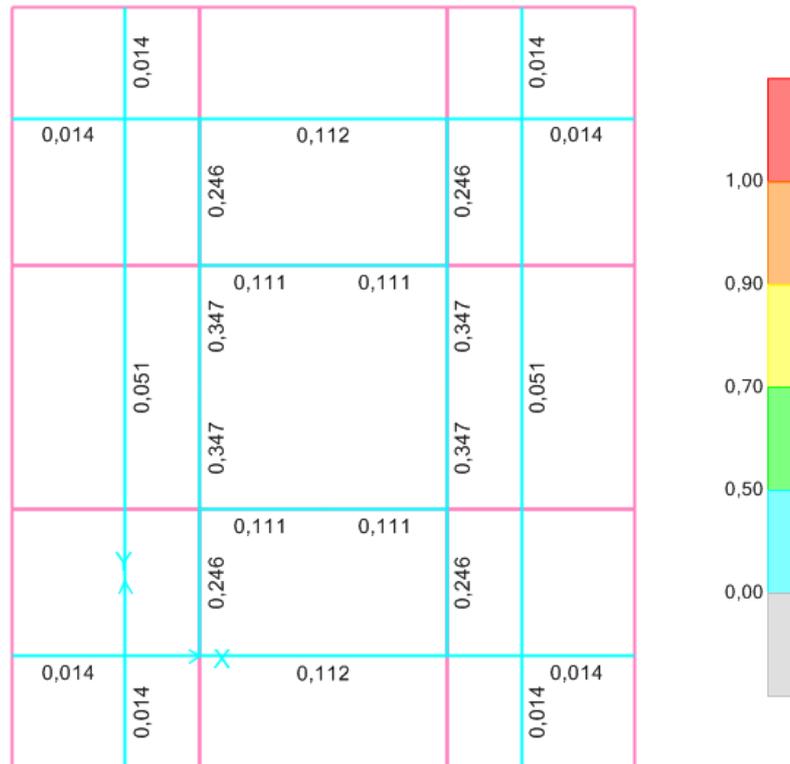


FIGURA E.8

VISTA SUPERIOR DEL RESULTADO GRÁFICO DEL ANÁLISIS DE ESFUERZOS CON EL CÓDIGO AISC-LRDF99 DEL SISTEMA FUTURO



APÉNDICE F

EQUIPOS

EQUIPO F.2

EXTRACTOR BLOAPCO MODELO 30-2 HEAVY DUTY CON MOTOR 460/3/60 DE 20, 25 Y 30 HP



BloApCo.

MATERIAL HANDLING FAN Model 30-2

For more information about other BloApCo Fan models, see Bulletin 011.

Key Features

Oversized hub

Rotating outlet

- 360° at 22.5° increments.

Special fan wheel design

- All-continuous welded construction.
- Certified, dynamically balanced and stress relieved.
- Non-clogging, with flared inlet, tapered blade and supporting back plate.

Special heavy-duty blades

- Angular blade construction adds efficiency.
- One-piece spider gusset adds strength.

Oversized chrome steel – centerless ground shaft

- Eliminates shaft deflection under heavy loading.
- Insures close tolerance between fan shaft, bearings and fan wheels.

Heavy-duty flanged bearings

- For long life.
- Heavy surge loading.

Unique shaft mount

- Allows placement of the bearings close to the wheel and drive pulley reducing overhung bearing and shaft stress.

