

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO DE LA RED DE AIRE COMPRIMIDO, DEL RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO DE AIRE Y DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN DEL ÁREA DE PINTURA, PARA LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE RECIPIENTES A PRESIÓN Y FACILIDADES DE PRODUCCIÓN DE LA COMPAÑÍA SERTECPET S.A-ECUADOR. UBICADA EN LA CIUDAD DE FRANCISCO DE ORELLANA-PROVINCIA DE ORELLANA”

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

CRISTINA GISELLE OSCULLO NARANJO

JOSÉ LUIS JÁCOME TAPIA

DIRECTOR: ING. FERNANDO MONTENEGRO

CODIRECTOR: ING. HERNÁN LARA

Sangolquí, 27 Junio del 2011

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO DE LA RED DE AIRE COMPRIMIDO, DEL RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO DE AIRE Y DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN DEL ÁREA DE PINTURA, PARA LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE RECIPIENTES A PRESIÓN Y FACILIDADES DE PRODUCCIÓN DE LA COMPAÑÍA SERTECPET S.A-ECUADOR. UBICADA EN LA CIUDAD DE FRANCISCO DE ORELLANA-PROVINCIA DE ORELLANA” fue realizado en su totalidad por los Señores Cristina Giselle Oscullo Naranjo y José Luis Jácome Tapia, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingenieros Mecánicos.

Ing. Fernando Montenegro
DIRECTOR

Ing. Hernán Lara
CODIRECTOR

Sangolquí, 27 de Junio del 2011

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO DE LA RED DE AIRE COMPRIMIDO, DEL RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO DE AIRE Y DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN DEL ÁREA DE PINTURA, PARA LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE RECIPIENTES A PRESIÓN Y FACILIDADES DE PRODUCCIÓN DE LA COMPAÑÍA SERTECPET S.A-ECUADOR. UBICADA EN LA CIUDAD DE FRANCISCO DE ORELLANA-PROVINCIA DE ORELLANA”

ELABORADO POR:

Cristina Giselle Oscullo Naranjo

José Luis Jácome Tapia

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Ing. Xavier Sánchez

DIRECTOR DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Sangolquí, 27 de Junio del 2011

DEDICATORIA

Este proyecto es dedicado a Dios y a mi maravillosa familia, por ser mi apoyo incondicional y fortaleza para avanzar cada día.

A mi madre, por la confianza que siempre me ha brindado y ha sido el pilar para salir adelante, por estar a mi lado en los buenos y malos momentos, por ser simplemente, mi mamita.

A mi padre un agradecimiento especial por su guía durante la realización de este proyecto, por enseñarme a salir siempre adelante y confiar en Dios sobre todas la cosas, gracias por la fortaleza que brindas a mi vida.

A Sammy y Daniel por apoyarme, cuidar de mí, por ser las personas en las que siempre podré confiar.

Y finalmente a todas las personas que han estado junto a mi y me han apoyado, con quienes hemos compartido gratos momentos, æJosé Luis por su apoyo en la realización de este proyecto de tesis.

Cristina Giselle Oscullo Naranjo

DEDICATORIA

A Dios.

Por brindarme sabiduría e inteligencia para afrontar los retos que he tenido en mi vida.

A mi Madre

Por brindarme amor y comprensión siempre que lo necesitaba, gracias por inculcarme valores importantes en mi vida.

A mi Padre

Le agradezco la paciencia y el apoyo que me brindo para culminar mi carrera profesional

A mi Hermano

Le agradezco por la confianza y la hermandad que poseemos

José Luis Jácome Tapia

AGRADECIMIENTOS

Un sincero agradecimiento a Dios, a nuestros padres, hermanos y hermanas por su comprensión y apoyo incondicional.

A la Escuela Politécnica del Ejército, a la Carrera de Ingeniería Mecánica, a sus distinguidos Directivos y Profesores, por la formación integral recibida.

A los Ingenieros Fernando Montenegro y Hernán Lara, por su respaldo, guía y apoyo para la realización del proyecto de tesis

Agradecemos a la Empresa SERTECPET por su apoyo y colaboración en el desarrollo del proyecto de tesis, en especial al Ingeniero Byron López y al Ingeniero Alex Terán.

Cristina Oscullo, José Luis Jacome

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS	vi
ÍNDICE DE CONTENIDOS	vii
RESUMEN.....	xxi

CAPÍTULO 1: GENERALIDADES

1.1. TÍTULO DEL PROYECTO	1
1.2. ANTECEDENTES	1
1.3. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	2
1.4. OBJETIVOS	3
1.4.1. GENERAL	3
1.4.2. ESPECÍFICOS.....	3
1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	4
1.6. ALCANCE DEL PROYECTO.....	5

CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

2.1. AIRE COMPRIMIDO	7
2.1.1. INTRODUCCIÓN.....	7
2.1.2. VENTAJAS DEL AIRE COMPRIMIDO	7
2.1.3. INCONVENIENTES DEL AIRE COMPRIMIDO	8
2.1.4. TRATAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN DE AIRE COMPRIMIDO	8
2.1.5. REDES DE AIRE COMPRIMIDO	15
2.1.6. COMPRESORES	23
2.1.7. DETERMINACIÓN DEL VOLUMEN DEL RECIPIENTE	31
2.1.8. IMPORTANCIA DE UNA PRESIÓN ADECUADA	32
2.1.9. CAUSAS DE PRESIONES BAJAS	32
2.1.10. TUBERÍAS INADECUADAS.....	33
2.1.11. FUGAS	33
2.1.12. SISTEMAS CON DISPOSITIVOS DE SECADO DE AIRE	34

2.1.13. MATERIALES DE LA RED DE AIRE COMPRIMIDO	35
2.2. RECIPIENTE A PRESIÓN	38
2.2.1. DEFINICIÓN DE RECIPIENTE A PRESIÓN	38
2.2.2. CÓDIGO APLICABLE	39
2.2.3. PRESIÓN DE OPERACIÓN	40
2.2.4. PRESIÓN DE DISEÑO	40
2.2.5. MÁXIMA PRESIÓN ADMISIBLE DE TRABAJO	40
2.2.6. PRUEBA HIDROSTÁTICA	41
2.2.7. REQUISITOS DE LA PRUEBA HIDROSTÁTICA	41
2.2.8. EFICIENCIA DE LA JUNTA	41
2.2.9. TIPOS DE SERVICIO	42
2.2.10. RESPONSABILIDADES DEL USUARIO	42
2.2.11. TIPOS DE RECIPIENTES	42
2.2.12. TIPOS DE CABEZAS DE RECIPIENTES	44
2.2.13. DISPOSITIVOS DE SUJECIÓN O APOYO	45
2.2.14. CONEXIONES	47
2.2.15. TAMAÑO DE LA ABERTURA	48
2.2.16. ÁREAS DE REFUERZO	48
2.2.17. SELECCIÓN DE BRIDAS PARA BOQUILLAS	49
2.2.18. SOLDADURA EN RECIPIENTES A PRESIÓN	50
2.2.19. MATERIALES EN RECIPIENTES A PRESIÓN	51
2.3. CLIMATIZACIÓN	51
2.3.1. INTRODUCCIÓN	51
2.3.2. CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO	52
2.3.3. PROCESO DE HUMIDIFICACIÓN	55
2.3.4. PROCESO DE DESHUMIDIFICACIÓN	56
2.3.5. SISTEMA VOLUMEN VARIABLE DE AIRE (VVA)	56
2.3.6. ACONDICIONAMIENTO CON VENTILADOR-SERPENTÍN	57
2.3.7. DISTRIBUCIÓN DEL AIRE	59
2.3.8. CRITERIOS DE SELECCIÓN	60
2.3.9. ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN	61
2.3.10. BOMBA DE CALOR	61
2.3.11. APARATOS UTILIZADOS EN LA CLIMATIZACIÓN	62

2.3.12. VENTILADORES	62
2.3.13. MANEJADORA DE AIRE	67

CAPÍTULO 3 : SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE COMPRIMIDO

3.1. INTRODUCCIÓN	69
3.2. CAPACIDAD DE AIRE REQUERIDO PARA LA PLANTA	69
3.2.1. DESCRIPCIÓN DE LAS ÁREAS Y FUNCIONALIDAD	69
3.2.2. NECESIDAD DE AIRE DE LA PLANTA	70
3.2.3. DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS Y CONSUMO DE AIRE	71
3.2.4. ESCENARIOS Y CÁLCULO DE CONSUMO DE AIRE	73
3.3. CALIDAD Y TRATAMIENTO DE AIRE COMPRIMIDO	79
3.3.1. CALIDAD DEL AIRE REQUERIDA PARA LA PLANTA	79
3.3.2. EQUIPOS Y ACCESORIOS PARA TRATAMIENTO DE AIRE	82
3.4. SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE COMPRESORES DE AIRE	85
3.4.1. SELECCIÓN DEL TIPO DE COMPRESOR DE AIRE	85
3.4.2. DETERMINACIÓN DE LA PRESIÓN MÁXIMA DEL COMPRESOR	87
3.4.3. CONFIGURACIÓN DE COMPRESORES	88
3.4.4. HOJA TÉCNICA DE LOS COMPRESORES SELECCIONADOS	91
3.4.5. POTENCIA DE LOS COMPRESORES	93
3.5. CÁLCULO DEL VOLUMEN DEL RECIPIENTE	93
3.5.1. MÉTODO 1	94
3.5.2. MÉTODO 2	95
3.5.3. DETERMINACIÓN DEL VOLUMEN DEL RECIPIENTE	96
3.6. SELECCIÓN DEL SECADOR	96
3.6.1. TIPOS DE SECADORES	97
3.6.2. SELECCIÓN Y CONFIGURACIÓN DEL TIPO DE SECADOR	97
3.6.3. DIMENSIONAMIENTO DEL SECADOR FRIGORÍFICO	99
3.7. SELECCIÓN DE LA RUTA DE LA RED DE TUBERÍA	100
3.7.1. REQUERIMIENTOS GENERALES	100
3.7.2. ALTERNATIVAS DE RUTAS	102
3.7.3. COMPARACIÓN Y ANÁLISIS DE LAS ALTERNATIVAS DE RUTAS	103
3.7.4. SELECCIÓN DE LA RUTA	105

3.8. SELECCIÓN DE MATERIALES PARA LA RED DE TUBERÍAS	107
3.8.1. CÓDIGOS Y ESPECIFICACIONES.....	108
3.8.2. MATERIAL PARA TUBERÍA	108
3.8.3. MATERIAL PARA ACCESORIOS.....	113
3.8.4. TIPOS Y MATERIALES DE VÁLVULAS.....	113
3.9. DIMENSIONAMIENTO DE LA RED DE TUBERÍA.....	114
3.9.1. SEGMENTOS QUE COMPONEN LA RED	114
3.9.2. MÉTODOS PARA DIMENSIONAR EL DIÁMETRO DE TUBERÍA..	115
3.9.3. CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE TUBERÍA	118
3.9.4. DIMENSIONAMIENTO DE LOS DIÁMETROS DE TUBERÍA	121
3.10. SOPORTES DE TUBERÍA.....	123
3.11. LISTA DE MATERIALES.....	124
3.12. PLANOS DE CONSTRUCCIÓN	124

CAPÍTULO 4 : DISEÑO DEL RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO DE AIRE COMPRIMIDO

4.1. INTRODUCCIÓN.....	125
4.2. CRITERIOS DE DISEÑO.....	125
4.2.1. SISTEMAS DE UNIDADES.....	125
4.2.2. CÓDIGOS Y NORMAS APLICABLES.....	126
4.2.3. PARÁMETROS DE DISEÑO	126
4.3. SELECCIÓN DEL TIPO DE RECIPIENTE	128
4.3.1. TIPOS DE CUERPOS DEL RECIPIENTE DE PRESIÓN	128
4.3.2. TIPOS DE CABEZAS DE RECIPIENTES A PRESIÓN.....	129
4.3.3. SELECCIÓN DEL TIPO DE RECIPIENTE	130
4.4. SELECCIÓN DE MATERIALES.....	130
4.4.1. MATERIAL PARA PLANCHAS	130
4.4.2. MATERIAL PARA TUBERÍA	131
4.4.3. MATERIAL PARA ACCESORIOS.....	131
4.4.4. MATERIAL PARA PERNOS DE ANCLAJE.....	131
4.4.5. MATERIAL PARA ESTRUCTURAS	131
4.4.6. MATERIAL PARA SOLDADURA.....	131
4.5. ESPECIFICACIONES PARA EL DISEÑO MECÁNICO.....	132

4.5.1. CARGAS DE DISEÑO.....	132
4.5.2. EFICIENCIA DE JUNTA	133
4.5.3. RADIOGRAFIADO	134
4.5.4. BOQUILLAS	134
4.5.5. GEOMETRÍA DEL RECIPIENTE	136
4.6. DISEÑO MECÁNICO DEL RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO	137
4.6.1. CÁLCULO DE ESPESORES	137
4.6.2. CÁLCULO DE ÁREAS DE REFUERZO.....	140
4.6.3. CÁLCULO DEL FALDÓN	142
4.6.4. SELECCIÓN DE OREJAS DE IZAJE	143
4.6.5. CÁLCULO DE LA PRESIÓN HIDROSTÁTICA	145
4.7. RESUMEN DEL DISEÑO DEL RECIPIENTE	145
4.8. LISTA DE MATERIALES.....	148
4.9. PLANOS DE CONSTRUCCIÓN	148

CAPÍTULO 5 : DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA EL ÁREA DE PINTURA

5.1. INTRODUCCIÓN.....	149
5.2. CARACTERÍSTICAS DEL ÁREA A SER ACONDICIONAR	150
5.2.1. CONDICIONES EXTERNAS.....	150
5.2.2. CONDICIONES INTERNAS	152
5.2.3. DIMENSIONES DEL ÁREA A SER ACONDICIONADA.....	154
5.3. CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA MÁXIMA	157
5.3.1. CARGA TÉRMICA POR ENFRIAMIENTO	157
5.3.2. CARGA TÉRMICA POR CALEFACCIÓN	166
5.4. DETERMINACIÓN DEL CAUDAL DE ENFRIAMIENTO	170
5.5. DETERMINACIÓN DEL CAUDAL DE CALEFACCIÓN	170
5.6. SELECCIÓN DE EQUIPOS.....	171
5.6.1. SELECCIÓN DEL MODELO DE MANEJADORA DE AIRE	173
5.6.2. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL EQUIPO SELECCIONADO.....	174
5.6.3. VENTILADOR DE RETORNO	176
5.6.4. FILTROS DE RETORNO	176
5.7. DUCTOS DE AIRE ACONDICIONADO	176

5.8. LISTA DE MATERIALES.....	179
5.9. PLANOS DE CONSTRUCCIÓN	180

CAPÍTULO 6 : ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

6.1. INTRODUCCIÓN.....	181
6.2. ANÁLISIS FINANCIERO	181
6.2.1. COSTOS DIRECTOS	181
6.2.2. COSTOS INDIRECTOS	186
6.2.3. COSTO TOTAL DEL PROYECTO	186
6.3. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	186
6.3.1. COSTO DE OPERACIÓN.....	189
6.3.2. FLUJO DE CAJA NETA	193
6.3.3. DETERMINACIÓN DEL VALOR ACTUAL NETO (VAN)	195
6.3.4. TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)	195
6.3.5. RELACIÓN COSTO BENEFICIO	196
6.3.6. CONSECUENCIA DE NO IMPLEMENTAR EL PROYECTO	197
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	199
REFERENCIAS	202

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Factor de simultaneidad	16
Tabla 2.2 Valores de la densidad de Aire a diferentes alturas	18
Tabla 2.3 Recomendaciones admisibles de Caídas de presión	20
Tabla 2.4 Datos Orientativos para elegir rejillas y difusores	60
Tabla 3.1 Consumo de aire requerido para el Escenario No 1	74
Tabla 3.2 Consumo de aire requerido para el Escenario No 2	76
Tabla 3.3 Eficiencia Volumétrica por Densidades	77
Tabla 3.4 Consumo de aire requerido para el Escenario No 3	78
Tabla 3.5 Tipos de Clases de calidad conforme a ISO 8573-1:2001	80
Tabla 3.6 Descripción de Equipos usados de Tratamiento de aire	82
Tabla 3.7 Equipos Recomendados para Tratamiento de aire de acuerdo a su aplicación.....	84
Tabla 3.8 Alternativas de rutas de la red de aire comprimido	103
Tabla 3.9 Matriz de Decisión para Ruteo	106
Tabla 3.10 Espesor de tuberías	113
Tabla 3.11 Valores de Longitud Efectiva por accesorios	117
Tabla 3.12 Longitud Equivalente de Accesorios	120
Tabla 3.13 Diámetros de tuberías por áreas	121
Tabla 3.14 Caídas de presión por áreas	122
Tabla 3.15 Máxima distancia entre soportes sugerida para Tramos Rectos en Pared Delgada y Tubería Pesada	123
Tabla 4.1 Sistema de Unidades.....	125
Tabla 4.2 Tipo de Recipiente	128
Tabla 4.3 Tipo de Cabeza	129
Tabla 4.4 Tipos de Junta del recipiente.....	134
Tabla 4.5 Descripción de Boquillas	135

Tabla 4.6 Tabla de Resultados de espesores según ASME VIII y Software Compress	139
Tabla 4.7 Resumen de Diseño del Recipiente de Aire Comprimido.....	146
Tabla 5.1 Anuario Meteorológico Estación Palmoriente- Huashito.....	151
Tabla 5.2 Tiempos de Curado según Temperatura del Sustrato (SIGMAZINC 158).....	152
Tabla 5.3 Tiempos de Curado según Temperatura del Sustrato (SIGMADUR 550).....	153
Tabla 5.4 Tiempos de Curado según Temperatura del Sustrato (SIGMACOVER 456)	154
Tabla 5.5 Dimensiones de Puertas	157
Tabla 5.6 Equivalencia en función del hemisferio	160
Tabla 5.7 Cargas Térmicas Paredes Exteriores Enfriamiento	161
Tabla 5.8 Cargas Térmicas Paredes interiores Enfriamiento	163
Tabla 5.9 Cargas Térmicas Paredes exteriores Calefacción.....	168
Tabla 5.10 Cargas Térmicas Paredes interiores Calefacción	169
Tabla 5.11 Ductos de Suministro	177
Tabla 5.12 Ductos de Retorno	178
Tabla 5.13 Lista de Materiales del Sistema de Climatización	179
Tabla 6.1 Costo de materiales Directos	182
Tabla 6.2 Costos Mano de Obra.....	185
Tabla 6.3 Costos de Diseño	185
Tabla 6.4 Costo Total Directo	185
Tabla 6.5 Costo Total Indirecto	186
Tabla 6.6 Costo Total del Proyecto	186
Tabla 6.7 Caja de Flujo	188
Tabla 6.8 Consumo de Energía de Compresores	190
Tabla 6.9 Factores de costo según horas de operación por año	191
Tabla 6.10 Costo Total Aire Comprimido Anual	192

Tabla 6.11 Costo Total Sistema de Climatización Anual.....	193
Tabla 6.12 Flujo de caja neta a 10 años	194
Tabla 6.13 Beneficio/ Costo proyectado en 10 años.....	196

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Certificados de producción de SERTECPET	2
Figura 2.1	Secador de Absorción	10
Figura 2.2	Secador por Adsorción.....	11
Figura 2.3	Secado en Frío	12
Figura 2.4	Filtro.....	13
Figura 2.5	Regulador de Presión.....	14
Figura 2.6	Lubricador	15
Figura 2.7	Monograma	21
Figura 2.8	Tipos de Compresores	24
Figura 2.9	Compresor de Lóbulos	25
Figura 2.10	Compresor de Tornillo.....	26
Figura 2.11	Compresor de paletas	27
Figura 2.12	Compresor Centrífugo.....	28
Figura 2.13	Compresor Axial.....	29
Figura 2.14	Sistema Todo aire	52
Figura 2.15	Sistema todo agua	53
Figura 2.16	Sistema Aire-Agua	54
Figura 2.17	Sistema Todo Refrigerante	55
Figura 2.18	Bomba de Calor	61
Figura 2.19	Curvas Características de un ventilador de aletas hacia adelante	63
Figura 2.20	Curvas Características de un ventilador de aletas hacia atrás	64
Figura 2.21	Curvas Características de un ventilador de aletas radiales.....	65
Figura 2.22	Curvas Características de un ventilador de aletas axiales	66
Figura 4.1	Cordones de Soldadura en el recipiente	133
Figura 4.2	Localización de boquillas en el recipiente.....	135

Figura 4.3 Geometría de orejas de Izaje.....	144
Figura 5.1 Ubicación del Complejo Industrial SERTECPET S.A	150
Figura 5.2 Esquema de la ubicación del taller de pintura dentro de la Planta PPRP.....	155
Figura 5.3 Configuración Horizontal de Manejadora de Aire	172
Figura 5.4 Carta de Selección de tamaño de Unidad para el modelo 39M AERO, marca CARRIER.....	173
Figura 5.5 Curva de trabajo Ventilador de Suministro	175
Figura 5.6 Esquema de ductos de suministro	178
Figura 5.7 Esquema de ductos de retorno.....	179

ANEXOS

ANEXO 1	DISTRIBUCIÓN DE ÁREAS
ANEXO 2	HOJA TÉCNICA DE EQUIPOS NEUMÁTICOS
ANEXO 3	CÁLCULO DEL FACTOR DE UTILIZACIÓN
ANEXO 4	CÁLCULO CORRECCIÓN POR ALTURA
ANEXO 5	EQUIPOS DE UNIDAD DE MANTENIMIENTO
ANEXO 6	CATÁLOGO DE COMPRESORES BOGE
ANEXO 7	CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL COMPRESOR
ANEXO 8	ALTERNATIVAS DE RUTEO
ANEXO 9	CÁLCULO ESPESOR DE TUBERÍAS
ANEXO 10	DIMENSIONAMIENTO RED DE AIRE COMPRIMIDO
ANEXO 11	ESQUEMA DE LA RED DE AIRE COMPRIMIDO
ANEXO 12	CÁLCULO DE SOPORTES DE TUBERÍA
ANEXO 13	LISTA DE MATERIALES
ANEXO 14	PLANOS DE CONSTRUCCIÓN
ANEXO 15	GLOSARIO DE TÉRMINOS
ANEXO 16	CÁLCULO DEL ESPESOR DEL CUERPO DEL RECIPIENTE
ANEXO 17	CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA CABEZA DEL RECIPIENTE
ANEXO 18	VERIFICACIÓN DEL DISEÑO DEL RECIPIENTE UTILIZANDO COMPRESS
ANEXO 19	CÁLCULO DEL ESPESOR DE TUBERÍAS
ANEXO 20	CÁLCULO DEL ÁREA DE REFUERZO PARA UNA TUBERÍA DE 3" DE DIÁMETRO
ANEXO 21	CÁLCULO DEL ÁREA DE REFUERZO DE LA ENTRADA DE HOMBRE (MANHOLE)
ANEXO 22	DAVIT
ANEXO 23	CÁLCULO FALDÓN, PERNOS DE ANCLAJE Y ANILLO BASE
ANEXO 24	CÁLCULO DEL PESO DEL RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO DE AIRE COMPRIMIDO

ANEXO 25	WPS Y PQR SERTECPET
ANEXO 26	LISTA DE MATERIALES
ANEXO 27	PLANOS DE CONSTRUCCIÓN
ANEXO 28	CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO
ANEXO 29	CÁLCULO DE LA CARGA DE CALEFACCIÓN
ANEXO 30	ESPECIFICACIÓN DE LA MANEJADORA DE AIRE
ANEXO 31	DIMENSIONAMIENTO DUCTOS DE CLIMATIZACIÓN
ANEXO 32	PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

RESUMEN

En este proyecto se diseñó la red de aire comprimido, recipiente de almacenamiento de aire y sistema de climatización para el taller de pintura, para la Compañía de Servicios Técnicos Petroleros y Mineros SERTECPET, que forma parte de la nueva Planta de Recipientes a Presión y Facilidades de Producción de SERTECPET, ubicada en Francisco de Orellana, que tiene como finalidad permitir a la compañía ampliar sus líneas de negocios a nivel nacional e internacional, por lo que requiere expandir sus instalaciones y capacidad de producción.

Para determinar la ruta de aire comprimido se analizó la geometría de la planta, así como otras redes instaladas en la planta tal como: red eléctrica, agua potable; para evitar posibles cruces con otras redes o inconveniente con puertas o rampas de acceso. Dando como resultado tres circuitos abiertos, el primero para abastecer la planta, el segundo para abastecer el taller de pintura y el tercero para abastecer al taller de granallado.

El dimensionamiento de los ductos de la red de aire comprimido asegura que a cada equipo y herramienta neumática en cada área (planta, pintura, granallado) llegue la presión y caudal de aire requerido.

El diseño de la red de aire comprimido se lo hizo determinando la necesidad actual y futura de aire de la Planta. Dando como resultado la utilización de dos compresores S-40 y S-50 que en paralelo entregan un caudal de 11.52 m^3 (406 CFM); a una presión de 8 bar. Para el circuito abierto de la planta y pintura se decidió colocar un secador frigorífico en la línea principal para secar el aire antes de que este ingrese a la línea de distribución la cual se bifurca para la planta y el taller de pintura, además estos circuitos cuentan con una inclinación de tuberías de 1 a 200, colocando en los puntos más bajos válvulas de bola para drenar el condensado. Mientras que para la línea de Granallado se decidió inclinar la tubería 1 grado, colocando en las partes más bajas válvulas de bola para drenar el condensado.

El espesor de tubería cédula se la determinó utilizando el código ASME B31.3.

El diseño mecánico del recipiente de aire comprimido se lo realizó con el objetivo de almacenar aire comprimido para la planta y taller de pintura durante las horas pico de producción, con un volumen de 3 m³.

El diseño mecánico del recipiente de almacenamiento fue diseñado según el Código ASME VIII División I adenda 2009, el recipiente cilíndrico vertical tiene un diámetro de 1.25 m², una altura entre costuras de 2.2 m, con un tipo de cabezas toriesféricas y sostenido mediante un faldón anclado con pernos de anclaje al piso (concreto). El recipiente cuenta con una manhole de 18 pulgadas que permite dar manteniendo interno al recipiente y cuenta en su parte inferior con una electro válvula para drenar el condensado acumulado en el recipiente. El espesor de cabeza es de 16 mm y el espesor de cuerpo es de 12 mm.

El diseño del sistema de climatización para el taller de pintura es una necesidad debido a las condiciones climatológicas que tiene la ciudad de Francisco de Orellana, llegando a existir temperaturas máximas de 35 °C con humedades relativas del 100%, el área a climatizar es de 91 m² y se diseñó según el manual de Aire Acondicionado Carrier.

En el taller de pintura se proyectó que el área mantenga el ambiente interior a una temperatura de 26 °C y una humedad relativa menor a 80%, para mantener condiciones adecuadas tanto de temperatura como de humedad, permitiendo al taller de pintura contar con condiciones favorables para la aplicación y curado de Recipientes a Presión y Facilidades de Producción

Para lograr esta condiciones se requiere de una manejadora de aire con cuatro cabinas, el primero para un filtro plano, el segundo para un serpentín de enfriamiento que supere una carga de 96776.4 BTU/hora con un caudal de 4000 CFM, la tercera cabina para un serpentín de calentamiento que supere una carga de 16541.2 BTU/hora con un caudal de 4000 CFM y cuarta cabina un ventilador de SP = 50.8 mmca. El sistema de climatización no es un ciclo cerrado por lo que se requiere un ventilador de extracción de SP = 25,4 mmca y una configuración de filtros tipo baffle y filtros fibra de vidrio antes de que el aire sea expulsado al ambiente.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1. TÍTULO DEL PROYECTO

“DISEÑO DE LA RED DE AIRE COMPRIMIDO, DEL RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO DE AIRE Y DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN DEL ÁREA DE PINTURA, PARA LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE RECIPIENTES A PRESIÓN Y FACILIDADES DE PRODUCCIÓN DE LA COMPAÑÍA SERTECPET S.A-ECUADOR. UBICADA EN LA CIUDAD DE FRANCISCO DE ORELLANA-PROVINCIA DE ORELLANA”

1.2. ANTECEDENTES

La Compañía de Servicios Técnicos Petroleros y Mineros -SERTECPET S.A. – fundada en 1990 aparece en busca de espacios dentro de la actividad hidrocarburífera y energética, con presencia nacional e internacional, respaldada de una sólida formación profesional, experiencia, creatividad, grandes retos y profundos valores personales y corporativos.

SERTECPET es una empresa que genera soluciones integrales para el sector energético; provisión de productos, servicios, ingeniería, diseño, construcción y montaje de facilidades de producción; asegurándose en satisfacer los requisitos del cliente y demás partes interesadas.

Esta empresa cuenta con un sólido sistema integrado de gestión de Calidad, Ambiente, Salud y Seguridad Ocupacional que les acredita a trabajar bajo normas: ISO 9001, ISO 14001; OHSAS 18001.

La norma API Q1 del Instituto Americano de Petróleo (American Petroleum Institute), certifica que la planta de producción destinada a la fabricación de conexiones roscadas, partes y piezas, están elaboradas bajo estándares internacionales.

El licenciamiento con Tenaris Connection AG¹ en la Planta de Producción también permite ingresar en la elaboración de conexiones requeridas por el sector a nivel mundial.

En definitiva SERTECPET cuenta en su haber con los siguientes certificados que le acreditan para desarrollar sus múltiples labores:



Figura 1.1 Certificados de producción de SERTECPET

Fuente: SERTECPET

1.3. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

SERTECPET S.A. es una compañía ecuatoriana que brinda servicios técnicos petroleros y mineros a la industria y ofrece soluciones integrales energéticas,

¹ Compañía de Tenaris especializada en conexiones roscadas, concesión de licencias de diseño y tecnología.

en fase de expansión de sus instalaciones y de su capacidad de producción con el objetivo de ampliar sus líneas de negocios a nivel nacional e internacional requiere la instalación de una nueva Planta de Producción de Recipientes a Presión y de Facilidades de Producción, ubicada en la ciudad de Francisco de Orellana, en adelante Planta PPRP, que se integra a las instalaciones existentes.

Como parte del proyecto de tesis se requiere del diseño de la red y recipiente de aire comprimido que abastezca las necesidades de aire para los procesos de producción de la Planta PPRP.

Además se requiere el diseño del sistema de climatización para el área de pintura de la planta PPRP.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. GENERAL

Diseñar la red de aire comprimido, del recipiente de almacenamiento de aire y del sistema de climatización para el área de pintura, para la planta de producción de recipientes a presión y facilidades de producción de la compañía SERTECPET S.A-ECUADOR. Ubicada en la ciudad de Francisco de Orellana.

1.4.2. ESPECÍFICOS

- Desarrollar el Marco Teórico del aire comprimido, del recipiente a presión y del sistema de climatización descrito en el índice del proyecto
- Analizar y Seleccionar la mejor alternativa para la red y el recipiente de aire comprimido de la planta PPRP
- Analizar y Seleccionar la mejor alternativa para el sistema de climatización del área de pintura de la planta PPRP
- Desarrollar el diseño mecánico e ingeniería de detalle de la red y del recipiente de aire comprimido a instalarse en la Planta PPRP

- Desarrollar el diseño mecánico e ingeniería de detalle del sistema de climatización del área de pintura de la Planta PPRP
- Realizar un análisis Económico y Financiero del proyecto

1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

La compañía SERTECPET S.A cuenta con una planta de producción destinada a la fabricación de conexiones roscadas, partes y piezas que están elaboradas bajo estándares internacionales, y en su fase de expansión de sus servicios y gracias a la experiencia adquirida en la ingeniería de facilidades de producción sumado a la obtención del estampe ASME U, han obligado la implementación de una nueva Planta de Producción de Recipientes a Presión y Facilidades de Producción, (Planta PPRP). Dentro de los requisitos operativos de la planta PPRP se requiere:

- El diseño mecánico de la red de aire comprimido y el recipiente de almacenamiento de aire que abastezca las necesidades de aire de la planta.
- El diseño mecánico del sistema de climatización para el área de pintura.

El presente proyecto de tesis requiere de un estudio de los tiempos de operación de cada equipo y herramientas; con la finalidad de determinar la demanda de aire comprimido de la planta para garantizar que no exista paro de producción en ninguna área, por déficit de aire en la red de aire comprimido.

Como parte integrante del sistema de aire comprimido se requiere el diseño mecánico del recipiente a presión para almacenamiento de aire que permita contar con el suministro de aire como reserva para suplir las demandas picos superiores a la capacidad del compresor.

Para la operación de la planta PPRP se requiere el diseño de un sistema de climatización para el área de pintura con la finalidad de que se pueda pintar a

cualquier hora del día, sin que afecten las condiciones climatográficas de la zona.

El área de pintura a climatizar es de aproximadamente 91 m² y la red de aire comprimido será diseñada y construida en la planta PPRP de aproximadamente 1,200 m².

El presente proyecto de tesis incluye, el estudio y selección de materiales y de equipos, con la finalidad de seleccionar los más adecuados en función de parámetros de funcionamiento, eficiencia, garantía, economía, calidad, durabilidad y servicio técnico.

1.6. ALCANCE DEL PROYECTO

El alcance del presente proyecto de tesis se detalla a continuación:

1. Diseño de la red de aire comprimido para la Planta PPRP que comprende:

- Cálculo y determinación de la demanda de aire comprimido
- Layout de la red de aire comprimido
- Generación y Selección de alternativas
- Diseño mecánico de la red de aire comprimido
- Selección y elaboración de las especificaciones de los equipos seleccionados
- Generación de planos para construcción
- Generación de lista de materiales

2. Diseño mecánico de un recipiente a presión para el sistema de aire comprimido que comprende:

- Dimensionamiento del Recipiente de Almacenamiento de Aire
- Determinación de los parámetros de diseño
- Generación y Selección de alternativas

- Cálculo de espesores, refuerzos, accesorios del Recipiente a Presión
- Generación de planos para construcción
- Generación de lista de materiales

3. Diseño del sistema de climatización para el área de Pintura

- Determinación de los factores de diseño para el área de pintura
- Determinación de cargas térmicas y requerimientos técnicos
- Memoria de cálculos
- Selección de equipos
- Diseño mecánico de los ductos
- Generación de planos
- Generación de lista de materiales

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. AIRE COMPRIMIDO

2.1.1. INTRODUCCIÓN

El aire comprimido es una fuente de energía utilizada en todo tipo de industrias con múltiples ventajas, es segura, económica, fácil de transmitir y adaptable.

En la actualidad, ya no se concibe una moderna explotación industrial sin el aire comprimido. Este es el motivo de que en los ramos industriales más variados se utilicen aparatos neumáticos cuya alimentación continua y adecuada de aire garantizará el exitoso y eficiente desempeño de los procesos involucrados en la producción.

El diseño y mantenimiento adecuado de redes de aire comprimido y sus respectivos accesorios, juega un papel decisivo en los procesos productivos involucrados cuya energía utilizada es el aire.

2.1.2. VENTAJAS DEL AIRE COMPRIMIDO

- Abundante: Es ilimitado y se encuentra disponible gratuitamente en cualquier lugar
- Seguridad: No hay riesgos de chispas, puede utilizarse en lugares húmedos sin riesgos de electricidad estática
- Regulación: Las velocidades y las fuerzas pueden regularse de manera continua y escalonada
- Almacenaje y distribución: Puede ser acumulado y comprimido en acumuladores o tanques pulmones, y puede ser distribuidos por medio de tuberías y mangueras donde y cuando se precise

- Temperatura: Es fiable, incluso cuando se presentan temperaturas extremas, por lo que puede ser utilizado en todas partes
- Elementos: El diseño y construcción de elementos es fácil y de simple confección
- Sobrecarga: Se puede llegar en los elementos neumáticos de trabajo hasta su total parada, sin riesgo de sobrecargas

2.1.3. INCONVENIENTES DEL AIRE COMPRIMIDO

- Preparación: Es indispensable la eliminación de partículas sólidas, impurezas y es importante secar el aire previa su utilización.
- Costo Inicial Alto: Es una fuente de energía costosa, pero compensada con el buen rendimiento y facilidades de implantación.
- Ruidos: El aire que escapa a la atmósfera produce en ocasiones ruidos bastantes molestos.

2.1.4. TRATAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN DE AIRE COMPRIMIDO

El aire comprimido contiene impurezas que pueden producir perturbaciones en el funcionamiento, deteriorando rápidamente los accesorios, equipos y herramientas que componen la red de aire comprimido.

Las impurezas que se encuentran en una red de aire comprimido están formadas por agua, polvo, óxido y aceite este último procedente de la lubricación del compresor.

El agua origina un desgaste prematuro en los componentes neumáticos produciendo partículas de óxido en las tuberías de distribución. Las impurezas sólidas ocasionan un deterioro en las juntas y las partes móviles de los componentes.

Con la finalidad de disminuir el contenido de partículas sólidas grandes existentes en el aire se utiliza un filtro en la entrada, además el compresor debe estar ubicado en lugares limpios, libres de pulidoras, lijadoras, etc.

La utilización de secadores es un eficaz método en la limpieza del aire, ya que en estos se depositan los condensados de agua, logrando con ello, disminuir la formación de partículas de óxidos con el fin de alargar la vida útil de la red de aire comprimido.

2.1.4.1. Separación del agua

Los efectos negativos que provoca el condensado en las instalaciones neumáticas, hacen necesaria su eliminación.

La presencia de condensado en la red de aire comprimido justifica la colocación de purgas tanto en el recipiente de almacenamiento de aire comprimido como en la línea de distribución. En los casos en donde la presencia de humedad sea considerable o se requiera un aire muy depurado se recomienda la utilización de secadores, que permiten reducir el contenido de agua en el aire hasta 0.001 g/m^3 .

2.1.4.1.1. Secado por absorción

El secado por absorción es un procedimiento puramente químico. El aire comprimido pasa a través de un lecho de sustancias secantes (higroscópica). En cuanto el agua o vapor de agua entra en contacto con dicha sustancia, se combina químicamente con ésta y se desprende como mezcla de agua y sustancia secante.

Las principales características del secado por absorción son:

- Instalación Simple.
- Baja Calidad de Aire.
- Temperatura máxima de ingreso $30 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Humedad relativa 60-65%.
- Reducido desgaste mecánico, porque el secador no tiene piezas móviles.

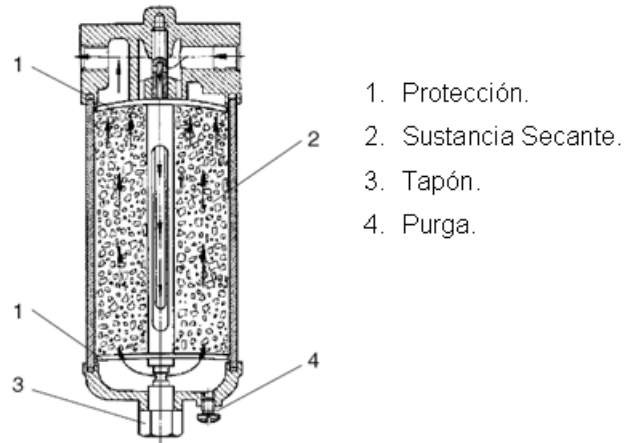


Figura 2.1 Secador de Absorción

Fuente: BOGE, Compendio de Aire Comprimido

2.1.4.1.2. Secado por Adsorción

Este principio se basa en un proceso físico. (Adsorber: Depósito de sustancias sobre la superficie de cuerpos sólidos.)

El material de secado es granuloso con cantos vivos o en forma de perlas. Se compone de casi un 100% de dióxido de silicio. En general se le da el nombre de Gel.

La misión del gel consiste en adsorber el agua y el vapor de agua. El aire comprimido húmedo se hace pasar a través del lecho de gel, que fija la humedad.

La capacidad adsorbente de un lecho de gel es naturalmente limitada. Si está saturado, se regenera de forma simple. A través del secador se sopla aire caliente, que absorbe la humedad del material de secado. El calor necesario para la regeneración puede aplicarse por medio de corriente eléctrica o también con aire comprimido caliente.

Disponiendo en paralelo dos secadores, se puede emplear uno para el secado del aire, mientras el otro se regenera (soplándolo con aire caliente).

Las principales características de secado por Adsorción son:

- Temperatura máxima de ingreso 40°C.
- Temperatura de punto de rocío -20°C a -40°C.
- Alta calidad de Aire.
- Costo muy alto.
- Humedad Relativa 60 a 85%
- Utiliza material de Secado

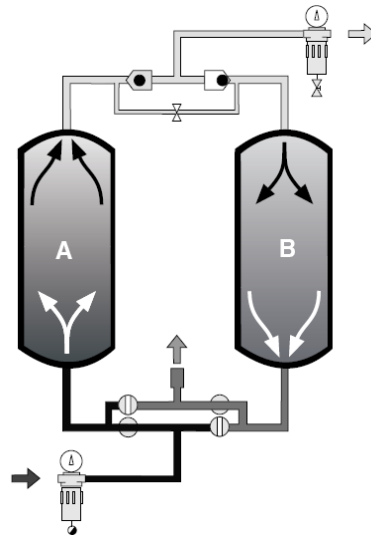


Figura 2.2 Secador por Adsorción

Fuente: BOGE, Compendio de Aire Comprimido

2.1.4.1.3. Secado en frío

Los secadores de aire comprimido por enfriamiento se basan en el principio de reducción de la temperatura del punto de rocío.

El aire comprimido a secar entra en el secador pasando primero por el llamado intercambiador de calor de aire-aire.

El aire caliente que entra en el secador se enfría mediante aire seco y frío proveniente del intercambiador de calor (vaporizador).

El condensador de aceite y agua se evacúa del intercambiador de calor, a través del separador.

Este aire pre enfriado pasa por el grupo frigorífico (vaporizador) y se enfría más hasta una temperatura de unos 274.7 K (1.7 °C) En este proceso se elimina por segunda vez el agua y aceite condensados.

Seguidamente se puede hacer pasar el aire comprimido por un filtro fino, al objeto de eliminar nuevamente partículas de suciedad.

Las principales características de secado en frío son:

- Alta calidad de aire
- Costo alto
- Mantenimiento Reducido
- Baja Pérdida de carga
- Humedad relativa 60 a 75%
- Temperatura máxima de ingreso 40°C

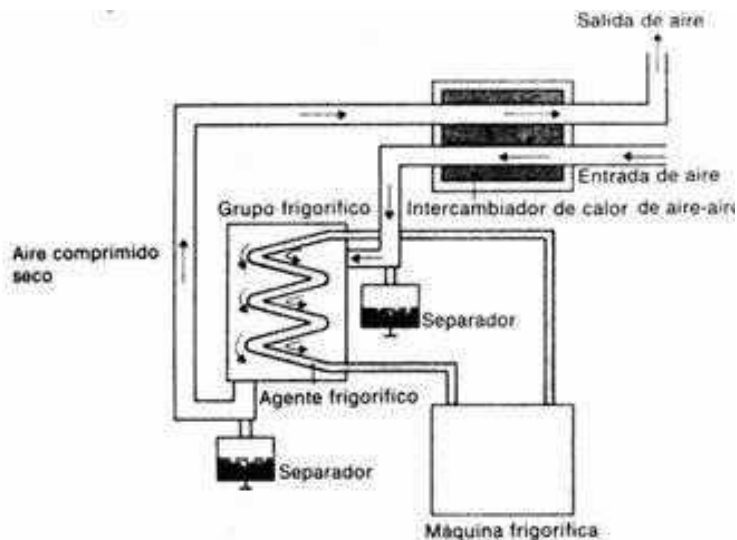


Figura 2.3 Secado en Frío

Fuente: Sapiens.itgo.com

2.1.4.2. TRATAMIENTO FINAL DEL AIRE COMPRIMIDO

La unidad de tratamiento final del aire comprimido, llamada también unidad de mantenimiento FRL (equipo formado por filtro, regulador de presión y lubricador), el mismo que debe ser usado antes de la herramienta neumática.

Esta unidad de mantenimiento depende de la herramienta neumática a la cual acompaña debido a que en algunos casos la unidad FRL se reduce a unidad FR (Filtro-Regulador) debido a la naturaleza de la operación que ejecuta la herramienta por ejemplo; las pistolas de pintura no necesitan tener un lubricador previo.

2.1.4.2.1. Filtro

El propósito de los filtros de aire comprimido es suministrar aire libre de contaminantes a los diferentes puntos de aplicación. Contaminantes tales como agua, aceite, polvo, partículas sólidas, neblinas, olores, sabores y vapores, pueden atacar su sistema.

Estas partículas pueden generarse desde cuatro fuentes principales:

- Suciedad atmosférica aspirada en el puerto de entrada del compresor
- Productos corrosivos originados por la acción del agua y de ácidos débiles, formados por la interacción de agua y gases tales como el dióxido de azufre, aspirados por el compresor
- Partículas originadas a partir de la fijación mecánica entre la canalización y los componentes, introducidos en el sistema de distribución de aire

Generalmente, no es recomendable habilitar una filtración más fina de la estrictamente necesaria, dado que cuanto más fina sea la filtración, mayor será la cantidad de suciedad atrapada por el elemento de filtraje, con lo cual éste se bloqueará más rápidamente.

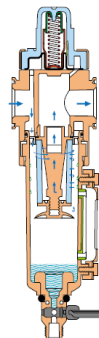


Figura 2.4 Filtro

Fuente: Norgren

2.1.4.2.2. Regulador de Presión

La válvula reguladora, reduce la presión de la red al nivel requerido de la instalación y lo mantiene constante aunque existan variaciones en el consumo.

En su funcionamiento, la presión de salida es regulada por una membrana que está sometida por un lado a la fuerza de un resorte accionado por un tornillo y por el otro, a la ejercida por la propia presión de salida.

Si la presión de salida aumenta debido a la disminución de caudal, la membrana se comprime y la válvula de asiento se cierra. En el caso contrario, la válvula de asiento se abre y permite el paso de aire procedente de la red.

Si se reduce la tensión del muelle, el exceso de aire en la salida, sale al exterior por el orificio de escape, aunque hay construcciones en las que este orificio no existe.

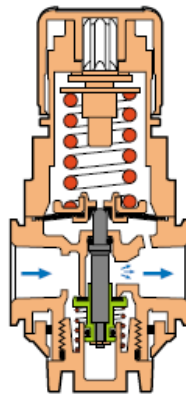


Figura 2.5 Regulador de Presión

Fuente: Norgren

2.1.4.2.3. Lubricador

El lubricador tiene la misión de lubricar los elementos neumáticos de manera permanente. El aceite asciende a la parte superior del lubricador por efecto Venturi y cae en la corriente de aire, que lo nebuliza y lo transporta a la instalación.

El lubricante previene un desgaste prematuro de las piezas móviles, reduce el rozamiento y protege los elementos contra la corrosión.

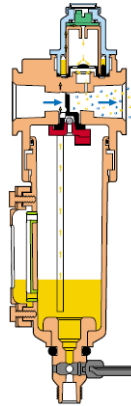


Figura 2.6 Lubricador

Fuente: Norgren

2.1.5. REDES DE AIRE COMPRIMIDO

El primer paso para el diseño de redes de aire comprimido es determinar los requerimientos de aire comprimido

2.1.5.1. Determinación de la necesidad aire comprimido [1]

Cuando se determina la necesidad de aire comprimido, no simplemente se suman los consumos individuales de todos los equipos y herramientas neumáticas, otros factores deben ser tomados en consideración tales como:

2.1.5.1.1. Factor de simultaneidad

El factor de simultaneidad (f_s) es un valor empírico, basado en la experiencia de los equipos neumáticos que no se utilizan al mismo tiempo.

El factor de simultaneidad ajusta el consumo teórico del número de herramientas neumáticas en condiciones reales.

La siguiente tabla muestra valores de fs según la cantidad de equipos o herramientas neumáticas (dispositivos de consumo).

Tabla 2.1 Factor de simultaneidad

Cantidad de dispositivos de consumo	Factor de simultaneidad Fs
1	1.00
2	0.94
3	0.89
4	0.86
5	0.83
6	0.80
7	0.77
8	0.75
9	0.73
10	0.71
11	0.69
12	0.68
13	0.67
14	0.66
15	0.64
16	0.63

Fuente: Compendio de Aire Comprimido BOGE

2.1.5.1.2. Factor de utilización

Muchos dispositivos de consumo de aire, tales como herramientas, pistolas de limpieza, pistolas de pintura, entre otras no tienen un uso continuo, son dispositivos utilizados según la necesidad, y por esta razón se requiere determinar el factor de utilización (fu).

El factor de utilización es determinado en un tiempo referencial según el tiempo de uso. La siguiente ecuación es usada para determinar el factor de utilización:

$$F_u = \frac{T_u}{T_r}$$

Ecuación 2.1

Donde:

Fu= Factor de utilización (adimensional)

Tr= Tiempo referencial (min)

Tu= Tiempo de uso (min)

Algunas consideraciones deben ser tomadas en cuenta para determinar el consumo total de las herramientas individuales a la demanda actual:

2.1.5.1.3. Fugas

Pérdidas por fugas y fricción ocurren en todas las partes del sistema neumático, los nuevos sistemas requieren considerar un factor de al menos 5% sobre el cálculo de la necesidad de aire. Para sistemas más antiguos se debe considerar al menos un 25%.

2.1.5.1.4. Expansión

Una red de aire comprimido es diseñada de acuerdo a los consumos estimados de los dispositivos neumáticos, con el tiempo la demanda tiende a crecer por lo que es necesario considerar un factor de expansión, que depende de las proyecciones a futuro que se tenga de la red de aire comprimido.

2.1.5.1.5. Error

Se puede considerar un margen de error ya que a pesar del cuidado que se tenga en el cálculo, se puede incurrir en errores en la necesidad de las herramientas neumáticas. Se puede considerar entre un 5% y 15%.

2.1.5.1.6. Correcciones por altitud

La altitud tiene relación con la capacidad de entrega de caudal útil por parte de la unidad compresora, por lo tanto para un cálculo de necesidad de aire más real se lo corregirá a la altitud que se encuentre la red de aire comprimido.

El caudal que entrega el compresor según catálogos corresponde a condiciones ambientales estándar a nivel del mar.

La densidad del aire a diferentes alturas varía como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 2.2 Valores de la densidad de Aire a diferentes alturas

Altitud (metros)	Valores de la densidad del aire ambiente		
	Mínimo (kg/m ³)	Promedio (kg/m ³)	Máximo (kg/m ³)
0	1.1405	1.2254	1.3167
305	1.1101	1.1886	1.2735
610	1.0812	1.1533	1.2302
914	1.0524	1.1197	1.2222
1000	1.0444	1.1101	1.1902
1219	1.0252	1.0861	1.1501
1524	0.9996	1.0556	1.1133
1829	0.9739	1.0236	1.0764
2000	0.9595	1.0076	1.0572

Fuente: inti.gov.ar

La densidad del aire es igual a:

$$d = \frac{m}{V}$$

Ecuación 2.2

Donde:

d = densidad del aire kg/m³

m = masa de aire kg

v = volumen de aire m³

La masa de aire a diferentes densidades se mantendrá constante, pero el volumen que la contiene variará, por lo tanto,

$$V_2 = \frac{d_1 \times v_1}{d_2}$$

Ecuación 2.3

Donde:

d_1 = Densidad del aire a 0 msnm, kg/m^3

v_1 = Volumen de aire a 0 msnm m^3

d_2 = Densidad del aire a diferente altura, kg/m^3

v_2 = Volumen de aire a diferente altura m^3

Para determinar la corrección por altura se utiliza la ecuación 2.3.

2.1.5.2. Dimensionado de la red

Antes de dimensionar la red de aire comprimido se debe considerar algunos parámetros, teniendo en cuenta que tuberías con diámetros demasiado pequeños provocarán altas pérdidas de presión que deberán ser compensadas con alta compresión para garantizar el correcto funcionamiento de los equipos de consumo.

2.1.5.2.1. Factores que influyen en la determinación del diámetro interno son:

- **Volumen de flujo**

Se debe asumir el máximo caudal de aire que pasará por la tubería. Aumentar las pérdidas de presión tiene un gran impacto cuando los requerimientos de aire comprimido están al máximo.

- **Longitud efectiva de Tubería**

La longitud de tubería debe ser determinada con la mayor precisión posible. Accesorios y codos son inevitables en los sistemas de tuberías y para la determinación de la longitud efectiva se debe tomar en cuenta su longitud equivalente.

- **Presión de operación**

Cuando se determina diámetros se debe tomar en cuenta la presión máxima que entrega el compresor, teniendo en cuenta que la presión máxima provocará además un mayor caída de presión.

- **Máxima Caída de Presión Admisible**

La siguiente tabla recomienda las caídas de presión admisible según el Compendio de Aire Comprimido BOGE.

Tabla 2.3 Recomendaciones admisibles de Caídas de presión

Secciones individuales de la red	Δp admisible (bar)
Línea Principal	0.04
Línea de Distribución	0.04
Línea de Conexión	0.03

Fuente: Compendio de Aire Comprimido BOGE

La caída de presión en instalaciones fijas, no puede sobrepasar 0.1 bar, desde la instalación del compresor hasta la llave de servicio que queda a mayor distancia en el sistema².

2.1.5.3. Cálculo de diámetro interno de tubería

Puede calcularse analíticamente con la siguiente ecuación:

$$d_i = \sqrt[5]{\frac{1.6 \times 10^3 \times V^{1.85} \times L}{10^{10} \times \Delta p \times P_{\max}}}$$

Ecuación 2.4

Donde:

Di= Diámetro interno de tubería (m)

V= Caudal que entrega el compresor (m³/s)

L= Longitud efectiva corregida (m)

Δp= Caída de presión (bar)

² Guía de Instalación de Atlas Copco

P_{max} = Presión de operación del compresor (bar)

También para el dimensionamiento de tubería se pueden utilizar monogramas, como el indicado en la figura 2.7.

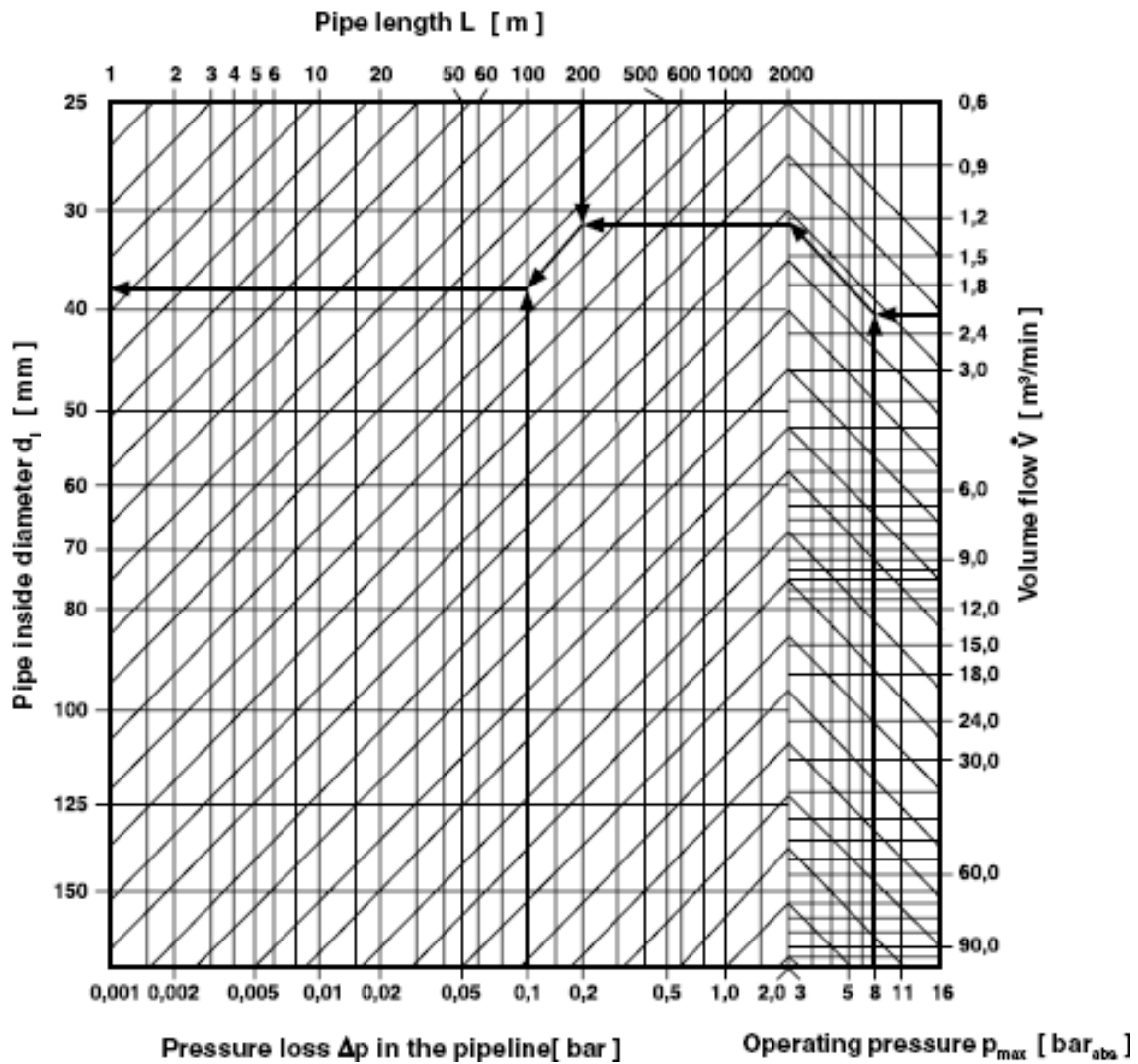


Figura 2.7 Monograma

Fuente: BOGE, Compendio de Aire Comprimido

2.1.5.4. Tendido de la red de aire comprimido [2]

En las redes de distribución del aire comprimido, no sólo es importante el correcto dimensionado, sino también la correcta instalación de las mismas.

Las tuberías necesitan una vigilancia y mantenimiento regulares, por lo que no deberán instalarse en emplazamientos angostos, ya que la detección y reparación de fugas o averías resultará muy difícil.

Siempre que no se disponga de un equipo de secado que garantice la imposibilidad de condensación de agua en la red, las tuberías principales deberán colocarse con una inclinación descendente de un 2 ó 3 % en el sentido de circulación del aire, para que el agua condensada pueda evacuarse al exterior a través de purgas colocadas en los puntos más bajos de la instalación.

Las derivaciones de tomas de aire de la red principal, se harán siempre por la parte superior (cuello de cisne) de la tubería.

Para el tendido de la red principal se adoptan tres sistemas:

- En circuito abierto, que se emplea en instalaciones de bajo consumo. Su tendido es lineal, la estación de compresión se conecta en un extremo y el otro está cerrado.
- En circuito cerrado, que se usa en instalaciones con consumos intermedios o altos y su tendido forma un anillo y la presión se mantiene más uniforme.
- Las redes mixtas están formadas por una red cerrada de la que se derivan varias redes abiertas.

2.1.5.4.1. Tubería Principal

Es la línea que conduce el aire comprimido desde el cuarto de los compresores hasta las áreas de consumo. Debe tener la mayor sección posible para evitar pérdidas de presión y prever futuras ampliaciones de la red con su consecuente aumento de caudal.

2.1.5.4.2. Tubería de Distribución

Es la línea que distribuye el aire comprimido dentro del área de consumo. El caudal que por allí circula es el asociado a los elementos alimentados exclusivamente por esta tubería. También en el diseño se debe prever posibles ampliaciones en el futuro.

La caída de presión permisible en la Tubería Principal y Tubería de Distribución es de 0.07 bar.

2.1.5.4.3. Tubería de Servicio

Es la que lleva el aire de la línea de distribución al punto de trabajo. En sus extremos tienen conectores rápidos y sobre ellas se ubican las unidades de mantenimiento. La caída de presión admisible en esta tubería es de 0.03 bar.

2.1.6. COMPRESORES

El compresor aspira aire de la atmósfera y lo comprime en un volumen más pequeño, almacenándolo después en un depósito llamado tanque pulmón, para después ser utilizado por equipos o herramientas neumáticas.

Los compresores pueden ser usados para aumentar la presión o flujo de un gas (aire, amoníaco, nitrógeno, etc.). A veces esto es intermitente (un taller, planta procesadora pequeña, etc.) a veces continuo (bombeo de gasoductos, embotelladoras de gaseosas o cerveza, envases plásticos, etc.).

Básicamente, hay cinco tipos de compresores de aire que se emplean en la industria, que se agrupan a su vez dentro de dos grandes familias: compresores de desplazamiento positivo y compresores dinámicos.

2.1.6.1. Tipos de compresores

Los principales tipos de compresores se clasifican de la siguiente manera:

- Compresores de Desplazamiento Positivo.
 - Rotativos.
 - Lóbulos.
 - Tornillo.
 - Paletas
 - Alternativos

- Dinámicos
 - Centrifugo
 - Flujo Axial

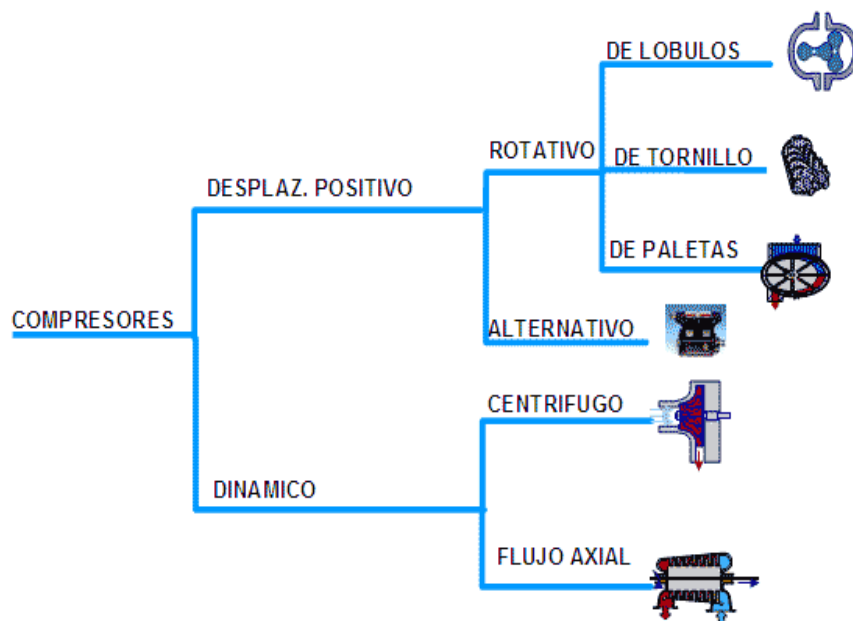


Figura 2.8 Tipos de Compresores

Fuente: Widman.biz

2.1.6.1.1. Compresores de desplazamiento positivo

Estos compresores son los más comunes y más utilizados; el incremento de presión se obtiene introduciendo un volumen de gas, en un espacio determinado, que posteriormente es reducido por elementos mecánicos.

Estos compresores se pueden dividir a su vez en:

- rotativos
- reciprocantes

2.1.6.1.2. Compresores Rotativos de Lóbulos.

Este tipo de compresores no tienen válvulas de aspiración o descarga, la compresión tiene lugar en el tanque posterior debido a las sucesivas entregas de aire.

- Características:
 - Producen altos volúmenes de aire seco a baja presión.
 - Posee pocas piezas en movimiento.
 - No requieren lubricación.
 - No hay contacto entre lóbulos, ni de estos con la carcasa.
 - Enfriamiento por Aire.
- Principio de Operación: Dos rotores idénticos y usualmente simétricos giran en direcciones opuestas, dentro de una carcasa cilíndrica impulsando continuamente volúmenes iguales de aire³.

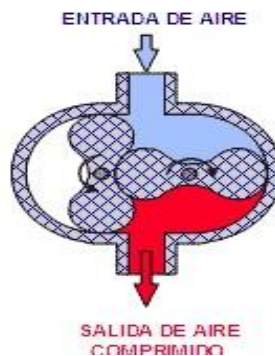


Figura 2.9 Compresor de Lóbulos

Fuente: Widman.biz

2.1.6.1.3. Compresores Rotativos de Tornillo

Los compresores de tornillo tienen dos tornillos engranados que rotan paralelamente con un juego o luz mínima, sellado por la mezcla de aire y aceite.

³ Aire Comprimido y su aplicación en la industria, Atlas Copco.

- Características:
 - Flujo continuo de aire
 - Fácil mantenimiento
 - Silencioso

- Principio de Operación: Al girar los tornillos, el aire entra por la válvula de admisión con el aceite. El espacio entre los labios es progresivamente reducido al correr por el compresor, comprimiendo el aire atrapado hasta salir por la válvula de salida.

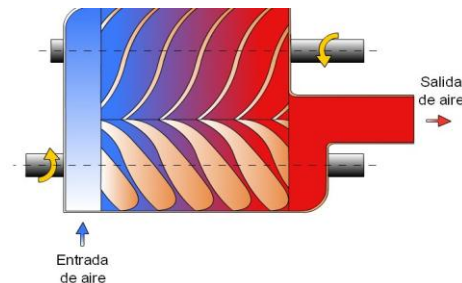


Figura 2.10 Compresor de Tornillo

Fuente: Portaleso.com

2.1.6.1.4. Compresores Rotativos de Paletas

Estos compresores constan de una carcasa cilíndrica en cuyo interior va un rotor montado excéntricamente de modo de rozar casi por un lado la pared de la carcasa formando así del lado opuesto una cámara de trabajo en forma de media luna. Esta cámara queda dividida en secciones por un conjunto de paletas deslizantes alojadas en ranuras radiales del rotor.

- Características:
 - Fácil Mantenimiento
 - Silencioso
 - Pequeño
 - Flujo continuo de Aire

- Principio de Operación: Cuando gira el rotor, las paletas se desplazan contra las paredes del estator, gracias a la fuerza centrífuga. El aire aspirado por el compresor se deposita en los espacios existentes entre cada dos aletas, zona de mayor excentricidad. Al girar el rotor el volumen entre aletas va disminuyendo y el aire se comprime, hasta llegar a la lumbrera de descarga⁴.

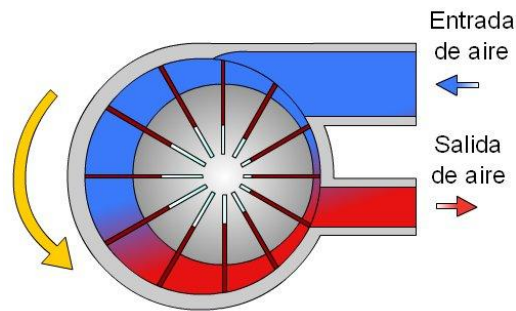


Figura 2.11 Compresor de paletas

Fuente: Portaleso.com

2.1.6.1.5. Compresores Dinámicos

Son máquinas de flujo continuo en donde se transforma la energía cinética en presión, los mismos que se dividen en:

- Centrífugos
- Axiales

2.1.6.1.5.1. Compresores Centrífugos

El compresor centrífugo tiene un impulsor con álabes radiales o inclinados y hacia atrás. El movimiento de las aspas acelera el gas de un lado a otro, comprimiéndolo.

- Características:
 - Flujo constante de aire

⁴ Manual Atlas Copco.

- Suministran aire libre de aceite
- Velocidad de funcionamiento alta, en comparación con otros compresores
- Principio de Operación: El aire ingresa por una rueda giratoria provista de álabes radiales, los cuales lanzan el aire hacia la periferia mediante la fuerza centrífuga.

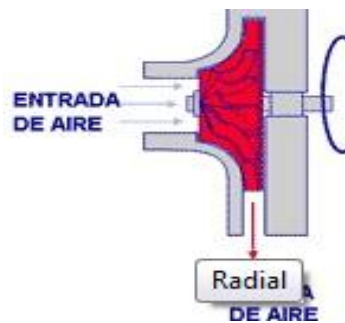


Figura 2.12 Compresor Centrífugo

Fuente: Widman.biz

2.1.6.1.5.2. Compresores Axiales

La dirección de flujo de estos compresores es a lo largo de su eje. El compresor está formado por filas alternadas de álabes estacionarias y rotativas. Que comunican cierta velocidad al gas o energía, que después se transforman en presión.

- Características:
 - Flujo de aire continuo
 - Alto Caudal de Flujo
 - Velocidad de funcionamiento mayor que los compresores centrífugos
 - Aire libre de aceite

- Principio de Operación: Los álabes móviles entregan velocidad y presión al girar el rotor, luego en los álabes estacionarios la velocidad es convertida en presión por expansión⁵.

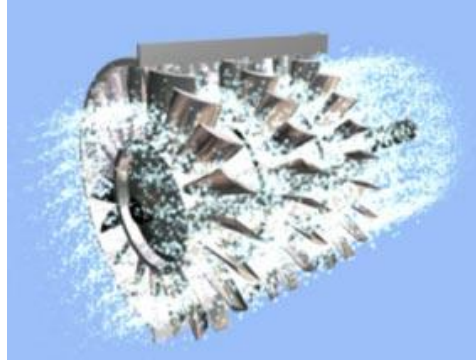


Figura 2.13 Compresor Axial

Fuente: Emagister.com

2.1.6.2. Selección del compresor

El tipo de aplicación determina el tipo de compresor. Para presiones muy elevadas como 1,379 bar (20,000 psi), solo se pueden lograr con compresores reciprocantes. Por otro lado para altos volúmenes como 4,247.52 m³/min (150,000 CFM) y presiones del orden de los 2 bar (30 psi), solo se puede lograr con unidades dinámicas radiales o axiales.

Algunos de los factores que influyen la selección, tanto del tipo de compresor como del tipo de instalación son:

- Cantidad de puntos de utilización del sistema
- Máxima y mínima demanda de aire
- Costo de Energía
- Gastos de Mantenimiento
- Tipo de necesidad de aire (intermitente o continuo)
- Presión de operación del sistema
- Condiciones ambientales (temperatura, humedad, altitud, etc.)

⁵ Aire Comprimido y su aplicación en la industria, Atlas Copco.

2.1.6.3. Tipo de aplicación

Se dan dos grupos de aplicación de aire comprimido, uno es para propósito de potencia y el otro es para gases de proceso en refinerías y plantas químicas, el criterio para la selección de estos equipos depende de la variable costo/beneficio.

2.1.6.4. Número y ubicación de los compresores

Es difícil saber con exactitud el número de compresores requeridos para una instalación dada. La pregunta fundamental que permite llegar a tomar una decisión es ¿Qué pasa si se para un compresor?

Si al quedar la planta sin aire comprimido, se puede seguir trabajando con normalidad, utilizando herramientas eléctricas que reemplacen momentáneamente a las herramientas neumáticas se podría considerar el uso de un solo compresor.

Sin embargo si el aire comprimido es una fuente de energía vital para la planta, es decir, si no hay aire comprimido se paraliza uno o varias áreas de la planta indispensable en la producción de un producto, se obtiene paralización de sus obreros y con ello se tiene demora en los tiempos de producción; en estos casos se recomienda el uso de dos compresores.

Para la ubicación de los compresores existen dos maneras, descritas a continuación:

- Un cuarto exclusivo para los compresores
- Ubicarlos a lo largo y ancho de la planta, pudiendo estar o no conectados

Los parámetros que nos permiten definir la localización del cuarto de compresores son:

- Este cuarto debe estar lo más cerca posible de los puntos que demanden mayor cantidad de aire
- El cuarto que alberga a los compresores debe ser ubicado en donde no exista la presencia de polillas, polvo, residuos mecánicos; en definitiva exento de contaminantes
- El cuarto de compresores debe estar en un lugar ventilado con abastecimiento de aire libre y frío

Además el dimensionamiento del cuarto debe permitir una libre circulación de los obreros y gente de mantenimiento, para facilitar las tareas de mantenimiento predictivo, preventivo y correctivo del compresor y sus accesorios

2.1.7. DETERMINACIÓN DEL VOLUMEN DEL RECIPIENTE

El Recipiente a presión es un elemento importante en una red de aire comprimido, debido a que presenta las siguientes funciones:

- Almacenamiento de aire, para suplir las demandas superiores a la capacidad del compresor
- Permiten eliminar el condensado y disminuir la temperatura del aire a la salida de los compresores
- Amortigua las pulsaciones del compresor

Para poder determinar el volumen del tanque pulmón se pueden utilizar las siguientes ecuaciones:

$$V = \frac{0.25 \times Q_c \times P_1 \times T_0}{f_{\max} \times \Delta p \times T_1} \quad \text{Ecuación 2.5}$$

Donde:

Q_c = Caudal que entrega el compresor (m^3/s)

P_1 = Presión de arranque del compresor (bar)

To= Temperatura en el receptor (K)

fmax= Frecuencia del ciclo.

Δp = Ajuste del Presostato (bar)

T1=Temperatura de entrada (K)

Una aproximación rápida del volumen del tanque pulmón se la obtiene mediante la utilización de la siguiente ecuación.

$$V = \frac{Q}{3}$$

Ecuación 2.6

Donde:

Q= Volumen que entrega el compresor

2.1.8. IMPORTANCIA DE UNA PRESIÓN ADECUADA

La presión de operación estándar de las herramientas neumáticas es de 6 bar. Cuando esta presión no llega a la herramienta, esta reduce su eficiencia y rendimiento, provocando con ello una disminución en la productividad de la planta.

Sin embargo la presión de operación de equipos específicos se debe obtener en los manuales de operación de los mismos con la finalidad de tener el máximo beneficio del equipo o herramienta neumática.

Obteniendo la máxima eficiencia y rendimiento de los equipos y herramientas neumáticas, lograremos disminuir el número de veces que el compresor arranque, permitiendo con ello disminuir los costos energéticos.

2.1.9. CAUSAS DE PRESIONES BAJAS

Las principales causas para obtener presiones bajas en la red de aire comprimido son las siguientes:

- Tuberías inadecuadas

- Mangueras en mal estado
- Fugas excesivas
- Generación insuficiente

2.1.10. TUBERÍAS INADECUADAS

La caída de presión desde el cuarto de compresores hasta los puntos de utilización más alejados no deben superar los 0.41 bar (6 psi), cuando esto ocurre una de las posibles causas se deba a que el diámetro de tubería instalado no es el adecuado, por lo que se recomienda analizar el sistema por zonas y si se comprueba que el diámetro de tubería es inadecuado, se recomienda aumentar el diámetro de tuberías.

2.1.11. FUGAS

Las fugas en sistemas de aire comprimido en la mayoría de los casos pasan desapercibidas. Por lo que se hace difícil identificar en que tramos o uniones se presentan estas. Tener fugas en una red de aire comprimido es inevitable, y no llaman la atención cuando estas representan un 5% de la demanda de la planta.

Para reducir el porcentaje de las fugas de una red de aire comprimido se recomienda:

- Un programa de mantenimiento preventivo y predictivo permanente sobre los accesorios que comprenden la red de aire comprimido
- Reemplazo de válvulas y accesorios por deterioro
- Utilizar acoples de manguera en buen estado y de buena calidad
- Reducir el número de accesorios que componen la red de aire comprimido (tees, codos, neplos, etc.)
- Eliminar condensado de la red de aire comprimido, así como partículas sólidas que aumenten el deterioro de los accesorios (filtros, lubricador, válvulas, etc.)

Las fugas en un sistema de aire comprimido se pueden obtener cerrando todos los puntos de utilización, y en distintos períodos de tiempo registrar flujos y variaciones de presión en el recipiente a presión o tanque pulmón.

2.1.12. SISTEMAS CON DISPOSITIVOS DE SECADO DE AIRE

En todo sistema de aire comprimido existe la presencia de agua, el cual se convierte en una impureza para el sistema, perjudicando la lubricación de las herramientas y causando corrosión en la red de aire comprimido.

Por este motivo es recomendable el uso de un secador de refrigeración en la instalación, evitando así el condensado cuando la temperatura sobrepasa los 2°C.

El secado adicional del aire, requiere equipos costosos y costos adicionales de mantenimiento y consumo de energía, razón por la cual se deben instalar cuando sean indispensables, los motivos que nos ayudan a decidir la instalación de este tipo de equipos son:

- Reducción del desgaste y costos de mantenimiento en herramientas neumáticas, dispositivos, tuberías y accesorios que componen la red de aire comprimido
- Mayor productividad gracias a la reducción de los imperfectos y paradas por mantenimiento, esto es importante reducir en plantas de pintura, electrodomésticos y en la industria de alimentos; donde estas impurezas perjudican la calidad en los procesos de producción
- En zonas donde se presentan elevados porcentajes de humedad

Cuando no se utiliza dispositivos de secado de aire, el diseño de la red de aire comprimido se debe considerar lo siguiente:

- La línea principal y la línea de distribución deben construirse con una pendiente de 1:200 y se deberán colocar en los puntos más bajos trampas de agua, que permitan purgar el condensado manualmente o automáticamente del sistema

2.1.13. MATERIALES DE LA RED DE AIRE COMPRIMIDO

Los sistemas de aire comprimido son normalmente construidos con tubería de acero, cobre o plástico. Para la selección se debe considerar los siguientes criterios:

- Resistencia a la corrosión: es una de las principales consideraciones a tomar en cuenta, debido a las condiciones ambientales de la zona
- Máxima temperatura de operación: es el comportamiento de los materiales a la variación de la temperatura. En altas temperaturas pierden resistencia a la tensión y en bajas temperaturas pueden ser frágiles
- Bajos costos de instalación: Los costos de instalación puede reducirse utilizando prefabricados y conexiones rápidas

A continuación se presenta una descripción de los materiales que pueden ser utilizados, con sus ventajas y desventajas.

2.1.13.1. Tubería de acero al carbono – roscada

La tubería de acero al carbono, con extremos roscados para las conexiones son ampliamente utilizados en los sistemas neumáticos para transporte de aire sin una mayor calidad y comúnmente en diámetros exteriores menores a 168.28 mm (6 NPS⁶).

La tubería roscada puede ser sin recubrimiento o puede ser galvanizada. En sitios de alta humedad se recomienda la utilización de tubería galvanizada para evitar la corrosión.

Ventajas:

- La tubería roscada es económica

⁶ Abreviatura de Nominal Pipe Size

- El sistema es de fácil instalación. Los accesorios y válvulas que se utilizan para el montaje y desmontaje permiten una facilidad para modificaciones en la ruta y pueden ser reusadas.

Desventajas:

- Las tuberías roscadas ofrecen una alta resistencia al flujo por las rugosidades de la pared interna de la tubería y por las discontinuidades en las uniones
- Se tiene probabilidades de fugas por las uniones
- Para la instalación se requiere de personal experimentado en montaje de este tipo de conexiones
- La tubería roscada sin galvanizar no es recomendable para sistemas de aire que no disponga de un secador, ya que el material se oxidaría muy rápidamente por la humedad del aire

2.1.13.2. Tubería de acero al carbono - soldada

La tubería de acero al carbono es ampliamente utilizada en redes de tubería principales y de distribución. Este material puede ser utilizado con o sin tratamiento galvanizado. Requiere de soldadura para las conexiones, que pueden ser bridadas o soldadas.

Ventajas:

- Se puede utilizar en diámetros mayores
- Con una buena soldadura se asegura que no existan fugas
- La tubería es económica y se dispone de accesorios y válvulas para el montaje

Desventajas:

- Se requiere de personal experimentado en soldadura para el montaje

- La tubería soldada sin galvanizar no es recomendable para sistemas de aire que no disponga de un secador, ya que el material se oxidaría muy rápidamente por la humedad del aire

2.1.13.3. Tubería de acero inoxidable

La tubería de acero inoxidable es solamente utilizada en redes neumáticas que requieran un aire de alta calidad.

Comúnmente es utilizada en hospitales, industria alimenticia, industria química e industria farmacéutica

Ventajas:

- Se puede utilizar en diámetros mayores
- Con una buena soldadura se asegura que no existan fugas
- La tubería es económica y se dispone de accesorios y válvulas para el montaje

Desventajas:

- Se requiere de personal experimentado en soldadura para el montaje
- Costo alto

2.1.13.4. Tubería de cobre

Se utiliza cuando la red de aire comprimido presenta requerimientos especiales requeridos en hospitales, industrias químicas y en plantas de producción de alimentos.

Ventajas:

- Facilidad en la instalación
- Con una buena soldadura se asegura que no existan fugas
- Buena resistencia a la corrosión y oxidación

Desventajas:

- Costo alto
- Se requiere de personal experimentado en soldadura para el montaje

2.1.13.5. Tubería plástica

Tubería Plástica puede ser utilizada a una presión máxima de 12.5 bar con un rango de temperatura entre -20°C a 20°C.

Ventajas:

- Fácil de instalar
- La tubería es económica y se dispone de accesorios y válvulas para el montaje

Desventajas:

- El material no debe ser calentado
- No se debe instalar cuando el sistema presente vibraciones
- No debe ser utilizado como tubería entre el compresor y el tanque
- Confiabilidad baja

2.2. RECIPIENTE A PRESIÓN

2.2.1. DEFINICIÓN DE RECIPIENTE A PRESIÓN

Un recipiente a presión es un depósito diseñado para contener fluidos (gases o líquidos) a presiones mayores que la presión ambiental.

2.2.2. CÓDIGO APLICABLE

El diseño, fabricación e inspección de los recipientes a presión esta normado por el código ASME SECCIÓN VIII DIVISIÓN I

En base a esto se ha dividido el alcance en:

- Subsección A. Parte UG que cubre los requerimientos generales
- Subsección B. Requerimientos de fabricación
- Parte UW.- Para recipientes que serán fabricados por soldadura
- Parte UF.- Para recipientes que serán fabricados por forjado
- Parte UB.- Para recipientes que serán fabricados utilizando un material de relleno no ferroso a este proceso se le denomina soldadura fuerte no ferrosa (brazing en inglés)
- Subsección C. Requerimientos de materiales
- Parte UCS.- Para recipientes construidos con acero al carbón y de baja aleación
- Parte UNF.- Para los construidos con materiales no ferrosos
- Parte UCI.- Para los construidos con hierro fundido
- Parte UCL.- Para los construidos con una placa de revestimiento (clad en inglés) integral o con recubrimiento de forro interno (lining en inglés)
- Parte UCD.- Para los construidos con hierro fundido dúctil
- Parte ULT.- Para los construidos con materiales con esfuerzos permisibles más altos a bajas temperaturas

2.2.2.1. LIMITACIONES DE LA DIVISIÓN I

- La presión deberá ser menor a 207 bar (3,000 psi)
- Calentadores tubulares sujetos a fuego
- Recipientes para menos de 0.45 m³ de capacidad de agua, que utilizan aire como elemento originador de presión
- Tanques que suministran agua caliente bajo las siguientes características:

- Suministro de calor no mayor de 58,600 W (200,000 BTU/h)
- Temperatura del agua de 99 °C (210 °F)
- Capacidad de 0.45 m³
- Recipientes sujetos a presión interna o externa menor de 0.06 bar (15 psi)
- Recipientes que no excedan de diámetro exterior 168.28 mm (6 NPS)

2.2.3. PRESIÓN DE OPERACIÓN

Es identificada como la presión de trabajo y es la presión manométrica a la cual estará sometido un equipo en condiciones de operación normal.

2.2.4. PRESIÓN DE DISEÑO

Es el valor que debe utilizarse en las ecuaciones para el cálculo de las partes constitutivas de los recipientes sometidos a presión, recomendable mayor que la de operación 10% o 30 psi, lo que sea mayor.

2.2.5. MÁXIMA PRESIÓN ADMISIBLE DE TRABAJO

Es la presión máxima a la que se puede someter un recipiente, en condiciones de operación, suponiendo que el recipiente esta:

- En condiciones después de haber sido corroído
- Bajo los efectos de la temperatura de diseño
- En la posición normal de operación
- Bajo los efectos de otras cargas, tales como fuerza debida al viento, presión hidrostática, etc.

Es una práctica común, seguida por los usuarios, diseñadores y fabricantes de recipientes a presión, limitar la presión de trabajo máxima permisible por la resistencia del cuerpo o las tapas, y no por elementos componentes pequeños tales como bridas, boquillas, etc.

2.2.6. PRUEBA HIDROSTÁTICA

Debe ser realizada una vez que la fabricación del recipiente esté finalizada y se cuantifica con la siguiente ecuación:

$$Ph = 1.3 \times (P.D) \times \frac{St}{Sd}$$

Ecuación 2.7

Donde:

Ph = Presión de Prueba hidrostática

P.D = Máxima Presión Admisible de trabajo

St = Esfuerzo Admisible a tensión a temperatura de prueba

Sd = Esfuerzo Admisible a tensión a temperatura de diseño

2.2.7. REQUISITOS DE LA PRUEBA HIDROSTÁTICA

- La temperatura del metal del recipiente durante la prueba hidrostática sea mantenida al menos 1.1 °C (30 °F), arriba de la mínima temperatura de diseño para minimizar el riesgo de fractura frágil
- La presión de prueba no deberá ser aplicada hasta que el recipiente y su contenido estén a la misma temperatura

2.2.8. EFICIENCIA DE LA JUNTA [3]

El valor de la eficiencia de junta depende del tipo de unión y del grado de radiografiado que se aplique. Para juntas a tope soldadas por ambos lados las eficiencias son las siguientes:

- Total E = 1
- Por Puntos E = 0.85
- Sin radiografiado E = 0.7

2.2.9. TIPOS DE SERVICIO

Los siguientes tipos de servicios son relacionados con el ASME VIII:

- Servicio letal
- Servicio a baja temperatura
- Calderas de Vapor sin fuego directo
- Recipientes con fuego directo

2.2.10. RESPONSABILIDADES DEL USUARIO

El usuario final deberá suministrar al fabricante la siguiente información al diseñador de tal manera que el recipiente sea diseñado para cumplir las condiciones de servicio requeridas:

- Presión y Temperatura de Diseño
- Cargas
- Tolerancia de Corrosión
- Requisitos de Servicio
- Tipo de Radiografiado

2.2.11. TIPOS DE RECIPIENTES

Existen diferentes tipos de recipientes a presión que se utilizan en las plantas industriales o de procesos.

Algunos de estos tienen la finalidad de almacenar sustancias que se dirigen o convergen de algún proceso, este tipo de recipientes son llamados en general tanques. Los diferentes tipos de recipientes que existen, se clasifican de la siguiente manera:

2.2.11.1. Por su uso

- Almacenamiento, utilizados para almacenar fluidos a presión y de acuerdo con sus servicios son conocidos como tanques de almacenamiento, tanques acumuladores, etc.

- Procesos. tienen múltiples y muy variados usos, entre ellos podemos citar a reactores, torres de destilación

2.2.11.2. Por su forma

Los recipientes a presión pueden ser cilíndricos horizontales, cilíndricos verticales o esféricos.

Los recipientes esféricos se utilizan generalmente como tanques de almacenamiento para grandes volúmenes a altas presiones, la fabricación es mucho más cara a comparación de los recipientes cilíndricos.

Los tipos más comunes de recipientes pueden ser clasificados de acuerdo a su geometría como:

- Recipientes Abiertos, comúnmente utilizados como tinas para dosificar operaciones donde los materiales pueden ser decantados como: desecadores, reactores químicos, depósitos
- Recipientes Cerrados, utilizados para fluidos combustibles o tóxicos o gases finos que deben ser almacenados. Sustancias químicas peligrosas, tales como ácidos o sosa cáustica son menos peligrosas si son almacenadas en recipientes cerrados.
 - Tanques cilíndricos verticales, fondo plano, Opera a presión atmosférica, es el tanque cilíndrico con un techo cónico y un fondo plano descansando directamente en una cimentación compuesta de arena, grava o piedra triturada.
 - Recipientes cilíndricos horizontales y verticales con cabezas formadas, son usados cuando la presión de vapor del líquido manejado puede determinar un diseño más resistente
 - Recipientes esféricos: Son usados para soportar grandes presiones.

2.2.12. TIPOS DE CABEZAS DE RECIPIENTES

Los recipientes sometidos a presión pueden estar contruidos por diferentes tipos de tapas o cabezas. Cada una de estas es más recomendable a ciertas condiciones de operación y costo monetario.

2.2.12.1. Tapas planas

- Utilizadas para recipientes a presión atmosférica
- Costo bajo entre todas las cabezas
- Se puede fabricar en diámetros de hasta 6 metros

2.2.12.2. Tapas toriesféricas

- Soportan grandes presiones manométricas
- Bajo costo de fabricación
- Se pueden fabricar en diámetros desde 0.3 hasta 6 metros

2.2.12.3. Tapas semielípticas

- Soportan mayores presiones que las toriesféricas
- Su costo es alto
- Se puede fabricar en diámetros de hasta 6 metros

2.2.12.4. Tapas semiesféricas

- Soportan mayores presiones que las semielípticas
- Costo alto
- No existe límite dimensional para su fabricación

2.2.12.5. Tapas Cónicas

- Utilizadas generalmente en fondos donde pudiese existir acumulación de sólidos y además utilizadas como transiciones en cambios de diámetro de recipientes cilíndricos

- Uso común en torres de destilación
- No hay límites en cuanto a dimensiones para su fabricación y limitación consiste en que el ángulo de vértice no deberá de ser calculado como tapa plana

2.2.12.6. Tapas Toricónicas

- Tienen en su diámetro mayor un radio de transición que no deberá ser menor al 6% del diámetro mayor ó 3 veces el espesor
- Tiene las mismas restricciones que las tapas cónicas

2.2.12.7. Tapas planas con ceja

- Utilizadas generalmente para presión atmosférica
- Costo es relativamente bajo
- Tienen un límite dimensional de 6 metros de diámetro máximo.

2.2.12.8. Tapas únicamente abombadas

- Empleadas en recipientes a presión manométrica relativamente baja
- Costo puede considerarse bajo, sin embargo, si se usan para soportar presiones relativamente altas, será necesario analizar la concentración de esfuerzos generada

2.2.13. DISPOSITIVOS DE SUJECIÓN O APOYO

Todo recipiente debe ser soportado, es decir, su carga debe ser transmitida al suelo o alguna estructura que las transmita al suelo; esta misión la cumplen los dispositivos de sujeción o apoyo.

Las cargas a las que está sometido el recipiente y que transmitirá al suelo a través de su apoyo son:

- Peso propio
- Peso del líquido en operación normal, o agua en la prueba hidráulica

- Peso de todos los accesorios internos y externos
- Cargas debidas al viento
- Cargas debidas a terremotos

Los dispositivos de apoyo, así como los pernos de anclaje que los fijan al suelo o a la estructura portante, deberán estar dimensionados para que resistan cada una de las condiciones de carga posible del recipiente.

Los dispositivos de sujeción para recipientes a presión se subdividen en dos clases, dependiendo de la posición en que se encuentran:

- Recipientes Verticales
- Recipientes Horizontales

Para recipientes verticales los soportes pueden ser:

- Patas
- Faldón cilíndrico o cónico

Cada uno de estos dispositivos tiene las siguientes características:

2.2.13.1. Patas

Con este tipo de dispositivo de sujeción el recipiente se apoya en 3 o 4 patas soldadas a la cubierta.

Estas patas son perfiles en L-U-I soldados por encima de la línea de soldadura, bien directamente a la cubierta o bien a una placa de refuerzo soldada sobre el recipiente; la primera solución se utiliza para cubiertas en acero al carbono y de pequeño peso, mientras que la segunda se utiliza para cubiertas en acero aleado o recipientes de gran peso; en esta segunda solución el material de la placa es igual al de la cubierta y las patas son de acero al carbono. Cada pata está fijada al suelo por un perno de anclaje que resiste las cargas de tracción.

La sujeción por medio de patas se utiliza en recipientes de altura no superior a 5 m y diámetros no superiores a 2.4 m, siempre que los esfuerzos a transmitir no sean excesivos, o dicho de otro modo, siempre que el peso no sea muy grande, en cuyo caso se utilizará como apoyo el faldón cilíndrico.

2.2.13.2. Faldón cilíndrico o cónico

En los recipientes que no pueden ser soportados por patas, bien sea por su tamaño o por tener que transmitir esfuerzos grandes, se utilizan los faldones cilíndricos, consistentes en un cilindro soldado al fondo. Con este tipo de apoyo la carga se reparte uniformemente a lo largo del perímetro de la circunferencia de soldadura, evitando concentraciones de esfuerzos en la envolvente y disminuyendo la presión transmitida al suelo.

Los pernos de anclaje se sitúan a lo largo del perímetro de la circunferencia de apoyo y a una distancia entre 400 y 600 mm, según el tamaño y el número requerido.

Este tipo de apoyo es el más utilizado para torres, reactores y recipientes de tamaño medio y grande.

2.2.14. CONEXIONES

Todo recipiente debe tener como mínimo una conexión de entrada del fluido y otra de salida, aunque siempre tienen muchas más. Los servicios más comunes que precisan conexiones en el recipiente son:

- De entrada y salida de fluidos
- Para instrumentos, como manómetros, termómetros, indicadores o reguladores de nivel
- Para válvula de seguridad
- Para servicios tales como drenaje, venteo, de limpieza, paso de hombre, paso de mano, etc.

2.2.15. TAMAÑO DE LA ABERTURA

El tamaño de las aberturas debe cumplir con las siguientes especificaciones:

- Para cuerpos con diámetros exteriores menores o iguales a 1,524 mm (60 NPS), la abertura no debe exceder la mitad del diámetro o 508 mm (20”).
- Para cuerpos con diámetros exteriores mayores a 1,524 mm (60 NPS), la abertura no debe exceder un tercio del diámetro a 1,016 mm (40”).

2.2.16. ÁREAS DE REFUERZO

Las áreas de refuerzo son utilizadas para compensar el material perdido por las aberturas de las conexiones del recipiente, son utilizadas en todas las aberturas salvo el siguiente caso:

- Las aberturas en recipientes que no estén sujetas a rápidas fluctuaciones en la presión no requieren refuerzo bajo las siguientes condiciones:
 - Conexiones Soldadas con una abertura no mayor que:
 - Diámetro exterior 101.6 mm (3-1/2 NPS), en cuerpos y cabezas de recipientes de 9.52 mm (3/8”) o menos de espesor.
 - Diámetro exterior 73 mm (2-3/8 NPS) de diámetro en cuerpos o cabezas de recipiente sobre 9.52 mm (3/8”) de espesor.
 - Para conexiones roscadas, atornilladas o expandidas en las cuales el agujero realizado en cuerpo o cabeza no sea mayor al diámetro exterior de 73 mm (2-3/8 NPS).
 - Dos aberturas sin refuerzo, deberán tener sus centros más cerca que la suma de sus diámetros.

2.2.17. SELECCIÓN DE BRIDAS PARA BOQUILLAS [4]

De acuerdo a la forma de unir las bridas a los cuellos de las boquillas, existen los siguientes tipos de bridas:

- Brida de cuello soldable. (Flange Welding Neck en inglés)
- Brida deslizable (Flange Slip-On en inglés)
- Brida de traslape (Flange lap-Joint en inglés)
- Bridas roscadas (Flange Threaded en inglés)
- Bridas de empate soldable (Flange Socket Welding en inglés)
- Bridas ciegas (Flange Blind en inglés)

2.2.17.1. Bridas de cuello soldable

Se distinguen de las demás por su cono largo y por su cambio gradual de espesor en la región de la soldadura que las une al tubo. El cono largo suministra un refuerzo importante a la brida desde el punto de vista de resistencia.

Este tipo de brida se prefiere para todas las condiciones severas de trabajo, ya sea que esto resulte de altas presiones o de temperaturas elevadas o menores de cero, ya sea también para condiciones de carga que sean sustancialmente constantes. Las bridas de cuello soldable se recomiendan para el manejo de fluidos explosivos, inflamables o costosos, donde una falla puede ser acompañada de desastrosas consecuencias.

2.2.17.2. Bridas deslizables

Estas bridas se prefieren sobre las de cuello soldable, debido a su costo más bajo, Su resistencia calculada bajo presión interna, es del orden de $2/3$ de las anteriores y su vida bajo condiciones de fatiga es aproximadamente $1/3$ de las últimas.

2.2.17.3. Bridas de traslape

Generalmente se instalan en tuberías de acero inoxidable o aleaciones especiales. Siempre que se utilice este tipo de brida, se debe acompañar de un extremo adaptador. También se usa este tipo de bridas traslapadas cuando las tuberías no son paralelas a los ejes de los recipientes.

2.2.17.4. Bridas roscadas

Se usan para unir tuberías difíciles de soldar, como aluminio, PVC, etc; se recomienda usarlas en diámetros exteriores menores de 168.28 mm (6 NPS).

Las bridas roscadas son inconvenientes para condiciones que involucren temperaturas o esfuerzos de flexión de cualquier magnitud.

2.2.17.5. Bridas de enchufe soldable

Cuando se manejan fluidos tóxicos, altamente explosivos, muy corrosivos o aquellos que al existir fugas provocarían gran riesgo, debemos usar bridas de este tipo. También es recomendable usarlas en tuberías que trabajan a muy altas presiones.

2.2.17.6. Bridas ciegas

Se usan para cerrar los extremos de boquillas, tuberías y válvulas. Desde el punto de vista de presión interna y fuerzas ejercidas sobre los pernos, estas bridas, principalmente en tamaños grandes, son las que están sujetas a esfuerzos mayores.

2.2.18. SOLDADURA EN RECIPIENTES A PRESIÓN

El procedimiento más utilizado actualmente en la fabricación de recipientes a presión es el de soldadura, el cual eliminó el sistema de remachado que se usó hasta hace algunos años.

Todas las soldaduras serán aplicadas mediante el proceso de arco eléctrico sumergido, el cual puede ser manual o automático, En cualquiera de los dos casos, deberá tener penetración completa y se deberá eliminar la escoria dejada por un cordón de soldadura, antes de aplicar el siguiente cordón.

Con el fin de verificar si una soldadura ha sido bien aplicada se utilizan varias formas de inspección, entre ellas está el de radiografiado, la prueba de líquidos penetrantes y el ultrasonido.

2.2.19. MATERIALES EN RECIPIENTES A PRESIÓN [4]

El Código A.S.M.E. indica la forma de suministro de los materiales más utilizados, la cual va implícita en su especificación. Especificado de la siguiente manera.

- Placa
 - SA-515-70
 - SA-285-C
 - SA-36
- Bridas
 - SA-105
 - SA-181
 - SA-266-II
- Tuberías
 - SA-106-B
 - SA-53
 - SA-333-1

2.3. CLIMATIZACIÓN

2.3.1. INTRODUCCIÓN

El diseño de un sistema de climatización tiene como finalidad controlar de un espacio físico determinado la temperatura, humedad, polvo, contaminantes, etc.

Para conseguirlo debe instalarse un equipo acondicionador de capacidad adecuada y mantener su control periódicamente.

La mayoría de los sistemas de climatización están diseñados para el confort humano, pero en este proyecto el diseño busca obtener condiciones adecuadas de temperatura y humedad en la planta de pintura para asegurar el correcto curado de las mismas.

2.3.2. CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Los sistemas de aire acondicionado se pueden clasificar en:

- Todo aire
 - Monoconductos
 - Doble Conductos
- Todo agua.
- Aire-Agua.
- Todo Refrigerante.

2.3.2.1. Todo Aire

Los sistemas de aire acondicionado todo aire se caracterizan por calentar o enfriar aire, que es introducido en el local que se desea climatizar. Estos sistemas son unidades con condensador enfriado por aire expulsado al ambiente exterior y un evaporador calentado por aire que climatiza al área controlada estos sistemas a su vez se dividen en sistemas Monoconductores y de Doble Conducto.

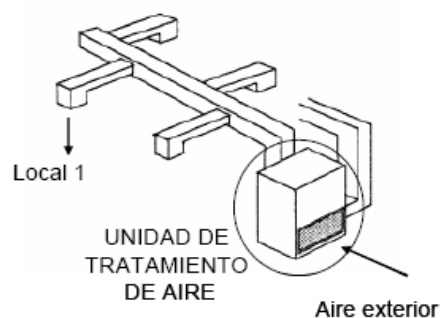


Figura 2.14 Sistema Todo aire

Fuente: emc.uji.es

2.3.2.1.1. Monoconductores

Es cuando el aire que enfría o calienta el área controlada se distribuye mediante un conducto único.

2.3.2.1.2. Doble Conducto

Como su nombre lo indica utilizan dos tubos para conducir aire, que puede ser: los dos de aire frío, uno de aire caliente y otro de aire frío. Son sistemas de acondicionamiento muy buenos; pero su costo es elevado.

2.3.2.2. Todo Agua

En estos sistemas de aire acondicionado se utiliza solo agua, la cual se enfría o calienta en una unidad central y se distribuye a los lugares a ser acondicionados. En este caso se encuentran las instalaciones de calefacción con radiadores.

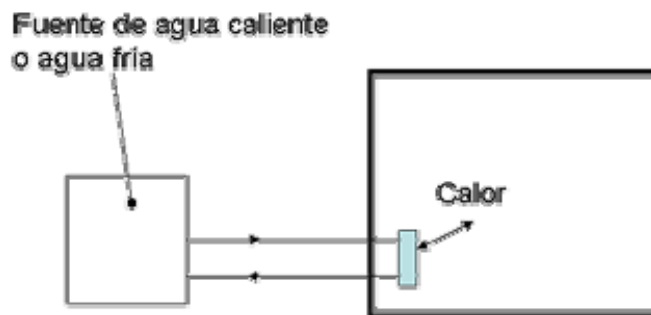


Figura 2.15 Sistema todo agua

Fuente: emc.uji.es

2.3.2.3. Aire-Agua

En estos sistemas de aire acondicionado se utilizan aire y agua como elementos para climatizar áreas deseadas. Estos sistemas a su vez se dividen en sistemas de expansión directa y sistemas de agua helada.

2.3.2.3.1. Expansión Directa

Son sistemas de aire acondicionado con condensador enfriado por agua en un circuito abierto, que a su vez se enfría en un banco de torres de enfriamiento y, el evaporador, es calentado por aire utilizado para climatizar directamente el recinto.

2.3.2.3.2. Agua Helada

Son sistemas de aire acondicionado con condensador enfriado por aire y evaporador calentado por agua en un circuito cerrado de agua helada, haciéndola recircular por unidades manejadoras de aire y/o ventiladores serpentín, donde circula aire para climatizar el área específica.

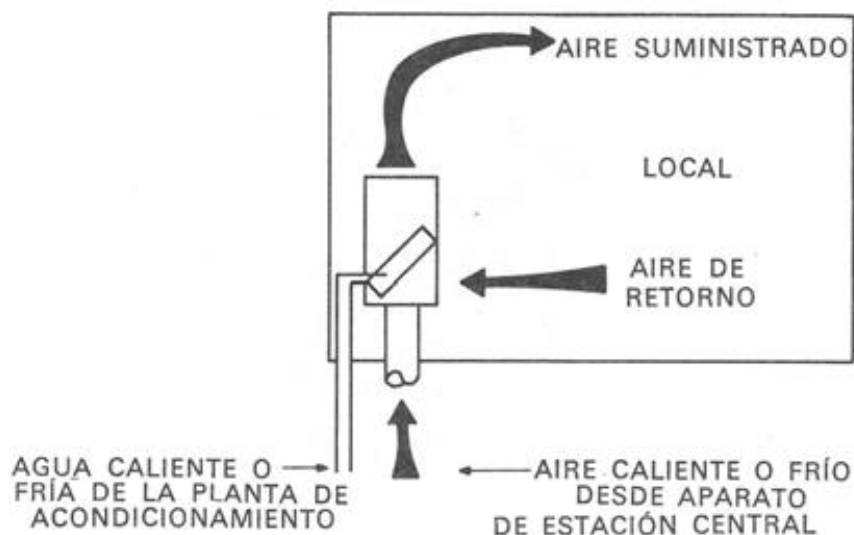


Figura 2.16 Sistema Aire-Agua

Fuente: emc.uji.es

2.3.2.4. Todo Refrigerante

Estos sistemas de aire acondicionado utilizan refrigerante para climatizar instalaciones deseadas, se emplean en áreas pequeñas o medianas la refrigeración se produce por la expansión directa de refrigerante en un equipo provisto de batería aleteada para este propósito.

El aire del local pasa directamente por la batería en la que se expandiona el refrigerante, que forma parte del sistema frigorífico.

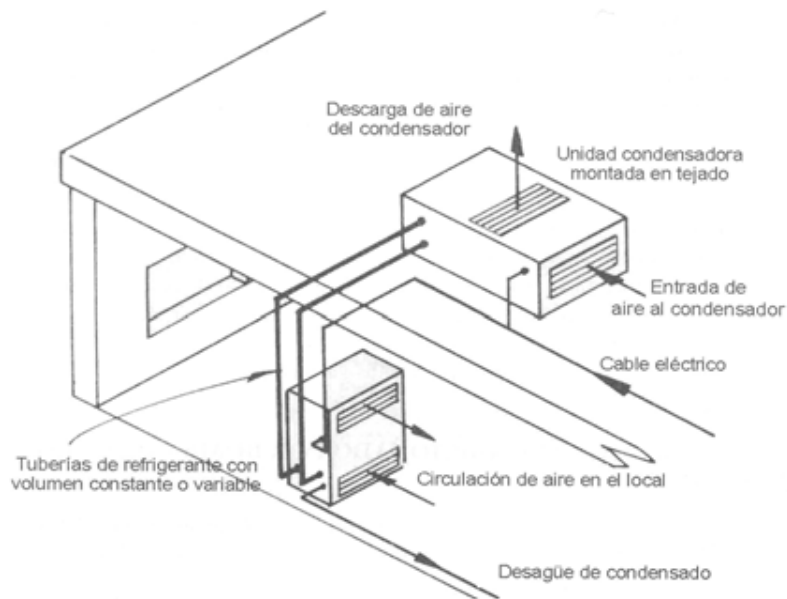


Figura 2.17 Sistema Todo Refrigerante

Fuente: emc.uji.es

2.3.3. PROCESO DE HUMIDIFICACIÓN [5]

El proceso de humidificación consiste en incrementar la humedad del aire, uno de las formas más utilizadas para lograr este aumento en la humedad es el uso de rociadores de agua a presión con toberas pulverizadores. Por medio de este método el aire absorbe vapor de agua con la finalidad de aumentar su humedad, este proceso puede darse por dos formas:

- Adiabáticamente (sin aporte ni extracción de calor)
- Con aporte o extracción de calor

2.3.3.1. Adiabáticamente

En este método no existe intercambio de calor y el aire a la salida se encuentra a temperatura de saturación adiabática, la misma que es la temperatura húmeda según las condiciones de entrada.

2.3.3.2. Con aporte o extracción de Calor

En este método se humidifica el aire en condiciones diferentes a las adiabáticas, esto se obtiene pulverizando agua que está a una temperatura diferente del aire.

2.3.4. PROCESO DE DESHUMIDIFICACIÓN [5]

El Proceso de deshumidificación consiste en eliminar o bajar los niveles de agua del aire también llamada humedad.

Existen diferentes procesos para remover la humedad del aire, estos son: por enfriamiento, hasta alcanzar una temperatura por debajo del punto de rocío y por el incremento de la presión total, lo cual causa la condensación.

Enfriamiento: Este proceso consiste en enfriar el aire hasta una temperatura inferior al punto de rocío.

Incremento de la Presión: Este proceso consiste en comprimir el aire atmosférico hasta lograr la condensación del vapor de agua contenido en el aire.

2.3.5. SISTEMA VOLUMEN VARIABLE DE AIRE (VVA)

El sistema de volumen variable de aire VVA es de tipo todo aire, el cual controla el caudal de aire frío que se introduce, sin modificar la temperatura del aire.

Este sistema VVA ingresa al ambiente acondicionado menos aire a la misma temperatura, esto lo logra mediante el uso de compuertas controladas por un termostato.

2.3.5.1. Funcionamiento del Sistema VVA

El funcionamiento del sistema VVA consiste en la circulación de aire tratado por ramales pudiendo tener uno o varios, esto es en función del número de áreas a climatizar. Cada ramal posee un termostato que se encuentra seteado a una temperatura deseada.

Cuando la carga térmica disminuye, por el ingreso del aire frío a la misma temperatura, la temperatura del lugar acondicionado disminuye, esta caída de temperatura activa al termostato, el mismo que envía una señal al servomotor de la compuerta del ramal para que esta se cierre parcialmente, logrando con ello disminuir el caudal de ingreso. Con esta disminución de caudal la temperatura en el área climatizada vuelve a subir hasta la temperatura seteada en el termostato.

2.3.6. ACONDICIONAMIENTO CON VENTILADOR-SERPENTÍN

El sistema de acondicionamiento con ventilador-serpentín consta de un serpentín y un ventilador para el acondicionamiento de lugares deseados.

Este sistema funciona alimentando una batería mediante agua fría, la misma que es la encargada de enfriar el aire aspirado mediante el uso de un ventilador.

El sistema de acondicionamiento con ventilador-serpentín se puede clasificar mediante dos criterios:

- Que tenga o no tenga aire de ventilación
- Según el número de tubos
 - De dos tubos
 - De tres tubos
 - De cuatro tubos

2.3.6.1. Que tenga o no tenga aire de ventilación

El sistema ventilador-serpentín con esta disposición posee un ventilador que aspira aire de un lugar específico ya sea este del recinto o del exterior.

2.3.6.2. Número de Tubos.

2.3.6.2.1. De dos Tubos

Estos dos tubos son la tubería de entrada y salida del ventilador-serpentín.

2.3.6.2.2. De tres Tubos

En este caso se presenta dos tuberías de llegada de agua y una tubería de salida. Posee un retorno común tanto para el agua fría como para el agua caliente según la aplicación de ventilador-serpentín.

2.3.6.2.3. De cuatro Tubos

En este caso se presenta dos tuberías de llegada (una de agua caliente y una de agua fría) y dos tuberías de salida, esta configuración de tuberías es la más conveniente desde el punto de vista de funcionamiento pero por el número de tuberías su costo es mayor.

2.3.6.3. Elementos que componen el ventilador-serpentín

Los elementos que componen el sistema ventilador-serpentín se presentan a continuación:

- Ventilador Centrífugo
- Motor para accionar al ventilador
- Batería de tubos
- Bandeja de condensados

Cuando se desea instalar un sistema ventilador-serpentín se debe tener en cuenta el caudal de aire suministrado y la potencia del equipo.

2.3.7. DISTRIBUCIÓN DEL AIRE

La distribución de aire en el interior del lugar a climatizar es un factor muy importante, debido a que si el aire no circula no se puede extraer el calor con facilidad y el tiempo de climatización se prolonga lo que incrementa los costos de funcionamiento de la unidad acondicionadora.

2.3.7.1. Difusores de Techo

Como su nombre lo indican se utilizan en el techo, la mayoría son de forma circular, que facilitan la mezcla del aire impulsado con el aire ambiente.

2.3.7.2. Difusores Lineales

Este tipo de difusores se los puede colocar en techos, paredes y suelos. Poseen una abertura larga y estrecha por la que el aire circula hacia el interior del lugar acondicionado.

2.3.7.3. Toberas

Las toberas son dispositivos que se utilizan para distribuir el aire a distancias mayores que las alcanzadas por los difusores.

2.3.7.4. Rejillas

Las rejillas también son utilizadas para distribuir el aire en lugares a climatizar, están constituidos por varias filas horizontales y verticales, las cuales pueden ser fijas u orientables para dirigir de mejor manera el aire.

2.3.8. CRITERIOS DE SELECCIÓN

Los criterios de selección de estos dispositivos dependen en gran medida de la parte estética, de los lugares en donde van a ser instalados, sin embargo estos equipos deben cumplir los siguientes requisitos fundamentales:

- La distancia de la caída del aire no debe ingresar en la zona ocupada, esta caída depende del caudal
- Cuando se tienen caudales altos se recomienda el uso de un mayor número de rejillas o difusores con el fin de disminuir el caudal que circula por cada uno
- Es conveniente que la flecha⁷ coincida con la longitud del local.

Tabla 2.4 Datos Orientativos para elegir rejillas y difusores

Volumen (m ³)	Tipo de Difusor	Velocidad Ambiente (m/s)
18-270	Rejillas	0.12 a 0.18
27-550		0.18 a 0.35
27-470	Difusores Lineales	0.10 a 0.18
46-730		0.18 a 0.28
46-740	Difusores de Techo	0.12 a 0.18
64-910		0.18 a 0.25
91-120		0.25 a 0.3

Fuente: Ángel L. Miranda, Técnicas de Climatización

⁷ Distancia Horizontal, medida desde el difusor hasta el punto más alejado, alcanzando una velocidad de 0,25 m/s.

2.3.9. ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN

Si se desea tener un sistema tanto de calefacción como de refrigeración, la instalación debe ser acompañada con elementos básicos de una instalación de aire acondicionado que permitan realizar este cambio cuando sea necesario, para eliminar costos de adquisición de sistemas independientes.