Exterior continuous welded fan housing

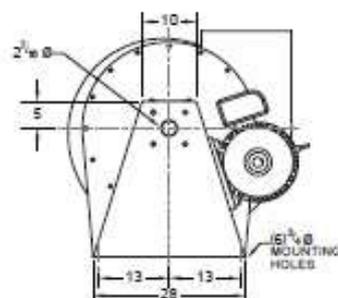
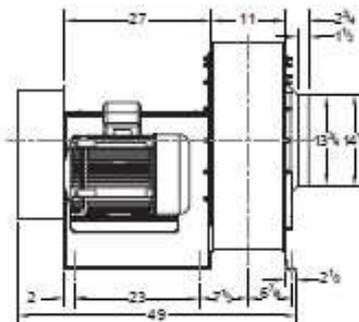
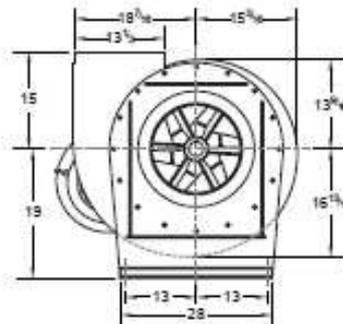
- Provides years of extended trouble-free operation.

Integral fan pedestal/motor mounting

- Arrangement 9.

OSHA approved belt guard

All dimensions are substantial data only and subject to change without notice. Do not use for construction unless BloApCo certified.



Tech Sheet 30-2



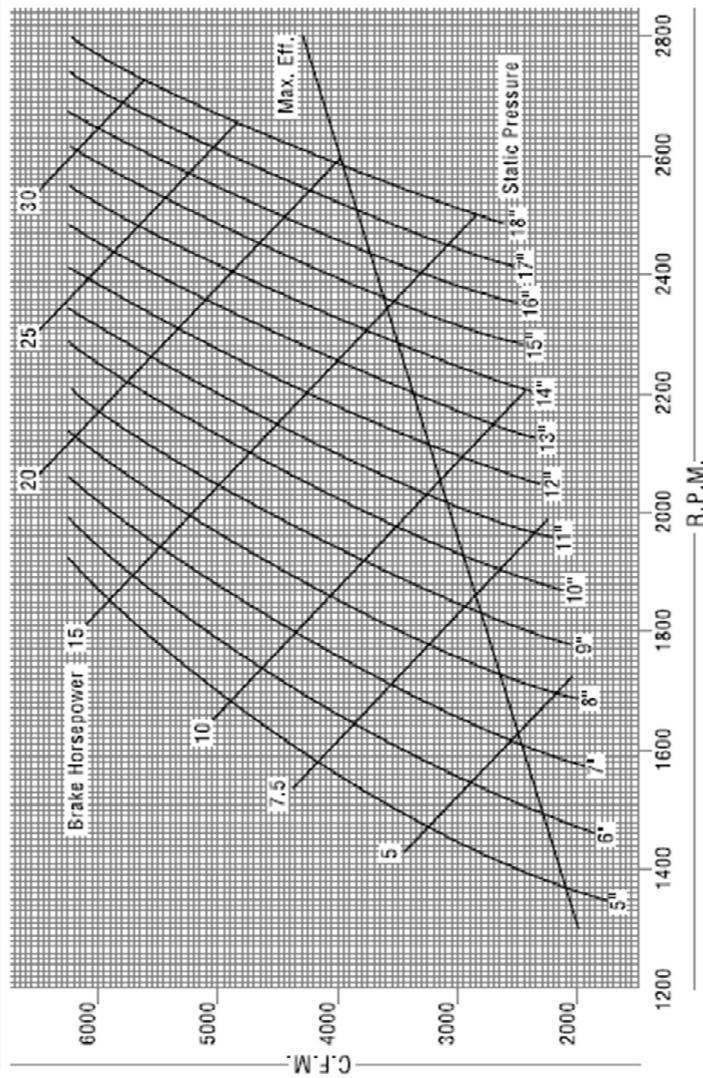
Blower Application Company

N114 W 19125 Clinton Drive • P.O. Box 279 • Germantown, WI 53022-0279 • 800.959.0680 • 262.255.5580 • FAX: 262.255.3446 • bac@bioapco.com • bioapco.com

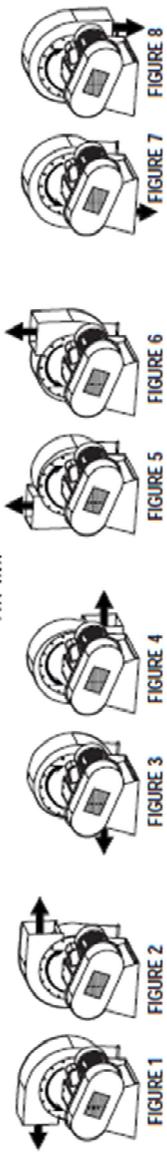
Performance Curve

NOTE: This curve is extrapolated from tabular data of similar radial blade fans and is not based on actual performance tests of this particular fan.