2.3.10. BOMBA DE CALOR

La bomba de calor es una máquina térmica que permite transferir energía en forma de calor del entorno hacia los lugares requeridos.

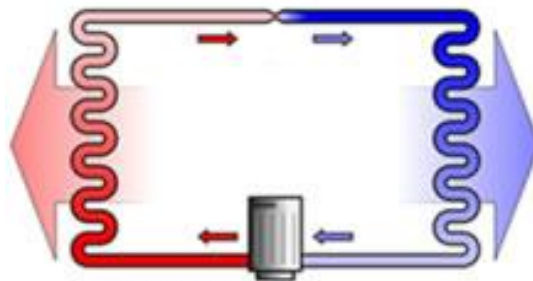


Figura 2.18 Bomba de Calor

Fuente: Calderasmadrid.wordpress.com

Una bomba de calor utiliza un fluido refrigerante el mismo que extrae calor de su alrededor para evaporarse, este refrigerante a baja temperatura y en estado gaseoso pasa por un compresor, el mismo que comprime al refrigerante aumentando su presión y su temperatura, para luego pasar por el condensador en donde el refrigerante cede calor al foco caliente cambiando su estado a líquido. Después este refrigerante pasa por una válvula de expansión donde recupera su presión inicial enfriándose. Luego pasa por el evaporador donde absorbe calor del foco frío evaporándose para finalmente regresar al compresor en donde empieza nuevamente el ciclo.

Mediante el uso de una válvula inversora localizada en la descarga del compresor se invierte el flujo refrigerante para enfriar el lugar deseado.

Las bombas de calor se pueden clasificar en las siguientes:

- Bomba de calor aire-aire
- Bomba de calor aire-agua
- Bomba de calor agua-agua
- Bomba de calor Aire-Aire

2.3.11. APARATOS UTILIZADOS EN LA CLIMATIZACIÓN

Los equipos que pueden emplearse en la climatización pueden agruparse en tres principales grupos:

- Baterías: en las que el aire a tratar y el fluido portador de las calorías están separados por una superficie metálica (tubos por los que circula una salmuera, agua fría o caliente, o un líquido volátil)
- Lavadores: en los que el aire está en contacto directo con el fluido (agua o salmuera), constituidos por un depósito en el que el aire impulsado o aspirado entra en contacto con agua finamente pulverizada.
- Deshumectadores de absorción y adsorción: contienen absorbentes líquidos, o absorbentes sólidos que se pulverizan directamente, o se intercalan en el circuito de aire.

2.3.12. VENTILADORES [6]

Los ventiladores suministran el aire necesario a la presión requerida para vencer las resistencias procedentes de la fricción en ductos, fricción en accesorios y la carga de velocidad.

Los principales tipos de ventiladores se clasifican de la siguiente manera:

- Centrífugos
 - Aletas Curvadas hacia Adelante
 - Aletas Curvadas hacia Atrás

- Aletas Radiales
- Axiales

2.3.12.1. Ventiladores centrífugos

En los ventiladores centrífugos la corriente de aire se establece radialmente a través del rodete.

2.3.12.2. Ventilador de aletas curvas hacia adelante

El rotor de este tipo de ventilador está constituido por palas curvadas hacia adelante, apto para caudales altos y bajas potencias.

En la siguiente figura se representa las curvas características de un ventilador de aletas curvas hacia adelante:



Figura 2.19 Curvas Características de un ventilador de aletas hacia adelante

Fuente: Carrier, Manual de Aire Acondicionado

2.3.12.2.1. Aplicación

Se utiliza en instalaciones de ventilación, calefacción y aire acondicionado de baja presión.

2.3.12.2.2. Ventajas:

- Funcionamiento a bajas velocidades
- Utiliza un ventilador más pequeño

2.3.12.3. Ventilador de aletas curvas hacia atrás

El rotor de este tipo de ventilador es de palas planas o curvadas inclinadas hacia atrás. Es de alto rendimiento y corresponden al tipo de ventiladores que no se sobrecargan. Puede girar a velocidades altas.

En la siguiente figura se representa las curvas características de un ventilador de aletas curvas hacia atrás:

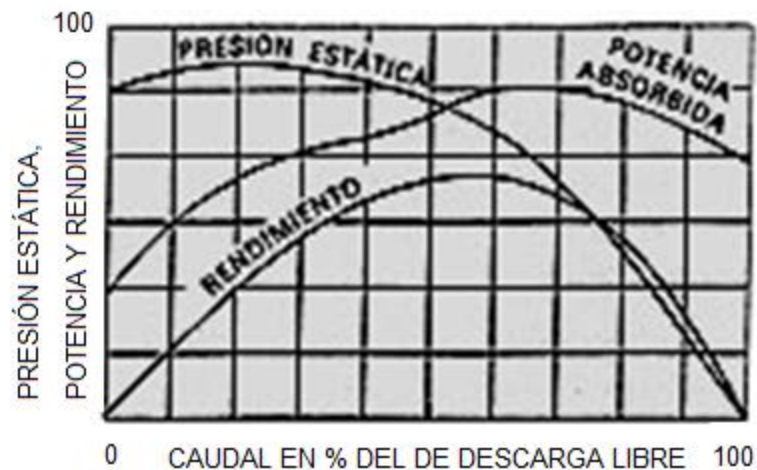


Figura 2.20 Curvas Características de un ventilador de aletas hacia atrás

Fuente: Carrier, Manual de Aire Acondicionado

2.3.12.3.1. Aplicación

Se emplea para ventilación, calefacción y aire acondicionado. También puede ser usado en aplicaciones industriales.

2.3.12.3.2. Ventajas

- Mayor Rendimiento

- No se Sobrecarga
- Más silencioso que todos los ventiladores

2.3.12.4. Ventilador de aletas radiales

El rotor de este tipo de ventilador es el diseño más sencillo y de menor rendimiento. Las características de rendimiento, velocidad y caudal de este ventilador son intermedias entre las de los ventiladores de aletas hacia adelante y hacia atrás.

En la siguiente figura se representa las curvas características de un ventilador de aletas radiales:



Figura 2.21 Curvas Características de un ventilador de aletas radiales

Fuente: Carrier, Manual de Aire Acondicionado

2.3.12.4.1. Aplicación

Empleado básicamente para instalaciones industriales de manipulación de materiales, se emplea en aplicaciones industriales de alta presión

2.3.12.4.2. Ventajas

- Se limpia por sí mismo.

- Funciona a velocidades y presiones altas.

2.3.12.5. Ventilador axial

Es un ventilador axial normal con alojamiento tubular, pero sin aletas de guía de entrada ni de salida, para mayor eficiencia las aletas directrices son curvadas, de simple o de doble espesor.

La finalidad de las aletas directrices es recuperar una parte de la energía del aire sometida a aceleración tangencial.

En la siguiente figura se representa las curvas características de un ventilador axial:



Figura 2.22 Curvas Características de un ventilador de aletas axiales

Fuente: Carrier, Manual de Aire Acondicionado

2.3.12.5.1. Aplicación

Se utiliza en instalaciones de ventilación, calefacción y aire acondicionado que requieran altos caudales con presión media a baja, se utiliza en sistemas industriales y en extracción de humos.

2.3.12.6. Elección del ventilador

Los factores que intervienen en la elección de un ventilador son:

- El caudal de aire
- La presión estática
- La densidad del aire cuando es diferente de la normal
- Nivel de ruido
- Factor Económico

La elección de un ventilador mayor y de más rendimiento se justifica en el caso de muchas horas de funcionamiento.

2.3.12.7. Accesorios

La incorporación de diferentes accesorios en el ventilador tiene como objetivo satisfacer requisitos específicos tal como se indica a continuación:

- Puertas de Acceso: Cuando existe acumulación de polvos o suciedad en el ventilador
- Drenajes: Cuando la producción de condensado es inevitable en el ventilador
- Persianas: Se utilizan en aplicaciones que requieran una extrema reducción de capacidad durante cortos períodos
- Aisladores: Cuando se necesario disminuir la vibración

2.3.13. MANEJADORA DE AIRE

Una unidad manejadora de aire es un aparato de acondicionamiento de aire que se ocupa de mantener caudales de aire sometidos a un régimen de temperatura preestablecida. También se encarga de mantener la humedad dentro de valores apropiados, así como de filtrar el aire.

Consta de una entrada de aire exterior, un filtro, un ventilador, uno o dos intercambiadores de frío/calor y un separador de condensado.

Por su gran tamaño y por simplicidad es habitual que se sitúen en la cubierta o terraza superior del edificio o planta.

Las unidades manejadoras de aire suelen ser ensambladas en fábrica o se construyen en módulos.

2.3.13.1. Objetivo de una manejadora de Aire

El objetivo de una Manejadora de aire es suministrar un gran caudal de aire acondicionado para ser distribuido por una red de ductos a través de la instalación de un edificio o una planta.

CAPÍTULO 3

SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE COMPRIMIDO

3.1. INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se presenta el planteamiento del problema, requerimientos técnicos y económicos, estudio y selección de alternativas y el diseño de la red de aire comprimido seleccionada para la nueva Planta de Producción de Recipientes a Presión y Facilidades de Producción (PPRP), de la compañía SERTECPET Ecuador.

El diseño de la red de tuberías debe garantizar que el sistema entregue el aire necesario a todas las herramientas neumáticas y servicios de una manera confiable, eficiente, segura y económica, considerando que el circuito debe adecuarse a la arquitectura e infraestructura de la planta de tal manera que no existan problemas de cruce con otros sistemas, equipos o instrumentos.

3.2. CAPACIDAD DE AIRE REQUERIDO PARA LA PLANTA

3.2.1. DESCRIPCIÓN DE LAS ÁREAS Y FUNCIONALIDAD

La distribución de las áreas de la planta incluye tres áreas en donde se requiere de aire comprimido: una área de granallado, una área de pintura y una de taller. La distribución de las áreas se indica en el Anexo 1.

En el área de taller en donde se construirán los recipientes a presión, tiene un área aproximada de 1,200 metros cuadrados (60 metros x 20 metros), se instalarán los siguientes equipos que requieren de aire comprimido: un equipo de corte con plasma-aire, dos equipos de soldadura SAW, herramientas neumáticas para montaje. Se requiere de 10 tomas de aire y están distribuidas de la siguiente manera:

- 5 Tomas de limpieza nombradas como: TPP1, TPP2, TPP3, TPP5, TTP8.
- 1 Toma de corte con plasma-aire nombrada como TPP4
- 2 Tomas para soldadoras SAW nombradas como: TPP9 y TPP10
- 2 Tomas para montaje nombradas como: TPP6 y TPP7

En el área de granallado se preparará la superficie de los recipientes, tiene un área aproximada de 91 metros cuadrados (13 metros de ancho x 7 metros de largo), se requieren tres tomas de aire. Cada toma tiene una salida de aire para granallado y una salida para aire de respiración del operador. Nombradas como TG1, TG2 y TG3.

En el área de pintura, en donde se aplicará la pintura a los recipientes, tiene un área aproximada de 91 metros cuadrados (13 x 7 metros), se requiere tres tomas de aire comprimido, nombrados como TP1, TP2 y TMG1 (Toma para micro granallado).

En el Anexo 1 se muestra la distribución de las tomas de aire.

3.2.2. NECESIDAD DE AIRE DE LA PLANTA

Para determinar el consumo total de aire se han considerado los siguientes escenarios en función del número de equipos y factores de utilización.

3.2.2.1. Primer escenario: Equipos iniciales con utilización simultánea

En este escenario se considera que los siguientes equipos se utilizarán al mismo tiempo.

- Un equipo de granallado
- Un equipo de micro granallado
- Un equipo de pintura

- Un equipo de soldadura automática de arco sumergido (SAW – Submerged Arc Welding en inglés)
- Un equipo de corte con plasma-aire
- Herramientas neumáticas para limpieza y para montaje mecánicos (pistolas de impacto)

3.2.2.2. Segundo escenario: Equipos iniciales con utilización según requerimiento.

En este escenario se considera que los equipos indicados en el primer escenario funcionarán de acuerdo a los requerimientos de la planta y se tomará en cuenta un factor de simultaneidad y un factor de utilización. Además se realizarán las correcciones por fugas, expansión, error de cálculos y correcciones por altitud.

3.2.2.3. Tercer escenario: Incluye equipos futuros con utilización según requerimiento.

En este escenario se incluye la incorporación en un futuro de los siguientes equipos y se considera los requerimientos de simultaneidad, utilización y correcciones.

- Un equipo adicional de granallado
- Un equipo adicional de pintura
- Un equipo de soldadura automática de arco sumergido.

3.2.3. DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS Y CONSUMO DE AIRE

Para el cálculo de los consumos de aire de cada escenario, se consideran los volúmenes de consumo de aire máximas indicadas en las respectivas hojas técnicas de cada equipo, que la Compañía SERTECPET dispone. Las hojas técnicas se adjuntan en el Anexo 2.

3.2.3.1. Equipo de granallado:

Marca CLEMCO, modelo 2452, con boquilla de orificio de 3/8" No 6.
Consumo de aire a 6 bar es de 4.9 m³/min (173 CFM⁸).

3.2.3.2. Equipo de seguridad del operario:

Marca CLEMCO código 10514, incluye

- Casco APOLLO 60 HP⁹
- manguera de aire para casco
- filtro de aire cpf-20 (filtrado de aceite de impurezas de la línea de aire).
- enfriador de casco

Consumo de aire a 6 bar es de 0.57 m³/min (20 CFM).

3.2.3.3. Equipo de micro granallado

Marca CLEMCO, modelo 1028, con boquilla de orificio de 1/8" No 2.
Consumo de aire a 6 bar es de 0.52 m³/min (18.5 CFM).

3.2.3.4. Equipo de Pintura

Consta de una bomba neumática, marca GRACO, modelo NXT, X70DH3, con una relación de trabajo 70:1.

Consumo aire: 1.98 m³/min (70 CFM)

3.2.3.5. Equipo de corte plasma-aire

Marca HYPER THERM, modelo Powermax 1650, serie G3.

Consumo de aire: 0.26 m³/min (9.1 CFM)

⁸ Pies cúbicos por minuto

⁹ Caballo de Fuerza del inglés Horse Power

3.2.3.6. Equipo de soldadura automática por arco sumergido

Marca ESAB, modelo OPC Super.

Consumo de aire: 0.58 m³/min (20.3 CFM)

3.2.3.7. Pistola de Impacto

Marca ATLAS COPCO, modelo LMS86 GOR3

Consumo de aire: 1.74 m³/min (60.9 CFM)

3.2.3.8. Pistola de Limpieza

Marca NORGREN, modelo AL-13

Consumo de aire: 0.19 m³/min (6.65 CFM)

3.2.4. ESCENARIOS Y CÁLCULO DE CONSUMO DE AIRE

De acuerdo a los consumos indicados, se determina el consumo para cada escenario.

3.2.4.1. Cálculo de consumo de aire del escenario No 1.

Se considera que los equipos trabajarán simultáneamente. En la tabla No 3.1 se muestra el consumo de aire requerido para cada equipo y las herramientas neumáticas indicadas.

Tabla 3.1 Consumo de aire requerido para el Escenario No 1

Ítem	Equipo / herramienta neumática	Cantidad	Consumo de aire a 6 bar (m ³ /min)	Total de Consumo de aire (m ³ /min)
1	Granallado	1	4.9	4.9
2	Aire de Vida-granallado	1	0.57	0.57
3	Micro-granallado	1	0.52	0.52
4	Pintura	1	1.98	1.98
5	Corte plasma-aire	1	0.26	0.26
6	Soldadora SAW	1	0.58	0.58
7	Pistola Limpieza	4	0.19	0.76
8	Pistola de impacto	2	1.74	3.48
Subtotal Consumo de aire (m ³ /min)				13.05
Factor de simultaneidad				1
Total Consumo de aire (m³/min)				13.05

Fuente: Propia

3.2.4.2. Cálculo de consumo del escenario No 2.

Considerando que los equipos trabajarán de acuerdo a requerimientos de servicio y utilización, se considera los siguientes factores:

3.2.4.2.1. Factor de simultaneidad

Al inicio de las operaciones la Planta PPRP cuenta con 12 herramientas neumáticas, de las cuales 8 son de uso frecuente y 4 son herramienta de limpieza, que se asume se utilizarán al inicio y al final de la jornada y no se considera para el cálculo de factor de simultaneidad.

De acuerdo a la tabla 2.1, el factor de simultaneidad es de 0.75 que corresponde a 8 herramientas neumáticas.

3.2.4.2.2. Factor de utilización

Como se mencionó en el capítulo 2, el tiempo de utilización corresponde al tiempo en uso de cada herramienta neumática. El tiempo asumido está basado en la experiencia dada por los operadores de los equipos neumáticos.

Por ejemplo para el equipo de granallado se consideró un tiempo de uso 60 minutos para un tiempo de referencia de 60 minutos, por lo tanto el factor de utilización será de 1.

Los factores de utilización para cada equipo serán:

- Equipo de granallado, el factor es 1
- Equipo de pintura, el factor es 0.67
- Equipo de corte-aire, el factor es 0.5
- Equipo de soldadura SAW el factor es 0.25
- Herramientas neumáticas el factor es 0.08
- Equipo de micro granallado es de 0.08.

La memoria de cálculo se muestra en el Anexo 3.

3.2.4.2.3. Corrección de consumo por fugas

Como la red de aire comprimido es nueva se considera un factor de 5% sobre el cálculo de la necesidad de aire.

3.2.4.2.4. Corrección de consumo por expansión

Para el segundo escenario se considera un factor de 25% por ser el escenario al inicio de operaciones.

3.2.4.2.5. Corrección por error

Este es un criterio del diseñador. Se asume un valor del 10% como factor de error, que se considera como una contingencia.

De acuerdo a los valores indicados, en la tabla No 3.2 se muestra el cálculo del consumo de aire.

Tabla 3.2 Consumo de aire requerido para el Escenario No 2

Ítem	Equipo / herramienta neumática	Cantidad	Consumo de aire a 6 bar (m ³ /min)	Factor de utilización	Total de Consumo de aire (m ³ /min)
1	Granallado	1	4.9	1	4.90
2	Aire de Vida-granallado	1	0.57	1	0.57
3	Micro-granallado	1	0.52	0.08	0.04
4	Pintura	1	1.98	0.67	1.33
5	Corte plasma-aire	1	0.26	0.5	0.13
6	Soldadora SAW	1	0.58	0.25	0.15
7	Pistola Limpieza	4	0.19	0.08	0.06
8	Pistola de impacto	2	1.74	0.08	0.28
Subtotal Consumo de aire (m ³ /min)					7.45
Total Consumo de aire con factor de simultaneidad (m ³ /min)				0.75	5.59
Consumo de aire por corrección por fugas (m ³ /min)				5%	0.28
Consumo de aire por corrección por expansión (m ³ /min)				25%	1.40
Consumo de aire por corrección por error (m ³ /min)				10%	0.56
Total Consumo de aire (m³/min)					7.83

Fuente: Propia

3.2.4.2.6. Corrección por altitud

Como se mencionó en el capítulo 2 es necesario corregir el caudal requerido según la altitud donde está ubicada la Planta PRRP

Francisco de Orellana se encuentra a 256 msnm.

Tabla 3.3 Eficiencia Volumétrica por Densidades

Altura (msnm)	Aire - Densidad (kg/m ³)
0	1.14
256	1.114
610	1.08

Fuente: Reglamento de acción del viento de construcción

El caudal total corregido es igual a 8.01 m³/min. Memoria de cálculo en Anexo 4.

3.2.4.3. Cálculo de consumo del escenario No 3.

En el tercer escenario se consideran los equipos a instalarse en un futuro que incluye un nuevo equipo de granallado, un nuevo equipo de pintura y un nuevo equipo de soldadura SAW.

Con estos nuevos equipos, y con el mismo criterio de cálculo de los factores, se tiene que el factor de simultaneidad es de 0.68. El factor de utilización de los equipos de granallado es de 0.75, el factor de los equipos de pintura es 0.5, el factor para el equipo de corte es de 0.5, factor para el equipo de soldadura SAW es de 0.17, limpieza 0.08, impacto es 0.08 y el factor para el micro granallado es de 0.08.

Los factores de corrección por fugas es 5%, corrección por expansión es de un 20% y el factor de error es del 10%.

Con estos valores se presenta el cálculo del consumo de aire en la tabla No 3.4.

Tabla 3.4 Consumo de aire requerido para el Escenario No 3

Ítem	Equipo / herramienta neumática	Cantidad	Consumo de aire a 6 bar (m ³ /min)	Factor de utilización	Total de Consumo de aire (m ³ /min)
1	Granallado	2	4.9	0.75	7.35
2	Aire de Vida-granallado	2	0.57	0.75	0.86
3	Micro-granallado	1	0.52	0.08	0.04
4	Pintura	2	1.98	0.5	1.98
5	Corte plasma-aire	1	0.26	0.5	0.13
6	Soldadora SAW	2	0.58	0.17	0.20
7	Pistola Limpieza	4	0.19	0.08	0.06
8	Pistola de impacto	2	1.74	0.08	0.28
Subtotal Consumo de aire (m ³ /min)					10.89
Total Consumo de aire con factor de simultaneidad (m ³ /min)				0.68	7.41
Consumo de aire por corrección por fugas (m ³ /min)				5%	0.37
Consumo de aire por corrección por expansión (m ³ /min)				20%	1.48
Consumo de aire por corrección por error (m ³ /min)				10%	0.74
Total Consumo de aire (m³/min)					10.00

Fuente: Propia

3.2.4.3.1. Corrección por altitud

Como se mencionó en el capítulo 2 es necesario corregir el caudal requerido según la altitud donde está ubicada la Planta PPRP

El caudal total corregido es igual a 10.23 m³/min.

Memoria de cálculo en Anexo 4.

3.3. CALIDAD Y TRATAMIENTO DE AIRE COMPRIMIDO

El aire atmosférico que ingresa a los compresores contiene humedad e impurezas tales como aceites, polvo y otros elementos. Durante el proceso de compresión a través de los compresores de tornillo, se agrega al aire comprimido partículas de aceite. Estas impurezas del aire comprimido requieren ser eliminados del sistema mediante el uso de filtros, separadores, secadores y drenajes.

Con un adecuado tratamiento del aire comprimido para eliminar los condensados e impurezas, se incrementa la vida útil de los equipos y de las herramientas neumáticas, al disponer de un aire de mejor calidad en la red de tubería. Este tratamiento del aire permite mejorar la eficiencia del sistema por las menores pérdidas de resistencia de flujo y un menor consumo de energía.

Para determinar el correcto tratamiento del aire comprimido se requiere determinar el uso que se va a dar al aire, para determinar los equipos y accesorios necesarios para cada uso.

3.3.1. CALIDAD DEL AIRE REQUERIDA PARA LA PLANTA

3.3.1.1. Clasificación de la calidad de aire

De acuerdo a la norma ISO 8573-1:2001 se tiene la siguiente clasificación:

Tabla 3.5 Tipos de Clases de calidad conforme a ISO 8573-1:2001

Clase	Contenido máximo de aceite (mg/m ³)	Contenido máximo de impurezas sólidas		Contenido máximo de agua	
		Tamaño de partícula (µm)	Densidad de partícula (mg/m ³)	Contenido de agua	Punto de rocío a Presión
1	0.01	0.1	0.1	0.003	-70
2	0.1	1	1	0.117	-40
3	1	5	2	0.88	-20
4	5	15	8	5.953	+3
5	25	40	10	7.732	+7
6	-	-	-	9.356	+10

Fuente: Norma ISO 8573-1:2001

3.3.1.2. Calidad de aire requerida para la planta

Para los diferentes servicios se requiere una calidad diferente de aire [7].

3.3.1.2.1. Aire para granallado sin mayores exigencias de calidad

Para granallado sin mayores exigencias de preparación de superficie se requiere una calidad de aire clase 3 para impurezas y no se tiene requerimientos específicos de humedad y cantidad de aceite.

3.3.1.2.2. Aire para granallado con altas exigencias de calidad

En donde, previo a la aplicación de pintura se requiere anclaje y superficies secas y libres de aceite. En este caso la calidad de aire debe ser clase 3 para impureza, clase 4 para humedad y clase 5 para contenido máximo de aceite.

3.3.1.2.3. Aire para pintura por atomización sin mayores exigencias

El aire para pintado a soplete requiere una calidad de aire clase 3 para impurezas, clase 4 para humedad y clase 5 para aceite.

3.3.1.2.4. Aire para pintura por atomización con mayores exigencias

Aire para pintado a soplete de alta calidad requiere una calidad de aire clase 1 para impurezas, clase 3 para humedad y clase 1 para aceite.

3.3.1.2.5. Aire para funcionamiento de la bomba neumática para pintura "sin aire" (airless en inglés), de uso industrial

El aire para accionamiento del motor neumático del equipo airless no requiere de ningún tratamiento y puede clasificarse como de clase 3 para impurezas.

3.3.1.2.6. Aire para Accionamiento del equipo de corte por plasma-aire

De acuerdo a la hoja técnica del fabricante, el aire se requiere que sea limpio de impurezas, seco y sin aceite. La calidad de aire será clase 1 en impurezas, clase 4 en humedad y clase 1 en aceite.

3.3.1.2.7. Aire para equipo de soldadura por arco sumergido

De acuerdo a la hoja técnica del fabricante, el aire debe ser libre de impurezas, seco y sin aceite. La calidad de aire será clase 1 en impurezas, clase 4 en humedad y clase 1 en aceite.

3.3.1.2.8. Aire para soplado de limpieza general

El aire para soplado no requiere de una clase de calidad específica.

3.3.1.2.9. Aire para herramienta neumática de impacto

El aire para funcionamiento de estas herramientas requiere un tratamiento antes de llegar a la herramienta debido a que esta posea elementos mecánicos que deben ser lubricados evitando el contacto de polvo con ellos.

3.3.1.2.10. Aire para línea de vida del operador de granallado.

El aire para respiración del operador requiere cumplir la norma de seguridad OSHA y no debe contener impurezas, sin aceite y con humedad apropiada para consumo humano. La calidad de aire será clase 1 en impurezas, clase entre 1 y 3 para humedad y clase 1 en cantidad de aceite.




3.3.2. EQUIPOS Y ACCESORIOS PARA TRATAMIENTO DE AIRE

De acuerdo a las necesidades de calidad de aire indicadas anteriormente, se enumeran los equipos a utilizarse para cada uno de ellos;

3.3.2.1. Equipo y accesorios comúnmente utilizados

A continuación se muestra un resumen de los principales dispositivos. En el Anexo 5 se adjuntan las hojas técnicas.

Tabla 3.6 Descripción de Equipos usados de Tratamiento de aire

Ítem	Accesorios / Equipos	Foto	Uso
1	Filtro Previo		Un pre filtro filtra partículas sólidas de aproximadamente 3um
2	Secador Frigorífico		El aire es enfriado hasta una temperatura inferior al punto de condensación. La humedad contenida en el aire es recogida. Se obtiene un aire seco.
3	Filtro		Los filtros tienen la función de detener las partículas sólidas y agua condensada existente en el aire.

Fuente: Propia

Tabla 3.6 Descripción de Equipos usados de Tratamiento de aire

Ítem	Accesorios / Equipos	Foto	Uso
4	Filtro Coalescente		El propósito de este filtro es retener lubricantes, emulsiones y neblinas, mediante el principio de coalescencia ¹⁰ ,
5	Regulador de presión		Un regulador de presión mantiene una uniformidad de la presión en el sistema de alimentación de aire comprimido
6	Unidad de Mantenimiento de Aire FRL (Filtro+ Regulador +Lubricador)		La unidad de mantenimiento tiene la función de acondicionar el aire a presión

Fuente: Propia

¹⁰ Consiste básicamente en tener una red aleatoria de fibras, la cual ante el paso de aire, produce formación de gotas alrededor de las fibras, cayendo luego estas a un recipiente de acumulación por efecto de gravedad.

Tabla 3.7 Equipos Recomendados para Tratamiento de aire de acuerdo a su aplicación

Aplicación	Filtros						Secadores		
	Filtro Ciclón ¹¹	Filtro previo	Filtro de carbón activo	Micro filtro	Filtro Coalescente	Unidad FRL ¹²	Secador membrana	Secador absorción	Secador frigorífico
Granallado sin alta exigencia	✓	✓							
Granallado con alta exigencia	✓	✓							✓
Pintura por atomización sin alta exigencia	✓	✓		✓					✓
Pintura por atomización de alta calidad	✓	✓		✓	✓				✓
Accionamiento airless	✓	✓							
Corte por plasma-aire	✓	✓		✓					✓
Soldador SAW	✓	✓		✓					✓
Herramienta neumática de impacto	✓					✓			
Herramienta de limpieza por soplado	✓								
Aire respirable	✓	✓	✓		✓				

Fuente: Catálogo Tratamiento de Aire BOGE

¹¹ Filtro ciclo es requerido cuando no se cuenta con un recipiente de almacenamiento de aire.

¹² FRL: Unidad de tratamiento de aire Filtro – Regulador - Lubricador

3.4. SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE COMPRESORES DE AIRE

Una vez que los requerimientos de aire, presión y calidad son conocidos, se puede seleccionar el compresor.

Requerimientos: 10.23 m³/min (361 CFM)

Presión: 6 bar, presión de diseño para la selección del compresor.

Calidad de aire: clase 3 en impurezas, clase 4 en humedad y clase 5 en aceite.

Se deben considerar los siguientes aspectos:

- Tipo de compresor
- Capacidad y presión

3.4.1. SELECCIÓN DEL TIPO DE COMPRESOR DE AIRE

En el mercado se dispone de dos tipos de compresores de aire: compresor de tornillo y compresor de pistón. La selección del compresor deberá cumplir con los requerimientos de la planta.

3.4.1.1. Compresor de Tornillo

Las características de este tipo de compresor son las siguientes:

- Son particularmente aplicables en situaciones donde el consumo de aire comprimido es continuo y por largos períodos
- Compresor de tornillo es el tipo más económico cuando se requiere altas demandas de aire Comprimido
- A través de la compresión uniforme el compresor de tornillo puede también ser usado para herramientas neumáticas de bajo consumo de aire
- Mayor eficiencia y mejor calidad de aire
- Mayor costo inicial

- Opera económicamente con presiones entre 5 a 14 bar.
- Para su selección se dispone de compresores de tornillo cuya máxima presión son 8 bar, 10 bar, 13 bar.

3.4.1.2. Compresor de Pistón

Las características de este tipo de compresor son las siguientes:

- Son particularmente adecuados para consumos intermitentes con largos períodos de paralización
- Cuando el consumo de aire comprimido es bajo, los compresores de pistón son la opción más económica
- Típicas presiones máximas de trabajo de compresión se encuentran 8, 10, 15, 10 y 35 bar
- Menor eficiencia y menor calidad de aire
- Menor costo inicial

3.4.1.3. Requerimientos de la planta

- La planta PPRP requiere aire para granallado, que se considera continuo durante su operación ya que puede demorarse, dependiendo del área a granallar desde minutos hasta varias horas, con un consumo alto de aire. Por esta razón se considera continuo.
- El aire para pintura puede considerarse continuo o intermitente dependiendo del área a pintar.
- El aire para el taller se considera intermitente.
- Como criterio de selección del compresor se considera un servicio continuo.
- El consumo del aire requerido para la planta es 10.23 m³/min, que se considera como un volumen alto de aire.
- Presiones de trabajo: los dispositivos de consumo de aire trabajan hasta una presión de aproximadamente 6 bar.

3.4.1.4. Selección del tipo de compresor

Con las anteriores consideraciones, se selecciona un compresor de tornillo. Como preferencia del usuario final, la marca BOGE es seleccionada.

3.4.2. DETERMINACIÓN DE LA PRESIÓN MÁXIMA DEL COMPRESOR

Las herramientas neumáticas que son generalmente utilizadas en la industria generalmente requieren una presión de trabajo de 6 bar, sin embargo hay aplicaciones que utilizan presiones superiores de trabajo a 6 bar que dependen de la aplicación y desempeño requerido, en estos casos el consumo de aire comprimido se incrementa. Un ejemplo de estos es el granallado.

Para determinar la presión máxima del compresor se debe empezar por tomar en consideración la presión de trabajo de los equipos y herramientas neumáticas, para el diseño de la red la presión de trabajo es de 6 bar.

Consideraciones,

• Presión de operación en el sistema		6 bar
• Red de aire comprimido fija	Pérdida de Presión	0.1 bar
• Filtro obstruido y accesorios	Pérdida de Presión	0.6 bar
• Secador de aire	Pérdida de Presión	0.2 bar

Presión mínima		6.9 bar
-----------------------	--	----------------

La presión mínima de carga de compresor debe ser mayor sobre la presión de cálculo, por lo tanto se considera lo siguiente,

• Ciclo diferencial en compresores de tornillo [1]		1.0 bar
--	--	---------

Por lo tanto la presión que debe entregar el compresor es **7.9 bar**

La presión máxima seleccionada para el compresor será de 8 bar.

3.4.3. CONFIGURACIÓN DE COMPRESORES

Existen varias configuraciones que permiten suministrar el caudal de 10.23 m³/min requerido por la Planta PPRP, a la presión necesaria de 8 bar.

Por las preferencias que tiene SERTECPET hacia la marca BOGE, se determinará el compresor dentro del catálogo de BOGE, adjunta en el Anexo 6.

Las siguientes opciones fueron tomadas del catálogo de BOGE.

3.4.3.1. Opción 1: Un solo compresor BOGE modelo S 90-2 que abastece todo el requerimiento

Un compresor que abastezca todo el caudal requerido por el sistema.

- **Descripción Configuración:** Compresor de tornillo modelo S 90-2
Caudal entregado: 10.80 m³/min
Presión: 8 bar
- **Ventajas:**
Un solo compresor abastece las necesidades de la Planta en cuanto a caudal y presión.
La conexión directa al recipiente de almacenamiento, disminuye la utilización de accesorios y uniones que son propensas a fugas y caídas de presión.
- **Desventajas:**
La mayor parte del tiempo el compresor no trabajará a su máxima eficiencia debido a que los dispositivos de aire del taller y del área de pintura no tienen un uso frecuente, por lo que el consumo energético para accionar el compresor es elevado en comparación con la necesidad de la planta diaria.

Cuando se realice mantenimiento al compresor, la Planta quedará sin suministro de Aire.

3.4.3.2. Opción 2: Dos compresores BOGE en paralelo modelo S 100-2 y modelo S 31-2

Un compresor que abastezca exclusivamente el área de granallado, y otro compresor que abastezca la demanda de aire restante.

- **Descripción Configuración:**

- Compresor exclusivo área granallado: Compresor de tornillo modelo S 100-2.

Caudal entregado: 12.10 m³/min

Presión: 8 bar

- Compresor para Planta PPRP sin considerar granallado: Compresor de Tornillo modelo S 31-2.

Caudal entregado: 3.88 m³/min

Presión: 8 bar

- **Ventajas:**

Se cuenta con un compresor de menor capacidad que abastece las necesidades de la Planta de uso diario, a un menor costo energético, y un compresor de mayor capacidad exclusivo para granallado de uso no frecuente.

- **Desventajas:**

Se presentará un mayor desgaste en el compresor de menor capacidad debido a que este trabajará de manera frecuente para la Planta, mientras que el compresor de mayor capacidad tendrá períodos sin utilización que pueden ser más largos.

3.4.3.3. Opción 3: Dos compresores BOGE modelo S 40-2

Dos compresores de igual capacidad en paralelo que abastezcan las necesidades de la red de aire comprimido.

- **Descripción Configuración:** Dos compresor de tornillo modelo S 40-2, caudal entregado 5.17 m³/min.

Caudal entregado total: 10.34 m³/min, sumados sus caudales individuales.

Presión: 8 bar.

- **Ventajas:**

Se puede alternar el uso de los compresores para que el desgaste sea equitativo, aumentando la vida útil de los mismos.

- **Desventajas:**

Los compresores no trabajarán a su máxima eficiencia cuando no se utilicen los Talleres de Granallado y Pintura, debido a que la necesidad de aire de la Planta PPRP es menor al suministro de aire entregado por el compresor. Por lo que se recomienda su alternabilidad.

Aunque poco probable pero en el caso de que en una hora crítica estén prendidos las dos tomas de granallado, el caudal requerido sin correcciones será de 10.94 m³/min, mayor que lo entregado por los dos compresores en paralelo, por lo que se requerirá la reserva del recipiente de almacenamiento de aire comprimido.

3.4.3.4. Opción 4: Dos compresores BOGE modelos S 50-2 y S 40-2

Dos compresores en paralelo que abastezcan las necesidades de la red de aire comprimido.

- **Descripción Configuración:**

Un compresor de tornillo modelo S 50-2, caudal entregado 6.35 m³/min y un compresor tornillo modelo S 40-2 caudal entregado 5.17 m³/min.

Caudal entregado total: 11.52 m³/min, sumados sus caudales individuales.

Presión: 8 bar

- **Ventajas:**

Se puede alternar el uso de los compresores para que el desgaste sea equitativo, aumentando la vida útil de los mismos.

En el caso de que un compresor se encuentre fuera de uso por mantenimiento, el otro compresor puede suplir la necesidad del aire, ya que sus capacidades son casi similares.

- **Desventajas:**

Los compresores no trabajarán a su máxima eficiencia cuando no se utilicen los Talleres de Granallado y Pintura, debido a que la necesidad de aire de la Planta PPRP es menor al suministro de aire entregado por el compresor. Por lo que se recomienda su alternabilidad.

3.4.3.5. Selección de los compresores

Tomando en consideración las ventajas y desventajas que presentan las opciones propuesta, se decidió por la opción No 4 debido a que esta configuración nos permite una mayor flexibilidad de uso en el caso de que uno de ellos este fuera de funcionamiento.

Los compresores a instalarse son los siguientes:

- Compresor BOGE modelo S 50-2
- Compresor BOGE modelo S 40-2

3.4.4. HOJA TÉCNICA DE LOS COMPRESORES SELECCIONADOS

3.4.4.1. Datos técnicos de los compresores

A continuación se indican las principales características de cada uno de los modelos seleccionados. En el Anexo 6 se adjuntan los catálogos.

Modelo S 50-2

- Cantidad efectiva del suministro: 6.35 m³/min (225 CFM)

- Presión máxima: 8 bar (115 psi)
- Potencia nominal del motor de accionamiento: 37 kW (50 HP)
- Potencia nominal del motor del ventilador: 1.1 kW (1.5 HP)
- Medidas: 1.62 m ancho x 0.96 m profundidad x 1.450 m altura
- Salida del aire comprimido: conexión roscada G 1-1/4
- Peso aproximado: 760 kg

Modelo S 40-2

- Cantidad efectiva del suministro: 5.17 m³/min (183 CFM)
- Presión máxima: 8 bar (115 psi)
- Potencia nominal del motor de accionamiento: 30 kW (40 HP)
- Potencia nominal del motor del ventilador: 1.1 kW (1.5 HP)
- Medidas: 1.62 m ancho x 0.96 m profundidad x 1.450 m altura
- Salida del aire comprimido: conexión roscada G 1-1/4
- Peso aproximado: 740 kg

3.4.4.2. Dimensiones del área requerida para instalación de los compresores

En el Anexo 6 se muestra las dimensiones mínimas que se deben considerar para la instalación de los compresores seleccionados en la estación de compresores, de acuerdo a las recomendaciones del fabricante.

La mínima distancia a una pared es de 0.25 metros.

La estación de compresores fue diseñada para cumplir las distancias mínimas de separación, por motivos de espacio disponible y razones de economía su ubicación está situada lo más cerca posible a los puntos de mayor consumo como son Granallado y Pintura, como se muestra en el Anexo 1.

3.4.4.3. Ciclos de funcionamiento de los compresores

El fabricante recomienda que los compresores estén seteados de la siguiente manera para optimizar el funcionamiento de los compresores:

- El compresor modelo S 50-2 estará seteado a una presión de 6.2 bar (90 psi) para carga o arranque y una presión de parada de 8 bar (116 psi).
- El compresor modelo S 40-2 estará seteado a una presión de 6.9 bar (100 psi) para carga o arranque y una presión de parada de 7.9 bar (114.5 psi).

Cuando el compresor S 40-2 esté operando y si su presión de trabajo disminuye y se requiere mayor caudal de aire, se prenderá el segundo compresor.

La diferencia de presión en el presostato entre arranque y parada es:

1.8 bar (26 psi) para el modelo S 50-2

1 bar (14.5 psi) para el modelo S 40-2.

3.4.5. POTENCIA DE LOS COMPRESORES

La capacidad de energía de los compresores de aire se mide en caballos de fuerza (HP - horse power en inglés), dependiendo del tipo de aplicación se agregan o se reducen la energía entregada o suministrada para el compresor. Estos compresores se alimentan por gasolina o fuente eléctrica.

Para determinar la potencia del compresor se considera un proceso isotrópico, memoria de cálculo en Anexo 7.

3.5. CÁLCULO DEL VOLUMEN DEL RECIPIENTE

Un sistema de aire comprimido tiene como parte integrante la instalación de uno o más recipientes de almacenamiento de aire comprimido, también conocido como tanque pulmón o tanque depósito de aire comprimido que tienen como principales funciones las siguientes:

- Almacenar aire comprimido para abastecer demandas pico, que sean superiores a la capacidad del compresor.

- Permitir un enfriamiento del aire y permitir la separación de condensado
- Amortiguar las pulsaciones que se generen especialmente en los compresores de pistón y en menor cantidad de los compresores de tornillo
- Balancear las fluctuaciones de presión

Los compresores tienen un seteo de arranque y parada de acuerdo a los requerimiento y se requiere un recipiente de almacenamiento de aire comprimido que mantenga la presión mínima para que el compresor este en vacío¹³ y evitar continuos arranques y apagados, que puede afectar al funcionamiento de los compresores.

Se recomienda que el ciclo de trabajo no sea demasiado corto, pues trae como consecuencia el desgaste de algunos componentes del compresor y de su equipo eléctrico. Se recomienda limitar el ciclo de trabajo a 30 segundos o lo que es lo mismo 1/30 ciclos.

Para calcular el volumen del recipiente se consideran los siguientes métodos:

3.5.1. MÉTODO 1

A partir de la ecuación de estado de los gases se puede utilizar la ecuación 2.5 indicada en el capítulo 2 para el cálculo del volumen de aire.

Tomado de "Aire Comprimido y su Aplicación en la industria" ATLAS COPCO"

$$V = \frac{0.25 * Q_c * P_1 * T_0}{f_{max} * \Delta p * T_1}$$

Donde:

V = Volumen de aire (m³)

Q_c= Capacidad del compresor de mayor caudal (m³/s)

¹³ El compresor se encuentra encendido consumiendo energía mínima

P1 = Presión a nivel del mar (bar)
To= Temperatura de aire en el recibidor (K)
T1= Temperatura entrada de aire (K)
fmax= frecuencia de ciclo
 Δp = Ajuste del presostato

Datos: Para el Cálculo se utilizan los siguientes datos:

1. $Q_c = 0.1058 \text{ m}^3/\text{s}$ equivalente a $6.35 \text{ m}^3/\text{min}$
2. $P_1 = 1.013 \text{ bar}$
3. $T_o = 305 \text{ K}$, equivalente a la temperatura de $32 \text{ }^\circ\text{C}$ asumidos
4. $T_1 = 331.15 \text{ K}$, equivalente a la temperatura de $58 \text{ }^\circ\text{C}$
5. $f_{\text{max}} = 0.033$ que es igual a $1/30$ que es un valor recomendado
6. $\Delta p = 0.8 \text{ (bar)}$ considerando que el recipiente de almacenamiento de aire será utilizado con el compresor S 40-2

Cálculo:

$$V = \frac{(0.25 \times 0.1058 \times 1.013 \times 305)}{(0.033 \times 0.8 \times 331.15)}$$

$$V = 0.42 \text{ m}^3$$

3.5.2. MÉTODO 2

De acuerdo a la formula empírica de BOGE se utiliza la ecuación 2.6 indicada en el capítulo 2.

Tomando de "Compressed Air Compendium BOGE, 7th Edition, 2007", para compresores de tornillo

$$V = \frac{V_{\text{max}}}{3}$$

Donde:

V = volumen del tanque en m^3

V_{max} = volumen máximo en m^3/min que entrega el compresor. Si existieran más de 2 unidades, se debe tomar el de mayor caudal entregable.

Datos:

$V_{max} = 6.35 m^3/min$ para el modelo S 50-2.

Cálculo:

$$V = 6.35/2$$

$$V = 2.12 m^3$$

3.5.3. DETERMINACIÓN DEL VOLUMEN DEL RECIPIENTE

Considerando un volumen de contingencia, el volumen del recipiente será de $3 m^3$ que el usuario final considera aceptable.

El diseño del recipiente de almacenamiento de aire comprimido se desarrolla en el Capítulo 4.

3.6. SELECCIÓN DEL SECADOR

El aire comprimido a la salida de los compresores está saturado con vapor de agua que al ser enfriados en la red, se condensan produciendo una serie de daños en la red y en los equipos.

Para producir aire de buena calidad se hace necesario el secado del aire comprimido. Los métodos por secado de aire son: enfriamiento, absorción y adsorción.

Para proveer un aire de calidad clase 4 en contenido de humedad se requiere instalar un secador en el sistema de aire comprimido.

Por medio del enfriamiento de aire comprimido se condensan los vapores de agua y de aceite contenidos en el aire, permitiendo con ello un aire más seco que permitirá el buen funcionamiento de las herramientas neumáticas.

3.6.1. TIPOS DE SECADORES

Los siguientes tipos de secadores se disponen en el mercado.

3.6.1.1. Secador frigorífico

El secador frigorífico se utiliza para disponer un aire de clase 4 en humedad que es menor o igual +3 °C de punto de rocío a presión.

3.6.1.2. Secador de Membrana

El secador de membrana se utiliza para disponer un aire de clase 3 en humedad que es menor o igual -20 °C de punto de rocío a presión.

3.6.1.3. Secador por adsorción

El secador por adsorción se utiliza para disponer un aire de clase 1 en humedad que es menor o igual -70 °C de punto de rocío a presión.

3.6.2. SELECCIÓN Y CONFIGURACIÓN DEL TIPO DE SECADOR

Para el proceso de pintura por atomización de alta calidad y de suministro de aire para soldadura de corte por plasma-aire y de la soldadora SAW se requiere un aire de calidad clase 4 en contenido de humedad, en la cual el punto de rocío a presión es \leq a +3 °C. Por esta razón, se selecciona el tipo de secador frigorífico para las necesidades de la planta.

3.6.2.1. Configuración del secador frigorífico

El secador frigorífico puede ser instalado a la salida de cada compresor de tornillo o puede ser instalado posterior al recipiente de aire comprimido.

3.6.2.1.1. Instalación del secador antes del recipiente de aire.

Ventajas:

- El aire que llega al recipiente de almacenamiento es un aire seco y no se tiene mayores condensados en el recipiente.
- Se dispone de una calidad de aire comprimido consistente con un aire más homogéneo en contenido.

Desventajas:

- Se requiere instalar un secador de mayor tamaño para tratar el caudal total que entregan los compresores.
- Una gran cantidad de condensado debe ser retirado por el enfriador frigorífico.
- Cuando se cuenta con 2 o más compresores se requiere tener un secador frigorífico por cada compresor.
- El costo de un secador de mayor capacidad o de 2 unidades es alta.

3.6.2.1.2. Instalación del secador después del recipiente de aire.

Ventajas:

- El secador puede ser dimensionado según la necesidad del aire que se requiere eliminar el condensado.
- Esta configuración permite manejar un caudal no turbulento
- Se maneja una menor cantidad de condensado a eliminarse porque gran parte de condensado se ha eliminado ya en el recipiente de almacenamiento de aire.

Desventajas:

- La humedad en el tanque de almacenamiento de aire puede causar corrosión interna del recipiente.

3.6.2.2. Selección de la configuración del secador frigorífico

Por razones económicas se selecciona la configuración de un secador frigorífico después del recipiente de aire.

3.6.3. DIMENSIONAMIENTO DEL SECADOR FRIGORÍFICO [8]

Por medio del enfriamiento de aire comprimido cerca del punto de congelación se condensan los vapores de agua y de aceite contenidos en el aire, permitiendo con ello un aire más seco y limpio que permitirá el buen funcionamiento de las herramientas neumáticas.

Para seleccionar el secador frigorífico se consideran los siguientes parámetros de diseño:

- Temperatura ambiente: 35°C
- Temperatura de entrada al secador: 58°C
- Presión de Trabajo: 8 bar
- Flujo a través del secador: 2.5 m³/min (88.89 CFM), caudal dimensionado para el área de pintura, corte por plasma-aire y soldadora SAW.
- Temperatura de rocío a presión: +3°C

La siguiente ecuación nos permite determinar el modelo de secador frigorífico adecuado para el sistema de comprimido:

$$MSF = \frac{Q_f}{F_1 \times F_2 \times F_3 \times F_4} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Donde:

MSF: Mínimo caudal de aire del Secador Frigorífico.

Qf: Caudal de diseño (m³/min)

F1: Factor de corrección según Presión de operación (bar).

F2: Factor de corrección según Temperatura ambiente (°C).

F3: Factor de corrección según Temperatura de entrada del secador (°C).

F4: Factor de corrección según Punto de rocío (°C).

$$MSF = \frac{88.89}{1.07 \times 1.06 \times 0.58 \times 1}$$

$$MSF = 135.13$$

El secador frigorífico seleccionado es el RA-150 Marca BEKO, con un caudal de entrada de 4.25 m³/min (150 CFM).

3.7. SELECCIÓN DE LA RUTA DE LA RED DE TUBERÍA DE AIRE COMPRIMIDO

Para seleccionar la ruta a implementarse, se definen unos requerimientos técnicos, económicos, de seguridad y preferencia del usuario final. Se determinan y estudian alternativas de acuerdo a la configuración de la planta y posteriormente se valoran en una matriz de decisión que considera un factor de importancia a los parámetros de evaluación y valoración del desempeño esperado con la configuración de la red y se determina la ruta a diseñarse.

3.7.1. REQUERIMIENTOS GENERALES

Los siguientes parámetros de desempeño técnico, económico y de seguridad se consideraran como requerimientos para la determinación, análisis y selección de alternativas de la ruta.

3.7.1.1. Requerimientos Técnicos

Confiabilidad: La confiabilidad esperada del sistema es que suministrará el aire comprimido, en las condiciones de presión y caudal necesarias, para que todas las herramientas y equipos neumáticos trabajen simultáneamente,

incluyendo el granallado, pintura y herramientas del taller para el proceso de construcción.

Eficiencia: el diseño del sistema debe minimizar las pérdidas energéticas, por fugas de aire en las conexiones.

Mantenimiento: el diseño del sistema debe permitir suspender áreas de servicio para mantenimiento, sin que se afecte el abastecimiento de aire para otras áreas.

Eliminación del condensado: la red de aire comprimido debe tener inclinación con el fin de que el condensado se deposite en las partes más bajas del sistema para ser purgado.

Accesibilidad: la red de aire comprimido debe permitir a los operadores movilidad, accesibilidad y facilidad para abrir y cerrar válvulas en el anillo de distribución, ya sea por mantenimiento o por seguridad, además la facilidad para detectar y eliminar fugas en el sistema.

3.7.1.2. Requerimientos económicos

Inversión Inicial: en el análisis económico, se analizan los costos de inversión inicial que incluyen estudios, procura de materiales y construcción.

Costos operacionales: incluyen los costos de operación del sistema durante el período de producción de la planta.

3.7.1.3. Requerimientos de Seguridad industrial

El diseño de la red de aire comprimido debe considerar elementos de seguridad, para alivio de altas presiones, diseño para evitar que la tubería colapse o explote por algún golpe que reciba la red de presión, además de las respectivas señalizaciones y avisos.

3.7.1.4. Requerimientos institucionales

Son las preferencias del usuario final para la selección de la ruta, selección de materiales y otros parámetros por parte de SERTECPET- Ecuador, que considera factores como la estética, movilidad y seguridad en la Planta PPRP.

3.7.2. ALTERNATIVAS DE RUTAS

Para determinar la ruta de la red de tuberías se consideran tres alternativas que se resumen en la tabla 3.8 y los esquemas se muestran en el Anexo 8.

3.7.2.1. Alternativa No 1:

Instalación de un circuito abierto de aire comprimido sin secador de aire para el área de granallado y un circuito cerrado con secador de aire para las áreas de pintura y taller.

3.7.2.2. Alternativa No 2:

Instalación de un circuito abierto de aire comprimido sin secador de aire para el área de granallado y un circuito abierto de aire con secador de aire para las áreas de pintura y taller.

3.7.2.3. Alternativa No 3:

Instalación de un circuito cerrado de aire con secador de aire para el área de taller y un circuito abierto de aire con secador para el área de pintura y granallado.

Tabla 3.8 Alternativas de rutas de la red de aire comprimido

			Alternativa No 1	Alternativa No 2	Alternativa No 3
Aire comprimido sin secador de aire	Circuito Abierto	Granallado	•	•	
Aire comprimido con secador de aire	Circuito Abierto	Granallado			•
		Pintura		•	•
		Taller		•	
	Circuito Cerrado	Pintura	•		
		Taller	•		•

Fuente: Propia

3.7.3. COMPARACIÓN Y ANÁLISIS DE LAS ALTERNATIVAS DE RUTAS

Para evaluar y seleccionar la ruta, se compara las ventajas y desventajas de cada alternativa de acuerdo al diseño y de acuerdo a los requerimientos indicados anteriormente.

Confiabilidad: la confiabilidad para suministrar aire a los diferentes equipos y tomas de la alternativa No 1, que dispone un circuito cerrado que comparte la planta y el taller de pintura y que es superior a la alternativa No 3 que dispone de un circuito cerrado solo para la planta y de la alternativa No 2 que no tiene circuitos cerrados. Un circuito cerrado es más confiable que un circuito abierto.

Eficiencia: la eficiencia de la red va a estar determinada por la calidad de construcción de la red. Se asume que las tres alternativas tendrán los mismos estándares de construcción.

Mantenimiento: La disponibilidad de circuitos cerrados permite separar tramos para mantenimiento de un área sin interrumpir el suministro de las otras áreas. Por esta razón la alternativa No 1, que dispone de un circuito cerrado es

mejor que la alternativa No 3 que tiene un circuito cerrado y que la alternativa No 2 que no tiene circuitos cerrados.

Eliminación de condensado: La disponibilidad de instalar purgas en los extremos de los circuitos abiertos permite un mejor sistema de drenaje que los sistemas cerrados. La alternativa No 2, que dispone de tres circuitos abiertos es mejor que la alternativa No 3 que tiene dos circuitos abiertos y que la alternativa No 1 que tiene un circuito abierto.

Accesibilidad: La alternativa No 1 considera instalar la tubería a 4 metros de altura. La alternativa No 2 considera instalar la tubería a una altura de 0.5 metros. La alternativa No 3 considera instalar a 9 y a 12 metros de altura. La accesibilidad para la instalación y mantenimiento de la alternativa No 2 es mejor que las otras alternativas.

Análisis económico: La alternativa No 1 dispone de dos (2) filtros de aire y de un (1) secador. La alternativa No 2 dispone de un (1) filtro y un (1) secador. La alternativa No 3 dispone de dos (2) filtros y dos (2) secadores. El costo de un secador es significativamente más alto que un filtro. Si se asume que los costos de inversión inicial para la tubería y accesorios son similares en las tres alternativas, y que el costo operacional en cada alternativa será mayor en cuanto se tengan más equipos de secado, entonces la alternativa No 2 es la más económica y la alternativa No 3 es la más costosa.

Seguridad: La seguridad de los circuitos va a estar determinada por la instalación de las válvulas de alivio por sobrepresión, instrumentos para control de prendido y apagado del compresor y válvulas de cierre. Si se asume que las tres alternativas tienen las mismas seguridades, el riesgo de una explosión o disipación de energía de la tubería de aire, se puede tener por un golpe involuntario o provocado que sufra la tubería que tiene aire a presión. La disipación de energía de una de estas tuberías puede ser catastrófica. La alternativa No 2, que contempla instalar la tubería a 0.5 metros de altura, es la que presenta un mayor riesgo de golpe. Las alternativas No 2 y No 3 se

encuentran a mayor altura y no se considera de mayor riesgo para sufrir un golpe.

Preferencias del usuario final: Las personas encargadas de la Compañía SERTECPEC tienen preferencia por la alternativa No 2, por razones de facilidad de construcción, mantenimiento y estética.

3.7.4. SELECCIÓN DE LA RUTA

Para valorar y decidir la alternativa a seleccionarse se ha creado una matriz de decisión que considera una valoración al parámetro de comparación y un factor de importancia del parámetro considerando su criticidad, desempeño y economía.

Valoración del parámetro de comparación: Para la evaluación de las alternativas se han considerado como parámetros de decisión los requerimientos generales indicados anteriormente y valorados en un rango entre 1 y 3, siendo el 3 el valor que refleje el de mejor desempeño, 2 el de mediano desempeño y 1 el de más bajo desempeño.

Factor de importancia del parámetro: A cada requerimiento de desempeño se lo ha valorado con un factor de importancia, siendo 25% el asignado a seguridad, 25% al análisis económico, 15% a la preferencia del usuario final y 35% al desempeño técnico. Para el desempeño técnico se asigna un 10% a confiabilidad, 5% a eficiencia, 10% a mantenimiento, 5% a eliminación de condensado y 5% a la accesibilidad.

Valoración de la alternativa: El marcador final asignado a cada alternativa es la suma del rango x el factor. En la tabla No 3.9 se muestra la matriz de evaluación.

Tabla 3.9 Matriz de Decisión para Ruteo

			Rango de Evaluación (0 a 10)			Marcador = Rango x Factor			
			Alternativa			Alternativa			
Criterio	Parámetro	Factor de Importancia (%)	No 1	No 2	No 3	No 1	No 2	No 3	
Técnico	Confiabilidad	10	3	1	2	0.3	0.1	0.2	
	Eficiencia	5	3	3	3	0.15	0.15	0.15	
	Mantenimiento	10	3	1	2	0.15	0.05	0.1	
	Eliminación de condensado	5	1	3	2	0.05	0.15	0.1	
	Accesibilidad	5	2	3	1	0.5	0.75	0.25	
Seguridad Industrial	Riesgos de Golpes	25	2	1	3	0.5	0.25	0.75	
Económico	Costo Inversión + Costo Operacional	25	2	3	1	0.2	0.3	0.1	
Institucional	Preferencia Usuario	15	2	3	1	0.3	0.45	0.15	
Total		100	Marcador			2.15	2.2	1.8	
						Posición final	2	1	3

Fuente: Propia

La matriz de decisión indica que la opción que más se acerca a los requerimientos y preferencias del usuario es la Alternativa No 2, por lo tanto se selecciona esta alternativa para el diseño.

3.7.4.1. Descripción detallada de la ruta de la red de tubería seleccionada

El aire comprimido, que es producido por los dos compresores de tornillo, es almacenado en el recipiente de almacenamiento de aire.

Del recipiente de almacenamiento de aire salen dos circuitos de redes de la siguiente manera:

1. **Un circuito abierto de aire comprimido sin secar:** esta red abastece el área de granallado, que incluye una red de tubería de aproximadamente 20 metros de largo, que va a 1 metro de altura por el exterior de la planta y tiene tres tomas en el interior del área de granallado.
2. **Un circuito abierto de aire comprimido seco:** esta red abastece tanto el área de pintura como el área del taller. Incluye un pre filtro, un secador frigorífico con sus respectivas válvulas de bypass, una red de tubería que se bifurca en dos circuitos abiertos. El primer circuito de aproximadamente 37 metros va a 0.5 metros de altura por el exterior de las paredes de la planta hasta el área de pintura y tiene dos tomas internas en el área de pintura y una toma interna entre las tomas de pintura para micro granallado. El segundo circuito de aproximadamente 120 metros va por la parte exterior del edificio de la planta y abastece a 10 tomas de herramientas y equipos neumáticos. En el área de taller se tiene un cruce por debajo del nivel del suelo utilizando un área de canaletas de cruce de cables eléctrico y tubería de instrumentación. No se considera cruce aéreo, para no interferir con el movimiento de una grúa del taller.

3.8. SELECCIÓN DE MATERIALES PARA LA RED DE TUBERÍAS

Las tuberías de aire comprimido son normalmente construidas con tubería de acero al carbono, acero inoxidable, cobre o plástico.

De acuerdo a la teoría expuesta en el Capítulo 2, para el presente caso, la tubería de acero al carbono es seleccionada para la red, porque es económica, de fácil instalación y comúnmente utilizada en este tipo de instalaciones para plantas de construcción.

El acero inoxidable es comúnmente utilizado en hospitales, industria alimenticia e industria química y para secciones en donde se disponga de una alta humedad del aire y comúnmente en la sección entre el compresor y el recipiente de almacenamiento de aire.

3.8.1. CÓDIGOS Y ESPECIFICACIONES

De acuerdo a requerimiento de SERTECPET, para la selección de los materiales se utiliza el código ASME B31.3 que es aplicable para tubería de procesos utilizada en la construcción de equipos y redes en plantas.

3.8.2. MATERIAL PARA TUBERÍA

De acuerdo al código, el aire comprimido es considerado como un fluido normal. Según el apéndice A, en la tabla A-1 del código ASME B31:3, los siguientes materiales pueden ser seleccionados con las siguientes especificaciones:

- A-53: acero al carbono, negro o galvanizado, con o sin costura
- A-106: tubería de acero al carbono sin costura, utilizado para servicios de alta temperatura.
- API 5L: tubería de acero al carbono usualmente usado en la industria petrolera
- A-134: tubería de acero al carbono con costura para diámetros exteriores mayores a 406 mm (16”).
- A-139: tubería de acero al carbono con costura para tubería con diámetros exteriores superiores a 114 mm (4”).
- A-333: tubería para servicio de baja temperatura

La tubería de acero al carbono A-53 se selecciona porque cumple con los requerimientos de fluido y condiciones del servicio requerido.

La tubería A-53 se dispone en los siguientes grados y tipos:

- A-53 grado tipo F: utilizado para fluidos clase D
- A-53 grado A: tiene un esfuerzo a la tensión de 48,000 psi y un esfuerzo a la fluencia de 30,000 psi.
- A-53 grado B: tiene un esfuerzo a la tensión de 60,000 psi y un esfuerzo a la fluencia de 35,000 psi.

Se selecciona la tubería A-53 grado B, porque tiene mayor resistencia a la tensión y fluencia que el grado A.

La tubería puede ser roscada o soldada.

3.8.2.1. Alternativa No 1: Tubería de acero al carbono – roscada

La tubería de acero al carbono, con extremos roscados para las conexiones son ampliamente utilizados en los sistemas neumáticos para transporte de aire y comúnmente en diámetros exteriores menores a 165 mm (6"). La tubería roscada puede ser sin recubrimiento o puede ser galvanizada. Se recomienda que la tubería del sistema sea galvanizada para evitar corrosión.

Ventajas:

- La tubería roscada es económica.
- El sistema es de fácil instalación. Los accesorios y válvulas que se utilizan para el montaje y desmontaje permiten una facilidad para modificaciones en la ruta y pueden ser reusadas.

Desventajas:

- Las tuberías roscadas ofrecen una alta resistencia al flujo por las rugosidades de la pared interna de la tubería y por las discontinuidades en las uniones.

- Se tiene probabilidades de fugas por las uniones.
- Para la instalación se requiere de personal experimentado en montaje de este tipo de conexiones.
- La tubería roscada sin galvanizar no es recomendable para sistemas de aire que no disponga de un secador, ya que el material se oxidaría muy rápidamente por la humedad del aire.

3.8.2.2. Tubería de acero al carbono - soldada

La tubería de acero al carbono sin costura es ampliamente utilizada en redes de tubería principales y de distribución. Este material puede ser utilizado con o sin galvanizar. El material en negro (de fábrica) o con recubrimiento de galvanizado requiere de soldadura para las conexiones, que pueden ser bridadas o soldadas.

Ventajas:

- Se puede utilizar en diámetros mayores.
- Con una buena soldadura se asegura que no existan fugas.
- La tubería es económica y se dispone de accesorios y válvulas para el montaje.

Desventajas:

- Se requiere de personal experimentado en soldadura para el montaje.
- La tubería soldada sin galvanizar no es recomendable para sistemas de aire que no disponga de un secador, ya que el material se oxidaría muy rápidamente por la humedad del aire.

3.8.2.3. Selección

Por la facilidad de instalación y por requerimiento del cliente, se selecciona la tubería A-53 grado B, roscada y galvanizada.

El espesor de la tubería, fue calculado de acuerdo al código ASME B31.3, párrafo 304.1 para presión interna y requerimientos de corrosión, utilizando la siguiente formula:

$$t_m = t + C \quad \text{Ecuación 3.2}$$

$$t = \frac{P \times D}{2(S \times E + P \times Y)} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

$$C = h + CA \quad \text{Ecuación 3.4}$$

Donde:

t_m = Mínimo espesor de tubería requerida para soportar Presión de diseño y compensar el material removido por roscado y corrosión (pulgada)

t = espesor de tubería requerida para soportar Presión de diseño (pulgada)

P = Presión de diseño (psi)

D = Diámetro exterior (pulgada)

S = Máximo esfuerzo a la tensión del material. Tabla A1 del código B31.3

h = Profundidad de rosca (ASME B1.20.1 Table 2 Basic Dimensions of American National Standard Taper Pipe Thread, NPT)

E = Eficiencia de junta. Igual a 1 cuando la tubería es sin costura

Y = coeficiente de Tabla 304.1.1 CÓDIGO ASME B31.3. Igual a 0.4

Ejemplo:

Para el caso de una tubería de diámetro exterior de 17.2 mm (3/8" de diámetro nominal) se tiene lo siguiente:

$D_1 = 0.67$ pulgada Diámetro exterior de una tubería de 3/8" (diámetro nominal).

$h_1 = 0.0444$ pulgada Profundidad de rosca según ASME B1.20.1

$CA = 1/16$ pulgada Espesor por corrosión, asumida

$$c1 = h1 + 1/16'' = 0.107 \text{ pulgadas}$$

Suma de corrosión permisible

$$P = 150 \text{ psi}$$

Presión de diseño

$$S = 20000 \text{ Psi}$$

Máximo esfuerzo a la tensión de la tubería A-53 grado B.

$$Y = 0.4$$

Coefficiente

$$E = 1$$

Eficiencia de la junta. Es igual a 1 para tubería sin costura.

$$t1 = \frac{P \times D1}{2(S \times E + P \times Y)} = 2.504 \times 10^{-3} \text{ pulgada}$$

$$tm1 = t1 + c1 = 2.504 \times 10^{-3} + 0.107 = 0.109 \text{ pulgada}$$

$$tm1 = tm1 + 0.125 \times tm1 = 0.123 \text{ pulgada}$$

Se considera 12.5% de tolerancia en espesor por fabricación.

En sistema internacional: $tm1 = 3.12 \text{ mm}$

La tubería de 3/8" de diámetro nominal tiene los siguientes espesores de pared comerciales para diferentes cédulas:

Cédula 40: 2.31 mm (0.091")

Cédula 80: 3.20 mm (0.126")

Se selecciona la tubería de 3/8" con cédula 80, con espesor 3.20 mm (0.126").

El cálculo de espesores de tubería para una presión de diseño de 10 bar (150 psi) se encuentra detallado en el Anexo 9 y en la tabla 3.10 se muestra el resumen de la tubería y los espesores calculados.

Tabla 3.10 Espesor de tuberías

Diámetro Nominal (pulgadas)	Diámetro exterior (mm)	Cédula	Espesor (pulgadas)	Espesor (mm)
3/8"	17.2	80	0.126	3.20
1/2"	21.3	80	0.147	3.73
3/4"	26.9	80	0.154	3.91
1"	33.7	80	0.179	4.55
1-1/4"	42.4	80	0.191	4.85
1-1/2"	48.3	80	0.200	5.08
2"	60.3	80	0.218	5.54
2-1/2"	76.1	40	0.203	5.16
3"	88.9	40	0.216	5.49

Fuente: MEGYESY E.F. Pressure Vessel Handbook. 12va ed.

3.8.3. MATERIAL PARA ACCESORIOS

Los accesorios que comprenden los codos de 90°, tees, uniones universales, reductores, bujes (bushing en inglés) serán de acero al carbono galvanizado, con material A105.

3.8.4. TIPOS Y MATERIALES DE VÁLVULAS

Las válvulas se clasifican de acuerdo al tipo en las siguientes:

- Válvulas de compuerta: para paso controlado de fluido
- Válvulas de bola: para paso rápido de fluido
- Válvulas de no retorno (check en inglés): para control de dirección de fluido
- Válvulas de globo: para controlar la presión del fluido

Par el presente proyecto se va a utilizar válvulas de bola.

Existen diferentes clases de materiales que incluyen materiales del cuerpo y de los internos.

La especificación para las válvulas de bola serán las siguientes:

- Presión de operación: 200 psi a 100 °F
- Cuerpo: acero al carbono (A-105)
- Bola: acero inoxidable 316 o acero al carbono

3.9. DIMENSIONAMIENTO DE LA RED DE TUBERÍA

El dimensionamiento de la red de tubería implica el cálculo de los diferentes diámetros de los segmentos que conforman el circuito.

Si los diámetros son muy pequeños al diámetro óptimo, puede causar grandes pérdidas de presión que deberán ser compensadas con una alta compresión, diámetros demasiado altos significa una inversión de material no justificable.

Para el dimensionamiento se deben considerar los siguientes factores:

- El caudal
- Longitud efectiva de la tubería
- La presión de operación

Para el dimensionamiento se consideran los siguientes segmentos.

3.9.1. SEGMENTOS QUE COMPONEN LA RED

Se consideran cuatro segmentos que integran la red de aire comprimido:

3.9.1.1. Línea principal

Conduce el aire comprimido desde la estación de compresores hasta las áreas de consumo. Conecta por lo tanto, la estación de compresores, el recipiente de

almacenamiento de aire y el secador. La línea principal debe ser dimensionada con todo el caudal que entrega el compresor o configuración de compresores, y con la mínima caída de presión. La caída de presión en la línea principal no debe ser mayor que 0.04 bar [1].

3.9.1.2. Línea de distribución

Distribuye el aire comprimido dentro del área de consumo. La caída de presión en la línea de distribución no debe ser mayor que 0.03 bar [1].

3.9.1.3. Línea de servicio

Lleva el aire de la línea de distribución al punto de trabajo. Cuando los dispositivos neumáticos trabajan a presiones diferentes es necesario instalar un regulador de presión, o si se requiere un tratamiento especial a la toma de servicio se requiere instalar unidades de tratamiento de aire tales como Filtro + Regulador + Lubricador (FRL). La caída de presión en la línea de servicio no debe ser mayor que 0.03 bar [1].

3.9.1.4. Línea de interconexión

Conecta la toma de aire comprimido con la herramienta. La caída de presión admisible es de 0.3 bar [1]. Además se debe considerar un valor 0.3 bar por filtro obstruido.

3.9.2. MÉTODOS PARA DIMENSIONAR EL DIÁMETRO DE TUBERÍA.

El dimensionamiento se va a realizar por segmentos.

Para cada segmento se desarrollaran los siguientes pasos:

Paso1:

Se determina la longitud de la tubería del segmento que es la suma de la longitud de la tubería en la ruta seleccionada, en metros.

Paso 2:

Se asume un diámetro interno de la tubería, en milímetros

Paso 3:

Se calcula la caída de presión, en bar, en función del diámetro interno, la longitud de tubería, el caudal y la presión del aire que ingresa al segmento.

Para el cálculo de caída de presión se utiliza la ecuación 2.4:

$$\Delta p = \frac{1.6 \times Q^{1.85} \times L}{10^7 \times p_{\max} \times d_i^5}$$

Donde:

d_i = Diámetro interior de tubería (m)

Q = Caudal (m^3/s)

L = Longitud efectiva (m)

Δp = Caída de presión (bar)

p_{\max} = presión máxima de operación (bar)

Paso 4:

Se compara el valor de la caída de presión calculada en el Paso 3 con el valor de la recomendación dada en el párrafo 3.9.1, referente a las caídas de presión para la línea principal, la línea de distribución, línea de servicio y línea de interconexión y que son los siguientes:

Línea Principal $\Delta p \leq 0.04$ bar

Línea de Distribución $\Delta p \leq 0.03$ bar

Línea de Servicio $\Delta p \leq 0.03$ bar

Línea de interconexión $\Delta p \leq 0.3$ bar

Si la caída de presión se encuentra dentro de las recomendaciones, se continúa al siguiente paso, de lo contrario se debe volver al Paso 2, para volver a calcular asumiendo un nuevo diámetro de tubería, ya sea mayor o menor al asumido.

Paso 5:

Se determina la longitud equivalente de los accesorios que conforman el segmento con el diámetro con el que se tiene una caída de presión dentro de los rangos recomendados.

En la siguiente tabla se encuentran los valores de longitud efectiva aportada por los accesorios:

Tabla 3.11 Valores de Longitud Efectiva por accesorios

Longitud equivalente (m) de accesorios de tubería										
Descripción	Diámetro Interno de Tubería (mm)									
	13	16	20	25	40	50	80	100	125	150
Válvula de Esfera	0.2	0.2	0.3	0.3	0.5	0.6	1.0	1.3	1.6	1.9
Válvula de Diafragma Completamente Abierta	0.8	1.0	1.2	1.6	2.5	3.0	4.5	6	8	10
Curva 90° R = 2d	0.2	0.2	0.3	0.3	0.5	0.6	1.0	1.2	1.5	1.8
Codo 90°	0.8	1.0	1.2	1.5	2.4	3.0	4.	6.0	7.5	9.0
Tubo en "T" Paso	0.1	0.2	0.2	0.3	0.4	0.5	0.8	1.0	1.3	1.5
Tubo en "T" Salida Lateral	0.8	1.0	1.2	1.5	2.4	3.0	4.8	6.0	7.5	9
Reducción	0.2	0.3	0.4	0.5	0.7	1.0	2.0	2.5	3.1	3.6
Filtro Separador	2.0	2.4	3	4	6	7	12	15	18	22
Tubo en "T" Distribución	0.8	1.0	1.2	1.5	2.4	3.0	4.8	6.0	7.5	9
Salida Para línea de Servicio	0.8	1.0	1.2	1.5	2.4	3.0	-	-	-	-
Salida Para línea de Servicio en Cuello de Cisne	1.3	1.6	2.0	2.5	4	5	-	-	-	-

Fuente: ATLAS COPCO

Paso 6:

Se procede a calcular nuevamente la caída de presión, con la suma de la longitud real + longitud equivalente (aportada por los accesorios). Si la caída de presión se encuentra dentro de las recomendaciones, se considera que el diámetro asumido es el diámetro de tubería adecuado.

De lo contrario se debe volver a asumir un nuevo diámetro y continuar con las iteraciones necesarias hasta que se obtenga un diámetro adecuado.

3.9.3. CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE TUBERÍA

Para dimensionar los diámetros óptimos de las tuberías se procede a explicar con el siguiente ejemplo el método de cálculo para la línea de distribución del área de granallado

La tubería de distribución consta de un segmento de aproximadamente 20 metros de longitud, tiene tres (3) codos roscados de 90°, una (1) válvula de bola, y tres (3) tees.

El caudal de diseño para este segmento es de 10.94 m³/min con el cual se asegura el uso de 2 equipos de granallado, que incluye tolvas de granallado y cascos de respiración para operarios.

Paso 1:

Se determina la longitud de la tubería del segmento

L= 20 metros

Paso 2:

Se asume una tubería con un diámetro exterior de 88.9 mm (3" NPS) con una cédula 40 que tiene un espesor de 5.49 mm, y que corresponde a un diámetro de la tabla 3.10.

di= 0.078 metros (diámetro interno de la tubería de 3 NPS cédula 40)

Paso 3:

Se calcula la caída de presión con la fórmula 2.4 y con los siguientes datos:

$$d_i = 0.078 \text{ m}$$

$$Q = 0.182 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$L = 20 \text{ m}$$

Δp = Caída de presión (bar)

$$p_{\max} = 8 \text{ bar}$$

$$\Delta p = \frac{1.6 \times Q^{1.85} \times L}{10^7 \times p_{\max} \times d_i^5}$$

Caída de presión: 5.93×10^{-3} bar

Paso 4

La caída de presión se compara con la recomendada que para este caso es de 0.03 bar [1]. La caída de presión calculada en el paso 3 es menor a la recomendada por lo tanto el diámetro asumido es aceptable, y se procede con el siguiente paso.

Paso 5

Para determinar la longitud equivalente de los accesorios se utilizó la tabla 3.11. Los accesorios se describen a continuación:

Tabla 3.12 Longitud Equivalente de Accesorios

			Longitud Equivalente	
Accesorio	Cantidad	Diámetro (mm)	Unidad (metros)	Total (metros)
Tee de 88,9 mm	3	77.9	4.8	14.4
Válvula de Bola de 88.9 mm	1	77.9	1	1
Codo de 90 R=2d, de 88.9 mm	3	77.9	1	3
Total de longitud Equivalente (metros)				18.4

Fuente: ATLAS COPCO

Paso 6

Se calcula nuevamente la caída de presión considerando la longitud equivalente de los accesorios:

$$d_i = 0.078 \text{ m}$$

$$Q = 0.182 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$L = 20 + 18.4 = 38.4 \text{ m}$$

Δp = Caída de presión (bar)

$$p_{\max} = 8 \text{ bar}$$

$$\Delta p = \frac{1.6 \times Q^{1.85} \times L}{10^7 \times p_{\max} \times d_i^5}$$

Caída de presión: 0.011 bar

La caída de presión se compara con la recomendada que para este caso es de 0.03 bar [1]. La caída de presión calculada en el paso 6 es menor a la recomendada por lo tanto el diámetro asumido es aceptable.

En el caso de que la caída de presión fuese mayor a la recomendada, se debe volver a calcular con un diámetro mayor, hasta que la caída de presión sea menor a la recomendada.

3.9.4. DIMENSIONAMIENTO DE LOS DIÁMETROS DE TUBERÍA

Utilizando el método descrito en el párrafo 3.9.2 se procede a dimensionar los diferentes diámetros de las tuberías y las caídas de presión.

En la tabla 3.13 se muestra los diámetros de tubería por áreas y en la Tabla 3.14 se muestran las caídas de presión de tubería por áreas.

La memoria de cálculos se muestra en el Anexo 10 y en el Anexo 11 se muestra el esquema de distribución de las tuberías.

Tabla 3.13 Diámetros de tuberías por áreas

Diámetro de tuberías en pulgadas					
	Granallado	Pintura	Taller		
			Armado	Corte	Soldadura
Línea Principal 1	3	3	3	3	3
Línea Principal 2	---	2	2	2	2
Línea de Distribución	3	2	1-1/2	1-1/2	1-1/2
Línea de Servicio	1-1/2	1	1	1	½
Línea de Interconexión	1	3/4	1/2	1/4	½

Fuente: Propia

Tabla 3.14 Caídas de presión por áreas

Caída de Presión en bar					
	Granallado	Pintura	Taller		
			Armado	Corte	Soldadura
Línea Principal 1	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017
Línea Principal 2	---	0.034	0.034	0.034	0.034
Línea de Distribución	0.011	0.022	0.036	0.036	0.036
Línea de Servicio	0.038	0.015	0.05	0.008	0.00796
Línea de Interconexión	0.138	0.092	0.279	0.128	0.029
Accesorios	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
Filtro Obstruido	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
Caída de Presión Total	0.804	0.78	1.016	0.824	0.72

Fuente: Propia

La caída de presión aceptable hasta la llegada a la herramienta neumática es de 1 bar, que se obtiene de la suma de las caídas de presión indicadas por BOGE y ATLAS COPCO e indicadas de la siguiente manera:

En línea principal	0.04 bar	[1]
Línea de distribución	0.03 bar	[1]
Línea de servicio	0.03 bar	[1]
Línea de interconexión + accesorios	0.60 bar	[2]
Filtro obstruido	0.30 bar	[2]

Las caídas de presión en las tuberías de granallado, pintura, corte y soldadura del área del taller se encuentran por debajo de la caída de presión aceptable de 1 bar.

La caída de presión en la tubería de armado del área de taller es 1.6% mayor a la caída de presión aceptable de 1 bar. Sin embargo, considerando que la mayor caída de presión en esta área corresponde a una herramienta de impacto de menor diámetro (1/4”), y su utilización no es frecuente, esta caída

de presión no es significativa para aumentar el diámetro de tubería del área de taller.

3.10. SOPORTES DE TUBERÍA

Los soportes son dispositivos que soportarán los pesos y los demás esfuerzos ejercidos por la tubería o sobre la tubería.

Para soportar la tubería se utilizará soporte tipo ménsulas, empernadas en la pared con 2 pernos de anclaje de 7.94 mm (5/16”), para sostener la tubería en la placa se utilizarán pernos en U, de 88.9 mm (3 NPS), 60.3 mm (2 NPS) y 48.3 mm (1-1/2 NPS) según corresponda. Las distancias recomendadas de los soportes se indican en la Tabla 3.15:

Tabla 3.15 Máxima distancia entre soportes sugerida para Tramos Rectos en Pared Delgada y Tubería Pesada

Diámetro Exterior (mm)	Diámetro Nominal (NPS)	Distancia Máxima (pies)	Distancia Máxima (metros)
33.7	1	7	2.13
48.3	1-1/2	9	2.74
60.3	2	10	3
76.1	2-1/2	11	3.35
88.9	3	12	3.65
101.6	3-1/2	13	3.96
114.3	4	14	4.26

Fuente: Pipe Line Rules of Thumb Handbook Ed.4th Ed.

La distancia entre apoyos de diseño será de 3 metros para estandarizar la distancia entre apoyos de las tuberías de 3”, 2” y 1-1/2” NPS.

La recomendación del Manual es de 2.74 metros como distancia máxima para soporte de tubería pesada. En el presente caso, la tubería no se considera como pesada porque el fluido es aire, de peso no considerable [9].

En el Anexo 12 se muestra la memoria de cálculo de los soportes.

3.11. LISTA DE MATERIALES

La lista de materiales se muestra en el Anexo 13

3.12. PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

Los planos del sistema se muestran en el Anexo 14

CAPÍTULO 4

DISEÑO DEL RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO DE AIRE COMPRIMIDO

4.1. INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se presentan los criterios, bases de diseño, estudio, selección de alternativas y el diseño mecánico del Recipiente de Almacenamiento de Aire Comprimido a ser identificado en adelante como V-01, seleccionado para la red de aire comprimido de la nueva Planta de Producción de Recipientes a Presión y Facilidades de Producción (PPRP).

4.2. CRITERIOS DE DISEÑO

4.2.1. SISTEMAS DE UNIDADES

Las unidades a ser empleadas corresponden al SI (Sistema Internacional) con las respectivas excepciones para ciertas unidades dimensionales que debido a la práctica no conviene ser cambiadas.

Tabla 4.1 Sistema de Unidades

Variable	Unidad
Altura	Metros (m)
Área	Metros Cuadrados (m ²)
Diámetro de Tubería	pulgadas(pulg) ¹⁴
Diámetro de Recipiente	Metros (m)
Espesor	Milímetros (mm)

¹⁴ Es una excepción, para cálculos con el código ASME VIII

Tabla 4.1 Sistema de Unidades

Variable	Unidad
Longitud	Metros (m)
Masa	Kilogramo (kg)
Presión	Libras por pulgada cuadrada (psi) ¹⁴
Temperatura	Grados Celsius (°C)
Tasa de flujo de aire (Caudal)	Metros Cúbicos por minuto (m ³ /min)
Tiempo	Día (d) / Hora (h) / Minuto (min) / Segundo (s)
Velocidad	Metros por segundo (m/s)
Volumen	Metros cúbicos (m ³)

Fuente: Propia

4.2.2. CÓDIGOS Y NORMAS APLICABLES

El código utilizado para el diseño del recipiente V-01 es el código ASME Calderas y Recipientes a Presión Sección VIII (Boiler and Pressure Vessel Code –BPVC- Section VIII en inglés), División I, Edición 2007, adenda 2009.

4.2.3. PARÁMETROS DE DISEÑO

Los siguientes parámetros se consideran para el diseño, en común acuerdo con el usuario final.

4.2.3.1. Tipo de servicio

El recipiente a presión será utilizado para almacenamiento de aire comprimido que se considera como un servicio de baja temperatura según lo indicado en el párrafo UW-2 del código ASME VIII Div I.

4.2.3.2. Temperatura de Diseño

La temperatura del aire a la salida de los compresores es aproximadamente 58 °C, la misma que es la temperatura de diseño del recipiente.

La Temperatura Mínima de Diseño del Metal (MDMT) se considera para el diseño de -8 °C; 265.15 K.

4.2.3.3. Presión de Diseño

El recipiente V-01 será diseñado por carga de presión interna. La presión de diseño debe ser mayor que la presión de operación con 30 psi o 10%, la que sea mayor [10].

Presión de operación:	116 psi (8 bar)
Presión aumentada en un 10%:	127 psi (8.8 bar)
Presión aumentada en 30 psi:	146 psi (10 bar)

Se selecciona el mayor valor de presión y para fines de diseño se considera 150 psi (10.34 bar) la presión de diseño.

4.2.3.4. Espesor de Corrosión [10]

El código de diseño no establece el espesor de corrosión admisible (CA) excepto para recipientes con un mínimo espesor menor a 6.35 mm (0.25") que son usados para vapor, agua o servicio de aire comprimido, para estos servicios el espesor de corrosión no debe ser al menos a 1.59 mm (1/16").

El espesor de corrosión admisible es definido por el usuario final y los siguientes valores serán considerados como espesores de corrosión.

- 1.59 mm (1/16") como espesor de corrosión en aberturas.
- 3.2 mm (1/8") como espesor de corrosión en cuerpo y cabeza.

4.2.3.5. Capacidad total del recipiente

La capacidad total del recipiente fue determinado en el Capítulo 3 y es de 3 m³.




4.3. SELECCIÓN DEL TIPO DE RECIPIENTE

Se analizan las siguientes alternativas en función del espacio que ocupan y costos de construcción.

4.3.1. TIPOS DE CUERPOS DEL RECIPIENTE DE PRESIÓN

Para determinar el tipo de recipiente presión se consideran las siguientes formas: cilíndricas horizontales, cilíndricas verticales y esféricas. Se han considerado tres alternativas detalladas en la siguiente tabla.

Tabla 4.2 Tipo de Recipiente

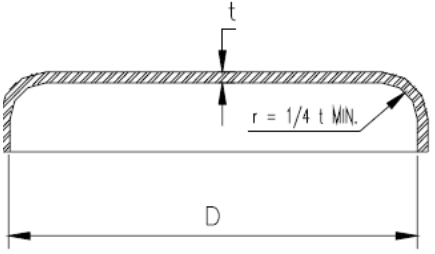
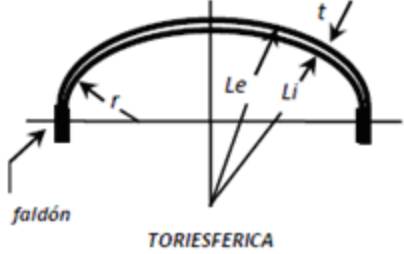
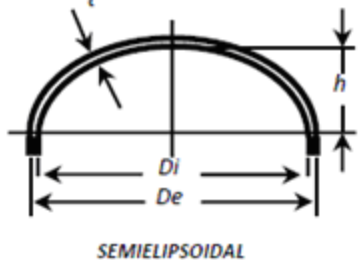
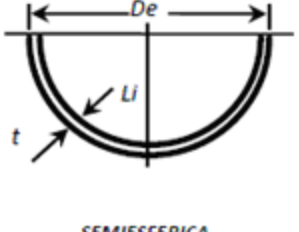
Forma	Ventajas	Desventajas	Esquema
Cilíndrico Horizontal	Mayor Estabilidad	Requiere mayor espacio en la implementación	
Cilíndrico Vertical	Requiere menor espacio en la implementación	Menor estabilidad comparada con un recipiente horizontal	
Esfera	Puede soportar altas presiones	Costo de fabricación elevado	

Fuente: Propia

4.3.2. TIPOS DE CABEZAS DE RECIPIENTES A PRESIÓN

Los recipientes a presión pueden estar contruidos por diferentes tipos de cabezas. La determinación del tipo de tapas o cabezas está en función del tipo de operación y del costo del recipiente las cuales se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 4.3 Tipo de Cabeza

Tipo	Características	Esquema
Cabezas Planas	<p>Utilizadas para recipientes a presión atmosférica.</p> <p>Costo bajo entre todas las cabezas.</p> <p>Se puede fabricar en diámetros de hasta 6 metros.</p>	
Cabezas Toriesféricas	<p>Soportan grandes presiones manométricas.</p> <p>Bajo costo de fabricación.</p> <p>Se pueden fabricar en diámetros desde 0.3 hasta 6 metros.</p>	
Cabezas Semiélicas	<p>Soportan mayores presiones que las toriesféricas.</p> <p>Su costo es alto.</p> <p>Se puede fabricar en diámetros de hasta 6 metros.</p>	
Cabezas Semiesféricas	<p>Soportan mayores presiones que las semiélicas.</p> <p>Costo alto.</p> <p>No existe límite dimensional para su fabricación.</p>	

Fuente: Propia

4.3.3. SELECCIÓN DEL TIPO DE RECIPIENTE

De acuerdo a la disponibilidad del área en la planta y por requerimiento del cliente, se selecciona el tipo vertical para el recipiente, con cabezas toriesféricas por disponibilidad de materiales locales para su fabricación.

El recipiente a diseñar es de tipo vertical con cabeza toriesférica con un volumen de 3 metros cúbicos.

4.4. SELECCIÓN DE MATERIALES

Los materiales utilizados para conformar recipientes bajo presión interna, se encuentran contenidos en la Sección II del código ASME y están limitados a los referidos en UG-23 y los requerimientos de materiales se encuentran en la Sección VIII, División I, Sub-sección C.

El párrafo UG-4(a) describe que los materiales sujetos a esfuerzos debidos a la presión deberán corresponder a los materiales permitidos en la Subsección C.

Cumpliendo con los requerimientos indicados en los diferentes párrafos del código ASME y la disponibilidad de material en el mercado se ha optado por seleccionar los siguientes materiales:

4.4.1. MATERIAL PARA PLANCHAS

UCS-6 indica que las láminas conformadas de SA-36, pueden ser utilizadas para recipientes no que contengan líquidos o gases letales, en recipientes a presión anti-fuego y que no exceda los 16 mm, pero se puede utilizar también el SA-516 Gr 70, debido a su alta resistencia a la corrosión y a los elevados valores de esfuerzo.

En el mercado la comercialización del material SA-36 es común en todas las distribuidoras, mientras que los materiales SA-516-70 se lo puede obtener mediante importación lo que hace difícil y costosa su utilización en este

proyecto. Por este motivo se utilizará el acero al carbono SA 36, con un esfuerzo permisible de 16,600 psi. Este material se empleará en la fabricación del cuerpo, cabezas y refuerzos de las bocas.

4.4.2. MATERIAL PARA TUBERÍA

Se utilizará tubería SA-53 Grado B, sin costura y cumple con requerimientos de servicios generales. Su esfuerzo permisible es de 20,000 psi.

4.4.3. MATERIAL PARA ACCESORIOS

Para bridas y acoples se utilizará acero SA-105 que cumple con requerimientos de presión y temperatura con un valor de esfuerzo permisible de 70,000 psi.

4.4.4. MATERIAL PARA PERNOS DE ANCLAJE

Se puede utilizar, el acero SA-307, recomendado para maquinaria de uso general con un esfuerzo permisible de 15,000 psi.

4.4.5. MATERIAL PARA ESTRUCTURAS

Se utilizará el SA-36, para el faldón, que es el mismo material utilizado para el conformado del cuerpo del recipiente.

4.4.6. MATERIAL PARA SOLDADURA

La selección de los tipos de electrodos y fundentes adecuados está guiada por el código y Especificaciones de procedimientos de Soldadura (Welding Procedure Specification WPS en inglés) y Procedimientos de Registro de Calificación (Procedure Qualification Record PQR en inglés) que posee SERTECPET. Anexo 25.

4.5. ESPECIFICACIONES PARA EL DISEÑO MECÁNICO

El recipiente está diseñado de acuerdo al código ASME sección VIII División I. Se utilizará el material SA-36 para el conformado del recipiente.

La presión de diseño es 150 psi. El soporte del recipiente es un faldón con un anillo base empernado en el concreto.

El aire comprimido proveniente de los compresores entra al recipiente a través de una boquilla de 88.9 mm (3 NPS) clase 300 libras (3"-300#), brida de cuello soldable (Welding Neck, WN). Para fines de mantenimiento el recipiente está provisto de una entrada de hombre (manhole en inglés) de 457.2 mm (18 NPS) clase 300 (18"-300#).

La superficie exterior deben ser preparadas de acuerdo a las especificaciones de limpieza con chorro abrasivo y pintura del cliente,

Se recomienda que previo a la pintura se debe realizar una limpieza superficial grado SSPC SP10¹⁵.

4.5.1. CARGAS DE DISEÑO

UG-22, determina las cargas a ser consideradas:

- a) Cargas por presión: Debido a la presión interna.
- b) Gradientes por temperatura: No es significativa en este caso.
- c) Peso de recipiente y contenido: El peso propio del recipiente y debida al peso del producto.
- d) Cargas superpuestas: No cuenta con cargas superpuestas.
- e) Esfuerzos localizados: No cuenta con esfuerzos por equipos o partes internas.
- f) Cargas de impacto: No aplicable al caso.

¹⁵ **Chorro abrasivo Metal Blanco SSPC - SP 10:** Se define como una limpieza en la cual se elimina toda suciedad, óxido de laminación, herrumbre, pintura y cualquier materia extraña de la superficie. Por lo menos un 95% de la superficie, deberá estar exenta de residuos a simple vista.

g) Cargas de viento, sismo y nieve: Cargas por nieve no es aplicable a nuestro país, por lo tanto no se analiza. Las cargas son definidas por el usuario, SERTECPET S.A.; por lo que no se consideran las cargas de sismo y viento para el diseño del recipiente (cuerpo y cabeza), sin embargo estas cargas son tomadas en consideración para el diseño del faldón.

4.5.2. EFICIENCIA DE JUNTA

La eficiencia de la junta depende del tipo de unión y del grado de radiografiado que se aplique a las diferentes soldaduras en el recipiente.

Para este caso los cordones de soldadura se muestran en la figura 4.1, y los valores de eficiencia de junta en la tabla 4.4

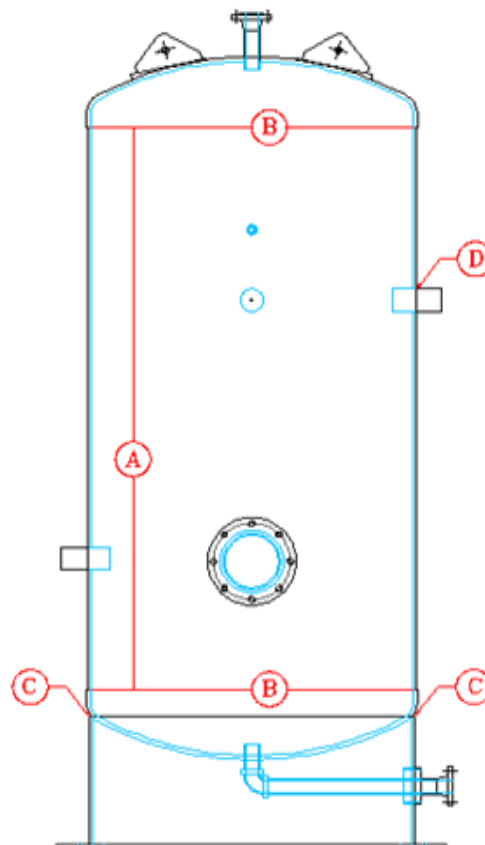


Figura 4.1 Cordones de Soldadura en el recipiente

Fuente: Propia

Tabla 4.4 Tipos de Junta del recipiente

ÍTEM	Tipo de junta	Eficiencia Junta
A	1	0.85
B	1	0..85
C	1	0.85
C	1	0.85

Fuente: Adaptado del código ASME VIII tabla UW-12

Donde:

A= Junta Longitudinal.

B= Junta Circunferencial Cuerpo-Cabeza

C= Junta Circunferencial Cuerpo-Faldón

D= Junta Circunferencial Cuerpo-Aberturas

4.5.3. RADIOGRAFIADO

El radiografiado que se utilizará para el recipiente de aire comprimido es tipo RT-3¹⁶ el mismo que fue especificado por la empresa.

El tipo de radiografiado es por puntos (Spot), el mismo que satisface los requerimientos del párrafo UW-11(b)

4.5.4. BOQUILLAS

Las conexiones necesarias para el recipiente de entrada, salida, abertura de desfogue, boquilla de medición, boquilla de eliminación de condensado y boquilla de entrada de hombre (manhole en inglés), se han dispuesto de la siguiente manera indicada en la figura 4.2 y tabla 4.5.

Se utilizarán Bridas de Cuello Soldable Cara Alzada (Welding Neck Raised Face **WNRF** en inglés)

¹⁶ UG-116(e)(3). ASME VIII. DIVISIÓN I Edición 2007, adenda 2009

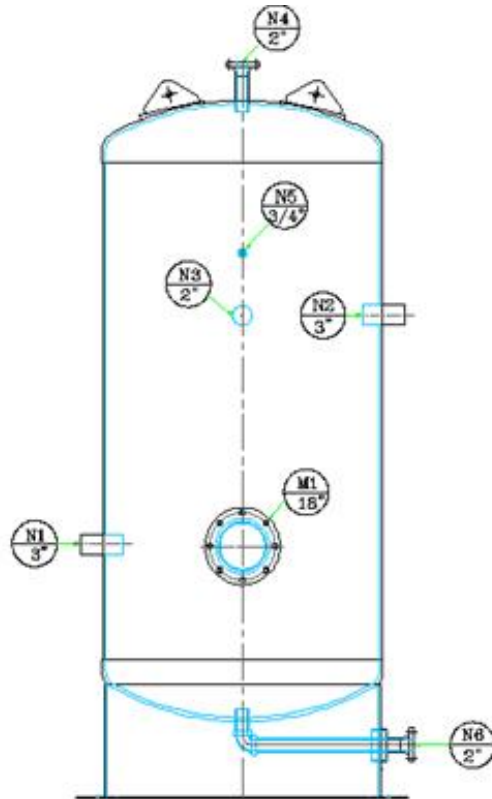


Figura 4.2 Localización de boquillas en el recipiente

Fuente: Propia

Tabla 4.5 Descripción de Boquillas

Ítem	Diámetro exterior (mm)	Diámetro Nominal NPS (pulgadas)	Cantidad	Clase	Servicio	Notas
N1	88.9	3"	1	300#	Entrada de Aire	WNRF)
N2	88.9	3"	1	300#	Salida de Aire No 1	WNRF
N3	60.3	2"	1	300#	Salida de Aire No 2	WNRF
N4	60.3	2"	1	300#	Válvula de Alivio	WNRF
N5	26.9	3/4 "	1	6000#	Presión	Unión (coupling)
N6	60.3	2"	1	300#	Drenaje	WNRF
M1	457.2	18"	1	300#	Entrada de hombre	WNRF

Fuente: Propia

4.5.5. GEOMETRÍA DEL RECIPIENTE [11]

Para determinar la longitud entre costuras se impone un diámetro de 1.25 metros, y se calcula de la siguiente manera:

$$V_c = 0.0809 \times (d_i)^3 \quad \text{Ecuación 4.1}$$

$$V_s = \pi \times \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \times L_s \quad \text{Ecuación 4.2}$$

Donde:

V_c = Volumen de la cabeza Toriesférica (m³)

V_s = Volumen del cuerpo del recipiente (m³)

V_t = Volumen del recipiente (m³)

D_i = Diámetro interno del recipiente (m³)

L_s = Longitud entre costuras del cuerpo del recipiente (m³)

$V_t = 3 \text{ m}^3$ Volumen del recipiente, determinado en Capítulo 3

$d_i = 1.25 \text{ m}$ Diámetro interno del recipiente, dato impuesto

$$V_c = 0.0809 \times (d_i)^3 = 0.158 \text{ m}^3$$

$$L_s = \frac{V_t - 2 \times V_c}{\pi \times \left(\frac{d_i}{2}\right)^2} = 2.187 \text{ m}$$

$$L_s = 2.2 \text{ m}$$

Por lo tanto las dimensiones del recipiente quedan definidas de la siguiente manera:

- Diámetro interno del recipiente: 1.25 metros
- Longitud entre costuras: 2.20 metros

4.6. DISEÑO MECÁNICO DEL RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO

El diseño mecánico del recipiente de almacenamiento de aire comprimido se desarrolla en función de las especificaciones anteriormente determinadas, las mismas que cumplen con los requerimientos de la empresa auspiciante SERTECPET S.A.

4.6.1. CÁLCULO DE ESPESORES

4.6.1.1. Cálculo de espesores del cuerpo y cabeza

Para determinar el espesor del cuerpo se lo analiza mediante los esfuerzos longitudinales y esfuerzos circunferenciales, aceptando el mayor obtenido de ellos, mediante el uso de las siguientes ecuaciones:

- Debido al esfuerzo circunferencial (juntas longitudinales), según ASME UG-27 (b)(1):

$$t_{sc} = \frac{P \times R_i}{S_v \times E - 0.6 \times P} \quad \text{Ecuación 4.3}$$

- Debido al esfuerzo longitudinal (juntas circunferenciales), según ASME UG-27 (b)(2):

$$t_{sl} = \frac{P \times R_i}{2 \times S_v \times E + 0.4 \times P} \quad \text{Ecuación 4.4}$$

Donde:

t_{sc}= Espesor del cuerpo por esfuerzo circunferencial en pulgadas

t_{sl}= Espesor del cuerpo por esfuerzo longitudinal en pulgadas

P= Presión de diseño en psi

R_i= radio interno del recipiente a presión en pulgadas

S_v = Esfuerzo admisible del material en psi

E= Eficiencia de junta

La ecuación 4.3 y 4.4 deben ser utilizadas en condiciones corroídas para determinar el espesor del cuerpo del recipiente.

El espesor del cuerpo determinado por la ecuación 4.3 es 9.89 mm

El espesor del cuerpo determinado por la ecuación 4.4 es de 6.5 mm

Los espesores comerciales de plancha cercanos al espesor calculado son las siguientes: 9.53 mm (3/8”), 10 mm, 12 mm y 12.7 mm (1/2”).

Según ASME UG – 16 (c), la tolerancia de espesor en la fabricación de láminas es la menor de 0.254 mm o 6% del espesor ordenado.

Para una plancha de 10 mm el 6% implica un espesor de 0.6 mm y este valor es mayor a 0.254 mm. Por lo tanto la plancha de 10 mm podría tener un espesor mínimo de 9.74 mm, que es menor al mínimo espesor calculado que es 9.89 mm.

Se selecciona la plancha de 12 mm.

En el Anexo 16 se adjunta la memoria de cálculos.

Para determinar el **espesor de la cabeza** se lo analizará mediante la siguiente ecuación, según ASME UG-32:

$$t_h = \frac{P \times L \times M}{2 \times S_h \times E - 0.2 \times P} \quad \text{Ecuación 4.5}$$

Donde:

t_h = Espesor de la cabeza en pulgadas

P= Presión de diseño en psi

L= Radio de Bombeo interior en pulgadas

M= Factor de Cabeza Toriesférica

S_h = Esfuerzo admisible del material en psi

E= Eficiencia de junta

La ecuación 4.5 debe ser utilizada en condiciones corroídas para determinar el espesor de la cabeza torisférica del recipiente.

El espesor del cabeza determinado por la ecuación 4.5 es de 14.98 mm.

Comercialmente se dispone de planchas con espesor de 16 mm, la cual será utilizada para el conformado de la cabeza torisférica.

La memoria de cálculo se muestra en el Anexo 17.

Utilizando el software Compress se calculó los espesores de cabeza torisférica y cuerpo cilíndrico para las mismas condiciones dando los siguientes valores:

Tabla 4.6 Tabla de Resultados de espesores según ASME VIII y Software Compress

	COMPRESS		CÁLCULO HOJA EXCEL		Espesor seleccionado (mm)
	Espesor calculado (mm)	Espesor comercial (pulgadas)	Espesor calculado (mm)	Espesor comercial (pulgadas)	
Cabeza Superior	14.81	5/8	14.98	5/8	16
Cuerpo Cilíndrico	9.92	7/16	9.89	7/16	12*
Cabeza Inferior	14.81	5/8	14.98	5/8	16

Fuente: ASME UG-27, Software Compress

La verificación del recipiente a presión se muestra en Anexo 18

El porcentaje de error entre resultados por el software compress y utilizando las ecuaciones según ASME UG-27 (b)(1), es menor a 1.2%.

No se requiere realizar el tratamiento térmico después del conformado en frío del cuerpo porque el porcentaje de elongación de fibra es menor al 5%, como se indica en el Anexo 16.

En la cabeza no se requiere el tratamiento térmico después del conformado en frío porque el recipiente no presenta las condiciones para realizar este tipo de tratamiento, por lo que el porcentaje de fibra puede llegar hasta un 40%, el mismo que es 15.63% determinado en el Anexo 17.

4.6.1.2. Cálculo de espesores del cuello de las boquillas

Para determinar el espesor de cuellos y bocas se utilizan las ecuaciones 4.3 y 4.4, utilizadas para el cálculo del espesor de cuerpo del recipiente, analizando por esfuerzos circunferenciales y longitudinales seleccionando el mayor valor, para finalmente seleccionar la cédula de tubería existen en el mercado.

La eficiencia de junta será igual a $E=1$, porque la tubería es sin costura. Al mínimo espesor de la tubería se suma un 12,5% adicional debido a la tolerancia de fabricación de tubería [10]. De tal manera que se obtienen los siguientes resultados:

- Tubería de 3" cédula 40
- Tubería de 2" cédula 40

Memoria de cálculo Anexo 19.

4.6.2. CÁLCULO DE ÁREAS DE REFUERZO

Todas las aberturas realizadas tanto en el cuerpo como en la cabeza del recipiente de almacenamiento de aire comprimido deben ser analizadas bajo el UG-36(c)(3) para verificar si necesitan refuerzo.

El UG-36(c)(3) indica que las aberturas que no están sujetas a rápidas fluctuaciones en la presión no requieren otro refuerzo que el inherente a la construcción bajo las siguientes condiciones:

1. Conexiones soldadas con una abertura no mayor que:
 - 1.1. Diámetro exterior 101.6 mm (3-1/2 NPS), en cuerpos y cabezas de recipientes de 9.52 mm (3/8") o menos de espesor 1/2" de diámetro, en cuerpos o cabezas de recipientes de 3/8" o menos de espesor.
 - 1.2. Diámetro exterior 73 mm (2-3/8 NPS) en cuerpos o cabezas de recipiente sobre 9.52 mm (3/8") de espesor.
2. Para conexiones roscadas en las cuales la abertura en el cuerpo o cabeza no supere los 73 mm (2- 3/8 NPS) de diámetro exterior.

Las aberturas de 3" que están ubicadas en el cuerpo del recipiente (espesor de 12 mm) como se indica en la figura 4.2, son superiores al espesor indicado en 1.1 (3/8" de espesor de cuerpo) por lo que esta abertura necesita tener un análisis de refuerzo.

La abertura de 457.2 mm (18 NPS) está ubicada en el cuerpo del recipiente (espesor de 12 mm), el cual es superior tanto en diámetro como en espesor a las excepciones de refuerzo, por lo que esta abertura necesita ser analizada para determinar si requiere refuerzo.

Las aberturas de 60.3 mm (2 NPS) y de 26.9 mm (3/4 NPS) están dentro de la especificación 1.2, por lo que no se requiere el análisis del área de refuerzo.

El refuerzo de la abertura de 88.9 mm (3 NPS) será:

- Diámetro exterior de 162 mm (6.39")
- Diámetro interior: 89 mm (3.5")
- Espesor: 12 mm
- Material SA-36

La memoria de cálculo se muestra en el Anexo 20.

El refuerzo de la abertura de 457.2 mm (18 NPS) será:

- Diámetro exterior de 895 mm (35.25")
- Diámetro interior de 457.2 mm (18")
- Espesor:12 mm
- Material SA-36

La memoria de cálculo se muestra en el Anexo 21.

La abertura de hombre de 457.2 mm (18 NPS) tiene como objetivo el mantenimiento en el recipiente por lo que se debe colocar una brida ciega como acceso al interior del recipiente con un soporte al recipiente (Davit en inglés). La selección y dimensionamiento del davit se muestra en el Anexo 22.

4.6.3. CÁLCULO DEL FALDÓN

El faldón (skirt en inglés) es el elemento de soportes más usado para recipientes cilíndrico verticales, este elemento esta unido a la cabeza del recipiente por una soldadura continua.

El faldón requerido para el recipiente de almacenamiento de aire es:

- Diámetro exterior: 1,259.8 mm (49.6")
- Espesor: 12 mm
- Altura: 514 mm
- Material: SA-36

El anillo base donde se asienta el faldón y donde se emperna los pernos de anclaje tiene:

- Diámetro exterior: 1,348.74 mm (53.10")
- Diámetro interior: 1,150.11 mm (45.28")
- Espesor: 14.28 mm
- Material: SA-36

La sujeción entre el recipiente y el concreto es a través el uso de 8 pernos de anclaje de 15.88 mm (5/8”).

La memoria de cálculos se muestra en el Anexo 23.

4.6.4. SELECCIÓN DE OREJAS DE IZAJE

Para determinar la geometría de las orejas de izaje, primero se requiere determinar el peso en vacío del recipiente con sus accesorios, en este caso el peso es de 1427 kg (3146) lb.

La memoria de cálculo se muestra en el Anexo 24.

Para determinar la geometría de las orejas de izaje se utilizó el Manual De Recipientes a Presión del autor Eugene F. Megyesy (Pressure Vessel Handbook Twelfth Edition), en función del peso del recipiente.

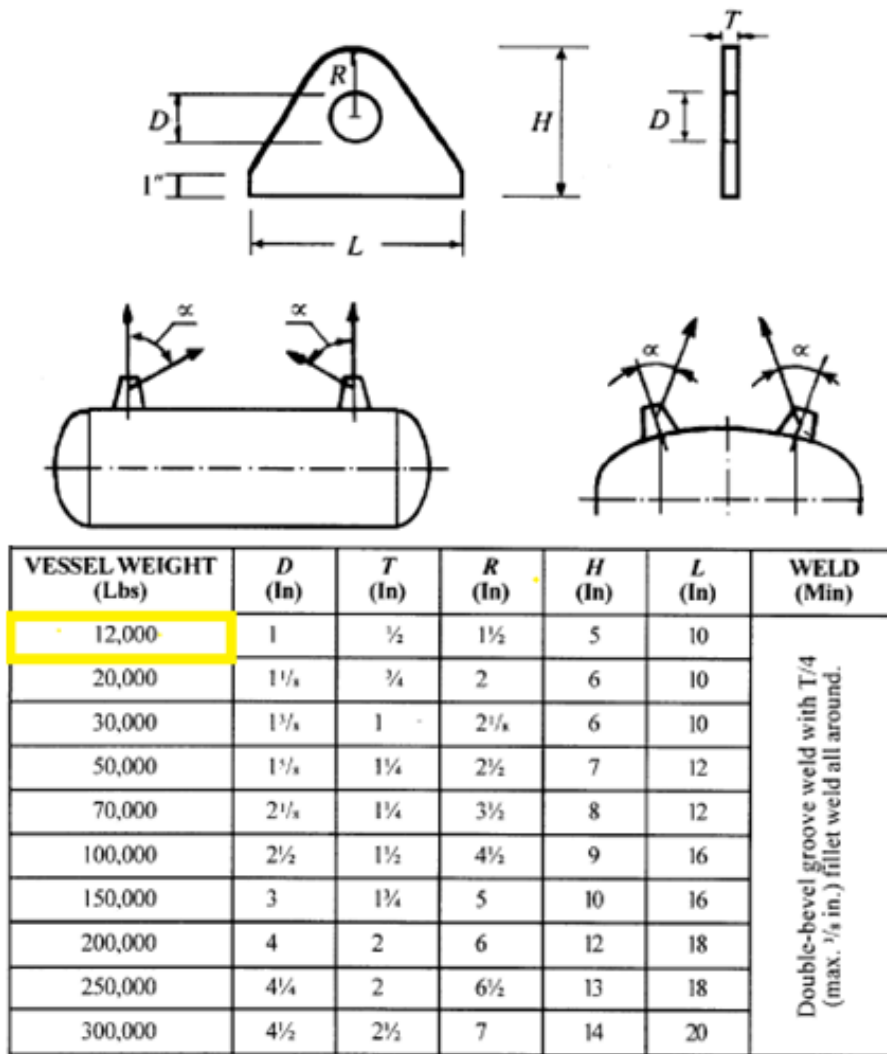


Figura 4.3 Geometría de orejas de izaje

Fuente: MEGYESY E.F. Pressure Vessel Handbook. 12va ed.