Wheel Diameter: 22 $\frac{3}{4}$ " Shaft Diameter: 2 $\frac{1}{8}$ " Outlet Area: 0.968 Sq.Ft. Inlet Area: 10.31 Sq.Ft. Max RPM: 3200



Tech Sheet 30-2



For more information about other BioApCo Fan models, see Bulletin 011.

EQUIPO F.3

EXTRACTOR BLOAPCO MODELO 40-2 HEAVY DUTY CON MOTOR 460/3/60 DE 25 HP



BloApCo.

MATERIAL HANDLING FAN Model 40-2

For more information about other BloApCo Fan models, see Bulletin 011.

Key Features

Over sized hub

Rotating outlet

- 360° at 22.5° increments.

Special fan wheel design

- All continuous welded construction.
- Certified, dynamically balanced and stress-relieved.
- Non-clogging, with flared inlet, tapered blade and supporting back plate.

Special heavy-duty blades

- Angular blade construction adds efficiency.
- One-piece spider gusset adds strength.

Over sized chrome steel – centerless ground shaft

- Eliminates shaft deflection under heavy loading.
- Insures close tolerance between fan shaft, bearings and fan wheel.

Heavy-duty flanged bearings

- For long life.
- Heavy surge loading.

Unique shaft mount

- Allows placement of the bearings close to the wheel and drive pulley, reducing overhung bearing and shaft stress.

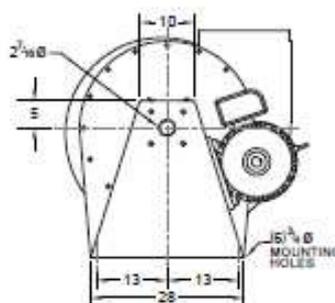
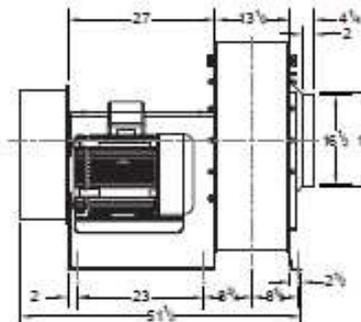
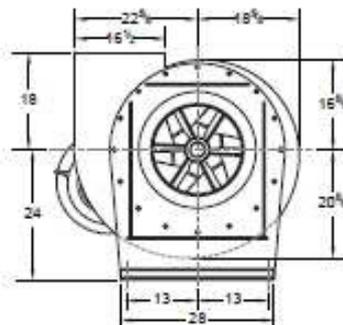
Exterior continuous welded fan housing

- Provides years of extended trouble-free operation.

Integral fan pedestal/motor mounting

- Arrangement 9.

OSHA approved belt guard



All dimensions are submittal data only, and subject to change without notice. Do not use for construction unless BloApCo certified.