Las orejas de izaje presentan las siguientes medidas en su geometría, tal como se indica en la figura 4.3:

- D= Diámetro exterior de agujero de sujeción de las orejas = 33.4 mm (1NPS)
- T= Espesor de la oreja de izaje = 12.7 mm (1/2")
- R= Radio de curvatura de la parte superior de la oreja = 38.1 mm (1-1/2")
- H= Altura de la oreja de izaje = 127 mm (5")
- L= Largo de la oreja de izaje = 254 mm (10")

La Soldadura alrededor de la oreja de izaje consta de un cordón de 6.35 mm (1/4") de espesor.

4.6.5. CÁLCULO DE LA PRESIÓN HIDROSTÁTICA

La prueba hidrostática se lo realiza cuando el recipiente está completamente construido, y la presión de prueba se calcula con la siguiente ecuación:

$$PH= 1.3 \times MAWP \times STp/STd \qquad \text{Ecuación 4.6}$$

Donde:

PH= Presión de Prueba Hidrostática (psi)

MAWP= Máxima Presión admisible de trabajo, en este caso se considera igual a la presión de diseño, por políticas de SERTECPET (psi)

STp= Esfuerzo admisible a tensión a Temperatura de Prueba (psi)

STd= Esfuerzo admisible a tensión a Temperatura de Diseño (psi)

$$PH= 1.3 \times 150 \times 16600_{120\text{ F}} / 16600_{136\text{ F}}$$

$$PH= 195 \text{ psi}$$

La temperatura de la Prueba hidrostática debe ser al menos 1.1 °C mayor que la temperatura mínima de diseño para disminuir el riesgo de fractura frágil.

4.7. RESUMEN DEL DISEÑO DEL RECIPIENTE

En la siguiente tabla se presenta el resumen del diseño del recipiente de almacenamiento de aire comprimido:

Tabla 4.7 Resumen de Diseño del Recipiente de Aire Comprimido

CUERPO										
Ítem	Material	Esfuerzo Admisible del Material S(psi)	Espesor Calculado (mm)	Espesor Comercial (mm)	Diámetro interno (metros)	Longitud (metros)				
CUERPO	SA-36	16600	9.890	12	1.25	2.2				
CUELLO DEL MANHOLE	SA-36	16600	4.0386	6.350	0.445	0.240				
REFUERZO DE MANHOLE	SA-36	16600		12	0.4572	---				
REFUERZO DE BOQUILLA 88.9 mm (3 NPS)	SA-36	16600		12	0.0889	---				
FALDÓN	SA-36	16600	0.3302	12	1.236	0.514				
ANILLO BASE	SA-36	16600		14	1.150	---				
CABEZAS										
Ítem	Material	Esfuerzo Admisible del Material S(psi)	Espesor Calculado (mm)	Espesor Comercial (mm)	Tipo					
CABEZA SUPERIOR	SA-36	16600	14.980	16.000	Toriférica					
CABEZA INFERIOR	SA-36	16600	14.98	16.000	Toriférica					
BOQUILLAS										
Boquilla	Cantidad	NPS	Clase	Cédula	Tipo	Material del cuello	Brida	Espesor nominal (mm)	Refuerzo	Servicio
N1	1	3"	300#	40	WNRF	A53 Gr B	SA-105	5.270	SA-36	Entrada de aire
N2	1	3"	300#	40	WNRF	A53 Gr B	SA-105	5.270	SA-36	Salida de aire

Fuente: Propia

Tabla 4.6 Resumen de Diseño del Recipiente de Aire Comprimido

BOQUILLAS										
Boquilla	Cantidad	NPS	Clase	Cédula	Tipo	Material del cuello	Brida	Espesor nominal (mm)	Refuerzo	Servicio
N3	1	2"	300#	40	WNRF	A53 Gr B	SA-105	3.912	----	Salida de aire
N4	1	2"	300#	40	WNRF	A53 Gr B	SA-105	3.912	----	Válvula de alivio
N5	1	3/4"	6000#	--	Unión Roscada	-----	SA-105		----	Presión
N6	1	2"	300#	40	WNRF	A53 Gr B	SA-105	3.912	----	Drenaje
M1	1	18"	300#	40	WNRF	A53 Gr B	SA-105	6.350	SA-36	Entrada de Hombre

Fuente: Propia

4.8. LISTA DE MATERIALES

La lista de materiales del Recipiente V-01 se describe en el Anexo 26.

4.9. PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

Los planos de construcción del recipiente V-01 se encuentran en el Anexo 27.

CAPÍTULO 5

DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA EL ÁREA DE PINTURA

5.1. INTRODUCCIÓN

El presente capítulo tiene como objetivo diseñar el sistema de climatización para el área de pintura de la Planta de Producción de Recipientes a Presión y Facilidades de Producción, que permita controlar las condiciones de temperatura y humedad del ambiente para la aplicación y curado de pintura a ser aplicado en la superficie interior y exterior de los recipientes a presión, piezas mecánicas y partes a ser fabricadas en la planta de producción, de acuerdo a las recomendaciones de aplicación dadas por los fabricantes de pinturas relacionados con las condiciones máximas y mínimas de temperatura y humedad que se debe cumplir para asegurar una pintura de buena calidad.

En zonas altamente corrosivas, la pintura industrial tiene como objetivo proteger el metal de las agresiones a las que está expuesto, tanto de elementos químicos como de condiciones físicas, tales como erosión por contacto con arenas.

Por lo tanto, el principal motivo por el que se debe aplicar la pintura industrial, además de consideraciones estéticas, es para obtener un tratamiento de protección que garantice la durabilidad del material en zonas de riesgo de agresión.

Para la selección del sistema de climatización se determinó la carga térmica máxima que es igual a la suma de las cargas parciales externas e internas del área a acondicionar, la selección del equipo más adecuado depende de los

requerimientos de la carga máxima y de las características del área a acondicionar.

5.2. CARACTERÍSTICAS DEL ÁREA A SER ACONDICIONAR

El área a acondicionar es el taller de pintura de la Planta de Producción de Recipientes a Presión y Facilidades de Producción (Planta PPRP), localizada en Francisco de Orellana, Latitud Sur.



Figura 5.1 Ubicación del Complejo Industrial SERTECPET S.A
Fuente: Google Earth

Como “día tipo para proyecto” se asume el 17 de Julio a las 14H00, se ha considerado el mes de Julio como el de mayor radiación solar anual.

Los datos de condiciones externas del área a climatizar se tomó del Anuario Meteorológico del año 2008 versión preliminar del 2010 del Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología INAMHI

5.2.1. CONDICIONES EXTERNAS

Según el Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología (INAMHI), en la estación meteorológica denominada Palmoriente-Huashito, estación más

cercana a la ciudad de Francisco de Orellana, lugar donde está instalada la planta PPRP, se tienen los siguientes datos:

Tabla 5.1 Anuario Meteorológico Estación Palmoriente- Huashito

Mes	Temperatura a la sombra (°C)					Humedad relativa (%)		
	Absolutas		Medias			Máxima	Mínima	Media
	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima	Mensual			
Enero								
Febrero								
Marzo								
Abril								
Mayo								
Junio								
Julio	34	18	29.8	20.3	24.3	100	57	87
Agosto	35	18	31.2	20.4	25.1			86
Septiembre		17	31.3	19.4	25.3	100	54	86
Octubre								
Noviembre	36.3	17	31.9	20.6	25.5	100	59	89
Diciembre								

Fuente: Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología

Para el presente proyecto se asumen los siguientes parámetros:

- Temperatura promedio máxima absoluta = 35°C
- Temperatura promedio mínima absoluta = 17°C
- Humedad relativa máxima = 100%
- Humedad relativa mínima = 54%
- Humedad relativa promedio = 87%

Para efectos de diseño se considera la temperatura máxima y humedad relativa máxima:

- Temperatura Exterior máxima= 35 °C
- Temperatura Exterior mínima= 17 °C

- Humedad relativa= 100%

5.2.2. CONDICIONES INTERNAS

Las condiciones internas para la aplicación de la capa base de pintura varían de acuerdo al tipo de pintura y del tiempo de curado de la misma.

Cada tipo de pintura presenta condiciones recomendadas para su aplicación, dependiendo de la composición química y de las condiciones del ambiente para el secado o curado de la pintura luego de su aplicación.

De acuerdo a la Compañía SERTECPET, se muestran a continuación tres tipos de pinturas a ser utilizados, con sus respectivas sugerencias de uso:

5.2.2.1. Pintura Sigmazinc 158

Esta pintura es un revestimiento de silicato de zinc que se utiliza como capa base o primera capa.

Se puede aplicar hasta una temperatura de -5 °C y una humedad relativa mínima del 50 %. En la siguiente tabla presentan los tiempos de curado en función de la temperatura del sustrato.

Tabla 5.2 Tiempos de Curado según Temperatura del Sustrato (SIGMAZINC 158)

Temperatura del Substrato (°C)	Tiempo	
	Secado para Manipulación (horas)	Curado Completo (horas)
-5	2	24
0	2	24
10	1	18
20	0,5	12
30	0,5	6
40	0,5	4

Fuente: Hoja Técnica de Sigmazinc 158

5.2.2.2. Pintura Sigmadur 550

Esta es una pintura de acabado con poliuretano.

Se aplica sobre una capa previa de epóxica o poliuretano. Se puede aplicar hasta una temperatura de -5 °C y una humedad relativa máxima del 85%. En la siguiente tabla presentan los tiempos de curado en función de la temperatura del sustrato.

Tabla 5.3 Tiempos de Curado según Temperatura del Sustrato (SIGMADUR 550)

Temperatura del Sustrato (°C)	Tiempo	
	Secado para Manipulación (horas)	Curado Completo (días)
-5	24	15
0	16	11
10	8	6
20	6	4
30	5	3
40	3	2

Fuente: Hoja Técnica de Sigmadur 550

5.2.2.3. Pintura Sigmacover 456

Es una pintura de acabado de dos componentes epóxica poliamida.

Se puede aplicar hasta una temperatura de -10 °C y una humedad relativa máxima del 95%.

En la siguiente tabla presentan los tiempos de curado en función de la temperatura del sustrato.

**Tabla 5.4 Tiempos de Curado según Temperatura del Sustrato
(SIGMACOVER 456)**

Temperatura del Substrato (°C)	Tiempo	
	Secado para Manipulación (horas)	Curado Completo (días)
-10	24-48	20
-5	24-30	14
0	18-24	10
5	18	8
10	12	6
15	8	5
20	6	4
30	4	3
40	3	2

Fuente: Hoja Técnica de Sigmacover 456

La Temperatura del sustrato en todas las pinturas descritas anteriormente debe estar al menos 3°C por encima del punto de rocío.

Para asegurar las condiciones recomendadas para los diferentes tipos de pintura antes mencionados, se presentan los siguientes parámetros:

- Temperatura interior = 26 °C
- Máxima Humedad Relativa Interior = 80%

Estos parámetros permiten la utilización de los diferentes tipos de pintura, mantener una atmósfera tolerable para los operarios y los tiempos de curado son aceptables.

5.2.3. DIMENSIONES DEL ÁREA A SER ACONDICIONADA

El área de pintura a climatizar tiene un área aproximada de 91 metros cuadrados (13 x 7 metros) y con una altura de 9.7 metros. Está ubicada en la Ciudad de Francisco de Orellana, Latitud Sur.

En figura 5.2 se muestra un esquema de la ubicación del taller de pintura dentro de la Planta PPRP.

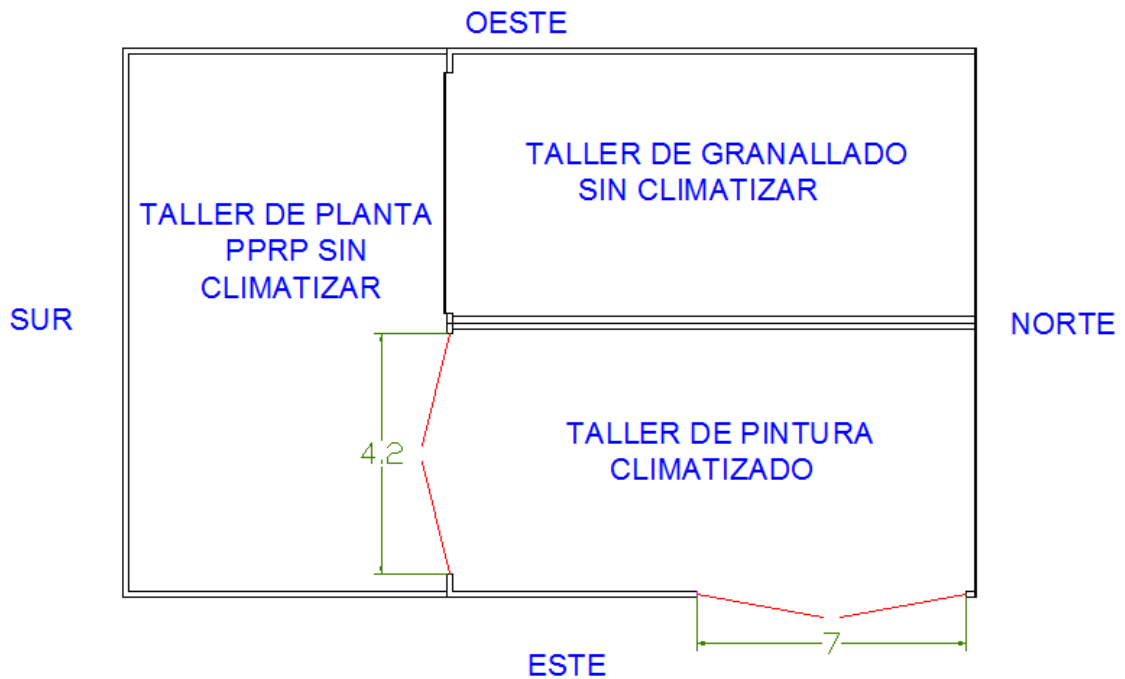


Figura 5.2 Esquema de la ubicación del taller de pintura dentro de la Planta PPRP

Fuente: SERTECPET

Dimensiones y pesos de paredes y techo:

a) Pared Norte y Sur

Dimensión: 7 x 9.7 metros

Área: 67.9 m²

Material: Bloque de Cemento 0.2x0.2x0.4 metros

Peso de Pared = 212 kg/m²

b) Pared Este y Oeste

Dimensión: 13 x 9.7 metros

Área: 126.1 m²

Material: Bloque de Cemento 0.2x0.2x0.4 metros

Peso de Pared= 212 kg/m^2

c) Techo

Dimensión: 13 x 7 metros

Área: 91 m^2

Material: Steel Panel

Peso: 10.6 kg/m^2

Espesor: 0.0254 metros

d) Piso

La dimensión del piso es 13 x 7 metros

Área: 91 m^2

Material: Concreto

Peso: $454 \text{ (kg/m}^2\text{)}^{17}$

Espesor: 0.2 metros

e) Vidrios

El área de pintura no cuenta con vidrios

f) Puertas

El área de Pintura cuenta con dos puertas:

- Puerta de entrada ubicada en la pared Sur, utilizada para ingreso de partes, recipientes y tanques que requieran ser curados.
- Puerta de salida ubicada en pared Este, utilizada para salida de producto terminado.

¹⁷ CARRIER air conditioning company, "Manual de aire acondicionado", editorial McGraw-Hill, España, 1992

Tabla 5.5 Dimensiones de Puertas

Ítem	Descripción	Longitud (m)	Altura (m)	Área (m²)
1	Puerta Sur (Entrada del Producto)	4.2	8.5	35.7
2	Puerta Este (Puerta de Salida)	7	8.5	59.5

Fuente: Propia

g) Número de personas

El número de personas asumidas para el diseño de cargas es dos.

h) Iluminación

El taller dispone de cuatro luces fluorescente de 36 kW cada uno.

i) Equipos

Los equipos presentes en el Taller de pintura son equipos de pintura sin aire (airless).

5.3. CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA MÁXIMA

La carga térmica fue determinada por enfriamiento y calefacción desde las condiciones externas hasta las condiciones internas, y se detalla a continuación.

5.3.1. CARGA TÉRMICA POR ENFRIAMIENTO

La carga de enfriamiento es la cantidad neta de calor que se retira de un edificio o de un área para acondicionar la misma a las condiciones que se requieran.

El interior del área a climatizar gana calor por varias fuentes entre ellas las siguientes:

1. Ganancia de Calor a través de paredes, techo al exterior.
2. Ganancia de Calor a través de paredes internas y pisos
3. Radiación solar a través de vidrios
4. Ganancia de Calor por alumbrado o iluminación
5. Ganancia de Calor por número de personas
6. Ganancia de Calor por equipos
7. Ganancia de Calor por infiltraciones de aire exterior a través de aberturas

La carga de enfriamiento será calculada desde la temperatura exterior de 35 °C hasta la temperatura de 22 °C.

5.3.1.1. Ganancia de calor a través de paredes exteriores

La ganancia de calor a través de las paredes, techo y piso, se puede calcular utilizando la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times \Delta te \qquad \text{Ecuación 5.1}$$

Donde:

Q: Ganancia neta

U: Coeficiente general de transferencia de calor.

A: Área de transferencia de calor

Δte : Diferencia de temperatura para carga de Enfriamiento

Se considera paredes exteriores a las paredes Norte, Este y el techo, debido a que estas superficies se encuentran expuestas a la radiación solar.

El coeficiente global de transferencia de calor fue tomado del Manual de Aire acondicionado de CARRIER, el cual considera la transferencia de calor por conducción, convección y radiación.

$U_{\text{pared norte}} = 1.37 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$

$U_{\text{pared este}} = 1.37 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$

$U_{\text{puerta este}} = 2.9 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$

$U_{\text{techo}} = 1.008 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$

La diferencia de temperatura en paredes externas debe ser corregida en base a los siguientes parámetros:

- Latitud
- Orientación del edificio
- Espesor de la pared
- Color del muro
- Pared en sombra o soleada

La ecuación que permite determinar la diferencia de temperatura corregida es:

$$\Delta T_e = a + \Delta T_{es} + b * R_s * (\Delta T_{em} - \Delta T_{es}) / R_m \quad \text{Ecuación 5.2}$$

Donde:

a = Corrección proporcionada por la tabla 20 A del Manual de aire acondicionado CARRIER.

ΔT_{es} = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada a la pared a la sombra.

ΔT_{em} = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada a la pared soleada

Como las tablas están hechas para Latitud Norte se deben realizar los siguientes cambios:

Tabla 5.6 Equivalencia en función del hemisferio

Hemisferio Sur	Orientación Equivalente en el Hemisferio Norte
Noreste	Sureste
Este	Este
Sureste	Noreste
Sur	Norte (sombra)
Suroeste	Noroeste
Noroeste	Suroeste
Norte(sombra)	Sur
Oeste	Oeste

Fuente: Manual de aire acondicionado CARRIER

b = Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared

- b=1 paredes de color oscuro (azul oscuro, rojo oscuro, marrón oscuro)
- b = 0.78 paredes de color medio (verde, azul o gris claro)
- b = 0.55 paredes de color claro (blanco, crema)

R_s = Máxima insolación (kcal/ h m^2), correspondiente al mes y latitud supuestos, a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en el caso de pared); u horizontal (techo).

R_m = Máxima insolación (kcal/ h m^2), correspondiente al mes de Julio a 40° de latitud Norte, a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (pared); u horizontal (techo).

Ejemplo de cálculo

ΔT_e Norte

a= se obtiene de la tabla 20 del Manual de Aire Acondicionado CARRIER, entrando con la variación térmica diaria y la diferencia de temperatura del exterior con el interior, igual a 1.8 °C

$$\Delta T_{es} = 14.8 \text{ °C, con un peso de } 212 \text{ kg/m}^2$$

$\Delta T_{em} = 14.8 \text{ °C}$ diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada a la pared soleada.

b = 0.78 pared color gris claro.

$$R_s = 176 \text{ kcal/h m}^2$$

$$R_m = 38 \text{ kcal/h m}^2$$

$$\Delta T_e = 1.8 \text{ °C} + 14.84 + 0,78 * 176 * (14.8 - 14.8) / 38 = 16.6 \text{ °C}$$

El área de las paredes es el área total menos el área de las puertas.

A continuación una tabla de resumen de las ganancias térmicas por paredes exteriores:

Tabla 5.7 Cargas Térmicas Paredes Exteriores Enfriamiento

Descripción	Área (m ²)	U (kcal/ h m ² C)	Δt_e (°C)	Ganancia de Calor (kcal/h)
Pared Norte	67.9	1.37	16.6	1544
Pared Este	66.6	1.37	17.74	1618
Puerta Este	59.5	2.9	18.52	3195
Techo	91	1.008	16.81	1542
TOTAL CARGA PAREDES EXTERIORES				7900

Fuente: Propia

La memoria de cálculo se muestra en el Anexo 28.

5.3.1.2. Ganancia de calor a través de paredes interiores

La ganancia de calor a través de las paredes interiores, particiones y suelo, se puede calcular utilizando la ecuación 5.1.

El coeficiente global de transferencia de calor es calculado por conducción y convección.

$$U_{\text{pared sur}} = 0.49 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$U_{\text{puerta sur}} = 0.49 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$U_{\text{pared oeste}} = 0.43 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$U_{\text{piso}} = 0.433 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

La diferencia de temperatura en paredes interiores es igual a:

$$\Delta T_e = T_{\text{ext}} - T_{\text{int}} \quad \text{Ecuación 5.3}$$

Donde:

ΔT_e = Diferencia de Temperaturas ($^\circ\text{C}$)

T_{ext} = Temperatura de los talleres contiguos (taller de granallado y taller de Planta PPRP), como la temperatura no es conocida exactamente se asume será 5 grados menos de la Temperatura exterior, es decir 30°C

T_{int} = Temperatura interior del taller de pintura, igual a 22°C

$$\Delta T_e = 30 - 22 = 8^\circ\text{C}$$

El área de las paredes para el cálculo de ganancia térmica es el área total menos el área de las puertas.

A continuación una tabla resumen de las ganancias térmicas por paredes exteriores:

Tabla 5.8 Cargas Térmicas Paredes interiores Enfriamiento

Descripción	Área (m ²)	U (kcal/ h m ² °C)	Δte (°C)	Ganancia de Calor (kcal/h)
Pared Sur	32.2	0.49	8	125
Puerta Sur	35.7	0.49	8	140
Pared Oeste	126.1	0.43	8	436
Piso	91	0.33	8	237
Total carga térmica interior				938

Fuente: Propia

5.3.1.3. Ganancia de calor por radiación solar a través de vidrios

La energía radiante del sol a través de materiales transparentes como el vidrio se transforma en ganancia de calor al área a climatizar.

Esta carga no es calculada porque el taller de pintura no cuenta con ventanas.

5.3.1.4. Ganancia de calor por infiltraciones

El taller de pintura cuenta con 2 puertas grandes de utilización media, su área total es de 59.5 m². Para este cálculo se consideran:

$$q = f \times A_{tp} \times D_{fe} \times C_p \times C_{ve} \times F_v \quad \text{Ecuación 5.4}$$

Donde:

f= Infiltraciones por puertas y ventanas- verano, igual a 82 (m³/h) por m² de superficie¹⁸.

A_{tp}= Área total de puertas m². Igual a 59.5 m²

D_{fe}= Diferencia de Temperaturas (aire exterior y aire interior). Igual a 13 °C.

C_p= Calor específico del aire igual a 0.3 kcal/h °C m²

¹⁸ Tabla 41 Manual de Aire Acondicionado Carrier

Cve= Corrección de velocidad del viento cuando es diferente a 12 km/h. En Francisco de Orellana la velocidad máxima alcanzada es de 1.2 km/h¹⁹, para corregir se divide la velocidad en Francisco de Orellana para 12 km/h. Igual a (1.2/12=0.1)

Fv= Factor por dirección oblicua del viento. Igual a 0.6

$$q = 82 \times 59.5 \times 13 \times 0.3 \times 0.1 \times 0.6 = 1142 \text{ kcal/h}$$

5.3.1.5. Ganancias de calor por interiores

Las ganancias interiores son las cantidades de calor latente y sensible que se producen en el interior de los locales acondicionados, emitidas por los ocupantes, el alumbrado, equipos, entre otros.

5.3.1.5.1. Ganancias interiores por personas

El personal técnico encargado de pintar, aplicará la pintura aproximadamente 4 horas como máximo.

Se considera que sean 2 personas las encargadas de pintar, considerado como trabajo liviano.

Las ganancias de calor sensible y latente debida a los ocupantes:

Ganancia de Calor sensible:

$$q_{\text{sensible}} = N_p \times G_{\text{sensible}} \quad \text{Ecuación 5.5}$$

Donde:

N_p= Número de personas que realizaran el trabajo de pintura al mismo tiempo.

G_{sensible}= Ganancia de Calor Sensible, 62 kcal/h²⁰

¹⁹ Velocidad Media en Francisco de Orellana Tomado del Inamhi

²⁰ Tabla 48 Manual de aire Comprimido Carrier. considerando que es un trabajo ligero a 26 (°C).

$$q_{\text{sensible}} = 2 \times 62 = 124 \text{ kcal/h}$$

Ganancia de Calor latente:

$$q_{\text{latente}} = N_p \times G_{\text{latente}} \quad \text{Ecuación 5.6}$$

Donde:

N_p = Número de personas que realizarán el trabajo de pintura al mismo tiempo.

G_{latente} = Ganancia de Calor Latente, 127 kcal/h²⁰

$$q_{\text{latente}} = 2 \times 127 = 254 \text{ (kcal/h)}$$

5.3.1.5.2. Ganancia por iluminación

La iluminación constituye una fuente de calor sensible. El taller de pintura cuenta con 4 lámparas fluorescentes de 36 vatios cada una.

La ganancia de calor por lámparas fluorescentes estará dada por la siguiente ecuación:

$$q_{\text{sensible}} = 0.8 E \times 1.25 \times 0.86 \quad \text{Ecuación 5.7}$$

Donde:

$0.8E$ = potencia efectiva en vatios

$$q_{\text{sensible}} = 36 \times 1.25 \times 0.86 = 38.7 \text{ kcal/h}$$

Como se cuenta con 4 lámparas, la ganancia total de calor por iluminación es igual a 154.8 kcal/h.

5.3.1.5.3. Ganancia por equipos o maquinarias

En el taller de pintura están los equipos pulverizadores de pintura sin aire (airless), los equipos trabajan con motores neumáticos, cubiertos por una carcasa resistente que no se oxida ni se abolla.

La potencia de los motores neumáticos es de 0.7 HP, la ganancia térmica es igual a 660 kcal/h²¹, debido a que los equipos no tienen un funcionamiento continuo se aplica un factor de simultaneidad de 0.5.

$$q_{\text{equipos}} = N_{\text{equipos}} \times F_c \times G_{\text{eq}} \quad \text{Ecuación 5.8}$$

Donde:

N_{equipos} = Número de equipos en el área a acondicionar. Se consideran 2 equipos de pintura airless.

F_c = Factor de Simultaneidad. Se considera igual a 0.5

G_{eq} = Ganancia de calor debido a la potencia del motor. Igual a 660 kcal/h

$$q_{\text{equipos}} = 2 \times 0.5 \times 660 = 660 \text{ kcal/h}$$

5.3.1.6. Carga total de enfriamiento

La carga por enfriamiento es la suma de las ganancias de calor descritas anteriormente y que es de 24,388 kcal/h (96,776.39 BTU/h)

La memoria de cálculo se muestra en el Anexo 28.

5.3.2. CARGA TÉRMICA POR CALEFACCIÓN

Carga de calefacción es la cantidad de calor que se debe suministrar para mantener el aire a una temperatura de 26 °C, considerado adecuado para

²¹ Tabla 53 Manual de aire Comprimido Carrier.

aplicar la pintura, cuando las condiciones ambientales sean bajas considerando una temperatura de 17 °C ²².

Las ganancias de calor producidas por fuentes internas como personas, alumbrado no se toman en consideración porque estas ganancias aportan calor.

Las pérdidas de calor se dan a través de las paredes del recinto que rodean los espacios acondicionados y las entradas de aire exterior producidas por infiltraciones.

5.3.2.1. Pérdidas de calor a través de paredes exteriores

La pérdida de calor a través de las paredes, techo y piso, se pueden calcular utilizando la ecuación 5.1.

Se consideran paredes exteriores a las paredes Norte, Este y el techo, debido a que estas superficies se encuentran expuestas a la radiación solar.

El coeficiente global de transferencia de calor será tomado del Manual de Aire acondicionado de CARRIER, el cual considera la transferencia de calor por conducción, convección y radiación.

$$U_{\text{pared norte}} = 1.37 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ °C)}$$

$$U_{\text{pared este}} = 1.37 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ °C)}$$

$$U_{\text{puerta este}} = 2.9 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ °C)}$$

$$U_{\text{pared techo}} = 1.008 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ °C)}$$

La diferencia de temperatura se calcula con la ecuación 5.2.

El área de las paredes para el cálculo de pérdida térmica es el área total menos el área de las puertas.

²² Dato tomado del INAMHI

A continuación una tabla resumen de las pérdidas térmicas por paredes exteriores:

Tabla 5.9 Cargas Térmicas Paredes exteriores Calefacción

Descripción	Área (m ²)	U (kcal/ h m ² C)	Δte (°C)	Ganancia de Calor (kcal/h)
Pared Norte	67.9	1.37	-5.2	484
Pared Este	66.6	1.37	-4.06	371
Puerta Este	59.5	2.9	-3.28	567
Techo	91	1.008	-4.98	458
Total carga paredes exteriores				1880

Fuente: Propia

Memoria de cálculo en Anexo 29.

5.3.2.2. Pérdidas de calor a través de paredes interiores

La pérdida de calor a través de las paredes interiores, particiones y suelo, se puede calcular utilizando la ecuación 5.1.

El coeficiente global de transferencia de calor es calculado por conducción y convección.

$$U_{\text{pared sur}} = 0.46 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ °C)}$$

$$U_{\text{puerta sur}} = 0.47 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ °C)}$$

$$U_{\text{pared oeste}} = 0.41 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ °C)}$$

$$U_{\text{piso}} = 0.44 \text{ (kcal/ h m}^2 \text{ °C)}$$

La diferencia de temperatura en paredes interiores se calcula con la ecuación 5.3.

El área de las paredes para el cálculo de pérdida térmica es el área total menos el área de las puertas.

A continuación una tabla resumen de las pérdidas térmicas por paredes exteriores:

Tabla 5.10 Cargas Térmicas Paredes interiores Calefacción

Descripción	Área (m ²)	U (kcal/ h m ² °C)	Δte (°C)	Ganancia de Calor (kcal/h)
Pared Sur	32.2	0.46	-9	134
Puerta Sur	35.7	0.47	-9	150
Pared Oeste	126.1	0.41	-9	470
Piso	91	0.44	-9	360
Total carga térmica interior				1114

Fuente: Propia

5.3.2.3. Pérdida de calor a través de vidrios

La pérdida de calor a través de vidrios no se considera porque el taller de pintura no cuenta con ventanas.

5.3.2.4. Pérdida de calor por infiltraciones

El taller de pintura cuenta con 2 puertas grandes de utilización media, su área total es de 59.5 m², el coeficiente por infiltraciones por puertas verano-invierno igual 165 (m³/h) por m² de superficie, la diferencia de temperaturas es 9 °C.

Se utiliza la ecuación 5.4

$$q = 165 \times 59.5 \times 9 \times 0.3 \times 0.05 \times 0.6 = 795.22 \text{ kcal/h}$$

5.3.2.5. Carga por calefacción

La carga total por calefacción es la suma de las ganancias de calor descritas anteriormente y que es de 4,167 kcal/h (16,535.6 BTU/h).

La memoria de cálculo se muestra en el Anexo 29.

5.4. DETERMINACIÓN DEL CAUDAL DE ENFRIAMIENTO

Para determinar el caudal debido a la carga por enfriamiento se utiliza la ecuación de transferencia de calor, con lo cual se determina la masa y con la densidad de aire determinar el caudal volumétrico.

$$Q = m \times C_p \times \Delta T \quad \text{Ecuación 5.10}$$

Donde:

Q = Calor por refrigeración igual a 24,388 Kcal/h (96,776.39 BTU/h)

C_p = Calor específico del aire del aire 0.24 Kcal/kg K

ΔT = Diferencia de temperatura es 13 K

$$m = \frac{24,388}{0.24 \times 13} = 7,816.66 \text{ kg/h}$$

Con la densidad del aire igual a 1.2 kg/m³, se determina que el caudal de enfriamiento es igual a 6,514 m³/h (3,834 CFM), por motivos de cálculo se trabaja con 6,796 m³/h (4000 CFM).

5.5. DETERMINACIÓN DEL CAUDAL DE CALEFACCIÓN

Para determinar el caudal debido a la carga por calefacción se utiliza la ecuación 5.10.

El calor por calefacción es igual a 4,168 kcal/h (16,535.6 BTU/h), el calor específico del aire del aire 0.24 Kcal/K·kg y la diferencia de temperatura es 9 K.

$$m = \frac{4,167}{0.24 \times 9} = 1,929.16 \text{ kg/h}$$

Con la densidad del aire igual a 1.2 kg/m^3 , se determina que el caudal de calefacción es igual a $1,608 \text{ m}^3/\text{h}$ (946 CFM).

El caudal que circula por el equipo de climatización es constante por lo que el caudal seleccionado es el mayor entre el caudal de enfriamiento y calefacción, en este caso será de $6,796 \text{ m}^3/\text{h}$ (4000 CFM).

Para garantizar que el aire ingrese al taller de pintura a $26 \text{ }^\circ\text{C}$, con el caudal de $6,796 \text{ m}^3/\text{h}$ (4000 CFM) se debe corregir el calor de calefacción con la ecuación 5.10, quedando de la siguiente manera:

$$Q = m \times C_p \times \Delta T$$

Donde:

Q = Calor por calefacción Kcal/h

C_p = Calor específico del aire del aire 0.24 kcal/ kg K

ΔT = Diferencia de temperatura es 9 K .

m = flujo de aire (kg/h).

El caudal es igual a $6,796 \text{ m}^3/\text{h}$ (4000 CFM) con la densidad del aire igual a 1.2 kg/m^3 , el flujo es igual a 8155.2 kg/h .

$$Q = 8155.2 \times 0.24 \times 9 = 17615.23 \text{ Kcal/h} (69901.7 \text{ BTU/h})$$

5.6. SELECCIÓN DE EQUIPOS

El equipo de climatización necesario para mantener la temperatura de $26 \text{ }^\circ\text{C}$ y humedad relativa del 80% es una manejadora de aire.

La manejadora de aire es un sistema de calefacción, de ventilación, o unidad de aire acondicionado que está situado en el centro, o en un edificio

o estructura. La manejadora de aire distribuye el aire a las zonas deseadas a través de un sistema de conductos.

Se seleccionó de la marca CARRIER el modelo AERO 39 M formado por cabinas o componentes individuales, tales como ventiladores, filtros, serpentines y que son ensamblados en la fábrica.

La configuración de la estación central es horizontal como se muestra en la figura 5.3.

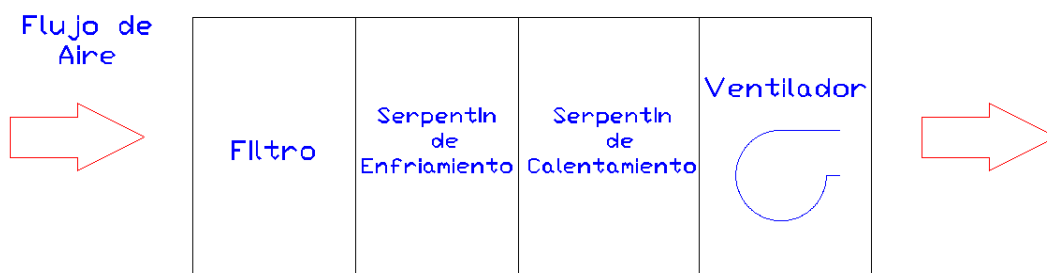


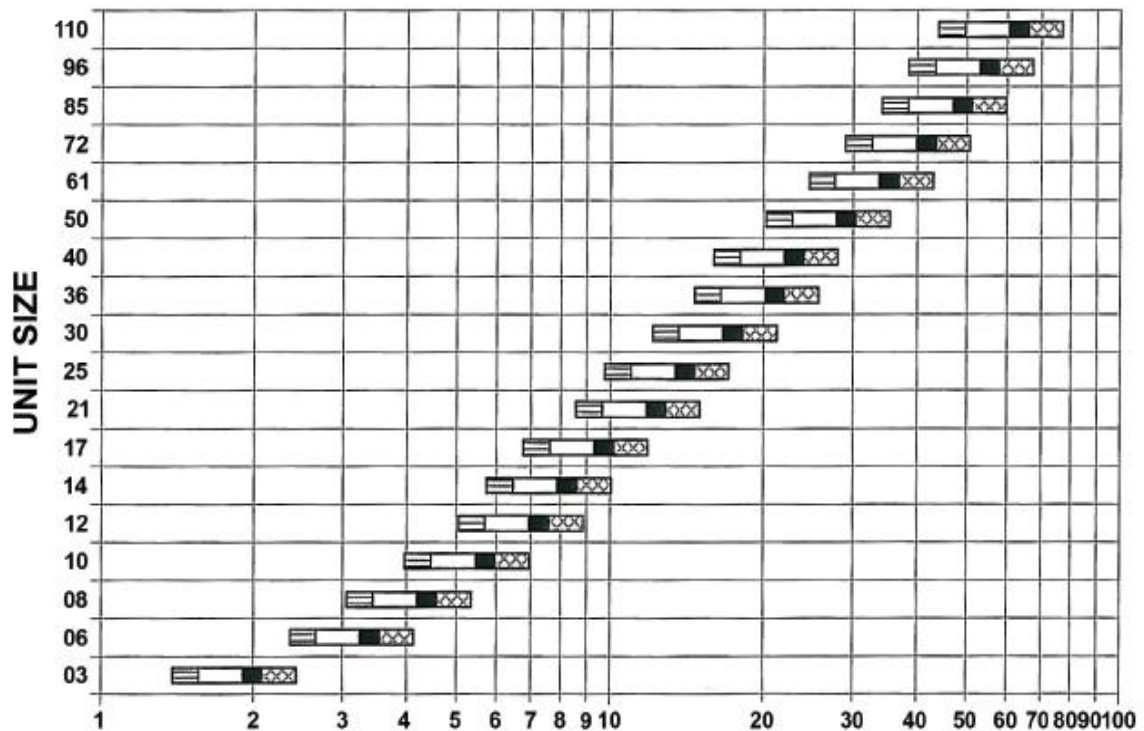
Figura 5.3 Configuración Horizontal de Manejadora de Aire

Fuente: Carrier, Manejadoras de Aire 39MN

El tamaño de la unidad seleccionada es No 08 determinada según la figura 5.4, considerando el flujo de aire igual a $113.27 \text{ m}^3/\text{min}$ (4000 CFM) y la velocidad del aire que circula a través del área de transferencia de calor, igual a 2.54 m/s (500 FPM)²³.

²³ Tomado del Catálogo CARRIER de los modelos 39 M AERO

**LARGE FACE AREA
AIRFLOW (CFM X 1000)**



LEGEND

- ▨ Face velocity 400 to 450 fpm
Most commonly used for high latent load applications. Space requirements and costs are higher than other selections.
- Face velocity 450 to 500 fpm
Represents most standard commercial HVAC (Heating, Ventilation, and Air Conditioning) cooling applications. Good value and space balance.
- Face velocity 550 to 600 fpm
Best selection for space and cost if conditions permit.
- ▩ Face velocity 600 to 700 fpm
Best selection for heating only applications.

**Figura 5.4 Carta de Selección de tamaño de Unidad para el modelo 39M
AERO, marca CARRIER.**

Fuente: Carrier, Manejadoras de Aire 39MN

5.6.1. SELECCIÓN DEL MODELO DE MANEJADORA DE AIRE

El modelo seleccionado es: 39M W 08 – 00001 14 X G S

Donde:

39M = Manejadora de aire 39M AERO

W = Unidad para exteriores

08 = Tamaño de unidad

00001 = Numero de equipo

- 14 = No de piezas, 1 de 4 cabinas.
X = Equipo Estándar
G = Terminado final Galvanizado
S = Entrega Estándar

La hoja de trabajo se especifica en el Anexo 30.

5.6.2. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL EQUIPO SELECCIONADO

PARÁMETROS DE UNIDAD

- Modelo de la Serie: 39M AERO exterior, doble pared
- Capacidad máxima: 113.27 m³/min (4000 CFM)
- Aletas de aluminio
- Peso y dimensiones aproximadas (Longitud x Ancho x Altura) : 2.6 x 1.4 x 1.1 metros

FILTRO

- Tipo: Plano de 50.8 mm (2"), Cantidad (3) 406.4 mm x 635 mm

SERPENTÍN DE ENFRIAMIENTO

- Bandeja de drenaje de acero inoxidable, ubicado en el lado derecho
- Diámetro exterior de tubería 21.34 mm (½ NPS), 6 filas con una área de 0.71 m² (7.64 pie²), 8 aletas por pulgada

SERPENTÍN DE CALENTAMIENTO

- Diámetro exterior de tubería 21.34 mm (½ NPS),1 fila con una área de 0.45 m² (4.86 pie²), 8 aletas por pulgada

VENTILADOR

- Centrífugo aerodinámico Modelo AFMVO1131
- RPM: 2713
- Motor
 - 5 HP Eficiencia ODP²⁴ 230/460, 60 Hz, revoluciones máxima 3600 rpm
 - Manufacturado – Genérico
 - Eficiencia: 86.5 %

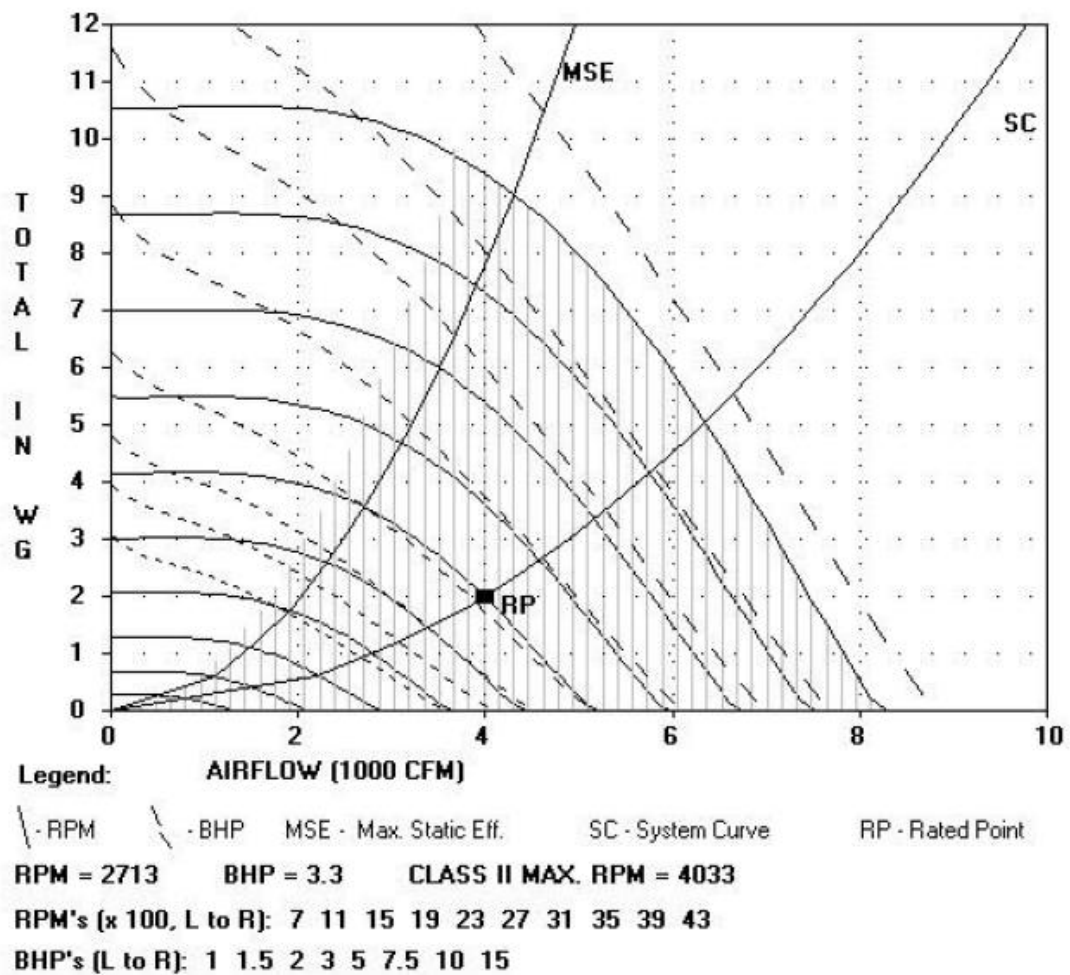


Figura 5.5 Curva de trabajo Ventilador de Suministro

Fuente: Carrier, Modelo 39MW

²⁴ Motores abierto a prueba de goteo

5.6.3. VENTILADOR DE RETORNO

- Centrifugo con aletas radiales Modelo FS 40-315, presión estática 1 wg in, 859 RPM, potencia 1.78 BHP. Marca Dunham Bush

5.6.4. FILTROS DE RETORNO

BAFLES: Diseñados de tal modo de poder captar la mayor cantidad de pintura al pasar esta por los laberintos que se forman al montarlos unos frente a otros (de forma invertida), respetando el mismo módulo de paso que mantienen los baffles.

Se recomienda impregnar los baffles con alguna grasa de poca viscosidad, y luego sobre esta pegar papel de envolver, todo con la idea de facilitar la limpieza. La limpieza se hace cada 30 días.

FILTRO FV: Filtro de fibra de vidrio cuya función de retener las partículas de pintura que no han sido capturadas en los filtros de baffles.

Deben ser cambiados cada 50 días de uso o bien cuando exista disminución en la aspiración en el interior de la cabina.

Estos filtros por su naturaleza de aspirar pintura líquida no pueden ser soplados, porque la pintura no se desprende de las fibras. Se usarán hasta agotar su vida útil

5.7. DUCTOS DE AIRE ACONDICIONADO [6]

El sistema de ductos transmitirá el aire desde el equipo acondicionador hasta el espacio a acondicionar, las limitaciones del sistema son el espacio disponible, pérdidas por rozamiento, velocidad, nivel de ruido, ganancias o pérdidas de calor y fugas.

Los sistemas de transmisión de aire empleados en el acondicionamiento de aire para localidades industriales a baja velocidad trabajan con velocidades hasta 12 m/s, normalmente entre 11 y 12 m/s.

Para el diseño de ductos se asumirá 11 m/s para ductos de suministro, y 9 m/s para los ductos de retorno.

La memoria de cálculo para el dimensionamiento de ductos del sistema de climatización tanto para los ductos de suministro como los ductos de retorno, con sus respectivas caídas de presión se muestra en el Anexo 31.

En la tabla 5.11 y figura 5.6 se presenta un resumen de los ductos de suministro.

En la tabla 5.12 y figura 5.7 se presenta un resumen de los ductos de retorno.

Tabla 5.11 Ductos de Suministro

Tramo	Dimensión (m)	Diámetro Equivalente (mm)	Caudal (m³/h)
Hasta A	450 x 400	470	6708
A-B	400 x 350	414	4472
B-6	350 x 250	328	2236

Fuente: Propia

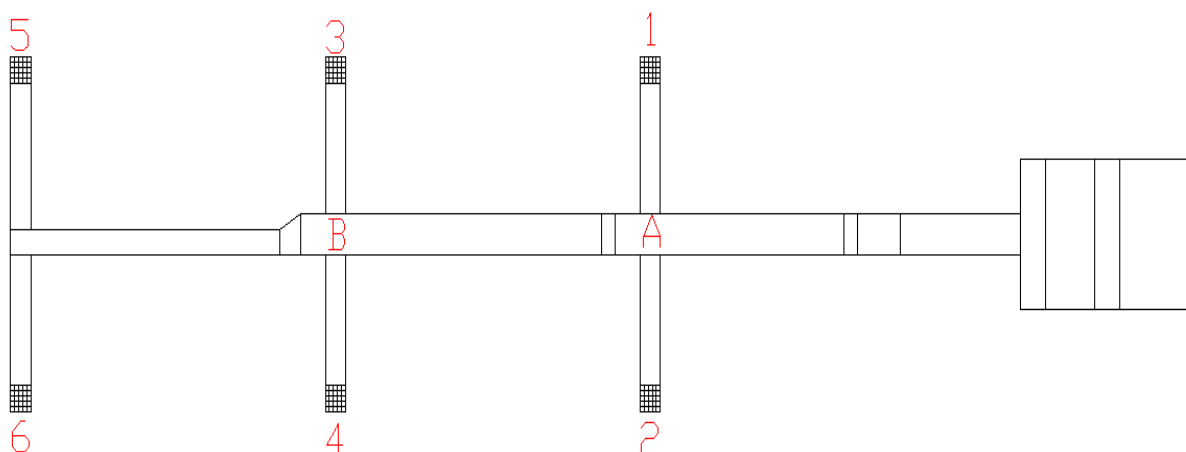


Figura 5.6 Esquema de ductos de suministro

Fuente: Propia

Tabla 5.12 Ductos de Retorno

Tramo	Dimensión (m)	Diámetro Equivalente (mm)	Caudal (m ³ /h)
Hasta Z	500 x 450	526	6708
Z-Y	450 x 450	501	5031
Y-X	400 x 300	384	3354
X-4	300 x 300	333	1677

Fuente: Propia

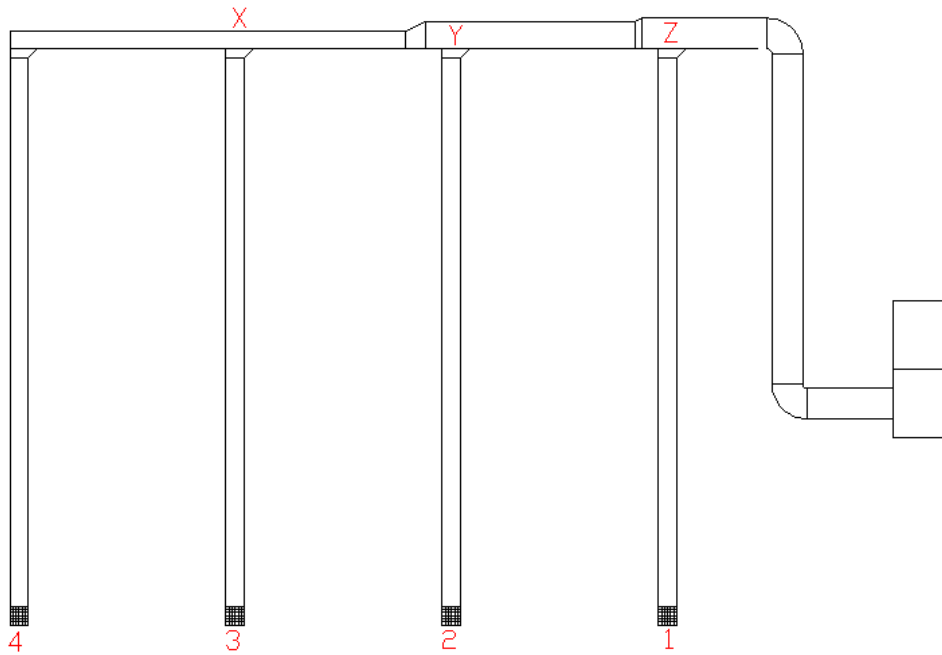


Figura 5.7 Esquema de ductos de retorno

Fuente: Propia

5.8. LISTA DE MATERIALES

Tabla 5.13 Lista de Materiales del Sistema de Climatización

Ítem	Descripción	Unidad	Cantidad
1	Unidad Manejadora de aire. Marca CARRIER. Modelo 39M, tamaño de unidad 08. Caudal 113.27 m ³ /min (4000 CFM) Presión estática de ventilador 50.8 mmca ²⁵	unidad	1
2	Filtro tipo baffle. Dimensiones 300x300 x38 mm	unidad	4
3	Filtro fibra de vidrio. Dimensiones 300x300 x 38 mm	unidad	4
4	Ductos de lámina de acero ASTM A653 de espesor 0.7 mm	kg	500
5	Difusores. Dimensiones 250 x 350 mm	unidad	6
6	Rejilla de retorno. Dimensiones 300x300 mm	unidad	4
7	Instrumentación	unidad	1

Fuente: Propia

²⁵ Abreviatura de milímetros de columna de agua

5.9. PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

Los planos generados para el sistema de climatización se muestran en el Anexo 32.

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

6.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se incluyen el análisis económico y financiero de los siguientes diseños:

- Red de Aire Comprimido.
- Recipiente de Almacenamiento de aire.
- Sistema de Climatización para el área de pintura.

Este análisis expone las ventajas adquiridas por la compañía SERTECPET S.A. al incorporar estos sistemas a la planta PPRP.

6.2. ANÁLISIS FINANCIERO

6.2.1. COSTOS DIRECTOS

Los costos directos son aquellos que se asocian directamente con el proyecto y son los siguientes:

- Costos de Materiales y Equipos
- Costos de Mano de obra directa
- Costos de diseño

6.2.1.1. Costos materiales directos

Tabla 6.1 Costo de materiales Directos

Ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
(a) Red de aire comprimido					
1	Compresor de Tornillo, marca BOGE, modelo S 40-2	Unidad	1	19,465.76	19,465.76
2	Compresor de Tornillo, marca BOGE, modelo S 50-2	Unidad	1	23,748.09	23,748.09
3	Secador Frigorífico RA-150 BEKO	Unidad	1	3,741.06	3,741.06
4	Tuberías y Accesorios	Global	1	9,602.00	9,602.00
Sub-total Red de aire comprimido					56,556.91
(b) Recipiente de aire comprimido					
5	Plancha de acero A36, 12 mm de espesor	Kg	1,100	1.80	1,980.00
6	Cabeza Toriesférica espesor, A36, 16 mm de espesor	Unidad	2	1,800.00	3,600.00
7	Pernos de anclaje, 5/8" x 200 mm largo, SA-307	Unidad	8	5.67	45.36
8	Espárragos 5/8" x 90 mm	Unidad	40	2.80	112.00
9	Brida WNRF, 18" x ANSI clase 300#	Unidad	1	234.58	234.58
10	Brida WNRF, 3" x ANSI Clase 300#	Unidad	2	64.57	129.14
11	Brida WNRF, 2" x ANSI Clase 300#	Unidad	3	57.45	172.38

Ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
12	Brida ciega, 18" x ANSI Clase 300#	Unidad	1	250.00	250.00
13	Unión roscada, ¾" Clase 6000#	Unidad	1	12.50	12.50
14	Empaque Espirometálico, 18" x clase 300#	Unidad	2	5.78	11.56
15	Empaque Espirometálico, 3" x clase 300#	Unidad	4	2.76	11.04
16	Empaque Espirometálico, 2" x clase 300#	Unidad	6	2.63	15.78
17	Válvula de bola bridada, 3" x ANSI clase 300#	Unidad	2	400.00	800.00
18	Válvula de bola, bridada, 2" x ANSI clase 300#	Unidad	3	215.00	430.00
19	Válvula de bola roscada ¾" x ANSI clase 3000#	Unidad	1	67.50	67.50
20	Purgador de agua, automático, ½"	Unidad	1	324.30	324.30
21	Manómetro, Rango 0 – 400 psi	Unidad	1	250.00	250.00

Ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
22	Válvula de seguridad, 3" x 2" ANSI clase 300#	Unidad	1	654.90	654.90
23	Consumibles para construcción (electrodos, piedras de esmeril, otros)	Global	1	3,000.00	3,000.00
Sub-total Recipiente de aire					12,100.90
(c) Sistema de climatización					
24	Unidad Manejadora de aire. Marca CARRIER. Modelo 39M, tamaño de unidad 08.	Unidad	1	25,000.00	25,000.00
25	Filtro tipo baffle. Dimensiones 300x300 x38 mm	Unidad	4	35.64	87.34
26	Filtro fibra de vidrio Dimensiones 300x300 x38 mm	Unidad	4	14.10	56.40
27	Ductos de lámina de acero ASTM A653 de espesor 0.7 mm	Kg	500	5	2,500.00
28	Difusores Dimensiones 250 x 350 mm	Unidad	6	54.67	328.02
29	Rejilla de retorno. Dimensiones 300x300 mm	Unidad	4	40.67	162.68
30	Instrumentación	Global	1	3,000.00	3,000.00
Sub-total Sistema de climatización					31,134.44
TOTAL (A + B + C)					99,792.21

Fuente: SERTECPET

6.2.1.2. COSTOS MANO DE OBRA DIRECTA

Tabla 6.2 Costos Mano de Obra

Descripción de rubros	Cantidad	Valor H-H (USD)	Valor TOTAL (USD)
Mano de Obra obreros SERTECPET S.A	1200 horas	4	4,800.00
Total (USD)			4,800.00

Fuente: SERTECPET

6.2.1.3. Costos de diseño

Tabla 6.3 Costos de Diseño

Descripción de rubros	Cantidad	Valor H-H (USD)	Valor TOTAL (USD)
Costos de Diseño	1920 horas	2	3,840.00
Total (USD)			3,840.00

Fuente: SERTECPET

6.2.1.4. COSTO TOTAL DIRECTO

Tabla 6.4 Costo Total Directo

Ítem	Subtotal
Costo Material Directo	99,792.21
Costo Mano de Obra Directa	4,800.00
Costo de Diseño	3,840.00
Total (USD)	108,432.21

Fuente: SERTECPET

6.2.2. COSTOS INDIRECTOS

Aquellos costos que no se asocian directamente con el proyecto, tales como servicios básicos, movilización, gastos administrativos, imprevistos. Los costos indirectos serán el 5%²⁶ de costos directos, tanto para red de aire comprimido, recipiente de almacenamiento de aire y sistema de climatización.

Tabla 6.5 Costo Total Indirecto

Descripción	USD
Costos Indirectos (5% del costo total directo)	5,421.61

Fuente: SERTECPET

6.2.3. COSTO TOTAL DEL PROYECTO

El costo total del proyecto comprende los costos señalados en la siguiente tabla:

Tabla 6.6 Costo Total del Proyecto

Item	Descripción	Precio Total (USD)
1	Costo Total Directo	108,432.21
2	Costo Total Indirecto	5,421.61
Total (USD)		113,853.82

Fuente: SERTECPET

6.3. ANÁLISIS ECONÓMICO

El análisis económico permite evaluar la rentabilidad del proyecto, determinando el valor actual neto (VAN), la tasa interna de retorno (TIR) y la relación costo beneficio.

²⁶ Porcentaje fijado por la empresa SERTECPET, para una primera valoración de costos al inicio de proyecto.

El valor actual neto (VAN) mide la rentabilidad deseada de un proyecto después de recuperar toda la inversión, para ello, calcula el valor actual de todos los flujos futuros de caja, proyectados a partir del primer período de operación, y le resta la inversión total expresada en el momento cero. Si el resultado es mayor que cero, mostrará cuanto se gana con el proyecto, después de recuperar la inversión.

La Tasa interna de retorno (TIR) mide la rentabilidad como porcentaje. Un proyecto es rentable si el porcentaje que produce el proyecto es mayor a la tasa de retorno de la inversión que se exige.

Para determinar el VAN y el TIR se genera el flujo de caja neta del proyecto con los datos que la empresa SERTECPET estima para el período del proyecto.

El proyecto global de la puesta en marcha de la nueva Planta de Recipientes a Presión y Facilidades de Producción está comprendido por varios sub-proyectos, entre los que se cuentan la red de aire comprimido con su respectivo recipiente de almacenamiento y el sistema de climatización del área de pintura.

SERPECPET espera para el proyecto global ventas anuales por USD 2,500,000 dólares. La inversión es de USD 1,560,000, que serán pagados en 2 años, con una tasa de interés del 18% a la Corporación Financiera Nacional (CFN).

El porcentaje de la inversión de los sub-proyectos de la red de aire comprimido con su respectivo recipiente de almacenamiento y el sistema de climatización es igual a 7.3%, relacionado el costo total del proyecto global

$$R = \frac{113,853}{1,560,000} = 0.073$$

La utilidad de los sub-proyectos se relacionan con el porcentaje de inversión

Tabla 6.7 Caja de Flujo

	Préstamo	Interés	Años de deuda
	1,560,000.00	0.18	2.00
Pagos Anuales	996,396.33		

Tabla de Amortización					
Año	Saldo de la Deuda Inicial	Pago Anual	Interes	Amortización de Capital	Saldo de la deuda Final
1.00	1,560,000.00	996,396.33	280,800.00	715,596.33	844,403.67
2.00	844,403.67	996,396.33	151,992.66	844,403.67	0.00

BALANCE DE RESULTADOS

	Año 1	Año 2	Mes 25	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
Deuda	-1,560,000.00	-818,396.33	-76,792.66								
Ventas Netas	2,500,000.00	2,500,000.00	208,333.33	2,500,000.0	2,500,000.00	2,500,000.00	2,500,000.00	2,500,000.00	2,500,000.00	2,500,000.00	2,500,000.00
Materia Prima	-625,000.00	-625,000.00	-52,083.33	-625,000.00	-625,000.00	-625,000.00	-625,000.00	-625,000.00	-625,000.00	-625,000.00	-625,000.00
Utilidad antes de Gastos	315,000.00	1,056,603.67	79,457.34	1,875,000.00	1,875,000.00	1,875,000.00	1,875,000.00	1,875,000.00	1,875,000.00	1,875,000.00	1,875,000.00

Gastos Operacionales

Gastos Administrativos	-125,000.00	-125,000.00	-10,416.67	-125,000.00	-125,000.00	-125,000.00	-125,000.00	-125,000.00	-125,000.00	-125,000.00	-125,000.00
Gastos de Ventas	-12,000.00	-12,000.00	-1,000.00	-12,000.00	-12,000.00	-12,000.00	-12,000.00	-12,000.00	-12,000.00	-12,000.00	-12,000.00
Total Costos Operativos	-137,000.00	-137,000.00	-11,416.67	-137,000.00	-137,000.00	-137,000.00	-137,000.00	-137,000.00	-137,000.00	-137,000.00	-137,000.00
Utilidad antes de Gastos Financieros	178,000.00	919,603.67	68,040.67	1,738,000.00	1,738,000.00	1,738,000.00	1,738,000.00	1,738,000.00	1,738,000.00	1,738,000.00	1,738,000.00

Gastos Financieros

Pago de Deuda	996,396.33	996,396.33	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Utilidad Antes de Utilidades	-818,396.33	-76,792.66	68,040.67	1,738,000.00	1,738,000.00	1,738,000.00	1,738,000.00	1,738,000.00	1,738,000.00	1,738,000.00	1,738,000.00
Impuesto a la Renta 25%	0.00	0.00	-17,010.17	-434,500.00	-434,500.00	-434,500.00	-434,500.00	-434,500.00	-434,500.00	-434,500.00	-434,500.00
Reparto de Utilidades antes de Pago 15 %	0.00	0.00	-7,654.58	-195,525.00	-195,525.00	-195,525.00	-195,525.00	-195,525.00	-195,525.00	-195,525.00	-195,525.00
Utilidad Neta	-818,396.33	-76,792.66	43,375.93	1,107,975.00	1,107,975.00	1,107,975.00	1,107,975.00	1,107,975.00	1,107,975.00	1,107,975.00	1,107,975.00
Utilidad neta Subproy	-59,742.93	-5,605.86	3,166.44	80,882.18	80,882.18	80,882.18	80,882.18	80,882.18	80,882.18	80,882.18	80,882.18

Fuente: SERTECPET

El pago anual del préstamo se calcula con la siguiente ecuación:

$$R = \frac{A_n \times i}{1 - (1 + i)^{-n}} \quad \text{Ecuación 6.1 [12]}$$

Donde:

R= Pago anual

A_n = Préstamo

i= interés

n= número de años

6.3.1. COSTO DE OPERACIÓN

El costo de operación de los subproyectos es analizado para las redes de aire comprimido, recipiente de almacenamiento de aire y sistema de climatización, que operarán en la Planta PPRP, de la siguiente manera:

6.3.1.1. Sistema de aire comprimido

Que comprende la Red de Aire Comprimido y el Recipiente de Almacenamiento de Aire.

La red de aire comprimido cuenta con dos compresores que entrarán en funcionamiento de la siguiente manera:

- Compresor S 40-2, funcionara de lunes a domingo durante 5 horas.
- Compresor S 50-2, funcionara tres días a la semana 5 horas diarias.

El número de horas/ año que los compresores funcionarán se determina con la siguiente ecuación:

$$H = n \times d \quad \text{Ecuación 6.2}$$

Donde:

H= Número de horas al año de funcionamiento

n=horas de funcionamiento diarias

d= Total de días al año

La potencia de entrada será calculada con la ecuación 6.3

$$PE = \frac{0.746 \times HP}{\text{Eficiencia}} \quad \text{Ecuación 6.3}$$

6.3.1.1.1. Costo Anual de Energía

$$CE = C_e \times P_e \times N_h \quad \text{Ecuación 6.4}$$

Donde:

CE= Costo Anual de Electricidad

C_e=Costo Electricidad

P_e= Potencia de Entrada

N_h= Número de horas/año

Tabla 6.8 Consumo de Energía de Compresores

Modelo	Horas de funcionamiento Diario (HD) horas	Días de trabajo al año (D)	Número de horas de funcionamiento HD x D	Eficiencia (%) ²⁷	Potencia de entrada (kW)	Costo de Electricidad (\$)	Costo Anual de Energía USD
S 40-2	5	365	1825	92.5	32.26	0.1	5,887.45
S 50-2	5	78	390	92.6	40.28	0.1	1,570.92
TOTAL USD							7,458.37

Fuente: Propia

²⁷ Eficiencia tomada del Manual Compendium de Aire Comprimido BOGE

6.3.1.1.2. Costo por mantenimiento y servicio

Los costos por mantenimiento y servicio corresponden a los gastos por repuestos, piezas, materiales consumidos (tales como filtros de aire, filtros de aceite, manómetros).

Según las horas/año el manual Compendio de Aire Comprimido BOGE presenta los siguientes factores de costo:

Tabla 6.9 Factores de costo según horas de operación por año

Factores de Costo	Horas de operación por año		
	2000	4000	7500
	Horas/año	Horas/año	Horas/año
Servicio y mantenimiento	2	2.5	2.7
Costo Anual de Energía	73	84	87

Fuente: Compendio de Aire Comprimido BOGE

Las horas/año de operación de la red de aire comprimido aproximadamente se encuentran en el rango de 2000 Horas/año, por lo que el porcentaje que corresponde a servicio y mantenimiento es de 2 %.

Determinado el costo de energía igual a \$ 7458.37 USD (correspondiente al 73%), se determina el costo por mantenimiento y servicio igual a \$ 204.33 USD (correspondiente al 2 %) anualmente.

6.3.1.1.3. Costos por depreciación

La red de aire comprimido tiene una depreciación del 10% anual del costo inicial, igual a \$ 6865.78 USD²⁸

²⁸ 10% del valor correspondiente al costo por material directo de la red de aire comprimido y del recipiente de almacenamiento de aire, tomado de la tabla 6.1

6.3.1.1.4. Costo total de operación red aire comprimido

Tabla 6.10 Costo Total Aire Comprimido Anual

Descripción	USD
Costos Energéticos Anuales	7458.37
Costos por mantenimiento Anual	204.33
Depreciación Anual	6865.78
Total (USD)	14528.48

Fuente: Propia

6.3.1.2. Sistema de climatización

El sistema de climatización estará en funcionamiento 3 días a la semana durante 4 horas. El número de horas/ año que el sistema de climatización está en funcionamiento se determinara con la ecuación 6.5

$$H_2 = 4 \times 3 \times 52 = 624 \text{ (horas/año)} \quad \text{Número de horas al año ventilador de suministro y retorno}$$

La potencia de entrada será calculada con la ecuación 6.3

$$PE = \frac{0.746 \times 5}{0.865} = 4.3 \text{ kW}$$

6.3.1.2.1. Costo Anual de Energía

Calculada con la ecuación 6.4

$$CE = 0.1 \times 4.3 \times 624 = 268.32 \text{ (USD)}$$

El sistema de climatización cuenta con dos ventiladores uno para suministro y otro para retorno, el costo total anual de energía será \$ 536.64 (USD).

6.3.1.2.2. Costo por mantenimiento y servicio

Los costos por mantenimiento para el sistema de climatización en el peor de los casos serán del 5% anual del costo de inversión de equipos y accesorios igual a \$ 1,557²⁹

6.3.1.2.3. Costos por depreciación

El sistema de climatización tiene una depreciación del 10% anual del costo inicial, igual a \$ 3113.44³⁰

6.3.1.2.4. Costo total de operación sistema de climatización

Tabla 6.11 Costo Total Sistema de Climatización Anual

Descripción	USD
Costos Energéticos Anuales	268.32
Costos por mantenimiento Anual	1557.00
Depreciación Anual	3113.44
Total (USD)	4938.76

Fuente: Propia

El Costo total de operación del proyecto es igual a \$ 19467.24 (USD).

6.3.2. FLUJO DE CAJA NETA

El flujo de Caja Neta es la diferencia entre la utilidad neta de los subproyectos menos el costo total de operación.

²⁹ 5% del valor correspondiente costos directos del sistema de climatización, tabla 6.1

³⁰ 10% del valor correspondiente costos directos del sistema de climatización, tabla 6.1

Tabla 6.12 Flujo de caja neta a 10 años

	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
Utilidad Neta Subproyectos	-59,742.93	-5,605.86	80,882.18	80,882.18	80,882.18	80,882.18	80,882.18	80,882.18	80,882.18	80,882.18
Costo Operacional Aire Comprimido +Tanque	-4,938.76	-4,938.76	-4,938.76	-4,938.76	-4,938.76	-4,938.76	-4,938.76	-4,938.76	-4,938.76	-4,938.76
Costo Operacional Sistema de Climatización	-14,528.5	-14,528.5	-14,528.5	-14,528.5	-14,528.5	-14,528.5	-14,528.5	-14,528.5	-14,528.5	-14,528.5
TOTAL (USD)	-79,210.17	-25,073.1	61,414.94	61,414.94	61,414.94	61,414.94	61,414.94	61,414.94	61,414.94	61,414.94

Fuente: SERTECPET S.A

6.3.3. DETERMINACIÓN DEL VALOR ACTUAL NETO (VAN) [12]

El VAN se determina utilizando la siguiente ecuación:

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{BN_t}{(1+i)^t} - I_0 \quad \text{Ecuación 6.6}$$

$VAN = \text{Flujo de caja neta} - \text{Inversión}$

Donde:

BN: Beneficio neto del período t

I_0 : Inversión Inicial

n: Número de años

i: Tasa de descuento

El proyecto tiene una inversión inicial de \$ 113,853.82 y una tasa de descuento de 12%, el VAN es igual a \$38,648.39

Como el valor del VAN es positivo y mayor a cero el proyecto es rentable.

6.3.4. TASA INTERNA DE RETORNO (TIR) [13]

El TIR se refiere a la evaluación del proyecto en función de una tasa única de rendimiento por período, se calcula igualando a cero la ecuación 6.5

La tasa interna de retorno se compara con la tasa de descuento, si es mayor deduce que el proyecto es rentable

La tasa interna de retorno es igual al 42%, como la tasa interna de retorno es superior a la tasa de descuento asumida se concluye que el proyecto es rentable.

6.3.5. RELACIÓN COSTO BENEFICIO

Esta relación nos permite comparar los costos con los beneficios asociados a la realización del proyecto.

El beneficio son las utilidades netas de los subproyectos y los costos son aquellos en los que se incurre por operación.

Donde $B/C > 1$ indica que el proyecto es rentable.

Tabla 6.13 Beneficio/ Costo proyectado en 10 años

AÑO	BENEFICIO	COSTO TOTAL	B/C
1	-60,561.33	13288.04	-4.56
2	-5,682.66	12908.04	-0.44
3	81,990.15	12566.03	6.52
4	81,990.15	12258.23	6.69
5	81,990.15	11981.21	6.84
6	81,990.15	11731.89	6.98
7	81,990.15	11507.51	7.13
8	81,990.15	11305.56	7.25
9	80,882.18	11123.8	7.27
10	80,882.18	10960.22	7.38

Fuente: Propia

El B/C es mayor a 1 exceptuando el primer año, reafirmando que el proyecto es rentable.

Determinar B/C permite :

- Evaluar inversiones del gobierno central, gobiernos locales y regionales,

- Determinar la viabilidad de los proyectos en base a la razón de los beneficios a los costos asociados al proyecto.
- Es casi siempre una exigencia de las entidades crediticias internacionales que los proyectos con financiación del exterior sean evaluados con éste método.

6.3.6. CONSECUENCIA DE NO IMPLEMENTAR EL PROYECTO

Si no se implementa el sub-proyecto del sistema de aire comprimido, recipiente de aire comprimido y climatización, se tendrían los siguientes inconvenientes:

- i. No se cumpliría con uno de los requisitos para obtener y mantener la certificación ISO y para el estampe ASME de recipientes a presión.
- ii. Si no obtiene y mantienen estas certificaciones, no se podría ofertar productos con los beneficios de estas certificaciones y se perderían oportunidades.
- iii. Si no se implementa el sistema de aire comprimido y climatización del área para pintura, no se garantizaría la operación de granallado y aplicación de pintura a cualquier momento, se dependería de las condiciones climatológicas para su aplicación. Esto puede retrasar los tiempos de construcción y entrega de los productos.
- iv. No se garantizaría la calidad de la aplicación de pintura y eventualmente se podrían tener costos de reemplazo de la pintura en el taller o en el sitio de instalación de los equipos.
- v. En el caso de que el equipo sea instalado y entre en funcionamiento y, posteriormente se detecte problemas de corrosión externa por una mala aplicación de la pintura, se generarían problemas legales, contractuales, económicos y de imagen de la empresa constructora.

- vi. Si no se implementa el sistema de aire comprimido y climatización, la empresa podría sub-contratar este servicio, con los consecuentes costos

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

1. Se realizó el diseño de la red de aire comprimido, del recipiente de almacenamiento de aire y del sistema de climatización del área de pintura, para la Planta de Producción de Recipientes a Presión y Facilidades de Producción de la Compañía SERTECPET S.A, que garantizarán un correcto suministro y almacenamiento de aire comprimido, y acondicionamiento del taller de pintura.
2. La red de aire comprimido será capaz de abastecer 11.52 (m³/minuto), limitando con ello el uso de los equipos neumáticos de la planta considerando que en un determinado tiempo entre en funcionamiento simultáneo los siguientes elementos: un equipo de granallado con su respectivo aire de vida, dos tomas de pintura, una toma de corte, dos tomas de SAW, tres tomas de limpieza. Esto quiere decir que si se mantiene en uso simultáneo todos estos equipos la red de aire comprimido estará en su límite, el uso de otro equipo neumático en simultáneo con estos equipos antes mencionados, disminuirá la eficiencia de abastecer aire comprimido a la planta.
3. Los diseños mecánicos fueron realizados de acuerdo a los códigos ASME B31.3 para la red de aire comprimido, con el código ASME VIII Div 1 para el recipiente de almacenamiento de aire a presión y de acuerdo a la norma ASHRAE para el sistema de climatización del área de pintura, garantizando integridad mecánica de los sistemas, seguridad en la operación y un correcto desempeño cuando sean implementados y entren en funcionamiento.

4. Para la red de aire comprimido se seleccionó dos compresores tipo tornillo que abastecerán aire comprimido a la planta, taller de pintura y taller de granallado mediante tres circuitos abiertos.
5. El recipiente de almacenamiento es del tipo cilíndrico vertical de cabezas toriesféricas y sostenido mediante un faldón empernado al concreto con pernos de anclaje.
6. El acondicionamiento del taller de pintura será mediante una manejadora de aire, tanto el suministro de aire climatizado como la extracción de aire posee su propio sistema abierto de ductos.
7. Los diseños fueron revisados y aprobados para construcción por parte de la Compañía SERTECPET.
8. El diseño del sistema de climatización desarrollado no contempla el diseño de la obra civil ni accesos para mantenimiento.
9. Se realizó el análisis económico y financiero donde se determinó que el proyecto es rentable, en base a los resultados obtenidos por el Valor Actual Neto (VAN) y la relación Beneficio/ Costo.
10. La verificación del diseño mediante software de ayuda como Compress son una buena guía para obtener resultados pero se debe considerar que siempre se presentará diferencias mínimas entre los resultados obtenidos analíticamente y numéricamente.

RECOMENDACIONES

1. Se recomienda que proyectos de ingeniería cumplan con normas nacionales e internacionales ya establecidas.

2. Debido a la complejidad de los equipos se sugiere que al momento de instalación se cuente con servicio técnico especializado.
3. Resultaría de gran utilidad después de la instalación calibrar, realizar pruebas necesarias y cumplir con planes de mantenimiento para asegurar el buen desempeño de los equipos.
4. Para evitar la acumulación de condensado en la tubería que cruza la planta se recomienda drenar el condensado periódicamente según plan de mantenimiento.
5. Es de vital importancia que en proyectos de ingeniería se coordinen los sub-proyectos existentes para evitar contratiempos al momento de acoplar los sub-proyectos que conforman el proyecto global.
6. El cálculo de diseño debería considerar la facilidad de adquisición de materiales, equipos y fabricación nacional para evitar un incremento de costos por importaciones.
7. Se recomienda que el sitio donde estarán ubicados los equipos de climatización cuenten con puertas de acceso y espacios amplios para facilitar el mantenimiento de estas unidades.
8. Cuando se realiza un diseño de ingeniería se debe realizar las correcciones pertinentes por altitud y condiciones climatográficas de la zona.

REFERENCIAS

BIBLIOGRAFÍA

- [1] **BOGE, Compressed Air Compendium. 7ma. ed. S.L. Hoppenstedt Publishing GmbH. 2007.**
- [2] **ATLAS COPCO. Aire comprimido y su aplicación en la industria. Atlas Copco Venezuela.**
- [3] **AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. (1995). ASME Boiler & Pressure Vessel Code – Section VIII. Edición 2007, adenda 2009.**
- [4] **LEON ESTRADA, J.M. Diseño y Cálculo de Recipientes a Presión. 2001.**
- [5] **MIRANDA, A. Técnicas de Climatización. Marcombo. 2007**
- [6] **CARRIER, Manual de Aire Acondicionado. McGraw-Hill. 1992.**
- [7] **BOGE Compressed Air Systems. Tratamiento de Aire Comprimido**
- [8] **BEKO. Operating Manual, Maintenance Manual, Spare parts, Refrigerating air dryer. NA**
- [9] **E. W. McALLISTER. Pipeline rules of thumb Handbook. 4ta. ed. United States of America. 1998.**
- [10] **MEGYESY E.F. Pressure Vessel Handbook. 12va ed. Pressure Vessel Publishing Inc. 2001.**

- [11] **PERRY, R. Manual del Ingeniero Químico. 6ta ed. McGraw-Hill. 1992.**

DIRECCIÓN INTERNET

- [12] **<http://www.crecenegocios.com>, TIR y VAN, Español, 2011.**
- [13] **<http://www.monografias.com/trabajos64/anualidades/anualidades2>**

ANEXO 1

DISTRIBUCIÓN DE ÁREAS

ANEXO 2

HOJAS TÉCNICAS DE EQUIPOS NEUMÁTICOS

powermax1650[®] **G3 SERIES**[™]

¡Proporcionando potencia y rendimiento superiores en una tecnología comprobada!

Las ventajas de la tecnología Hypertherm:

- **Velocidad y capacidad de corte superiores**
- **Mayor duración de las piezas**
- **Menores costos de operación**
- **Cortes de mejor calidad**
- **Seguridad**
- **Confiabilidad**
- **Facilidad de uso**

—en un sistema de corte portátil y resistente.



Hypertherm – el líder mundial en tecnología de corte por plasma

Cuando se hace sólo una cosa, hay que hacerlo mejor que todos. Como el único fabricante concentrándose exclusivamente en la tecnología de corte por plasma, Hypertherm se ha comprometido a proporcionar los sistemas de la más alta calidad en el mundo. Todos nuestros recursos científicos están en la mejora del rendimiento, fiabilidad y valor de nuestros sistemas. Todos nosotros estamos dedicados un 100% a atender y respaldar a nuestros clientes de equipo plasma. Un compromiso ya demostrado a liderazgo, calidad y respaldo a la tecnología, hace al equipo Hypertherm la primera elección del profesional de corte.

Fijando la nueva norma de rendimiento para corte por plasma-aire

El Powermax1650 es la añadidura más reciente a la serie de sistemas Powermax G3. Con la tecnología avanzada en fuentes de energía y antorchas, los productos Hypertherm G3 cortan más rápida y económicamente que cualquier otro sistema disponible actualmente. Su circuito Auto-voltage[™] proporciona ajuste automático a cualquier voltaje de entrada desde 200 hasta 600 voltios, trifásicos (CE desde 230 hasta 400 V trifásicos solamente). Una arquitectura impulsada a microprocesador garantiza fiabilidad óptima de sistema. Añada a esto la tecnología avanzada de la antorcha, y controles y características de fácil lectura, y lo que tiene es el cortador por plasma más poderoso, moderno y confiable que se puede comprar.

Operación de la antorcha manual

- **Capacidad recomendada:** metales hasta 32 mm a velocidades de corte en exceso de 482 mm por minuto.
- **Capacidad máxima:** metales hasta 38 mm a velocidades de corte en exceso de 250 mm por minuto.
- **Corte bruto máximo:** corte bruto en metales hasta 44 mm a baja velocidad.

Operación de la antorcha mecanizada

- **Capacidad recomendada de perforación:**
Hasta 12 mm recomendada.
- **Capacidad máxima perforación:**
Hasta 19 mm máxima.
- Para cortar más arriba de 19 mm, se requiere comenzar al borde.

Note: Las capacidades de corte indicadas arriba son para acero al carbono. Algunos metales, tales como aluminio y acero inoxidable, pudieran requerir una reducción en velocidad de corte y capacidad de hasta el 20%.

La fuente de energía: el corazón de la máquina

La tecnología moderna avanzada del Powermax1650 le da la potencia para cortar con mayor calidad y eficacia.

- Salida de 100 amp, 16 kilovatios proporciona amplia potencia para cortar placas pesadas, nítida y rápidamente.
- Percepción automática de voltaje le permite usar voltajes desde 200 hasta 600 voltios, trifásicos, sin tener que cambiar alambres.
- Interface para máquinas CNC/Robóticas es estándar en todas las unidades, lo cual permite controles automáticos e instalación mecanizada rápida.
- El nuevo circuito Boost Conditioner[™] compensa las variaciones de voltaje de entrada.

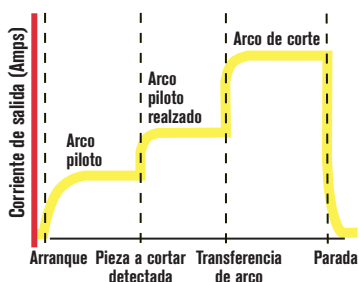


- El diseño moderno y numérico de inversor entrega una salida de corriente constante, continuamente ajustable, desde 30 hasta 100 amperios, produciendo cortes de alta calidad en una gama amplia de espesores de metal.
- Un controlador de arco piloto activo, electrónico, para cortar metal expandido o rejillas, preserva la vida útil de los consumibles.
- Una fijación flamante para escoplear (ranurar) permite un largo de arco mayor y operación más fácil, más una capacidad de remover metal en exceso de 10 kg por hora.
- Las ruedas son estándar en el Powermax1650 y permiten movilidad realizada al rodar sobre superficies quebradas y desiguales.
- Los indicadores luminosos alumbrados desde atrás dan claramente la información necesaria para monitorear el estado actual del sistema e incluyen un medidor de presión de aire fácil de leer y entender.

Antorcha: el diseño inteligente combina rendimiento, durabilidad, comodidad y seguridad

El Powermax1650 se caracteriza por tener el gatillo de seguridad patentado de Hypertherm para la antorcha T100 y la antorcha T100M mecanizada, las cuales proporcionan un rendimiento de corte sobresaliente, confiabilidad y comodidad al operador.

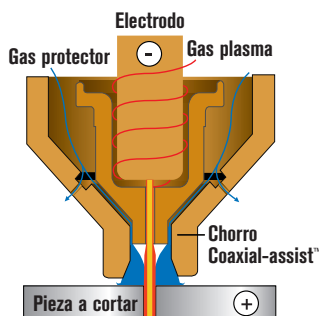
- Ofrecemos la duración más extensa de los consumibles en la industria, y lo podemos probar. Los electrodos HyLife® duran más tiempo que los diseños ordinarios ya que se usa tecnología patentada desarrollada para los sistemas mecanizados modernos y avanzados de Hypertherm.
- El circuito piloto Dual-threshold™ reduce trascendientemente el desgaste de las boquillas incrementando la corriente piloto precisamente cuando se la necesita.



- La tecnología patentada del protector de la boquilla le permite arrastrar la antorcha, a máxima fuerza, sobre la obra sin hacer daño a los consumibles, y protege la boquilla del rocío de metal derretido y el arco doble.
- Enfriamiento de postflujos para reducir el estrés en la antorcha.



- El diseño de chorro patentado Coaxial-assist™ de Hypertherm realiza las velocidades de corte por un 20% sobre aquellas de diseño convencional.



- El sistema de fácil remoción de la antorcha ETR™ de Hypertherm permite el cambio fácil entre manuales antorchas y mecanizadas, al mismo tiempo dando una solución radical, integrada a la reducción de tensión, diseñada para durabilidad.
- El gatillo de seguridad patentado por Hypertherm protege contra arranques accidentales. Bloqueos de seguridad desactivan a la antorcha cuando se han quitado sus partes consumibles, por medio de un contacto mecánico duradero.
- No hay piezas cerámicas que se puedan romper.
- La tecnología patentada "blow-back" (de retro-soplo) proporciona un arco piloto sin interferencia excesiva de alta frecuencia.
- Hay consumibles para ranuración, para corte con boquilla extendida, cortes de monturas de tubos y otras aplicaciones. La mayoría de los consumibles son compatibles con los actuales sistemas G3, lo cual resulta en menos artículos que mantener en inventario.

Diseño para confiabilidad superior

El Powermax1650 es diseñado para servicio pesado y condiciones arduas.

- Se validan los diseños mecánicos y eléctricos por medio de pruebas agresivas y aceleradas.
- La característica de "fan-on-demand" (Ventilador cuando se necesita) minimiza la ingestión de polvo.

Opciones para requerimientos especializados

CONSUMIBLES FINECUT™ para calidad superior de corte en lámina delgada, acero de carbono y acero inoxidable.

GUÍA PARA CORTAR EN CÍRCULO para cortar círculos medidos.

CUBIERTAS DE CABLES DE CUERO para los cables y mangueras de la antorcha.

CONJUNTO DE FILTRACIÓN DE AIRE con un filtro de 0,85 micrones y un bol de filtro que se drena solo.

RESGUARDO CONTRA EL CALOR protege las manos del reflejo excesivo del calor.

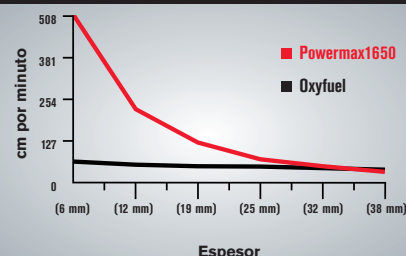
CONJUNTO PARA MONTAJE ESTACIONARIO para la instalación fija en mesa o piso.



- El forro de los cables y mangueras de la antorcha ha sido entrecruzado químicamente para tener mayor resistencia a escoria derretida y cortes que perforen.
- Tiene certificaciones CSA/NRTL y CE que cumplen con los estándares de seguridad más altos.
- El cumplir con IP23CS significa que tiene resistencia a daño causado por lluvia.
- El Powermax1650 está respaldado por una garantía de tres años para la fuente de energía y de un año para la antorcha. No hay ninguna pieza excluida. Examine la política de garantía de la competencia.



Velocidad relativa de corte, Powermax1650 vs. autógena



Sistema portátil de corte por plasma de alto rendimiento

Componentes estándar del Powermax1650 G3 Series

- Fuente de energía
- Antorcha T100 o T100M
- Consumibles de repuesto
- Cable de trabajo con pinza 4,5 m

Opciones

- Guía para cortar círculos – 027668
- Cubiertas de cables de cuero – 024548
- Conjunto de filtración de aire – 128647
- Cable de trabajo extralargo – 123655
- Resguardo contra el calor proveniente de la ranuración – 128658
- Conjunto para montaje estacionario – 128788

Información sobre pedidos

	Números de pieza del sistema		
	Antorcha 7,5 m	Antorcha 15 m	Antorcha 23 m
200 – 600 V, trifásico, CSA			
Sistema manual	059275	059276	059301
Sistema mecanizado	059279	059280	059303
230 – 400 V, trifásico, CE			
Sistema manual	059288	059289	059302
Sistema mecanizado	059290	059291	059304



Especificaciones

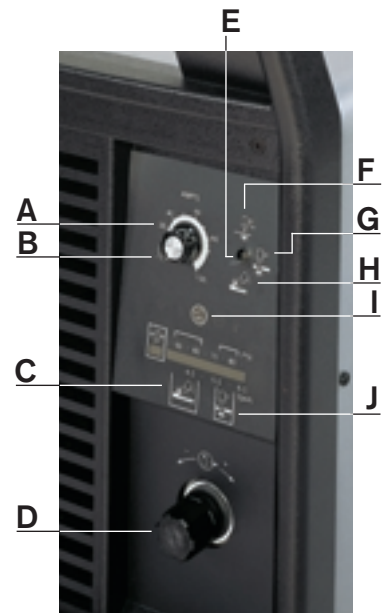
Voltajes de entrada	200 – 600 V, trifásico, 50 – 60 Hz, CSA 230 – 400 V, trifásico, 50 – 60 Hz, CE
Corriente de entrada a 16 kW	200/208/230/240/400/480/600 V, trifásico: 53/51/46/44/27/22/21 A
Voltaje de salida	160 VCD
Factor de utilización a 40°C a 100 A	60% a 200 – 208 V 70% a 230 – 240 V 80% a 400 – 600 V
Salida para el 100% ciclo de trabajo @ 40°C	80 A a 200 – 208 V 85 A a 230 – 240 V 90 A a 400 – 600 V
Máximo voltaje en circuito abierto	300 VCD
Dimensiones	671 mm profundidad; 427 mm anchura; 655 mm altura
Peso con antorcha	58 kg
Gas	Aire o nitrógeno, limpio, seco y sin aceite
Caudal de gas	260 l/min a 6,2 bar
Presión del flujo	5,1 bares fluyendo, cables de 7,5 m 5,4 bares fluyendo, cables de 15 m

Señales estándar de interface de la máquina

Arranque plasma
Transferencia (dé marcha al movimiento de la máquina)
24 VCD (100 ma máximo)
Voltaje del arco (control de altura de la antorcha) – esta señal no está disponible en el conector del panel de atrás

Para más información, refiérase a su manual del operador.

- A: Control de corriente de salida para corte – 30 a 100 amperios
- B: Prueba de gas/posición fijada
- C: Gama de la presión de aire, modo de ranuración
- D: Perilla para ajuste de presión
- E: Interruptor selector para el modo de cortar
- F: Modo de control para el arco piloto
- G: Modo de cortar normal
- H: Modo para ranurar
- I: Indicador de encendido
- J: Gama de presión de aire, modo de corte



Datos operacionales

	Antorcha manual	Antorcha mecanizada
Capacidad recomendada	32 mm	12 mm
Capacidad máxima	38 mm	19 mm
Corte bruto máximo	44 mm	–

Material	Espesor (mm)	Corriente (amperios)	Velocidad máxima de avance* (mm/min)
Acero al carbono	0,5	25	16205
	3,4	40	3835
	6,4	60	3353
	12,7	100	2235
	19,0	100	1193
	25,4	100	711
Aluminio	31,8	100	482
	0,8	25	15494
	3,2	40	5182
	6,4	60	3683
	12,7	100	2743
Acero inoxidable	19,0	100	1447
	25,4	100	838
	0,5	25	16027
	1,9	40	5613
	6,4	60	2794
	12,7	100	2006
	19,0	100	990
25,4	100	584	
31,8	100	355	

* La velocidad máxima de avance resulta de pruebas de laboratorio de Hypertherm. Para obtener rendimiento óptimo de corte, las velocidades reales del corte pueden variar según las diferentes aplicaciones de corte. Remítase al manual del operador para más detalles.

Hypertherm, Powermax, G3 Series, HyLife, Boost Conditioner, Dual-threshold, Auto-voltage, Coaxial-assist, ETR (Easy Torch Removal) y FineCut son marcas registradas de Hypertherm, Inc. y pueden estar registradas en Estados Unidos y/o en otros países.

Hypertherm[®]

El líder en tecnología de corte por plasma[™]

www.hypertherm.com

Hypertherm, Inc. USA 603-643-3441 Tel 603-643-5352 Fax manual.info@hypertherm.com

Hypertherm Automation, LLC USA 603-298-7970 Tel 603-298-7977 Fax info@hyperthermautomation.com

Hypertherm Plasmatechnik, GmbH Deutschland 49 6181 58 2100 Tel 49 6181 58 2134 Fax HTDeutschland.info@hypertherm.com

Hypertherm (S) Pte Ltd. Singapore 65 6 841 2489 Tel 65 6 841 2490 Fax HTSingapore.info@hypertherm.com

Hypertherm UK, Ltd. England 44 1928 579 074 Tel 44 1928 579 604 Fax HTUK.info@hypertherm.com

France 00 800 3324 9737 Tél 00 800 4973 7329 Fax HTFrance.info@hypertherm.com

Hypertherm S.r.l. Italia 39 02 725 46 312 Tel 39 02 725 46 400 Fax HTItalia.info@hypertherm.com

Hypertherm Europe B.V. Nederland 31 165 59 69 07 Tel 31 165 59 69 01 Fax HTEurope.info@hypertherm.com

Japan 81 05 5975 7387 Tel 81 05 5975 7376 Fax HTJapan.info@hypertherm.com

Hypertherm Brasil Ltda. 55 21 2278 6162 Tel 55 21 2578 0947 Fax HTBrasil.info@hypertherm.com

Datos técnicos LMS86 GOR38

Designación	8434 1860 14	
Modelo	LMS86 GOR38	
Para Perno	M32-M45	mm
Cuadradillo	1 1/2	in
Gama de par	1000-5000	Nm
	737-3688	Ft lb
Impactos/min	450	
Velocidad en vacío	3720	rpm
Peso	16.4	kg
	36.0	lb
Longitud	376	mm
Consumo de aire en carga	29	l/s
	61	cfm
Manguera recomendada	16	mm
Distancia entre centros	63	mm
Entrada de aire roscada	1/2	in

[\(Previo](#)

[Próximo \)](#)



- [🔍 Buscar producto](#)
- [Dimensional Drawings](#)
- [Repuestos](#)
- [Tool Accessories](#)
- [Product Instructions](#)



Pulverizadores Airless Xtreme®

Lo último en tecnología de alto rendimiento y alta presión



Marcando un nuevo estándar industrial en la pulverización Airless

- Probados para superar en rendimiento y duración a todos los pulverizadores del mercado
- Diseñados para soportar las condiciones ambientales más extremas
- Maneja fácilmente los revestimientos de protección y las aplicaciones de control de corrosión más difíciles
- Proporciona seguimiento de consumos de material, diagnóstico del sistema y control de embalamiento
- Mayor número de configuraciones disponibles que le permiten obtener la herramienta adecuada para cualquier trabajo de pulverización Airless

CALIDAD PROBADA. TECNOLOGÍA DE VANGUARDIA.

Seleccione el pulverizador Xtreme adecuado

Tres nuevos tamaños de motores neumáticos y 11 modelos para satisfacer todas las exigencias de sus aplicaciones

SISTEMAS

X x x x x x

Identificador del producto:
X=Xtreme Sprayer

Relación de presión del sistema:

25: motor de 3400 cc / base de 290 cc	50: motor de 6500 cc / base de 250 cc
30: motor de 3400 cc / base de 220 cc	55: motor de 3400 cc / base de 115 cc
35: motor de 2200 cc / base de 115 cc	60: motor de 6500 cc / base de 220 cc
40: motor de 3400 cc / base de 180 cc	70: motor de 6500 cc / base de 180 cc
45: motor de 6500 cc / base de 290 cc	90: motor de 6500 cc / base de 145 cc
46: motor de 3400 cc / base de 145 cc	

Tipo de motor:
D: Antihielo L: De bajo nivel de ruido

Tipo de motor:
H: Carro para trabajo pesado W: Montaje mural

Envase / DataTrak:

1: Sistema completo con DataTrak	4: Sistema desnudo sin DataTrak
2: Sistema desnudo con DataTrak	5: Sistema de tolva completo con DataTrak
3: Sistema completo sin DataTrak	6: Sistema con tolva completo sin DataTrak

Ejemplo:
El X46DH2 es un sistema 46-1, Antihielo, con carro para trabajo pesado, desnudo, con DataTrak

Notas: los sistemas se venden solo con empaquetaduras XSeal_LTH. Los sistemas se venden solo con filtro incorporado. Sistemas completos vendidos con pistola XTR-7, manguera de 50 pies (15,24 m) x 3/8 y manguera flexible de 6 pies (1,82 m) x 1/4. Los sistemas de montaje mural están disponibles desnudos únicamente, pero incluyen manguera de succión de 10 pies (3,04 m) con tubo de aspiración de 55 galones (208,19 l).

¡Use el Sistema de numeración inteligente!

El Sistema de numeración inteligente de seis dígitos puede ayudarle a hacer su pedido de forma rápida y precisa. Siga el diagrama para encontrar la pieza deseada y realice su pedido.

BOMBAS

P x x x C x

Identificador del producto:
P=Xtreme Pump

Relación de presión:

25: motor de 3400 cc / base de 290 cc	50: motor de 6500 cc / base de 250 cc
30: motor de 3400 cc / base de 220 cc	55: motor de 3400 cc / base de 115 cc
35: motor de 2200 cc / base de 115 cc	60: motor de 6500 cc / base de 220 cc
40: motor de 3400 cc / base de 180 cc	70: motor de 6500 cc / base de 180 cc
45: motor de 6500 cc / base de 290 cc	90: motor de 6500 cc / base de 145 cc
46: motor de 3400 cc / base de 145 cc	

Motor / DataTrak:
D: Antihielo: ninguno L: Bajo nivel de ruido: ninguno
E: Antihielo: DataTrak M: De bajo nivel de ruido: DataTrak

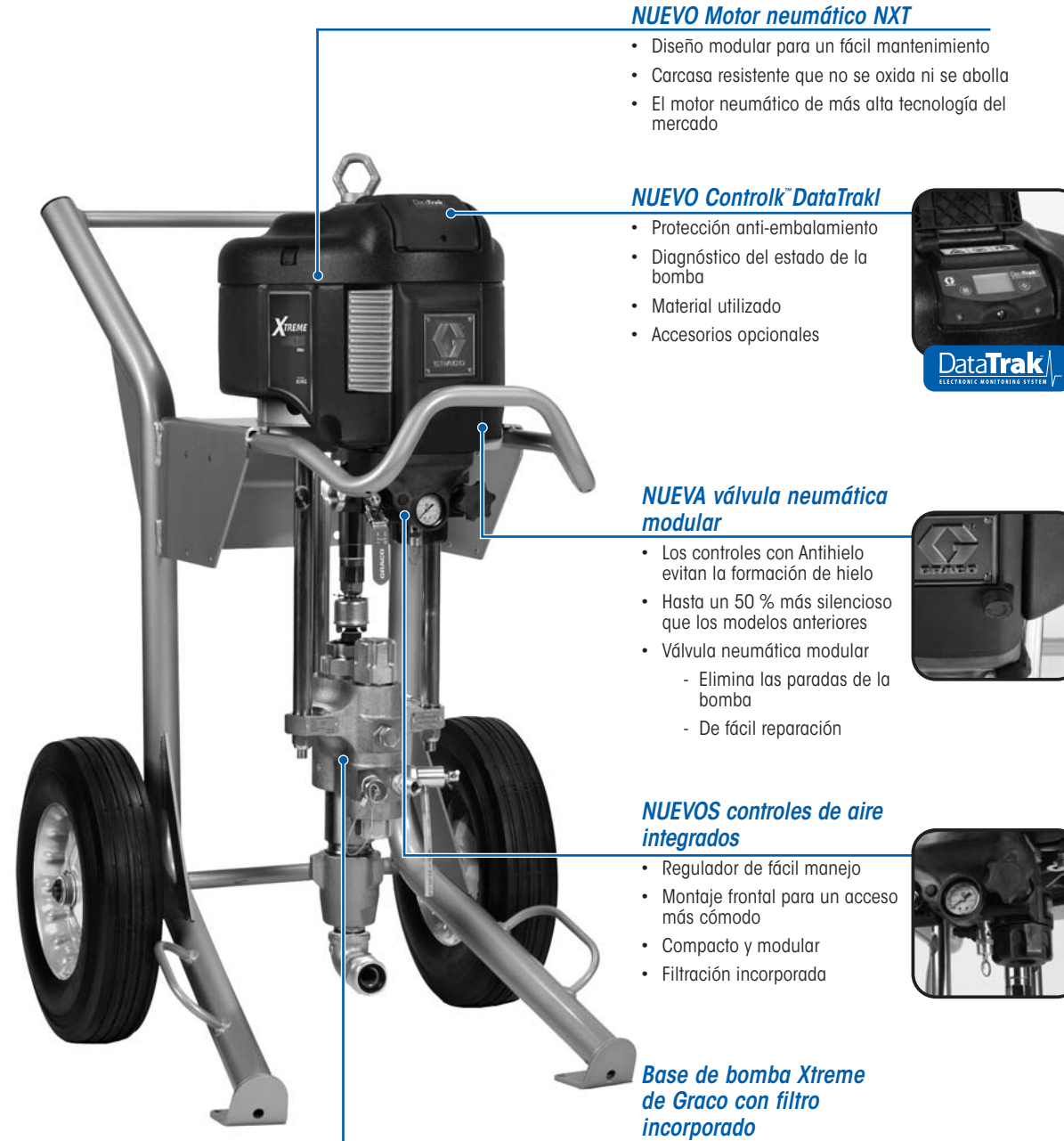
Material de la base:
C: Acero al carbono

Filtro / controles de aire:

1: Sin filtro incorporado, sin controles de aire	3: Sin filtro incorporado, controles de aire
2: Filtro incorporado, sin controles de aire	4: Filtro incorporado, controles de aire

Ejemplo:
El P70DC2 es un 70-1, Antihielo, con filtro incorporado y sin controles de aire

Nota: los sistemas se venden solo con empaquetaduras XSeal_LTH



NUEVO Motor neumático NXT

- Diseño modular para un fácil mantenimiento
- Carcasa resistente que no se oxida ni se abolla
- El motor neumático de más alta tecnología del mercado

NUEVO Controlk™ DataTrak

- Protección anti-embalamiento
- Diagnóstico del estado de la bomba
- Material utilizado
- Accesorios opcionales



NUEVA válvula neumática modular

- Los controles con Antihielo evitan la formación de hielo
- Hasta un 50 % más silencioso que los modelos anteriores
- Válvula neumática modular
 - Elimina las paradas de la bomba
 - De fácil reparación



NUEVOS controles de aire integrados

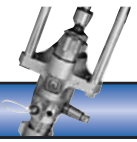
- Regulador de fácil manejo
- Montaje frontal para un acceso más cómodo
- Compacto y modular
- Filtración incorporada



Base de bomba Xtreme de Graco con filtro incorporado

- Utiliza la mitad de disolvente que otros pulverizadores
- Eje de mayor duración

Bases Xtreme



BASES

L x x x C x

Identificador del producto:
L = Xtreme Lower

Volumen de la base:

085: Xtreme de 85 cc	220: Xtreme de 220 cc
115: Xtreme de 115 cc	250: Xtreme de 250 cc
145: Xtreme de 145 cc	290: Xtreme de 290 cc
180: Xtreme de 180 cc	

Material de la base:
C: Acero al carbono

Filtro / empaquetaduras:

1: Sin filtro incorporado con empaquetaduras Xtreme Seal (3) cuero (2)
2: Filtro incorporado con Xtreme Seal (3) cuero (2)
3: Sin filtro incorporado con TuffStack (5)
4: Filtro incorporado con TuffStack (5)

Ejemplo:
La L115C1 es una base Xtreme de 115 cc sin filtro incorporado

Elementos de repuesto de malla de filtro

Paquete de 2	Paquete de 25	Descripción
224458	238436	Malla 30 (595 micras)
224459	238438	Malla 60 (250 micras)
224469	238440	Malla 100 (149 micras)



	X25	X30	X35	X40	X45	X46	X50	X55	X60	X70	X90
PULVERIZADOR XTREME ESPECIFICACIONES											
Volumen por ciclo	290 cc	220 cc	115 cc	180 cc	290 cc	145 cc	250 cc	115 cc	220 cc	180 cc	145 cc
Tamaño del motor	NXT 3400	NXT 3400	NXT 2200	NXT 3400	NXT 6500	NXT 3400	NXT 6500	NXT 3400	NXT 6500	NXT 6500	NXT 6500
Presión máxima de funcionamiento psi (bar, MPa)	2375 (164, 16,4)	3150 (217, 21,7)	3800 (262, 26,2)	3800 (262, 26,2)	4550 (313, 31,3)	4750 (327, 32,7)	5200 (359, 35,9)	5950 (410, 41,0)	6000 (417, 41,7)	7250 (500, 50,0)	7250 (500, 50,0)
Presión máxima de entrada de aire psi (bar, MPa)	100 (7, 0,7)	100 (7, 0,7)	100 (7, 0,7)	100 (7, 0,7)	100 (7, 0,7)	100 (7, 0,7)	100 (7, 0,7)	100 (7, 0,7)	100 (7, 0,7)	100 (7, 0,7)	80 (5,4, .54)
Salida de caudal máxima gpm (lpm)	13,8 (52,2)	10,0 (38)	6,0 (22,7)	8,5 (32)	13,8 (52,2)	7,5 (28)	11,3 (43)	6,0 (22,7)	10,0 (38)	8,5 (32)	7,5 (28)
Salida a 60 CPM gpm (lpm)	4,6 (17)	3,4 (12,9)	2,0 (7,6)	2,9 (11,0)	4,6 (17)	2,3 (8,7)	4,0 (15,2)	2,0 (7,6)	3,4 (12,9)	2,9 (11,0)	2,3 (8,7)

OPC Basic & Super

Sturdy compact flux recovery units

The OPC flux recovery unit:

- Is easy to operate
- Has low maintenance
- Improves the working environment
- Uses only compressed air and is therefore safe to use
- Can be easily integrated into a complete FFRS flux feeding and recovery system

The key to high productivity production welding is to utilise the automatic Submerged Arc method: single, twin or tandem arc, regardless of system or equipment.

ESAB has a complete range of flux handling units for all production needs. All ESAB flux feeding and recovery units are integrated parts of the ESAB modular system to provide maximum productivity for the lowest possible investment and service costs.

The OPC flux recovery units are of robust and compact design - easy to fit and easy to use. They can be fitted equally well to A2 and A6 equipment, whether stationary or tractor travelling.

OPC Basic recovery unit

The OPC Basic recovery unit works on the ejector principle using compressed air. Surplus flux is recovered into the flux hopper for re-use as welding progresses. A cyclone separator, fitted on top of the flux hopper, efficiently separates the recovered flux from the dust. The dust is then collected in a fine filter.

Flux recovered in this way is passed through a metal sieve to retain slag before being returned to the flux hopper.



Filter types

There are three filter types for cleaning of used air. Filter bag is used for most A2 welding applications.

Cyclone filter with filter bag is a solution for most A6 subarc welding.

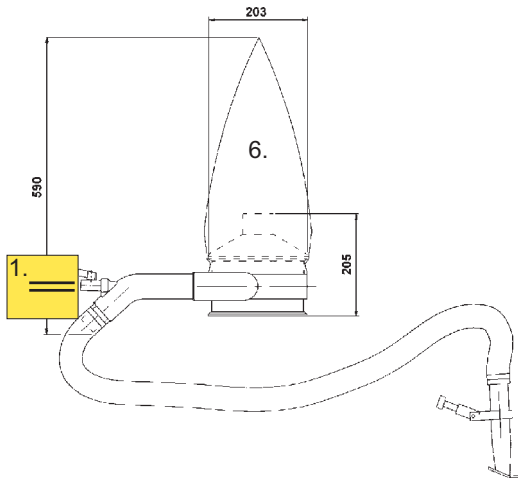
The Tedak filter is for heavy duty and continuous welding applications. The air is cleaned in steps by a cyclone filter and a PTFE-coated hose filter. Manually cleanable by air chuck.

OPC Super recovery unit

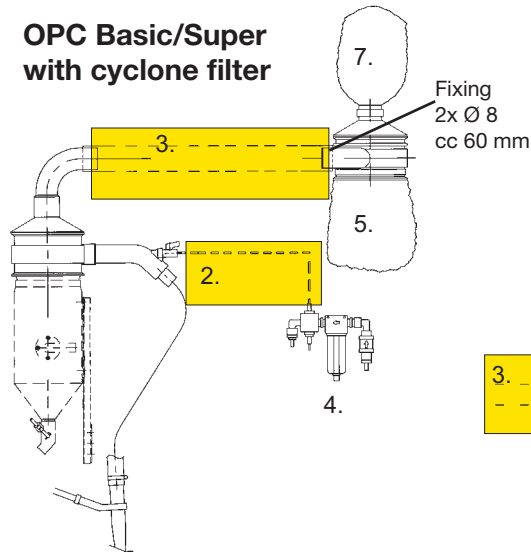
The OPC Super recovery unit is, like OPC Basic, developed for use in a tough working environment and on heavy duty jobs. OPC Super, with its stronger ejector and cyclone, gives higher suction height than Basic. The OPC Super can also be used with pre-heated flux as it is heat enforced.

Technical data

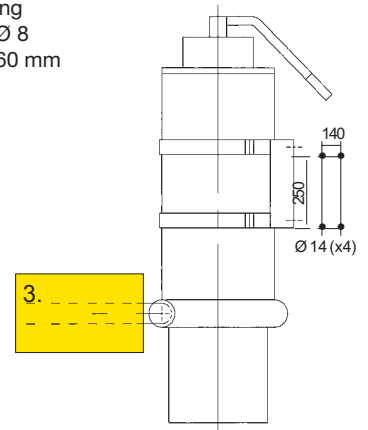
OPC Basic



OPC Basic/Super with cyclone filter



Tedak filter



OPC recovery units		Basic	Super
Airflow capacity (4 min)			
at working pressure	0.4 MPa	175	225
at working pressure	0.5 MPa	225	270
at working pressure	0.6 MPa	250	300
Max working pressure MPa		0.6	0.6
Max suction height m*			
at working pressure	0.4 m	0.8	1.0
at working pressure	0.5 m	0.8	1.2
at working pressure	0.6 m	0.8	1.4
Sound level (dB) at work		70	72
Max working temperature		130	150
Short term temperature**		170°	190°
Net weight total unit			

* Suction height with normal flux bead and a welding speed of 100 cm/min
 ** Tested with preheated flux to temperature max 220 °C and weld object temperature max 350 °.

The system of OPC Basic/Super consists of:

- Ejector
- Cyclone
- Filter bag / cyclone-/ Tedak filter with fixing arrangement
- Securing strap
- Suction hose
- 4 pcs suction nozzles (for butt welds, normal and large; fillet weld, left and right)
- Nozzle bracket for D20/D35 contact systems

Accessories OPC Basic/Super

4. Air central	0417 714 880
5. Plastic bag	0190 665 004
6. Filter bag	0155 966 001
7. Filter bag	0332 448 001
Cyclone filter	0379 538 880
Tedak filter	0453 708-881

Ordering information

OPC Basic 0148 140 880	1. Air pressure hose 3/8" 0190 343 104 Max 50 meters	
OPC Basic with cyclone filter 0802 415 882		
OPC Basic with Tedak filter 0802 415 883		
OPC Super with cyclone filter 0802 415 892	2. Air pressure hose 1/2" 0190 343 106 Max 50 meters	3. Filter tube diam. 63 mm 0193 125 003 Max 12 meters
OPC Super with Tedak filter 0802 415 893		

Complete system



- Adecuadas para talleres metalúrgicos, carpinterías e industria en general
- Prácticas, manejables e irrompibles

**Datos Técnicos**

Fluidos:

Aire comprimido, agua

Funcionamiento:

Pistola sopladora

Presión de Trabajo:

10 bar (máx. 15 bar)

Materiales

Cuerpo	poliamida 6 + 30% en fibra de vidrio
Válvula	poliamida 6 + 30% en fibra de vidrio
Juntas	caucho sintético
Muelle	acero inoxidable
Roscas	latón
Boquilla	latón

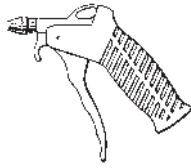
Datos para el Suministro

Solicitar pistolas sopladoras según referencias de las tablas adjuntas.