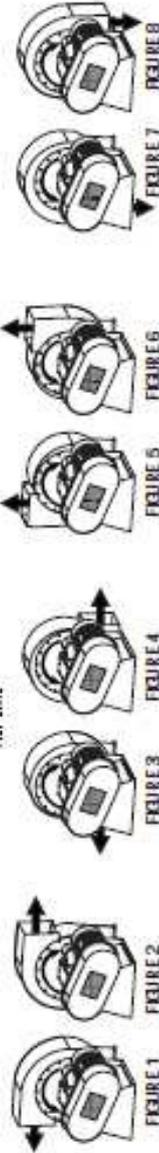
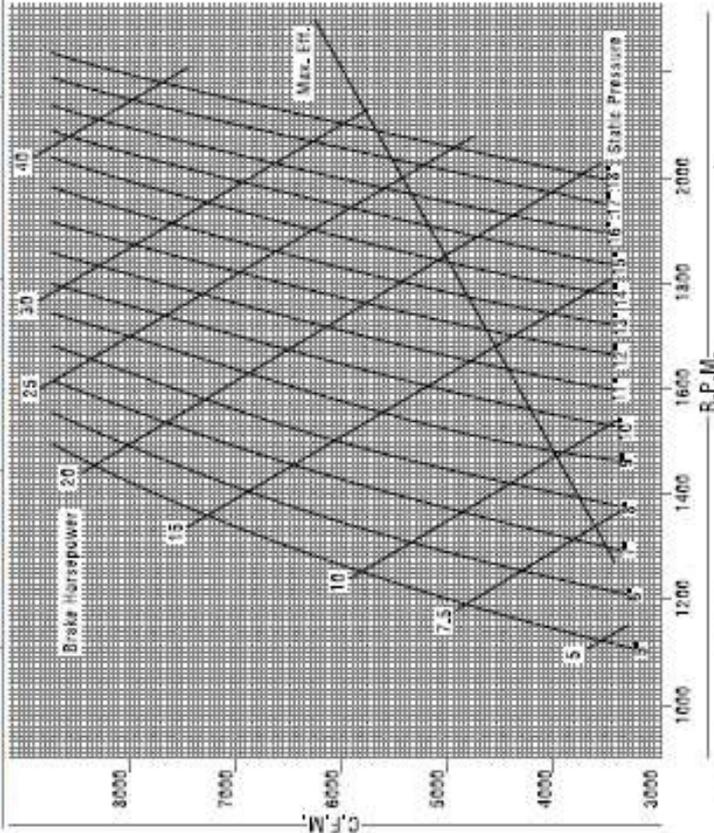
Tech Sheet 40-2

Model 40-2

Performance Curve

NOTE: This curve is extrapolated from tabular data of similar model blowers and is not based on actual performance tests of this particular fan.

Wheel Diameter: 27 in. | Shaft Diameter: 2 in. | Outlet Area: 1400 Sq Ft | Inlet Area: 1405 Sq Ft | Max RPM: 2200



for more information about other BlawieCo Fan models, see Bulletin 011.