Información General – Pistolas Sopladoras

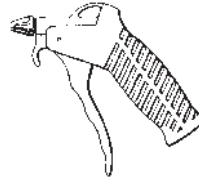
Boquilla de seguridad*



Referencia	Rosca conexión	Consumo de aire en l/min a 6 bar	Decibelios a 1 m de distancia	Fuerza de Soplado en gramos
AL-13	1/4" Gas hembra	190	77	110

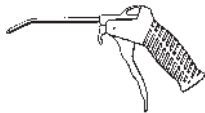
* La boquilla de seguridad crea una cortina de aire que intercepta las virutas proyectadas por el chorro principal, protegiendo los ojos, la cara y manos del operario.

Boquilla standard



Referencia	Rosca conexión	Consumo de aire en l/min a 6 bar	Decibelios a 1 m de distancia	Fuerza de Soplado en gramos
AN-13	1/4" Gas hembra	140	75	110

Boquilla prolongada



Referencia	Rosca conexión	Consumo de aire en l/min a 6 bar	Decibelios a 1 m de distancia	Fuerza de Soplado en gramos
AK-13	1/4" Gas hembra	190	83	245

Advertencia

Estos productos están destinados a que se utilicen únicamente en sistemas industriales de aire comprimido. No utilizar estos productos cuando la presión y temperatura puedan exceder las especificadas en los 'Datos Técnicos'.

Antes de utilizar estos productos con fluidos que no sean los especificados, para aplicaciones no industriales, sistemas médico-sanitarios u otras aplicaciones que no se encuentren entre las especificaciones publicadas, consultar NORGREN.

Por mal uso, antigüedad o montaje deficiente, los componentes utilizados en sistemas de fluidos energéticos pueden fallar y provocar diversos tipos de accidentes.

Se advierte a los diseñadores de sistemas que deben considerar la posibilidad de mal funcionamiento de todos los componentes utilizados en sistemas de fluidos y prever las medidas adecuadas de seguridad para evitar daños personales o desperfectos en el equipo en el supuesto de producirse tales fallos.

En el caso de no poder proporcionar la protección adecuada frente a algún fallo, los diseñadores del sistema deben advertirlo al usuario final en el manual de instrucciones.

Se aconseja a los diseñadores del sistema, así como a los usuarios finales, que revisen las advertencias especificadas de montaje que se indican en las hojas técnicas.



CLEMCO®

...the performance system.

TECHNICAL DATA SHEET

Note: For safe, efficient blasting, read and follow the owner's manual and seek training for everyone who will use this equipment.

Purpose

High-performance, versatile blast cleaning system removes contamination, corrosion, mill scale, and coatings from most surfaces. Produces a uniform surface texture, and creates a surface profile to increase bonding for coatings.

Model 2452 holds 6 cubic feet of abrasive providing 30 minutes of blasting at 100 psi with a No. 6 (3/8-inch) nozzle.

Requirements for Operation

These items are required but not included with this equipment:

- Clean, dry, compressed air of sufficient volume to maintain desired pressure at the nozzle. Refer to Air Consumption Chart in Blast Off 2 booklet (publication stock no. 09294).
- Minimum of 50 psi is needed to close the pop-up valve and pressurize the blast machine.
- OSHA-required remote control system that interrupts blasting if operator should lose control of the nozzle when blast machine is pressurized.
- NIOSH-approved, type CE, supplied-air respirator.
- Grade D breathing-air supply as defined by Compressed Gas Association Commodity Specification: G-7.1 (Refer to www.cganet.com).
- Abrasive blast media specifically manufactured for abrasive blasting and appropriate for your application.
- Appropriate blast suit, work boots, hearing and eye protection.

Description of Operation

The operator controls blasting from a remote control handle at the nozzle. Pressing the handle starts blasting; releasing it stops blasting. The blast machine contains abrasive and meters it into the compressed air stream.

Description

Yard-portable, heavy-duty, industrial, single-chamber blast machine rated at 150 psi working pressure. Model 2452 has 1-1/4 inch piping and holds 6 cubic feet of media (600 lbs expendable, mineral abrasive). This unit is equipped with FSV abrasive metering valve and remote controls. Complete system includes coupled hose, nozzle, supplied air respirator, and many accessories.

6 Cuft Classic Blast Machine Systems



Advantages

- Yard portable, industrial-quality blast machines manufactured to ASME code.
- 1-1/4-inch piping allows up to 50 percent more air flow when compared with 1-inch piping.
- Industrial-quality valves, piping and fittings designed to maximize air flow and minimize energy required to operate the system.
- FSV abrasive metering valve maintains smooth, consistent, adjustable media flow.
- State-of-the-art NIOSH-approved respirator with DLX comfort-fit suspension.

Approvals and Certifications

Clemco's quality management system is ISO 9001:2000 certified.

Blast machine pressure vessel built to American Society of Mechanical Engineers (ASME) specifications for 150-psi working pressure. Vessel is hydrostatically tested and National Board-certified.

Remote control system complies with OSHA regulation 1910.244 (b).



CLEMCO®

...the performance system.

TECHNICAL DATA SHEET

Note: For safe, efficient blasting, read and follow the owner's manual and seek training for everyone who will use this equipment.

Purpose

High-performance, versatile blast cleaning system removes contamination, corrosion, mill scale, and coatings from most surfaces. Produces a uniform surface texture, and creates a surface profile to increase bonding for coatings. See related literature for additional applications.

Model 1028 holds 1/2 cubic foot of abrasive providing 15 minutes of blasting at 80 psi with a No. 3 (3/16-inch) nozzle.

This unit can operate with as little as 12 cfm of air volume.

Requirements for Operation

These items are required but not included with this equipment:

- Clean, dry, compressed air of sufficient volume to maintain desired pressure at the nozzle. Refer to Air Consumption Chart in Blast Off 2 booklet (publication stock no. 09294).
- Minimum 12 cfm at 50 psi needed to close the pop-up valve and pressurize the blast machine.
- OSHA-required remote control system that interrupts blasting if operator should lose control of the nozzle when blast machine is pressurized.
- NIOSH-approved, type CE, supplied-air respirator.
- Grade D breathing-air supply as defined by Compressed Gas Association Commodity Specification: G-7.1 (Refer to www.cganet.com).
- Abrasive blast media specifically marketed for abrasive blasting and appropriate for your application.
- Appropriate blast suit, work boots, hearing and eye protection.

Description

Field-portable, light-duty, industrial, single-chamber blast machines rated at 125 psi working pressure. Model 1028, holds 1/2 cubic foot of media (50 lbs expendable, mineral abrasive). This unit is equipped with MSV abrasive metering valve.

0.5 Cuft Classic Blast Machine System



Description of Operation

The operator controls blasting from a remote control handle at the nozzle. Pressing the handle starts blasting; releasing it stops blasting. The blast machine contains abrasive and meters it into the compressed air stream.

Approvals and Certifications

Blast machine pressure vessel built to American Society of Mechanical Engineers (ASME) specifications for 125-psi working pressure. Vessel is hydrostatically tested and National Board-certified.

Remote control system complies with OSHA regulation 1910.244 (b).

Advantages

- One-man portable industrial-quality blast machines manufactured to ASME code.
- Industrial-quality valves, piping and fittings designed to maximize air flow and minimize energy required to operate the system.
- MSV abrasive metering valve maintains smooth, consistent, adjustable media flow.
- State-of-the-art NIOSH-approved respirator with DLX comfort-fit suspension.



CLEMCO
The Performance
System

TECHNICAL DATA SHEET

Note: For safe, efficient blasting, read and follow the owner's manual and seek training for everyone who will use this equipment.

Purpose

The Apollo 60 HP meets ANSI standards for impact protection and OSHA standards for respiratory protection and noise limitations. The Apollo 60's full-helmet design protects the blast operator's head from rebounding abrasive and from construction-site impact hazards.

The heavy-duty cape protects the operator's neck, shoulders, and chest from rebounding abrasive.

Requirements for Operation

The following items are required or recommended for operation, but are not included with this respirator:

- Source of Grade D (or better quality) breathing-air providing 7 to 15 cfm at 65 to 100 psi (If CAT or CCT is used, increase cfm to 20)
- A breathing-air filter (such as the Clemco CPF) to remove oil, moisture, particles, and odors
- Carbon monoxide monitor and alarm (such as the Clemco CMS-2)
- 3/4-inch respirator hose from the breathing-air filter to the helmet connection
- Protective clothing, gloves, and shoes suitable for a heavy construction site
- Primary hearing and eye protection

Description of Operation

The Apollo 60 includes a double-shell construction helmet supported by an adjustable suspension. The operator adjusts the suspension to fit, then installs it in the helmet. A chin strap holds the helmet firmly in place.

The wide, full-view window provides an expansive field of view. An inner fixed lens seals out dust and abrasive. Up to five lightweight, disposable outer lenses, held in place by a hinged frame, protect the inner lens from pitting. As the outermost disposable lens becomes pitted, it can be torn off to expose the next lens.

Description

The Apollo 60 HP is a Type CE, continuous-flow, supplied-air respirator for abrasive blasting, to be used with compressed air source. The high visibility red helmet has a full-view window, and a waist-length protective cape.

Apollo 60 HP Supplied-Air Respirators

Stock No.

10505, 10508, 10509, 10510,
10511, 10512, 10513, 10514,
10515, 20213, 20214, 21300



The helmet can be purchased with one of the following:

- Constant-Flow Connector - fixed air flow (no adjustment possible)
- Air Control Valve - to adjust flow rate of incoming air
- Cool Air Tube - to cool incoming air
- Climate Control Tube - to cool or warm incoming air as needed

With all but the Constant-Flow Connector, the operator can adjust the flow of air. None of the valves can be adjusted beyond preset minimum and maximum settings specified by OSHA.

A flexible breathing tube between the valve and the helmet allows free movement of the operator's head. This tube contains specially-formulated sound-deadening materials that help the respirator comply with 80 dBA maximum noise level while allowing free air flow. While blasting, the operator must wear ear plugs or other suitable hearing protection and safety glasses or goggles.

The air enters the helmet at the rear, travels through a sound-attenuating distribution system at the top, and circulates

about the operator's head and face. The incoming air maintains positive pressure inside the helmet, so exhaled air exits via the knit collar. Maintaining positive pressure inside the helmet helps keep out potentially harmful dust and abrasive.

Advantages

- Wide, full-view window
- Lightweight construction
- Nylon carrying strap
- Allows operator to wear supplementary hearing and primary eye protection

Approvals and Certification

The Apollo 60 helmet is a NIOSH-approved, type CE respirator (approval number TC-19C-130) and is recognized by OSHA as having an assigned protection factor (APF) against lead dust of 1000 times the permissible exposure limit (PEL). It also meets the American National Standards Institute (ANSI) requirement for hard hat protection.

NOTE: Prior to use, ensure that the Apollo, type CE, supplied-air respirator is appropriate for your specific blasting conditions and requirements.



CLEMCO
The Performance
System

TECHNICAL DATA SHEET

Note: For safe, efficient blasting, read and follow the owner's manual and seek training for everyone who will use this equipment.

Purpose

The CPF filter removes mists, including oil mists, water vapor, and particulates greater in size than 0.5 micron.

NOTE: CPF filters do not remove CO or convert CO to CO₂, or remove other toxic gases.

Requirements for Operation

Compressed Grade D quality breathing air as defined by the Compressed Gas Association commodity specification: G-7.1 (www.cganet.com).

Description of Operation

The CPF filter is placed in the breathing-air line between the breathing-air source and the respirator supply hose.

The CPF is the point of attachment for the respirator hose. Air enters the filter through one of the inlet ports. Moisture is removed by expansion in the outer chamber and is drained through a petcock at the bottom of the unit. The air passes through a replaceable filter cartridge. The outlet pressure is controlled by a regulator on the cap and is measured by a gauge downstream from the cartridge.

Advantages

- One filter serves multiple respirators
- CPF-20 is easily converted to CPF-80 to service additional respirators
- Polypropylene filter cartridge casing eliminates corrosion hazard
- Filter cartridge lasts up to 3 months.
- Filters can be floor or wall mounted.

Description

Particulate filter for breathing air supplied from a compressed air source. Features pressure regulator, mounting bracket for floor or wall mounting. CPF-20 services one or two operators; CPF-80 services up to four operators.

CPF Compressed-air Breathing-air Filters

Model CPF-20 for up to two operators:

Stock No. 03578

Model CPF-80 for up to four operators:

Stock No. 03527



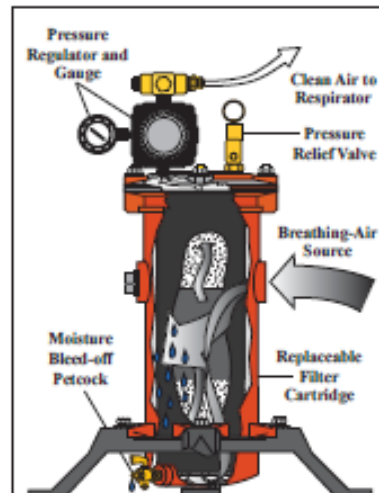
CPF-80



CPF-20

Approvals and Certifications

CPF filters comply with OSHA regulation 1910.94 (6) as a component of a total respirator system. To comply with OSHA regulation 1910.134 (d), the system must also include a NIOSH-approved supplied-air respirator and carbon monoxide (CO) monitoring and/or removal system.



Abrasives Characteristics Comparison

Material	Mesh Size	Shape	Density lbs/ft ³	Mohs	Friability	Initial Cost	No. of Cycles	Per Use Cost	Source	Typical Applications
Sil. Sand †	6-270	★	100	5.0-6.0	high	low	1	med.	nat.	Outdoor blast cleaning
Min. Slag	8-80	★	85-112	7.0-7.5	high	med.	1-2	med.	b-p	Outdoor blast cleaning
Steel Grit	10-325	★	230	8.0	low	high	200+	med.	mfg.	Removing heavy scale
Steel Shot	8-200	●	280	8.0		high	200+	low	mfg.	Cleaning, peening
Al. Oxide	12-325	★	125	9.0	med.	high	6-8	med.	mfg.	Cleaning, finishing, deburring, etching
Silicon Carbide	12-325	★	110	9.5	med.	high	5-6	med.	mfg.	Surf. prep on extremely hard substrates
Glass Bead	10-400	●	85-90	5.5-6.0	med.	med.	8-10	low	mfg.	Cleaning, finishing
Plastic	12-80	★	45-60	3.0-4.0	low/med.	high	8-10	med.	mfg.	Paint stripping, deflashing, cleaning
Wheat Starch	12-80	★	45	2.0	med.	med.	12-15	high	mfg.	Paint, adhesive removal; composites
XL-Corn Hybrid Polymer	16-60	★	45	3.0	low	high	14-17	med.	mfg.	Composite paint removal, adhesive deflash
Corn Cob	8-40	★	35-45	2.0-4.5	med.	low	4-5	low	b-p	Removing paint from delicate surfaces

★ = Angular ● = Spherical nat. = Natural b-p = By-product mfg. = Manufactured
 † Consult OSHA regulations before using silica sand as a blast abrasive.

Compressed Air and Abrasive Consumption

Nozzle Orifice	Pressure at the Nozzle (psi)								
	50	60	70	80	90	100	125	150	
No. 2 (1/8")	11	13	15	17	18.5	20	25	30	Air (cfm)
	.67	.77	.88	1.01	1.12	1.23	1.52	1.82	Abrasive (cu.ft./hr & Lbs/hr)
	67	77	88	101	112	123	152	182	Compressor hp
	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6.6	
No. 3 (3/16")	26	30	33	38	41	45	55	66	Air (cfm)
	1.50	1.71	1.96	2.16	2.38	2.64	3.19	3.83	Abrasive (cu.ft./hr & Lbs/hr)
	150	171	196	216	238	264	319	383	Compressor hp
	6	7	8	9	10	10	12	14	
No. 4 (1/4")	47	54	61	68	74	81	98	118	Air (cfm)
	2.68	3.12	3.54	4.08	4.48	4.94	6.08	7.30	Abrasive (cu.ft./hr & Lbs/hr)
	268	312	354	408	448	494	608	730	Compressor hp
	11	12	14	16	17	18	22	26	
No. 5 (5/16")	77	89	101	113	126	137	168	202	Air (cfm)
	4.68	5.34	6.04	6.72	7.40	8.12	9.82	1.178	Abrasive (cu.ft./hr & Lbs/hr)
	468	534	604	672	740	812	982	1,178	Compressor hp
	18	20	23	26	28	31	37	44	
No. 6 (3/8")	108	126	143	161	173	196	237	284	Air (cfm)
	6.68	7.64	8.64	9.60	10.52	11.52	13.93	1.672	Abrasive (cu.ft./hr & Lbs/hr)
	668	764	864	960	1052	1152	1393	1,672	Compressor hp
	24	28	32	36	39	44	52	62	
No. 7 (7/16")	147	170	194	217	240	254	314	377	Air (cfm)
	8.96	10.32	11.76	13.12	14.48	15.84	19.31	2.317	Abrasive (cu.ft./hr & Lbs/hr)
	896	1032	1176	1312	1448	1584	1931	2,317	Compressor hp
	33	38	44	49	54	57	69	83	
No. 8 (1/2")	195	224	252	280	309	338	409	491	Air (cfm)
	11.60	13.36	15.12	16.80	18.56	20.24	24.59	2.951	Abrasive (cu.ft./hr & Lbs/hr)
	1160	1336	1512	1680	1856	2024	2459	2,951	Compressor hp
	44	50	56	63	69	75	90	108	

Minimum Air Volume Table
 Air Volume Requirements at 100 PSI for a Complete Blast System

Nozzle	Size of Orifice	Volume of Air	Plus Helmet	Plus 50% (reserve)	Minimum Air Required
No. 4	1/4"	81	20	50	151 cfm
	6.5mm	2.3	0.5	1.4	4.2 m ³ /min
No. 5	5/16"	137	20	79	236 cfm
	8.0mm	3.9	0.5	2.2	6.6 m ³ /min
No. 6	3/8"	196	20	108	324 cfm
	9.5mm	5.5	0.5	3.0	9.0 m ³ /min
No. 7	7/16"	254	20	137	411 cfm
	11.0mm	7.2	0.5	3.9	11.6 m ³ /min
No. 8	1/2"	338	20	179	537 cfm
	12.5mm	9.6	0.5	5.0	16.1 m ³ /min

ANEXO 3

CÁLCULO DEL FACTOR DE UTILIZACIÓN

MEMORIA DE CÁLCULO

FACTOR DE UTILIZACIÓN

$$Fu = Tu/Tr$$

Donde,

Fu = Factor de utilización (a dimensional)

Tr = Tiempo referencial (min)

Tu = Tiempo de uso (min)

Tr := 60 (min) Tiempo referencial, en una hora crítica de trabajo

SEGUNDO ESCENARIO

GRANALLADO

Tus := 60 (min) Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$Fus := \frac{Tus}{Tr} = 1$ Factor de utilización para el equipo de granallado

PINTURA

Tup := 40 (min) Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$Fup := \frac{Tup}{Tr} = 0.67$ Factor de utilización para el equipo de pintura

CORTE

Tuc := 30 (min) Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$Fuc := \frac{Tuc}{Tr} = 0.5$ Factor de utilización para el equipo de corte

SOLDADURA

$T_{usol} := 15$ (min) Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$F_{usol} := \frac{T_{usol}}{T_r} = 0.25$ Factor de utilización para el equipo de soldadura

PISTOLAS DE LIMPIEZA

$T_{ul} := 5$ (min) Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$F_{ul} := \frac{T_{ul}}{T_r} = 0.08$ Factor de utilización para las pistolas de limpieza

PISTOLAS DE IMPACTO M50

$T_{upi} := 5$ (min) Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$F_{upi} := \frac{T_{upi}}{T_r} = 0.08$ Factor de utilización para las pistolas de impacto M50

MICROGRANALLADO

$T_{ums} := 5$ (min) Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$F_{ums} := \frac{T_{ums}}{T_r} = 0.08$ Factor de utilización para el equipo de microgranallado

AIRE DE VIDA PARA GRANALLADO

$T_{uas} := 60$ (min) Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$F_{uas} := \frac{T_{uas}}{T_r} = 1$ Factor de utilización para el equipo del casco de granallado

TERCER ESCENARIO

GRANALLADO

$T_{us3} := 45$ (min) Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$F_{us3} := \frac{T_{us3}}{Tr} = 0.75$ Factor de utilización para el equipo de granallado

PINTURA

$T_{up3} := 30$ (min) Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$F_{up3} := \frac{T_{up3}}{Tr} = 0.5$ Factor de utilización para el equipo de pintura

CORTE

$T_{uc3} := 30$ (min) Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$F_{uc3} := \frac{T_{uc3}}{Tr} = 0.5$ Factor de utilización para el equipo de corte

SOLDADURA

$T_{usol3} := 10$ (min) Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$F_{usol3} := \frac{T_{usol3}}{Tr} = 0.17$ Factor de utilización para el equipo de soldadura

PISTOLAS DE LIMPIEZA

$T_{ul3} := 5$ (min) Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$F_{ul3} := \frac{T_{ul3}}{Tr} = 0.08$ Factor de utilización para las pistolas de limpieza

PISTOLAS DE IMPACTO M50

$T_{upi3} := 5$ (min)

Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$$F_{upi3} := \frac{T_{upi3}}{T_r} = 0.08$$

Factor de utilización para las pistolas de impacto M50

MICROGRANALLADO

$T_{ums3} := 5$ (min)

Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$$F_{ums3} := \frac{T_{ums3}}{T_r} = 0.08$$

Factor de utilización para el equipo de microgranallado

AIRE DE VIDA PARA GRANALLADO

$T_{uas3} := 45$ (min)

Tiempo de uso del equipo, en una hora crítica de trabajo

$$F_{uas3} := \frac{T_{uas3}}{T_r} = 0.75$$

Factor de utilización para el equipo del casco de granallado

ANEXO 4

Cálculo Corrección por Altura

CORRECIÓN DEL CAUDAL EN FUNCIÓN DE LA ALTITUD

Altitud de la Ciudad de Francisco de Orellana: 256 msnm

EFICIENCIA VOLUMÉTRICA POR DENSIDADES

Altura (msnm)	Aire-Densidad (kg/m ³)
0	1.14
256	1.114
610	1.08

$$m_{\text{altura } 0\text{msnm}} = m_{\text{altura } 256\text{ msnm}}$$

$$d1 \times v1 = d2 \times v2$$

$$V2 = (d1 \times v1)/(d2)$$

donde,

d1= densidad de aire a 0 msnm (kg/m³)

v1= volumen de aire a 0 msnm (m³)

d2= densidad de aire a 256 msnm (kg/m³)

v2= volumen de aire a 256 msnm (m³)

SEGUNDO ESCENARIO

$$d1 := 1.14 \text{ kg/m}^3 \quad \text{Densidad a 0 msnm}$$

$$d2 := 1.114 \text{ kg/m}^3 \quad \text{Densidad a 256 msnm}$$

$$v12 := 7.83 \text{ m}^3 \quad \text{Volumen a 0 msnm, segundo escenario}$$

$$v22 := \frac{d1 \cdot v12}{d2} = 8.01 \text{ m}^3 \quad \text{Volumen corregido a 256 msnm, segundo escenario}$$

TERCER ESCENARIO

$$v13 := 10 \text{ m}^3 \quad \text{Volumen a 0 msnm, tercer escenario}$$

$$v23 := \frac{d1 \cdot v13}{d2} = 10.23 \text{ m}^3 \quad \text{Volumen corregido a 256 msnm, tercer escenario}$$

ANEXO 5

EQUIPOS DE UNIDAD DE MANTENIMIENTO



DATOS TÉCNICOS		FIL 100	FIL 100	FIL 200	FIL 200	FIL 200	FIL 300	FIL 300	FIL 300
Conexión roscada		1/4"	3/8"	1/4"	3/8"	1/2"	1/2"	3/4"	1"
Grado de filtración		5µm 20µm 50µm		5µm 20µm 50µm		5µm 20µm 50µm			
Presión máx. entrada	MPa	1.5		1.3		1.3			
	bar	15		13		13			
	psi	217		188		188			
Capacidad a 6 bar (0,6 MPa=87 psi)	NI/min	1400		2400		3800			
ΔP 0,5 bar (0,05 MPa= 7 psi)	scfm	50		85		135			
Capacidad a 6 bar (0,6 MPa=87 psi)	NI/min	2000		3100		5300			
ΔP 1 bar (0,1 MPa=14 psi)	scfm	71		110		188			
Fluido		Aire comprimido		Aire comprimido		Aire comprimido			
Temperatura máx. a 1 MPa; 10 bar; 145 psi	°C	50		50		50			
	°F	122		122		122			
Peso	Kg	0,4		0,7		1,4			
Tomillo de fijación en paredes		M4x50		M5x60		M5x70			
Posición de montaje		Vertical		Vertical		Vertical			
Descarga condensación		Manual		Manual		Manual			
		Manual - Semiautomática (RMSA)		Manual - Semiautomática (RMSA)		Manual - Semiautomática (RMSA)			
		Automática (SAC)		Automática (SAC) - Automática (RA)		Automática (RA)			
Capacidad depósito	cm ³	22		45		75			
Nota de uso		La presión máxima de entrada para la versión con purga automática RA no debe superar los 10 bar							

CLAVES DE CODIFICACIÓN

FIL	100	1/4	20µm	RMSA	RMSA: Purga manual semiautomática. SAC: Purga automática de condensados para tamaño 100 y 200. Funcionamiento "a depresión", necesidad de llamadas aire variables. RA: Funcionamiento "con boya", independientemente de la presión y de la capacidad. * Para versión skillair 200 con RA contactar con nuestro dpto. comercial
ELEMENTO	TAMAÑO	CONEXIÓN ROSCADA	GRADO DE FILTRACIÓN	PURGA DE CONDENSADOS	
FIL	100	1/4	5 µm 20 µm 50 µm	RMSA	
		3/8		SAC	
	200	1/4		RMSA	
		3/8		SAC	
	300	1/2		RA*	
		3/4		RMSA	
		1	RA		



DATOS TÉCNICOS	REG 100	REG 100	REG 200	REG 200	REG 200	REG 300	REG 300	REG 300
Conexión roscada	G 1/4"	G 3/8"	G 1/4"	G 3/8"	G 1/2"	G 1/2"	G 3/4"	G 1"
Campo de regulación	0÷2 - 0÷4 - 0÷8 - 0÷12		0÷2 - 0÷4 - 0÷8 - 0÷12			0÷2 - 0÷4 - 0÷8 - 0÷12		
Presión max. entrada	MPa	1.5		1.3			1.3	
	bar	15		13			13	
	psi	217		188			188	
Capacidad a 6 bar (0,6 MPa÷87 psi)	NI/min	1100		2500			3500	
ΔP 0.5 bar (0,05 MPa÷7 psi)	scfm	39		88			124	
Capacidad a 6 bar (0,6 MPa÷87 psi)	NI/min	1600		3500			7000	
ΔP 1 bar (0,1 MPa÷14 psi)	scfm	57		124			247	
Fluido	Aire filtrado con o sin lubricación; si se utiliza la lubricación debe ser continua							
Temperatura máxima a 1 MPa; 10 bar; 145 psi	°C	50		50			50	
	°F	122		122			122	
Peso	Kg	0.4		0.7			1.4	
Tornillos de fijación en pared		M4x50		M5x60			M5x70	
Posiciones de montaje	En cualquier posición							
Conexión manómetro	G 1/8"							
Notas de uso	En el regulador la presión debe fijarse siempre a la salida. Para obtener una mayor sensibilidad en la regulación, utilizar un reg. con presión normal lo más cercana posible a la presión deseada. No extraer aire de las conexiones manométricas.							

CLAVES DE CODIFICACIÓN

REG	100	1/4	02
ELEMENTO	TALLA	ROSCA	RANGO DE REGULACIÓN
REG	100	1/4 3/8	0 ÷ 2 bar 0 ÷ 4 bar 0 ÷ 8 bar 0 ÷ 12 bar
	200	1/4 3/8 1/2	
	300	1/2 3/4 1	



DATOS TÉCNICOS		FR 100	FR 100	FR 200	FR 200	FR 200	FR 300	FR 300	FR 300
Conexión roscada		1/4"	3/8"	1/4"	3/8"	1/2"	1/2"	3/4"	1"
Campo de regulación		0÷2 - 0÷4 - 0÷8 - 0÷12		0÷2 - 0÷4 - 0÷8 - 0÷12		0÷2 - 0÷4 - 0÷8 - 0÷12		0÷2 - 0÷4 - 0÷8 - 0÷12	
Grado de filtración		5µm - 20µm - 50µm		5µm - 20µm - 50µm		5µm - 20µm - 50µm		5µm - 20µm - 50µm	
Presión máxima de entrada		1.5 MPa - 15 bar - 217 psi		1.3 MPa - 13 bar - 188 psi		1.3 MPa - 13 bar - 188 psi		1.3 MPa - 13 bar - 188 psi	
Capacidad a 6 bar (0,6MPa ÷ 87psi)	NI/min	1100		1600		3500			
P 0,5 bar (0,05MPa ÷ 7psi)	scfm	39		57		125			
Capacidad a 6 bar (0,6MPa ÷ 87psi)	NI/min	1600		3000		5600			
P 1 bar (0,1MPa ÷ 14psi)	scfm	57		71		200			
Fluido		Aire filtrado con o sin lubricación; en caso de utilizarse la lubricación, esta debe ser continua							
Temperatura máx.	°C	50		50		50			
a: 1 MPa; 10 bar; 145 psi	°F	122		122		122			
Peso	Kg	0.5		1		1.8			
Tornillos de fijación en pared		M4x50		M5x60		M5x70			
Posiciones de montaje		Verticales							
Conexión manómetro		G 1/8"		G 1/8"		G 1/8"			
Capacidad pocillo		22		45		75			
Descarga condensación		Manual semiaut. (RMSA) Automática (SAC)		Manual semiaut. (RMSA) Automática (SAC) - Automática (RA)		Manual semiaut. (RMSA) Automática (RA)			
Notas de uso		En el regulador la presión debe fijarse siempre a la salida.							
		Para obtener una mayor sensibilidad en la regulación, utilizar un reg. con presión nominal lo más próxima posible a la presión deseada. No extraer aire de las conexiones manométricas.							
		La presión máxima de entrada para la versión con purga automática RA no debe superar los 10 bar							

CLAVES DE CODIFICACIÓN

FR	100	1/4	5µm	02	RMSA	RMSA: Purga semiautomática. SAC: Purga automática condensación para tamaños 100 y 200. Funcionamiento "a depresión" requieren llamadas de aire variable. RA: Purga automática de descarga condensación para tamaño 200 y 300. Funcionamiento "con boya", independiente de la presión y de la capacidad. * Para versión skillair 200 con RA contactar con nuestro dpto. comercial
ELEMENTO	TAMAÑO	CONEXIÓN ROSCADA	GRADO DE FILTRACION	GAMAS DE REGULACIÓN	TIPO DE PURGA DE CONDENSADOS	
FR	100	1/4	5 µm	0÷2 bar	RMSA	
		3/8	20 µm	0÷4 bar	SAC	
	200	1/4	50 µm	0÷8 bar	RMSA	
		3/8		0÷12 bar	SAC	
	300	1/2			RA*	
		3/4			RA	



FILTRO + LUBRICADOR Skillair: 100-200-300



DATOS TÉCNICOS		F+L 100	F+L 200	F+L 300
Conexión roscada		1/4" 3/8"	1/4" 3/8" 1/2"	1/2" 3/4" 1"
Grado de filtración		5µm 20µm 50µm		
Presión máx. entrada	MPa	1.5	1.3	1.3
	bar	15	13	13
	psi	217	188	188
Caudal a 6 bar	Nl/min	600	1800	3200
ΔP 0,5 bar	scfm	21	64	113
Caudal a 6 bar	Nl/min	1200	3200	4500
ΔP 1 bar	scfm	42	113	160
Fluido		Aire comprimido		
Temperatura máx.	°C	50	50	50
	a 10 bar °F	122	122	122
Peso	Kg	0.5	1.1	2.2
Tornillos de fijación en pared		M4x50	M5x60	M5x70
Notas de uso		La presión máxima de entrada para la versión con purga automática RA no debe superar los 10 bar		

CLAVES DE CODIFICACIÓN					
F+L	100	1/4	5µm	RMSA	RMSA: Grifo de purga condensación manual semiautomático. SAC: Purga automática condensación para tamaños 100 y 200. Funcionamiento "con depresión", requiere llamadas de aire variables. RA: Grifo automático purga condensación para tamaños 300. Funcionamiento "con boya" independiente de la presión y del caudal. * Para versión skillair 200 con RA contactar con nuestro dpto. comercial
ELEMENTO	TAMAÑO	CONEXIÓN ROSCADA	GRADO DE CONDENSACIÓN	TIPO DE PURGA FILTRACIÓN	
F+L	100	1/4	5µm	RMSA	
	200	3/8	20µm	SAC	
		1/4	50µm	RMSA	
		3/8		SAC	
	300	1/2		RA*	
		3/4			
		1			



DESCARGA CONDENSADOS AUTOMÁTICO



DATOS TÉCNICOS	SCAL ND 1/2"
Conexión roscada	G 1/2"
Temperatura máxima de utilización	°C 50
α: 1 MPa; 10 bar; 145 psi	°F 122
Presión máxima admitida	MPa 1.8
	bar 18
	psi 261
Tornillos de fijación en pared	M6x75

ANEXO 6

Catálogo de Compresores BOGE

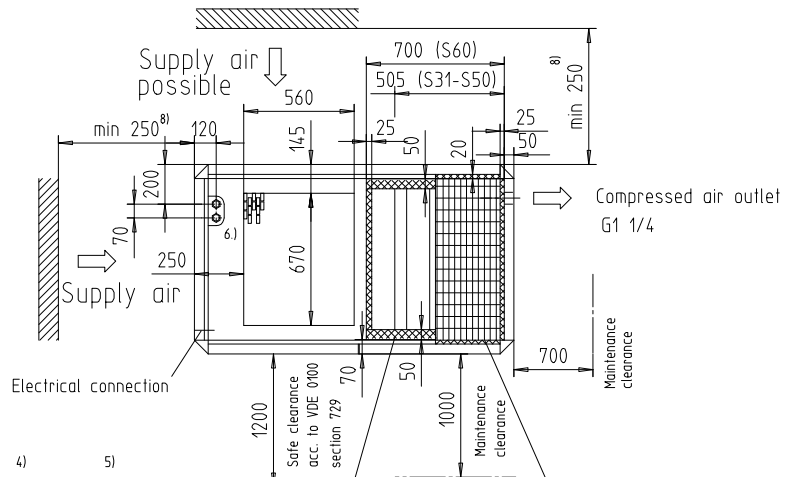
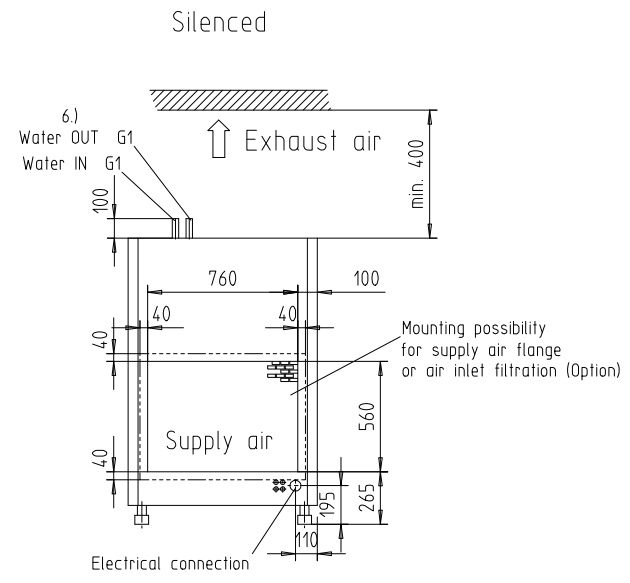
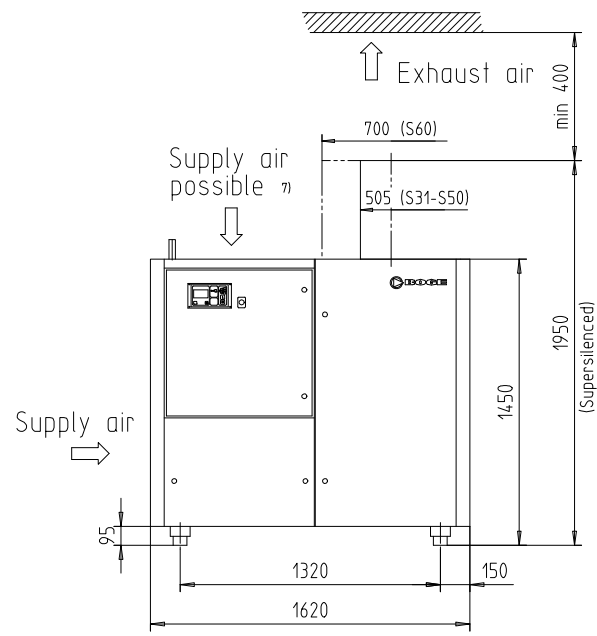
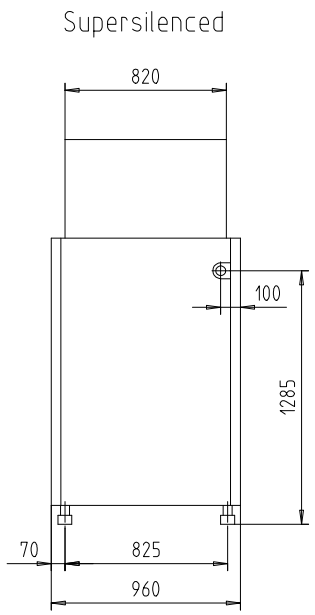
BOGE Tipo	Presión máx.		Cantidad efectiva del suministro*		Potencia nominal				Medidas ¹⁾ insonorizado	Medidas ²⁾ superinsonorizado	Salida de aire com- primido	Peso insono- rizado kg	Peso super- insonorizado kg
	bar	psig	m³/min	cfm	Accionamiento principal		Motor del ventilador		A x P x H mm	A x P x H mm			
					kW	CV	kW	CV					
S 31-2	8	115	3.88	137	22	30	0.55	0.75	1620x 960x1450	1620x 960x1950	G 1 1/4	740	770
S 31-2	10	150	3.30	117	22	30	0.55	0.75	1620x 960x1450	1620x 960x1950	G 1 1/4	740	770
S 31-2	13	190	2.67	94	22	30	0.55	0.75	1620x 960x1450	1620x 960x1950	G 1 1/4	740	770
S 40-2	8	115	5.17	183	30	40	1.10	1.50	1620x 960x1450	1620x 960x1950	G 1 1/4	740	770
S 40-2	10	150	4.63	164	30	40	1.10	1.50	1620x 960x1450	1620x 960x1950	G 1 1/4	740	770
S 40-2	13	190	3.82	135	30	40	1.10	1.50	1620x 960x1450	1620x 960x1950	G 1 1/4	740	770
S 50-2	8	115	6.35	225	37	50	1.10	1.50	1620x 960x1450	1620x 960x1950	G 1 1/4	760	790
S 50-2	10	150	5.78	204	37	50	1.10	1.50	1620x 960x1450	1620x 960x1950	G 1 1/4	760	790
S 50-2	13	190	4.95	175	37	50	1.10	1.50	1620x 960x1450	1620x 960x1950	G 1 1/4	760	790
S 60-2	8	115	7.00	247	45	60	1.10	1.50	1620x 960x1450	1620x 960x1950	G 1 1/4	840	870
S 60-2	10	150	6.34	224	45	60	1.10	1.50	1620x 960x1450	1620x 960x1950	G 1 1/4	840	870
S 60-2	13	190	5.36	190	45	60	1.10	1.50	1620x 960x1450	1620x 960x1950	G 1 1/4	840	870
S 61-2	8	115	7.70	272	45	60	1.50	2.00	2000x1065x1450	2000x1065x1950	G 1 1/2	1100	1150
S 61-2	10	150	6.92	244	45	60	1.50	2.00	2000x1065x1450	2000x1065x1950	G 1 1/2	1100	1150
S 61-2	13	190	5.87	207	45	60	1.50	2.00	2000x1065x1450	2000x1065x1950	G 1 1/2	1100	1150
S 75-2	8	115	9.33	329	55	75	2.20	3.00	2000x1065x1450	2000x1065x1950	G 1 1/2	1180	1230
S 75-2	10	150	8.30	293	55	75	2.20	3.00	2000x1065x1450	2000x1065x1950	G 1 1/2	1180	1230
S 75-2	13	190	7.11	251	55	75	2.20	3.00	2000x1065x1450	2000x1065x1950	G 1 1/2	1180	1230
S 90-2	8	115	10.80	381	65	90	2.20	3.00	2000x1065x1450	2000x1065x1950	G 1 1/2	1250	1300
S 90-2	10	150	9.65	341	65	90	2.20	3.00	2000x1065x1450	2000x1065x1950	G 1 1/2	1250	1300
S 90-2	13	190	8.45	298	65	90	2.20	3.00	2000x1065x1450	2000x1065x1950	G 1 1/2	1250	1300
S 100-2	8	115	12.10	428	75	100	2.20	3.00	2000x1065x1450	2000x1065x1950	G 1 1/2	1140	1190
S 100-2	10	150	10.50	371	75	100	2.20	3.00	2000x1065x1450	2000x1065x1950	G 1 1/2	1140	1190
S 100-2	13	190	9.20	325	75	100	2.20	3.00	2000x1065x1450	2000x1065x1950	G 1 1/2	1140	1190
S 101	8	115	13.10	465	75	100	2.20	3.00	2365x1335x1750	2365x1335x2250	G 2 1/2	1960	2020
S 101	10	150	11.40	405	75	100	2.20	3.00	2365x1335x1750	2365x1335x2250	G 2 1/2	1960	2020
S 101	13	190	9.80	350	75	100	2.20	3.00	2365x1335x1750	2365x1335x2250	G 2 1/2	1960	2020
S 125	8	115	15.70	555	90	125	4.00	5.50	2365x1335x1750	2365x1335x2250	G 2 1/2	1980	2040
S 125	10	150	13.70	485	90	125	4.00	5.50	2365x1335x1750	2365x1335x2250	G 2 1/2	1980	2040
S 125	13	190	12.00	425	90	125	4.00	5.50	2365x1335x1750	2365x1335x2250	G 2 1/2	1980	2040
S 150	8	115	18.40	650	110	150	4.00	5.50	2365x1335x1750	2365x1335x2250	G 2 1/2	2040	2100
S 150	10	150	16.30	575	110	150	4.00	5.50	2365x1335x1750	2365x1335x2250	G 2 1/2	2040	2100
S 150	13	190	14.20	505	110	150	4.00	5.50	2365x1335x1750	2365x1335x2250	G 2 1/2	2040	2100
S 151	8	115	19.40	685	110	150	4.00	5.50	2265x1585x2005	2565x1585x2505	DN 80	3100	3200
S 151	10	150	17.00	600	110	150	4.00	5.50	2265x1585x2005	2565x1585x2505	DN 80	3100	3200
S 151	13	190	14.40	508	110	150	4.00	5.50	2265x1585x2005	2565x1585x2505	DN 80	3100	3200
S 180	8	115	23.30	825	132	180	4.00	5.50	2265x1585x2005	2565x1585x2505	DN 80	3400	3500
S 180	10	150	20.80	735	132	180	4.00	5.50	2265x1585x2005	2565x1585x2505	DN 80	3400	3500
S 180	13	190	17.80	630	132	180	4.00	5.50	2265x1585x2005	2565x1585x2505	DN 80	3400	3500
S 220	8	115	27.90	990	160	220	4.00	5.50	2265x1585x2005	2565x1585x2505	DN 80	3400	3500
S 220	10	150	25.10	890	160	220	4.00	5.50	2265x1585x2005	2565x1585x2505	DN 80	3400	3500
S 220	13	190	21.70	770	160	220	4.00	5.50	2265x1585x2005	2565x1585x2505	DN 80	3400	3500
S 271	8	115	34.70	1225	200	270	5.50	7.50	3100x1910x2145	3500x1910x2645	DN 100	4500	4600
S 271	10	150	30.50	1077	200	270	5.50	7.50	3100x1910x2145	3500x1910x2645	DN 100	4500	4600
S 271	13	190	24.70	872	200	270	5.50	7.50	3100x1910x2145	3500x1910x2645	DN 100	4500	4600
S 341	8	115	40.80	1441	250	340	7.50	10.00	3100x1910x2145	3500x1910x2645	DN 100	5000	5100
S 341	10	150	37.10	1310	250	340	7.50	10.00	3100x1910x2145	3500x1910x2645	DN 100	5000	5100
S 341	13	190	31.70	1119	250	340	7.50	10.00	3100x1910x2145	3500x1910x2645	DN 100	5000	5100

* Cantidad efectiva del suministro de toda la instalación conforme a ISO 1217, anexo C, para temperatura ambiente 20°C y presión máxima.

Nivel de intensidad acústica de emisiones conforme a PN8NTC.2.3 a partir de 72 dB(A)

¹⁾ Lado de aspiración superinsonorizado

²⁾ Lado de aspiración y lado de presión superinsonorizado



- 1) Weight - silenced / supersilenced
- 2) The static loads are below the permissible values according to VOB!
- 3) Hot air quantity
- 4) Fan capacity required for compressor room ventilation
- 5) Supply air opening required (if blinds or similar equipment mounted, openings must be approx. 20% larger) acc. to VDMA standard sheet 4363
- 6) Water connection only for version "DUOTHERM INTEGRATED"
- 7) Only with exhaust air box
- 8) With supply air from this side

Type	1) kg	2) N/cm ²	3) m ³ /h	4) m ³ /h	5) m ²
S 31-2	620/650	39/41	4500	9000	1,10
S 40-2	740/770	47/49	5500	11000	1,35
S 50-2	760/790	49/51	6500	13000	1,6
S 60-2	840/870	54/56	6500	13000	1,6

Operating side

Mounting possibility for silenced exhaust air flange

Mounting possibility for supersilenced exhaust air flange

All rights reserved for technical changes

all rights for this drawing are reserved under the regulations of DIN 34		scale	material:
		identification number	
processed	12.06.2003	Rosenhoger	Screw compressor S31-2/S60-2 S-range, air cooled noise reduced
proofed	12.06.2003	Rosenhoger	
This drawing was made with CAD. Valid without signature			drawing number
BOGE			M3200.0428GB
replaces	modification	date	replacement for
			replacement by

MODIFY ONLY WITH CAD

(BURKOR)

Technical data for S 31-2 – S 100-2 / SD 31-2 – SD 100-2, part 1

Type		S 31-2 / SD 31-2	S 40-2 / SD 40-2	S 50-2 / SD 50-2	S 60-2 / SD 60-2	S 61-2 / SD 61-2	S 75-2 / SD 75-2	S 90-2 / SD 90-2	S 100-2 / SD 100-2
Dimensions									
– Height (silenced)	[mm]	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450
– Height (silenced) SD	[mm]	1665	1665	1665	1665	1910	1910	1910	1910
– Height (super silenced)	[mm]	1950	1950	1950	1950	1950	1950	1950	1950
– Width (silenced / super silenced)	[mm]	1620	1620	1620	1620	2000	2000	2000	2000
– Depth	[mm]	960	960	960	960	1065	1065	1065	1065
Weight									
– silenced	[kg]	740/835	740/835	760/870	840/950	1160/1325	1295/1460	1375/1555	1535/1715
– super silenced	[kg]	770/865	770/865	790/900	870/980	1210/1375	1345/1510	1425/1605	1585/1765
Air cooling	Max. sound pressure level accord. to DIN 45635, part 13 – silenced / super silenced	[±3 dB(A)] [dB(A)]	73/68 76/71	78/72 78/73	77/71 79/73	77/71 79/73	79/73 79/73	79/73 80/73	80/73
	Reference surface measure – silenced / super silenced	[dB(A)]	15/16	15/16	15/16	15/16	16/17	16/17	16/17
	Sound power level – silenced / super silenced	[dB(A)]	88/84	91/87	93/88	93/89	93/88	95/90	95/90
Water cooling	Max. sound pressure level accord. to DIN 45635, part 13 – silenced/ super silenced	[±3 dB(A)] [dB(A)]	72/67 75/70	77/71 77/72	76/70 78/72	76/70 78/72	78/72 78/72	78/72 79/72	79/72
	Reference surface measure – silenced/ super silenced	[dB(A)]	15/16	15/16	15/16	15/16	16/17	16/17	16/17
	Sound power level – silenced / super silenced	[dB(A)]	87/83	90/86	92/87	92/88	92/87	94/89	94/89
Compressor									
max. final compression temperature	[°C]	110	110	110	110	110	110	110	110
Volume flow according to ISO 1217 appendix C at:									
– p _{max} = 8 bar	[m ³ /min]	3.88	5.17	6.35	7.00	7.70	9.33	10.80	12.10
– p _{max} = 10 bar	[m ³ /min]	3.30	4.63	5.78	6.34	6.92	8.30	9.65	10.50
– p _{max} = 13 bar	[m ³ /min]	2.58	3.82	4.95	5.36	5.87	7.11	8.45	9.20
Drive motor									
Rated power	[kW]	22	30	37	45	45	55	65	75
Rated speed									
– 50 Hz	[min ⁻¹]	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
– 60 Hz	[min ⁻¹]	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3600
Protection type									
Design	IP	55/23	55/23	55/23	55/23	55/23	55/23	55/23	55/23
ISO class	IMB	3	3	3	3	3	3	3	3
		F	F	F	F	F	F	F	F
Electrical connection									
Mains voltage ^{1) 3)}	[V]	400	400	400	400	400	400	400	400
Frequency ¹⁾	[Hz]	50	50	50	50	50	50	50	50
Min. fuse protection ^{2) 4)}	[A]	50	80	80	100	100	125	160	200
Recommended fuse protection ^{2) 4)}	[A]	63	80	100	125	125	160	160	200

¹⁾ Standard equipment. Mains voltages and frequencies are specified on a plate in the switch cabinet.

²⁾ Only for 400 V / 50 Hz. The fuse values change in the case of other mains voltages and frequencies.

³⁾ 230 V are required for the refrigeration compressed air dryer.

⁴⁾ Use fuse gL – gG or circuit-breaker with C-characteristic only.

Technical data for S 31-2 – S 100-2 / SD 31-2 – SD 100-2, part 2

Type		S 31-2 / SD 31-2	S 40-2 / SD 40-2	S 50-2 / SD 50-2	S 60-2 / SD 60-2	S 61-2 / SD 61-2	S 75-2 / SD 75-2	S 90-2 / SD 90-2	S 100-2 / SD 100-2	
Oil filling quantity										
Oil receiver volume	[l]	46	46	46	46	71	71	71	71	
Total oil filling quantity	[l]	25	25	25	25	42	42	42	42	
Oil topping up quantity between min. + max.	[l]	6	6	6	6	8	8	8	8	
Intake air temperature										
– min.	[°C]	+ 5	+ 5	+ 5	+ 5	+ 5	+ 5	+ 5	+ 5	
– max.	[°C]	+ 40	+ 40	+ 40	+ 40	+ 40	+ 40	+ 40	+ 40	
Air cooling	Cooling air requirement									
	– free-standing installation	[m³/h]	9000	11000	13000	13000	13000	16000	17200	18400
	– with supply and exhaust	[m³/h]	4500	5500	6500	6500	6500	8000	8600	9200
	– free ventilator pressure	[Pa]	60	60	60	60	60	60	60	60
	– free ventilator pressure	[mm water col.]	6	6	6	6	6	6	6	
Water cooling	Cooling air requirement									
	– free-standing installation	[m³/h]	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	
	– with supply and exhaust	[m³/h]	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
	Required cooling water quantity									
	– delta t = 15 K	[m³/h]	1.200	1.630	2.010	2.450	2.450	3.000	3.540	4.090
	– delta t = 30 K	[m³/h]	0.600	0.815	1.005	1.225	1.225	1.500	1.770	2.045
	Max. cooling water quantity	[m³/h]	3.5	3.5	3.5	3.5	4.2	4.2	4.2	4.2
	Cooling water inlet temperature									
– min.	[°C]	+ 5	+ 5	+ 5	+ 5	+ 5	+ 5	+ 5	+ 5	
– max.	[°C]	+ 30	+ 30	+ 30	+ 30	+ 30	+ 30	+ 30	+ 30	
Cooling water outlet temperature										
– max.	[°C]	+ 45	+ 45	+ 45	+ 45	+ 45	+ 45	+ 45	+ 45	
Cooling water pressure										
– min.	[bar]	2	2	2	2	2	2	2	2	
– max.	[bar]	10	10	10	10	10	10	10	10	
Operating pressure sensor ²⁾ (factory settings)										
– p _{max} = 8 bar: Switch-off press.	p _{max} [bar]	8	8	8	8	8	8	8	8	
Switch-on press.	p _{min} [bar]	7	7	7	7	7	7	7	7	
– p _{max} = 10 bar: Switch-off press.	p _{max} [bar]	10	10	10	10	10	10	10	10	
Switch-on press.	p _{min} [bar]	9	9	9	9	9	9	9	9	
– p _{max} = 13 bar: Switch-off press.	p _{max} [bar]	13	13	13	13	13	13	13	13	
Switch-on press.	p _{min} [bar]	12	12	12	12	12	12	12	12	
Safety valve										
Activation pressure at:										
– p _{max} = 8 bar	[bar]	11	11	11	11	11	11	11	11	
– p _{max} = 10 bar	[bar]	11	11	11	11	11	11	11	11	
– p _{max} = 13 bar	[bar]	14	14	14	14	14	14	14	14	

²⁾ Compressors for other operating pressures $P_{min} = P_{max} - 1$ bar.