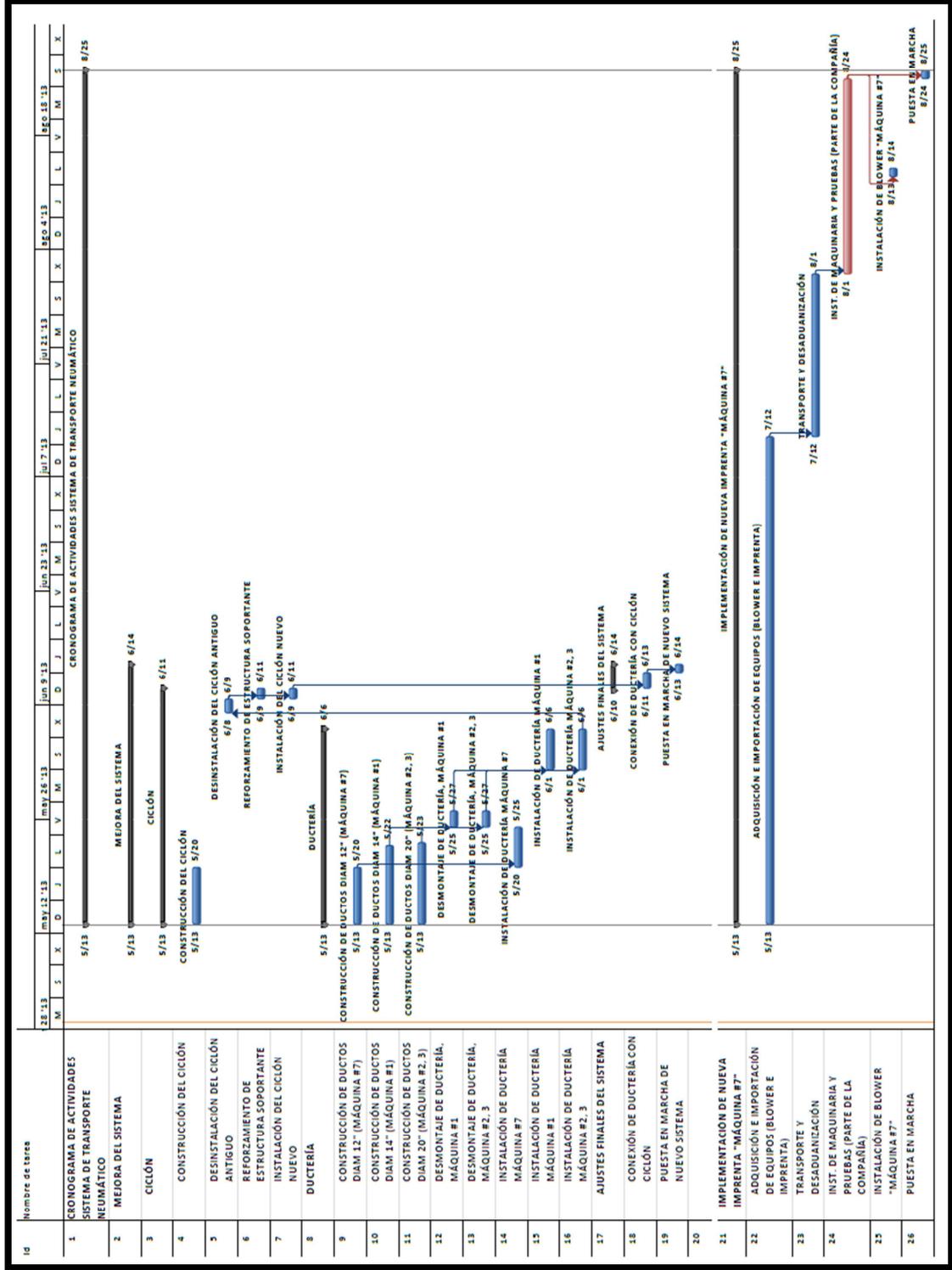


Blower Application Company

NT14 W 9105 Clinton Drive • PO. Box 279 • Germantown, WI 53022-0279 • 800.950.0880 • 262.255.5680 • FAX: 262.255.3446 • bae@blawieco.com • blawieco.com

APÉNDICE G

CRONOGRAMA DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE



BIBLIOGRAFÍA

1. F. Hering, "Transporte de Fluidos por Tuberías", Labor, Primera Edición, pp. 75-153, Düsseldorf, 1975.
2. B. Munson, D. Young, T. Okiishi, "Fundamentos de Mecánica de Fluidos", Limusa, Segunda Edición, New York, 2007.
3. R. Perry, D. Green, "Manual del Ingeniero Químico", McGraw Hill, Séptima Edición, Madrid, 2001.
4. L. Pogo Jara, "Construcción de un Transportador Neumático para Tapas Corona", Tesis, Escuela Superior Politécnica del Litoral, Ecuador, 1991.
5. W. Silva Cornejo, "Evaluación Técnica y Económica: Diseño de Molino de Martillos con Separador de Sub Productos", Tesis, Universidad de Talca, Chile, 2009.
6. C. Echeverri, "Diseño Óptimo de Ciclones", Medellín, 2006.
7. L. Wang, "Theoretical Study of Cyclone Design", Texas, 2004.
8. Dipac, [www.dipacmanta.com].
9. Blower Application Company, Inc., [www.bloapco.com].
10. Corrugando, Revista Oficial de la Asociación de Corrugadores del Caribe, Centro y Sur América, [www.corrugando.com].