ANEXO 7

CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL COMPRESOR

POTENCIA DEL COMPRESOR

Datos del compresor a nivel del mar

PresionAtmosfericaNM= 1 (atm) (14.7 Psi)

COMPRESOR BOGE TIPO S 40-2

PresionMaxima1:= 8 (bar) (115 Psig)

SuministroDeAire1:= 5.17 $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{min}}\right)$ (183 cfm)

PotenciaNominal1:= 30 (KW) Del accionamiento principal (40 CV)

COMPRESOR BOGE TIPO S 50-2

PresionMaxima2:= 8 (bar) (115 Psig)

SuministroDeAire2:= 6.35 $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{min}}\right)$ (225 cfm)

PotenciaNominal2= 37 (KW) Del accionamiento principal (50 CV)

CONDICIONES ATMOSFÉRICAS FRANCISCO DE ORELLANA

Altura := 256 (m)

PresionAtmosfericaFO:= 0.96 (atm)

TemperaturaFO:= 25 C Inamhi Estación M293(Palmoriente-Huashito).
Temperatura Media Promedio

MODELO ISENTRÓPICO

Para el modelo isentrópico es adiabático y reversible. La Potencia del compresor se determina con la siguiente ecuación:

$$P_g = m (-W_a)$$

donde,

P_g = Potencia (KW)

m = Flujo másico (kg/s)

W_a = Trabajo real del compresor

El trabajo real del compresor se determina:

$$-W_a = W_s / \eta_s$$

donde,

W_s = trabajo isentrópico

η_s = eficiencia isentrópica

La eficiencia isentrópico se determina:

$$\eta_s = \text{Trabajo isentrópico} / \text{Trabajo real}$$

$$\eta_s = \Delta h_s / \Delta h = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1)$$

DATOS A LA ENTRADA DEL COMPRESOR

Datos tomados de Cengel, tabla A-17

$T_e := 305$ (K) Temperatura a la entrada de aire, 32 C

$T_{ee} := 32$ (C)

$h_1 := 305.22$ $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$ Entalpia

$P_{r1} := 1.4686$

$P_1 := 0.98$ (bar)

DATOS A LA SALIDA DEL COMPRESOR

$P_2 := 8$ (bar) Dato tomado del catalogo del Compresor BOGE

$K := 1.4$ Para proceso Isentrópico

TEMPERATURA

$$T_2 := T_{ee} \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} = 58 \text{ (C)}$$

$$T_s := T_2 + 273 = 331.3 \text{ (K)}$$

$$h_2 := 331.65 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \text{ Entalpia Dato tomados de Cengel, tabla A-17}$$

Como es un proceso isentrópico se tiene que:

$$Pr_2 := Pr_1 \cdot \frac{P_2}{P_1} = 11.989$$

$h_{2s} := 551.61$ Determinado utilizando el Pr_2

$$ns := \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = 9.322$$

$ns := 9$ %

TRABAJO ISENTRÓPICO

Tomado de Termodinámica TOMO 1. Segunda Edición. Yunus Cengel.
Capitulo 6. Página 356

DATOS INICIALES A LA ENTRADA DEL COMPRESOR

$P_1 = 0.98$ (bar)

$T_e = 305$ (K)

DATOS A LA SALIDA DEL COMPRESOR S 40-2

$$P_2 = 8 \quad (\text{KPa})$$

$$k := 1.4 \quad \text{Para procesos isentrópico, Cengel Página 346}$$

$$R := 0.287 \quad \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right) \quad \text{Constante de los gases}$$

TRABAJO ISENTRÓPICO

$$W_s := \frac{k \cdot R \cdot T_e}{k - 1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

$$W_s = -251.818 \quad \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right)$$

TRABAJO REAL

$$W_a := \frac{W_s}{\eta_s} = -27.98 \quad \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right)$$

POTENCIA DEL COMPRESOR

$$Q_1 := \frac{6.35}{60} \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \right) \quad \text{Caudal del compresor S 50-2}$$

$$\delta := 9.61 \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$$

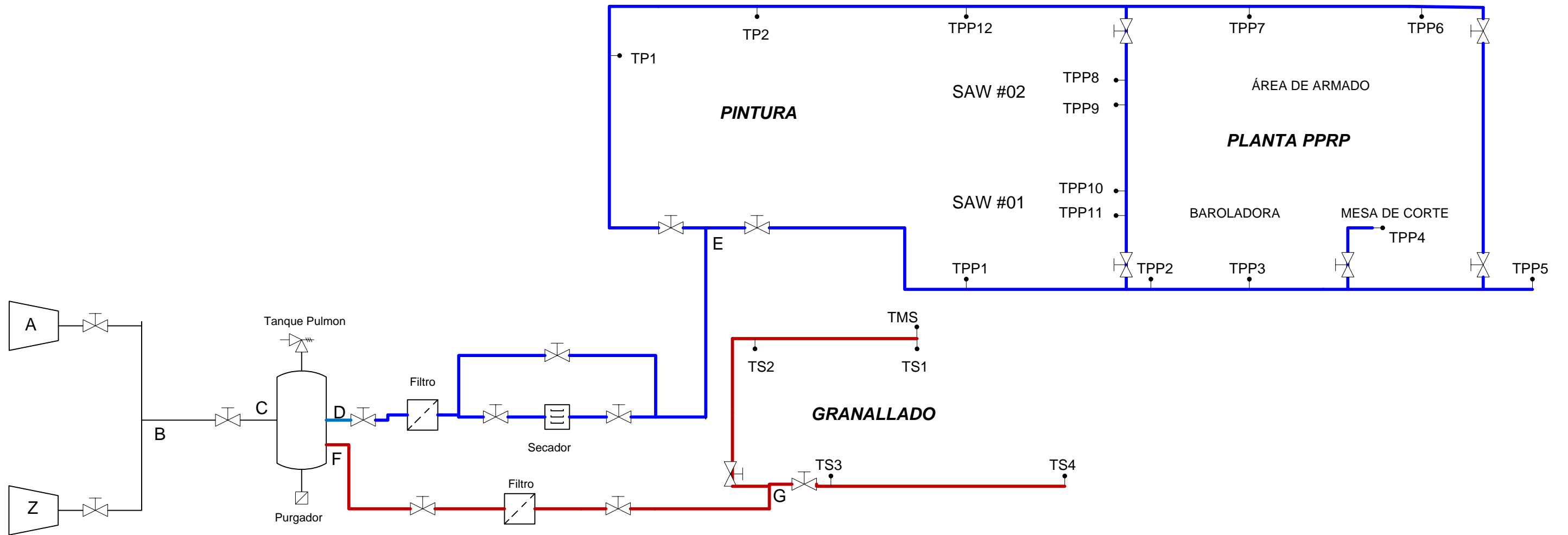
$$m_1 := Q_1 \cdot \delta = 1.017 \quad \left(\frac{\text{kg}}{\text{seg}} \right)$$

$$P_c := m_1 \cdot W_a = -28.457 \quad (\text{KW})$$

ANEXO 8

ALTERNATIVAS DE RUTEO

ALTERNATIVA 1

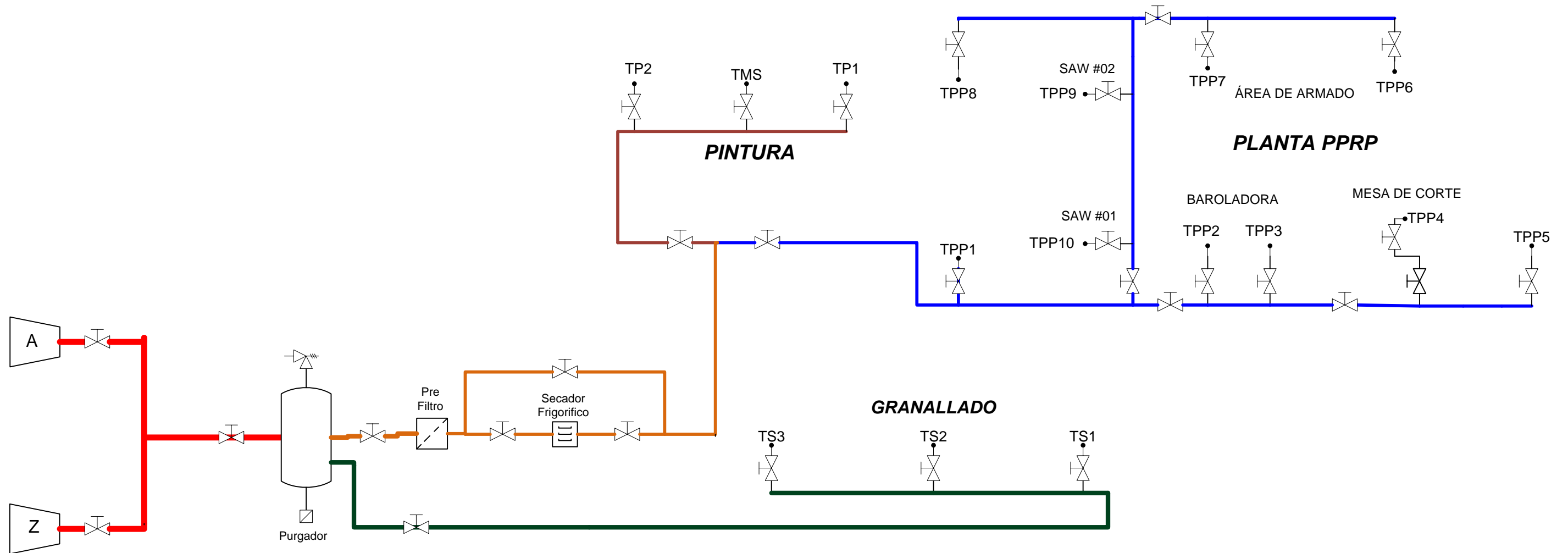


SIMBOLOGÍA	
	Compresor
	Válvula de Bola
	Toma de aire Área Pintura
	Toma de aire Área Granallado
	Toma de aire Área Planta PPRP
	Toma de aire para Microgranallado

Consideraciones:

- * La línea de distribución en Granallado, Pintura y Planta, sigue una ruta interior a una altura de 4 (m) sobre el nivel del suelo.
- * Las líneas que cruzan internamente la planta son subterráneas, aprovechando con esto la canaleta que cruza la planta, además que un cruce aéreo no es posible debido a que reduce el espacio de movilización del puente grúa.
- * El circuito que comprende la planta y el taller de pintura es un circuito cerrado, se eleva a una altura de 8 (m) debido a las puertas de ingreso.
- * Se considera un secador para el circuito cerrado que alimenta el área de Pintura y de Planta.
- * Se considera un by pass para dar mantenimiento al secador así como válvulas de bola distribuidas para aislar áreas sin que se corte el suministro de aire a las herramientas neumáticas de otras áreas.

ALTERNATIVA 2



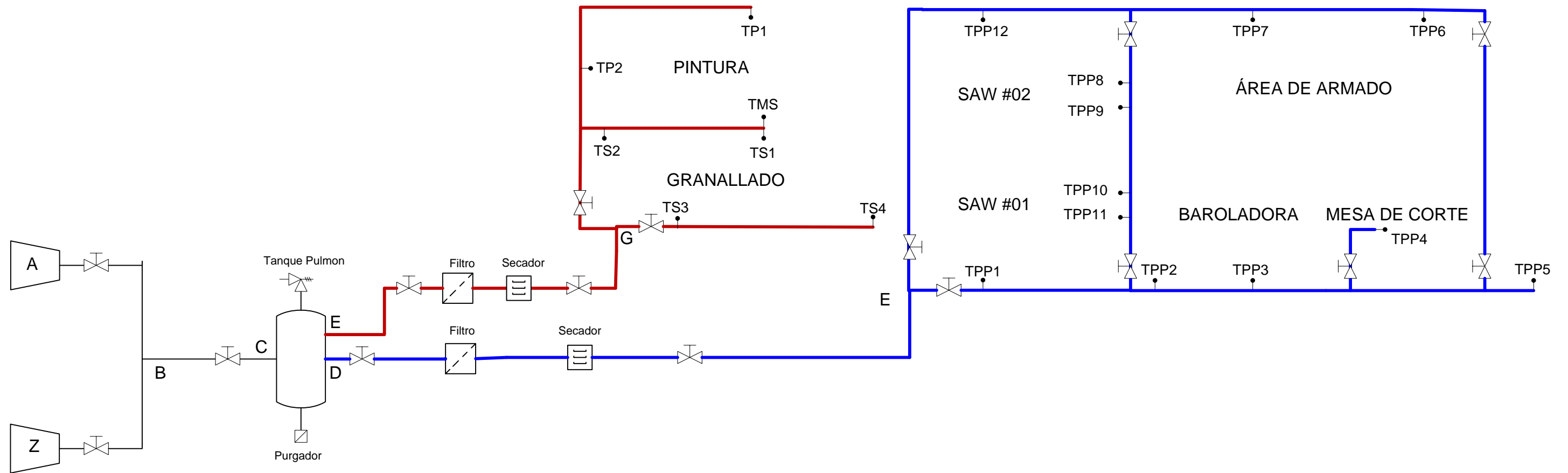
SIMBOLOGÍA

	Compresor
	Válvula de Bola
	TPn Toma de aire Área Pintura
	TSn Toma de aire Área Granallado
	TPPn Toma de aire Área Planta PPRP
	TMS Toma de aire para Microgranallado
	Purgador de Tanque
	Línea Principal 1
	Línea Principal 2
	Línea Distribución Granallado
	Línea Distribución Planta
	Línea Distribución Pintura

Consideraciones:

- * La línea de distribución en Granallado, Pintura y Planta, sigue una ruta exterior a una altura de 0,5 (m) sobre el nivel del suelo, con una inclinación 1:200, para el Área de Planta y Pintura, mientras que para Granallado la inclinación es de 1° debido a que la línea que alimenta a esta área no posee secador.
- * La línea que cruza internamente la planta es subterránea, aprovechando con esto la canaleta que cruza la planta, además que un cruce aéreo no es posible debido a que reduce el espacio de movilización del puente grúa.
- * Los circuitos que se muestran son de configuración abierta, para evitar un sobredimensionamiento de diámetro de tubería para el circuito de la Planta.
- * Se considera un secador para el circuito abierto que alimenta el área de Pintura y de Planta.
- * Se considera un by pass para dar mantenimiento al secador.

ALTERNATIVA 3



SIMBOLOGÍA	
	Compresor
	Válvula de Bola
	Toma de aire Área Pintura
	Toma de aire Área Granallado
	Toma de aire Área Planta PPRP
	Toma de aire para Microgranallado

Consideraciones:

- * La línea de distribución en Granallado, Pintura tiene una altura de 9 metros, mientras que la altura en el Área de la Planta es de 12 (m) sobre el nivel del suelo, aprovechando las bandejas que rodean la planta.
- * La líneas que cruzan internamente la planta son subterráneas, aprovechando con esto la canaleta que cruza la planta, además que un cruce aéreo no es posible debido a que reduce el espacio de movilización del puente grúa.
- * Esta alternativa propone dos secadores, distribuidos de la siguiente manera: uno para la red de la Planta PPRP, y otro para el Taller de pintura debido a la calidad de aire que necesita las herramientas neumáticas que se utilizan en esta área.
- * Se consideran válvulas de bola distribuidas para aislar áreas sin que se corte el suministro de aire a las herramientas neumáticas de otras áreas.

ANEXO 9

CÁLCULO DEL ESPESOR DE TUBERÍAS

CÁLCULO DE ESPEORES

$$t_m = t + C \quad \text{ASME B31.3 párrafo 304.1.1}$$

$$t = P \times D / 2S \times E + P \times Y$$

$$C = h + CA$$

donde,

t_m = mínimo espesor de tubería requerida para soportar Presión de diseño y compensar el material removido por roscado y corrosión pulgada

t = espesor de tubería requerida para soportar Presión de diseño mm

P = Presión de diseño psi

D = Diámetro exterior pulgada

S = Máximo esfuerzo a la tensión del material. Tabla A1 del código B31.3

h = Profundidad de rosca ASME B1.20.1 Tabla 2 Basic Dimensions of American National Standard Taper Pipe Thread, NPT

E = Eficiencia de junta. Igual a 1 cuando la tubería es sin costura

Y = coeficiente determinado de tabla 1

Tabla 1

VALUES OF y & Y

Temperature F	900' and below	950	1000	1050	1100	1250 and above
Ferritic Steels	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Austenitic Steels	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7

Fuente: Handbook

DATOS

Presión de diseño = 150 psi (10 bar)

Tubería: A 53 Gr B, sin costura

$P := 150$ (Psi) Presión de diseño

$S := 20000$ (Psi)

$$E := 1$$

$$Y := 0.4$$

$$c_a := \frac{1}{16}$$

NPS 3/8"

$$D1 := 0.675 \quad (\text{pulgada}) \quad \text{Diámetro Exterior de 3/8"}$$

$$h1 := 0.04444 \quad (\text{pulgada}) \quad \text{Profundidad de rosca. ASME B1.20.1}$$

$$c1 := h1 + \frac{1}{16} = 0.107 \quad \text{Suma de corrosiones permisibles}$$

$$P = 150 \quad (\text{Psi}) \quad \text{Presión de diseño}$$

$$S = 2 \times 10^4 \quad \text{Máximo Esfuerzo a la Tensión de A 53 Gr B}$$

$$Y = 0.4 \quad \text{Coeficiente}$$

$$E = 1 \quad \text{Eficiencia de Junta. Igual a 1 por tubería sin costura.}$$

$$t1 := \frac{P \cdot D1}{2 \cdot (S \cdot E + P \cdot Y)} = 2.524 \times 10^{-3} \quad (\text{pulgada})$$

$$tm1 := t1 + c1 = 0.109 \quad (\text{pulgada})$$

$$tm1 := tm1 + tm1 \cdot 0.125 = 0.123 \quad (\text{pulgada}) \quad 12.5\% \text{ por tolerancia de fabricación}$$

CÉDULA 80, espesor 0.126 pulgada

NPS 1/2"

$D2 := 0.84$ (pulgada) Diámetro Exterior de 1/2"

$h2 := 0.05714$ (pulgada)

$c2 := h2 + ca = 0.12$ (pulgada)

$$t2 := \frac{P \cdot D2}{2 \cdot (S \cdot E + P \cdot Y)} = 3.141 \times 10^{-3} \quad (\text{pulgada})$$

$tm2 := t2 + c2 = 0.123$ (pulgada)

$tm2 := tm2 + tm2 \cdot 0.125 = 0.138$ (pulgada) 12.5% por tolerancia de fabricación

CÉDULA 80, espesor 0.147 pulgada

NPS 3/4"

$D3 := 1.050$ (pulgada) Diámetro Exterior de 3/4"

$h3 := 0.05714$ (pulgada)

$c3 := h3 + ca = 0.12$ (pulgada)

$$t3 := \frac{P \cdot D3}{2 \cdot (S \cdot E + P \cdot Y)} = 3.926 \times 10^{-3} \quad (\text{pulgada})$$

$tm3 := t3 + c3 = 0.124$ (pulgada)

$tm3 := tm3 + tm3 \cdot 0.125 = 0.139$ (pulgada) 12.5% por tolerancia de fabricación

CÉDULA 80, espesor 0.154 pulgada

NPS 1"

D4 := 1.315 (pulgada) Diámetro Exterior de 1"

h4 := 0.06957 (pulgada)

c4 := h4 + ca = 0.132 (pulgada)

$$t4 := \frac{P \cdot D4}{2 \cdot (S \cdot E + P \cdot Y)} = 4.917 \times 10^{-3} \quad (\text{pulgada})$$

tm4 := t4 + c4 = 0.137 (pulgada)

tm4 := tm4 + tm4 \cdot 0.125 = 0.154 (pulgada) 12.5% por tolerancia de fabricación

CÉDULA 80, espesor 0.179 pulgada

NPS 1-1/4"

D5 := 1.66 (pulgada) Diámetro Exterior de 1-1/4"

h5 := 0.06957 (pulgada)

c5 := h5 + ca = 0.132 (pulgada)

$$t5 := \frac{P \cdot D5}{2 \cdot (S \cdot E + P \cdot Y)} = 6.206 \times 10^{-3} \quad (\text{pulgada})$$

tm5 := t5 + c5 = 0.138 (pulgada)

tm5 := tm5 + tm5 \cdot 0.125 = 0.156 (pulgada) 12.5% por tolerancia de fabricación

CÉDULA 80, espesor 0.191 pulgada

NPS 1-1/2"

$D6 := 1.9$ (pulgada) Diámetro Exterior de 1-1/2"

$h6 := 0.06957$ (pulgada)

$c6 := h6 + ca = 0.132$ (pulgada)

$t6 := \frac{P \cdot D6}{2 \cdot (S \cdot E + P \cdot Y)} = 7.104 \times 10^{-3}$ (pulgada)

$tm6 := t6 + c6 = 0.139$ (pulgada)

$tm6 := tm6 + tm6 \cdot 0.125 = 0.157$ (pulgada) 12.5% por tolerancia de fabricación

CÉDULA 80, espesor 0.2 pulgada

NPS 2"

$D7 := 2.375$ (pulgada) Diámetro Exterior de 2"

$h7 := 0.06957$ (pulgada)

$c7 := h7 + ca = 0.132$ (pulgada)

$t7 := \frac{P \cdot D7}{2 \cdot (S \cdot E + P \cdot Y)} = 8.88 \times 10^{-3}$ (pulgada)

$tm7 := t7 + c7 = 0.141$ (pulgada)

$tm7 := tm7 + tm7 \cdot 0.125 = 0.159$ (pulgada) 12.5% por tolerancia de fabricación

CÉDULA 80, espesor 0.218 pulgada

NPS 2-1/2"

$$D8 := 2.875 \quad (\text{pulgada}) \quad \text{Diámetro Exterior de 2-1/2"}$$

$$h8 := 0.1 \quad (\text{pulgada})$$

$$c8 := h8 + ca = 0.163 \quad (\text{pulgada})$$

$$t8 := \frac{P \cdot D8}{2 \cdot (S \cdot E + P \cdot Y)} = 0.011 \quad (\text{pulgada})$$

$$tm8 := t8 + c8 = 0.173 \quad (\text{pulgada})$$

$$tm8 := tm8 + tm8 \cdot 0.125 = 0.195 \quad (\text{pulgada}) \quad 12.5\% \text{ por tolerancia de fabricación}$$

CÉDULA 40, espesor 0.203 pulgada

NPS 3"

$$D9 := 3.5 \quad (\text{pulgada}) \quad \text{Diámetro Exterior de 3"}$$

$$h9 := 0.1 \quad (\text{pulgada})$$

$$c9 := h9 + ca = 0.163$$

$$t9 := \frac{P \cdot D9}{2 \cdot (S \cdot E + P \cdot Y)} = 0.013 \quad (\text{pulgada})$$

$$tm9 := t9 + c9 = 0.176 \quad (\text{pulgada})$$

$$tm9 := tm9 + tm9 \cdot 0.125 = 0.198 \quad (\text{pulgada}) \quad 12.5\% \text{ por tolerancia de fabricación}$$

CÉDULA 40, espesor 0.3 pulgada

ANEXO 10

DIMENSIONAMIENTO RED DE AIRE COMPRIMIDO

DIMENSIONAMIENTO RED DE AIRE COMPRIMIDO

LÍNEA PRINCIPAL

La caída de presión en línea principal se calcula para el caso cuando se granalle, se pinte y se trabaje en el taller de la Planta de Producción, es decir, cuando los dos compresores estén en funcionamiento, COMPRESOR No 1 **S 40-2** entrega un caudal de 5.17 (m³/min) y COMPRESOR No 2 **S 50-2** entrega un caudal de 6.35 (m³/min). Caudal total 11.52 (m³/min)

Por el análisis se divide a la línea principal en dos segmentos.

- **Línea Principal 1**, comprende el segmento desde la estación de compresores hasta el recipiente de almacenamiento de aire comprimido. Calculado con el caudal total entregado por los dos compresores.
- **Línea Principal 2**, comprende desde el recipiente de almacenamiento de aire, el secador frigorífico hasta la T de distribución para el área de Pintura y Taller. Calculado con el caudal requerido para estas dos áreas.

LÍNEA PRINCIPAL 1

PRIMERA PARTE

A la salida de los compresores se tiene un diámetro de 1-1/4", invariable por configuración de compresores. Se calcula la caída que se presenta con el caudal entregado por cada Compresor.

TRAMO 1 -1/4" COMPRESOR S 40-2

Presión manométrica $P := 8 \quad (\text{Bar})$

Longitud de tubo $L_{ab} := 0.27 \quad (\text{m})$

Caudal de aire $Q_{ab} := \frac{5.17}{60} \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$

Diámetro interno de tubería $D_{ab} := 0.03246 \quad (\text{m})$ 1-1/4 NPS cédula 80

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_1 := \frac{1.6 \cdot Q_{ab}^{1.85} \cdot L_{ab}}{10^7 \cdot P \cdot D_{ab}^5} = 1.6070 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Manual de Atlas Copco Página 78

Longitud Equivalente de Tubería

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Válvula de globo Cab	:= 1	Pab := 0.5	Tab := Cab · Pab = 0.5
Total		Tcab := Tab + Lab = 0.77	(m)

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

Caída de Presión Corregida

$$\Delta P_{c1} := \frac{1.6 \cdot Q_{ab}^{1.85} \cdot T_{cab}}{10^7 \cdot P \cdot D_{ab}^5} = 4.583 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

TRAMO 1 -1/4" COMPRESOR S 50-2

Presión manométrica P := 8 (bar)

Longitud de tubo Lab := 0.27 (m)

Caudal de aire $Q_{ab} := \frac{6.35}{60} \left(\frac{m^3}{s} \right)$

Diámetro interno de tubería $D_{ab} := 0.03246 \quad (m) \quad 1\text{-}1/4 \text{ NPS cédula } 80$

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_1 := \frac{1.6 \cdot Q_{ab}^{1.85} \cdot L_{ab}}{10^7 \cdot P \cdot D_{ab}^5} = 2.3507 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Manual de Atlas Copco Página 78

Longitud Equivalente de Tubería

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Válvula de globo	$C_{ab} := 1$	$P_{ab} := 0.5$	$T_{ab} := C_{ab} \cdot P_{ab} = 0.5$
Total		$T_{cab} := T_{ab} + L_{ab} = 0.77$	(m)

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

Caída de Presión Corregida

$$\Delta P_{c2} := \frac{1.6 \cdot Q_{ab}^{1.85} \cdot T_{cab}}{10^7 \cdot P \cdot D_{ab}^5} = 6.704 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

La caída de presión en los tramos de 1-1/4"

$$\Delta P_{ct} := \Delta P_{c1} + \Delta P_{c2} = 0.011 \quad (\text{bar})$$

SEGUNDA PARTE

Se determinará el diámetro adecuado de tubería que maneje el caudal total de los dos compresores hasta la llegada al recipiente de presión. Con una caída de presión dentro de los rangos recomendados.

Se asume un diámetro de 3" NPS

TRAMO 3"

Caudal Total (Suma de Caudales entregado por el Compresor No 1 y el Compresor No 2)

Presión manométrica $P = 8 \quad (\text{Bar})$

Longitud de tubo $L_{bc} := 5.07 \quad (\text{m})$

Caudal de aire $Q_{bc} := \frac{11.52}{60} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$

Diámetro interno de tubería $D_{bc} := 0.07792 \quad (\text{m}) \quad 3 \text{ NPS cédula } 40$

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_3 := \frac{1.6 \cdot Q_{bc}^{1.85} \cdot L_{bc}}{10^7 \cdot P \cdot D_{bc}^5} = 1.667 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Manual de Atlas Copco Página 78

Longitud Equivalente de Tubería

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Reducción	$Crbc := 2$	$Prbc := 2$	$Trbc := Crbc \cdot Prbc = 4$
Válvula de globo	$Cvbc := 1$	$Pvbc := 1$	$Tvbc := Cvbc \cdot Pvbc = 1$
Codo 90 R=2d	$Ccbc := 2$	$Pcbc := 1$	$Tcbc := Ccbc \cdot Pcbc = 2$
Conexión en T	$Ctbc := 1$	$Ptbc := 4.8$	$Ttbc := Ctbc \cdot Ptbc = 4.8$
Total			$Tbc := Trbc + Tvbc + Tcbc + Ttbc = 11.8$ (m)

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

$$Labc := Lbc + Tbc = 16.87 \quad (\text{m})$$

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{3c} := \frac{1.6 \cdot Q_{bc}^{1.85} \cdot L_{abc}}{10^7 \cdot P \cdot D_{bc}^5} = 5.546 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

La caída de presión en la Línea Principal 1

$$\Delta P_{p1} := \Delta P_{ct} + \Delta P_{3c} = 0.017 \quad (\text{bar})$$

LÍNEA PRINCIPAL 2

La Línea Principal 2 va desde el recipiente de almacenamiento hasta la T de distribución. En el trayecto se requiere instalar un prefiltro de 1" y un secador frigorífico con conexiones de entrada y salida de aire de 1-1/4".

El cálculo de caída de presión se lo hará por 3 tramos siendo estos:

- TRAMO 1: Asumiendo un diámetro de 2" NPS, un caudal que permita la utilización de un equipo de pintura 1.98 (m³/min), el equipo de corte por plasma corte-aire 0.26 (m³/min), equipo de soldadura 0.58 (m³/min), y una herramienta de impacto 1.74 (m³/min). Con un caudal total de 4.56 (m³/min).
- TRAMO 2: El segmento corresponde a la conexión de entrada y salida al secador frigorífico, de diámetro 1-1/4" NPS , con el caudal total de 4.56 (m³/min)
- TRAMO 3: El segmento correspondiente a la conexión del prefiltro, tubería de diámetro 1" NPS, calculado con el caudal total de 4.56 (m³/min)

TRAMO 1

Presión Manométrica $P = 8$ (Bar)

Longitud de tubo $L_{ef} := 4.665$ (m)

Caudal de aire $Q_{ef} := \frac{4.56}{60} \left(\frac{m^3}{s} \right)$

Diámetro interno de tubería $Def := 0.04925$ (m) 2 NPS cédula 80

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{61} := \frac{1.6 \cdot Q_{ef}^{1.85} \cdot L_{ef}}{10^7 \cdot P \cdot Def^5} = 2.738 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Manual de Atlas Copco Página 78

Longitud Equivalente de Tubería

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Conexión en T	$C_{tef} := 3$	$P_{tef} := 3$	$T_{tef} := C_{tef} \cdot P_{tef} = 9$
Válvula de globo	$C_{vef} := 3$	$P_{vef} := 0.6$	$T_{vef} := C_{vef} \cdot P_{vef} = 1.8$
Codo R=2d	$C_{cef} := 6$	$P_{cef} := 0.6$	$T_{cef} := C_{cef} \cdot P_{cef} = 3.6$
Reducción 2d=d	$C_{ref} := 4$	$P_{ref} := 1$	$T_{ref} := C_{ref} \cdot P_{ref} = 4$
Total	$T_{ef} := T_{tef} + T_{vef} + T_{cef} + T_{ref} = 18.4 \quad (m)$		

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

$$L_{cef} := L_{ef} + T_{ef} = 23.065 \quad (m)$$

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{61c} := \frac{1.6 \cdot Q_{ef}^{1.85} \cdot L_{cef}}{10^7 \cdot P \cdot Def^5} = 0.014 \quad (bar)$$

TRAMO 2

$$\text{Presión manométrica} \quad P = 8 \quad (bar)$$

Longitud de tubo Lef2 := 1.04 (m)

Caudal de aire Qef = 0.076 $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$

Diámetro interno de tubería Def2 := 0.03246 (m) 1 ¼" NPS cédula 80

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{62} := \frac{1.6 \cdot Q_{ef}^{1.85} \cdot L_{ef2}}{10^7 \cdot P \cdot D_{ef2}^5} = 4.907 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Manual de Atlas Copco Página 78

Longitud Equivalente de Tubería

Pieza	Cantidad Por unidad (m)		Total (m)
Válvula de globo	Cvef2 := 1	Pvef2 := 0.5	Tvef2 := Cvef2 · Pvef2 = 0.5
Codo R=2d	Ccef2 := 1	Pcef2 := 0.5	Tcef2 := Ccef2 · Pcef2 = 0.5
Total	Tef2 := Tvef2 + Tcef2 = 1		(m)

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

Lcef2 := Lef2 + Tef2 = 2.04 (m)

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{62c} := \frac{1.6 \cdot Q_{ef}^{1.85} \cdot L_{cef2}}{10^7 \cdot P \cdot Def2^5} = 9.625 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

TRAMO 3

Presión manométrica $P = 8 \quad (\text{bar})$

Longitud de tubo $L_{ef3} := 0.54 \quad (\text{m})$

Caudal de aire $Q_{ef} = 0.076 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$

Con este caudal se asegura el uso de una pintura, un corte, una soldadura y una pistola de impacto

Diámetro interno de tubería $Def3 := 0.0243 \quad (\text{m}) \quad 1'' \text{ NPS cédula } 80$

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{63} := \frac{1.6 \cdot Q_{ef}^{1.85} \cdot L_{ef3}}{10^7 \cdot P \cdot Def3^5} = 0.011 \quad (\text{bar})$$

Caída de Presión Línea Principal 2

$$\Delta P_{p2} := \Delta P_{61c} + \Delta P_{62c} + \Delta P_{63} = 0.034 \quad (\text{bar})$$

LÍNEA DE DISTRIBUCIÓN

La Planta PPRP cuenta con tres áreas de trabajo. Cada área maneja distintos caudales y requiere su propia línea de distribución. Se cuenta con tres líneas de distribución:

- Línea Distribución 1, Área Granallado
- Línea Distribución 2, Área Pintura
- Línea Distribución 3, Área Taller

LÍNEA DISTRIBUCIÓN 1

Presión manométrica $P = 8 \text{ (bar)}$

Longitud de tubo $L_{de} := 19.84 \text{ (m)}$

Caudal de aire $Q_{de} := \frac{10.94}{60} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$

Con este caudal se asegura el uso de 2 equipos de granallado (incluye tolva de granallado y casco de respiración para operario)

Diámetro interno de tubería $D_{de} := 0.07792 \text{ (m)}$ 3" NPS cédula 40

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_5 := \frac{1.6 \cdot Q_{de}^{1.85} \cdot L_{de}}{10^7 \cdot P \cdot D_{de}^5} = 5.928 \times 10^{-3} \text{ (bar)}$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Longitud Equivalente de Tubería

Manual de Atlas Copco Página 78

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Tee	$C_{tde} := 3$	$P_{tde} := 4.8$	$T_{tde} := C_{tde} \cdot P_{tde} = 14.4$
Válvula de globo	$C_{vde} := 1$	$P_{vde} := 1$	$T_{vde} := C_{vde} \cdot P_{vde} = 1$
Codo R=2d	$C_{cde} := 3$	$P_{cde} := 1$	$T_{cde} := C_{cde} \cdot P_{cde} = 3$
Total	$T_{de} := T_{tde} + T_{vde} + T_{cde} = 18.4$		(m)

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

$$L_{cde} := L_{de} + T_{de} = 38.24 \quad (\text{m})$$

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{d1} := \frac{1.6 \cdot Q_{de}^{1.85} \cdot L_{cde}}{10^7 \cdot P \cdot D_{de}^5} = 0.011 \quad (\text{bar})$$

LÍNEA DE DISTRIBUCIÓN 2

Presión manométrica $P = 8 \quad (\text{bar})$

Longitud de tubo $L_{fg} := 37.64 \quad (\text{m})$

Caudal de aire $Q_{fg} := \frac{3.96}{60} \left(\frac{m^3}{s} \right)$

Con este caudal se asegura el uso de 2 equipos de pintura

Diámetro interno de tubería $D_{fg} := 0.04925 \text{ (m)}$ 2" NPS cédula 80

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_7 := \frac{1.6 \cdot Q_{fg}^{1.85} \cdot L_{fg}}{10^7 \cdot P \cdot D_{fg}^5} = 0.017 \text{ (bar)}$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Longitud Equivalente de Tubería

Manual de Atlas Copco Página 78

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Tee	$C_{tfg} := 3$	$P_{tfg} := 3$	$T_{tfg} := C_{tfg} \cdot P_{tfg} = 9$
Válvula de globo	$C_{vfg} := 1$	$P_{vfg} := 0.6$	$T_{vfg} := C_{vfg} \cdot P_{vfg} = 0.6$
Codo R=2d	$C_{cfg} := 3$	$P_{cfg} := 0.6$	$T_{cfg} := C_{cfg} \cdot P_{cfg} = 1.8$
Total	$T_{fg} := T_{tfg} + T_{vfg} + T_{cfg} = 11.4 \text{ (m)}$		

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

$L_{cfg} := L_{fg} + T_{fg} = 49.04 \text{ (m)}$

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta Pd2 := \frac{1.6 \cdot Q_{fg}^{1.85} \cdot L_{cfg}}{10^7 \cdot P \cdot D_{fg}^5} = 0.022 \quad (\text{bar})$$

LÍNEA DE DISTRIBUCIÓN 3

La Línea de Distribución 3 corresponde al área de Taller de la Planta PPRP. La línea de distribución 3 va desde la T de distribución hasta el punto más alejado de la Planta, siendo este el de mayor consumo (herramienta neumática con un caudal de 1.74 m³/min).

En la línea de distribución 3 cuenta con un filtro colocado antes de entrar la tubería a la canaleta de cruce de Planta, para disminuir partículas que afecten el desempeño de las tomas de soldadura. Unidades particulares en cada toma de soldadura no es factible por motivos de espacio.

El cálculo de caída de presión se lo hará por 2 tramos siendo estos:

- TRAMO 1: Se asume un diámetro de 1-1/2" NPS, un caudal que permita la utilización de al menos una herramienta de impacto con un caudal de 1.74 (m³/min).
- TRAMO 2: El segmento corresponde a la conexión de entrada y salida del filtro, de diámetro 1" NPS, con el caudal total de 1.74 (m³/min)

TRAMO 1

Presión manométrica P = 8 (bar)

Longitud de tubo L_{gh} := 79.2(m)

Caudal de aire Q_{gh} := $\frac{1.74}{60}$ $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$

Se analiza para el tramo más alejado de la planta, el mismo que posee el caudal más elevado de las herramientas neumáticas de la planta 1.74 m³/min (Pistola de Impacto)

Diámetro interno de tubería $D_{gh} := 0.0381 \text{ (m)}$ 1 ½" NPS cédula 80

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_8 := \frac{1.6 \cdot Q_{gh}^{1.85} \cdot L_{gh}}{10^7 \cdot P \cdot D_{gh}^5} = 0.028 \quad (\text{bar})$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Longitud Equivalente de Tubería

Manual de Atlas Copco Página 78

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Tee	$C_{tgh} := 6$	$P_{tgh} := 2.4$	$T_{tgh} := C_{tgh} \cdot P_{tgh} = 14.4$
Válvula de globo	$C_{vgh} := 3$	$P_{vgh} := 0.5$	$T_{vgh} := C_{vgh} \cdot P_{vgh} = 1.5$
Codo R=2d	$C_{cgh} := 12$	$P_{cgh} := 0.5$	$T_{cgh} := C_{cgh} \cdot P_{cgh} = 6$
Reducción	$C_{rgh} := 3$	$P_{rgh} := 0.7$	$T_{rgh} := C_{rgh} \cdot P_{rgh} = 2.1$
Total	$T_{gh} := T_{tgh} + T_{vgh} + T_{cgh} = 21.9$		(m)

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

$$L_{cgh} := L_{gh} + T_{gh} = 101.1 \quad (\text{m})$$

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{8c} := \frac{1.6 \cdot Q_{gh}^{1.85} \cdot L_{cgh}}{10^7 \cdot P \cdot D_{gh}^5} = 0.036 \quad (\text{bar})$$

TRAMO 2

Presión manométrica $P = 8$ (bar)

Longitud de tubo $L_{gh2} := 0.58$ (m)

Caudal de aire $Q_{gh} = 0.029$ $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

Se analiza para el tramo más alejado de la planta, el mismo que posee el caudal más elevado de las herramientas neumáticas de la planta $1.74 \text{ m}^3/\text{min}$ (Pistola de Impacto)

Díámetro interno de tubería $D_{gh2} := 0.0243$ (m) 1" NPS cédula 80

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{82} := \frac{1.6 \cdot Q_{gh}^{1.85} \cdot L_{gh2}}{10^7 \cdot P \cdot D_{gh2}^5} = 1.958 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Manual de Atlas Copco Página 78

Longitud Equivalente de Tubería

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Válvula de globo	$C_{v82} := 1$	$P_{v82} := 0.3$	$T_{v82} := C_{v82} \cdot P_{v82} = 0.3$
Total		$T_{82} := T_{v82} = 0.3$ (m)	

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

$$L_{c82} := L_{gh2} + T_{82} = 0.88 \quad (\text{m})$$

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{82c} := \frac{1.6 \cdot Q_{gh}^{1.85} \cdot L_{c82}}{10^7 \cdot P \cdot D_{gh}^5} = 3.136 \times 10^{-4} \quad (\text{bar})$$

Caída de Presión Línea de distribución 3

$$\Delta P_{d3} := \Delta P_{8c} + \Delta P_{82c} = 0.036 \quad (\text{bar})$$

LÍNEA DE SERVICIO

Se analiza la caída de presión para las líneas de servicio de pintura, granallado y armado

LÍNEA DE SERVICIO PINTURA

El cálculo de caída de presión se lo hará por 2 tramos siendo estos:

- TRAMO 1: Se asume un diámetro de 1" NPS, con su respectivo caudal de 1.98 (m³/min).
- TRAMO 2: El segmento corresponde a la conexión de entrada y salida de la unidad de tratamiento de aire comprendida por un Filtro+ Filtro Depurador y un Regulador.

TRAMO 1

Presión manométrica $P = 8 \quad (\text{bar})$

Longitud de tubo $L_{pt} := 0.89 \quad (\text{m})$

Caudal de aire $Q_{pt} := \frac{1.98}{60} \left(\frac{m^3}{s} \right)$

Caudal para que funcione una pistola de pintura

Diámetro interno de tubería $D_{pt} := 0.0243 \text{ (m)}$ 1" NPS cédula 80

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{pt} := \frac{1.6 \cdot Q_{pt}^{1.85} \cdot L_{pt}}{10^7 \cdot P \cdot D_{pt}^5} = 3.816 \times 10^{-3} \text{ (bar)}$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Manual de Atlas Copco Página 78

Longitud Equivalente de Tubería

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Válvula de globo	$C_{vpt} := 1$	$P_{vpt} := 0.3$	$T_{vpt} := C_{vpt} \cdot P_{vpt} = 0.3$
Codo R=2d	$C_{cpt} := 1$	$P_{cpt} := 0.3$	$T_{cpt} := C_{cpt} \cdot P_{cpt} = 0.3$
Reducción	$C_{rpt} := 2$	$P_{rpt} := 0.5$	$T_{rpt} := C_{rpt} \cdot P_{rpt} = 1$
Total	$T_{pt} := T_{vpt} + T_{cpt} + T_{rpt} = 1.6$		(m)

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

$L_{cpt} := L_{pt} + T_{pt} = 2.49 \text{ (m)}$

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{ptc} := \frac{1.6 \cdot Q_{pt}^{1.85} \cdot L_{cpt}}{10^7 \cdot P \cdot D_{pt}^5} = 0.011 \quad (\text{bar})$$

TRAMO 2

Presión manométrica $P = 8 \quad (\text{bar})$

Longitud de tubo $L_{pt2} := 0.6 \quad (\text{m})$

Caudal de aire $Q_{pt} = 0.033 \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$

Caudal para que funcione una pistola de pintura

Diámetro interno de tubería $D_{pt2} := 0.01885 \quad (\text{m}) \quad \frac{3}{4}'' \text{ NPS cédula } 80$

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{pt2} := \frac{1.6 \cdot Q_{pt}^{1.85} \cdot L_{pt2}}{10^7 \cdot P \cdot D_{pt2}^5} = 9.16 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Manual de Atlas Copco Página 78

Longitud Equivalente de Tubería			
Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Codo R=2d	$C_{cpt2} := 1$	$P_{cpt2} := 0.3$	$T_{cpt2} := C_{cpt2} \cdot P_{cpt2} = 0.3$
Total	$T_{pt2} := T_{cpt2} = 0.3$	(m)	

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

$$L_{cpt2} := L_{pt2} + T_{pt2} = 0.9 \quad (\text{m})$$

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{pt2c} := \frac{1.6 \cdot Q_{pt}^{1.85} \cdot L_{cpt2}}{10^7 \cdot P \cdot D_{pt}^5} = 3.859 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

Caída de Presión Línea de Servicio Pintura

$$\Delta P_{ptf} := \Delta P_{ptc} + \Delta P_{pt2c} = 0.015 \quad (\text{bar})$$

LÍNEA DE SERVICIO GRANALLADO

El cálculo de caída de presión se lo hará por 2 tramos siendo estos:

- TRAMO 1: Se asume un diámetro de 1-1/2" NPS, con su respectivo caudal de 4.9 (m³/min).
- TRAMO 2: La boquilla de granallado tanto para la tolva como para el casco de respiración de operario es de 1" NPS, por lo que se analiza la parte de este tramo con dicho diámetro

TRAMO 1

Presión manométrica $P = 8 \quad (\text{bar})$

Longitud de tubo $L_{sb} := 1.29 \quad (\text{m})$

Caudal de aire $Q_{sb} := \frac{4.9}{60} \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$

Caudal para que funcione una toma de granallado

Diámetro interno de tubería $D_{sb} := 0.0381 \text{ (m)}$ 1-1/2" NPS cédula 80

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{sb} := \frac{1.6 \cdot Q_{sb}^{1.85} \cdot L_{sb}}{10^7 \cdot P \cdot D_{sb}^5} = 3.121 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Manual de Atlas Copco Página 78

Longitud Equivalente de Tubería

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Válvula de globo	$C_{vsb} := 2$	$P_{vsb} := 0.5$	$T_{vsb} := C_{vsb} \cdot P_{vsb} = 1$
Codo R=2d	$C_{csb} := 1$	$P_{csb} := 0.5$	$T_{csb} := C_{csb} \cdot P_{csb} = 0.5$
Reducción	$C_{rsb} := 4$	$P_{rsb} := 0.7$	$T_{rsb} := C_{rsb} \cdot P_{rsb} = 2.8$
Tee	$C_{tsb} := 1$	$P_{tsb} := 2.4$	$T_{tsb} := C_{tsb} \cdot P_{tsb} = 2.4$
Total	$T_{sb} := T_{vsb} + T_{csb} + T_{rsb} + T_{tsb} = 6.7$		(m)

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

$$L_{csb} := L_{sb} + T_{sb} = 7.99 \quad (\text{m})$$

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{sbc} := \frac{1.6 \cdot Q_{sb}^{1.85} \cdot L_{csb}}{10^7 \cdot P \cdot D_{sb}^5} = 0.019 \quad (\text{bar})$$

TRAMO 2

Presión manométrica $P = 8$ (bar)

Longitud de tubo $L_{sb2} := 0.21$ (m)

Caudal de aire $Q_{sb2} := \frac{4.9}{60} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$

Caudal para que funcione una toma de granallado

Diámetro interno de tubería $D_{sb2} := 0.0243$ (m) 1 NPS cédula 80

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{sb2} := \frac{1.6 \cdot Q_{sb2}^{1.85} \cdot L_{sb2}}{10^7 \cdot P \cdot D_{sb2}^5} = 4.814 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Manual de Atlas Copco Página 78

Longitud Equivalente de Tubería

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Codo R=2d	$C_{csb2} := 2$	$P_{csb2} := 0.3$	$T_{csb2} := C_{csb2} \cdot P_{csb2} = 0.6$

Total $T_{sb2} := T_{csb2} = 0.6 \text{ (m)}$

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

$L_{csb2} := L_{sb2} + T_{sb2} = 0.81 \text{ (m)}$

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

Caída de Presión Línea de Servicio Granallado

$$\Delta P_{sb2c} := \frac{1.6 \cdot Q_{sb2}^{1.85} \cdot L_{csb2}}{10^7 \cdot P \cdot D_{sb2}^5} = 0.019 \text{ (bar)}$$

Caída de Presión Línea de Servicio Granallado

$\Delta P_{sbf} := \Delta P_{sbc} + \Delta P_{sb2c} = 0.038 \text{ (bar)}$

LÍNEA DE SERVICIO PLANTA PISTOLA DE IMPACTO

El cálculo de caída de presión se lo hará por 2 tramos siendo estos:

- TRAMO 1: Se asume un diámetro de 1" NPS, con su respectivo caudal de 1.74 (m³/min).
- TRAMO 2: El segmento corresponde a la conexión de entrada y salida de la unidad de tratamiento de aire comprendida por un Filtro+ Regulador + Lubricador.

TRAMO 1

Presión manométrica $P = 8 \text{ (bar)}$

Longitud de tubo $L_{pi} := 2.79 \text{ (m)}$

Caudal de aire $Q_{pi} := \frac{1.74}{60} \left(\frac{m^3}{s} \right)$

Caudal para que funcione una toma de Armado (Pistola de Impacto)

Diámetro interno de tubería $D_{pi} := 0.0243$ (m) 1" NPS cédula 80

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{pi} := \frac{1.6 \cdot Q_{pi}^{1.85} \cdot L_{pi}}{10^7 \cdot P \cdot D_{pi}^5} = 9.42 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Manual de Atlas Copco Página 78

Longitud Equivalente de Tubería

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Válvula de globo	$C_{vpi} := 1$	$P_{vpi} := 0.3$	$T_{vpi} := C_{vpi} \cdot P_{vpi} = 0.3$
Reducción	$C_{rpi} := 2$	$P_{rpi} := 0.5$	$T_{rpi} := C_{rpi} \cdot P_{rpi} = 1$
Tee	$C_{tpi} := 1$	$P_{tpi} := 1.5$	$T_{tpi} := C_{tpi} \cdot P_{tpi} = 1.5$
Total			$T_{pi} := T_{vpi} + T_{rpi} + T_{tpi} = 2.8$ (m)

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

$$L_{cpi} := L_{pi} + T_{pi} = 5.59 \quad (\text{m})$$

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{pic} := \frac{1.6 \cdot Q_{pi}^{1.85} \cdot L_{cpi}}{10^7 \cdot P \cdot D_{pi}^5} = 0.019 \quad (\text{bar})$$

TRAMO 2

Presión manométrica $P = 8$ (bar)

Longitud de tubo $L_{pi2} := 0.36$ (m)

Caudal de aire $Q_{pi} = 0.029 \left(\frac{m^3}{s} \right)$

Caudal para que funcione una toma de Armado (Pistola de Impacto)

Diámetro interno de tubería $D_{pi2} := 0.01387$ (m) $\frac{1}{2}$ " NPS cédula 80

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{pi2} := \frac{1.6 \cdot Q_{pi}^{1.85} \cdot L_{pi2}}{10^7 \cdot P \cdot D_{pi2}^5} = 0.02 \quad (\text{bar})$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Manual de Atlas Copco Página 78

Longitud Equivalente de Tubería

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Codo	$C_{cpi2} := 1$	$P_{cpi2} := 0.2$	$T_{cpi} := C_{cpi2} \cdot P_{cpi2} = 0.2$
Total		$T_{pi2} := T_{cpi} = 0.2$ (m)	

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

$$L_{cpi2} := L_{pi2} + T_{pi2} = 0.56 \quad (\text{m})$$

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{pi2c} := \frac{1.6 \cdot Q_{pi}^{1.85} \cdot L_{cpi2}}{10^7 \cdot P \cdot D_{pi2}^5} = 0.031 \quad (\text{bar})$$

Caída de Presión Línea de Servicio Planta

$$\Delta P_{pif} := \Delta P_{pic} + \Delta P_{pi2c} = 0.05 \quad (\text{bar})$$

LÍNEA DE SERVICIO ÁREA CORTE

El cálculo de caída de presión se lo hará por 3 tramos siendo estos:

- TRAMO 1: Se asume un diámetro de 1" NPS, con su respectivo caudal de 0.26 (m³/min).
- TRAMO 2: No existe la reducción en el mercado directa de 1" a ¼" (por boquilla de utilización) y por la caída de presión que significa un tramo de ¼", se diseñó para un tramo de tubería de ¾".
- TRAMO 3: El segmento corresponde a la conexión de entrada y salida de la unidad de tratamiento de aire comprendida por un Filtro+ Filtro Depurador y un Regulador.

TRAMO 1

Presión manométrica $P = 8 \quad (\text{bar})$

Longitud de tubo $L_{ce} := 15.845 \quad (\text{m})$

Caudal de aire $Q_{ce} := \frac{0.26}{60} \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$

Caudal para que funcione el equipo de corte por plasma-aire

Diámetro interno de tubería $D_{ce} := 0.0243 \quad (\text{m}) \quad 1" \text{ NPS cédula } 80$

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{ce} := \frac{1.6 \cdot Q_{ce}^{1.85} \cdot L_{ce}}{10^7 \cdot P \cdot D_{ce}^5} = 1.589 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Manual de Atlas Copco Página 78

Longitud Equivalente de Tubería

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Válvula de globo	$C_{vce} := 1$	$P_{vce} := 0.3$	$T_{vce} := C_{vce} \cdot P_{vce} = 0.3$
Reducción	$C_{rce} := 1$	$P_{rce} := 0.5$	$T_{rce} := C_{rce} \cdot P_{rce} = 0.5$
Tee	$C_{tce} := 1$	$P_{tce} := 1.5$	$T_{tce} := C_{tce} \cdot P_{tce} = 1.5$
Codo	$C_{cce} := 7$	$P_{cce} := 0.3$	$T_{cce} := C_{cce} \cdot P_{cce} = 2.1$
Total			$T_{ce} := T_{vce} + T_{rce} + T_{tce} + T_{cce} = 4.4 \quad (\text{m})$

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

$$L_{cce} := L_{ce} + T_{ce} = 20.245 \quad (\text{m})$$

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{cec} := \frac{1.6 \cdot Q_{ce}^{1.85} \cdot L_{cce}}{10^7 \cdot P \cdot D_{ce}^5} = 2.03 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

TRAMO 2

Presión manométrica $P = 8$ (bar)

Longitud de tubo $L_{ce2} := 0.32$ (m)

Caudal de aire $Q_{ce} = 4.333 \times 10^{-3} \left(\frac{m^3}{s} \right)$

Caudal para que funcione una pistola de pintura

Diámetro interno de tubería $D_{ce2} := 0.01885$ (m) $\frac{3}{4}$ " NPS cédula 80

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{ce2} := \frac{1.6 \cdot Q_{ce}^{1.85} \cdot L_{ce2}}{10^7 \cdot P \cdot D_{ce2}^5} = 1.142 \times 10^{-4} \quad (\text{bar})$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Manual de Atlas Copco Página 78

Longitud Equivalente de Tubería

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Válvula de globo	$C_{vce2} := 1$	$P_{vce2} := 0.3$	$T_{vce2} := C_{vce2} \cdot P_{vce2} = 0.3$
Reducción	$C_{rce2} := 2$	$P_{rce2} := 0.4$	$T_{rce2} := C_{rce2} \cdot P_{rce2} = 0.8$
Codo	$C_{cce2} := 1$	$P_{cce2} := 0.3$	$T_{cce2} := C_{cce2} \cdot P_{cce2} = 0.3$
Total	$T_{ce2} := T_{vce2} + T_{rce2} + T_{cce2} = 1.4$		(m)

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

$$L_{ce2} := L_{ce2} + T_{ce2} = 1.72 \quad (\text{m})$$

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{ce2c} := \frac{1.6 \cdot Q_{ce}^{1.85} \cdot L_{ce2}}{10^7 \cdot P \cdot D_{ce2}^5} = 6.139 \times 10^{-4} \quad (\text{bar})$$

TRAMO 3

Presión manométrica $P = 8 \quad (\text{bar})$

Longitud de tubo $L_{ce3} := 0.19 \quad (\text{m})$

Caudal de aire $Q_{ce} = 4.333 \times 10^{-3} \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$

Caudal para que funcione una pistola de pintura

Diámetro interno de tubería $D_{ce3} := 0.00767 \quad (\text{m}) \quad \frac{1}{4}'' \text{ NPS cédula } 80$

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{ce3} := \frac{1.6 \cdot Q_{ce}^{1.85} \cdot L_{ce3}}{10^7 \cdot P \cdot D_{ce3}^5} = 6.08 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

Caída de Presión Línea de Servicio Planta Corte

$$\Delta P_{cef} := \Delta P_{cec} + \Delta P_{ce2c} + \Delta P_{ce3} = 8.724 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

LÍNEA DE SERVICIO PLANTA SOLDADURA

Presión manométrica $P = 8$ (bar)

Longitud de tubo $L_{sa} := 0.39$ (m)

Caudal de aire $Q_{sa} := \frac{0.58}{60} \left(\frac{m^3}{s} \right)$

Caudal para que funcione una pistola de pintura

Diámetro interno de tubería $D_{sa} := 0.01387$ (m) ½" NPS cédula 80

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{sa} := \frac{1.6 \cdot Q_{sa}^{1.85} \cdot L_{sa}}{10^7 \cdot P \cdot D_{sa}^5} = 2.848 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

TABLA PARA LA RESISTENCIA NO REPETIDA

Manual de Atlas Copco Página 78

Longitud Equivalente de Tubería

Pieza	Cantidad	Por unidad (m)	Total (m)
Válvula de globo	$C_{vsa} := 1$	$P_{vsa} := 0.2$	$T_{vsa} := C_{vsa} \cdot P_{vsa} = 0.2$
Reducción	$C_{rsa} := 1$	$P_{rsa} := 0.3$	$T_{rsa} := C_{rsa} \cdot P_{rsa} = 0.3$
Codo	$C_{csa} := 1$	$P_{csa} := 0.2$	$T_{csa} := C_{csa} \cdot P_{csa} = 0.2$
Total	$T_{sa} := T_{vsa} + T_{rsa} + T_{csa} = 0.7$		(m)

TOTAL DE LONGITUD DE TUBERÍA NECESARIA

$$L_{csa} := L_{sa} + T_{sa} = 1.09 \quad (\text{m})$$

Caída de Presión Corregida

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{csa} := \frac{1.6 \cdot Q_{sa}^{1.85} \cdot L_{csa}}{10^7 \cdot P \cdot D_{sa}^5} = 7.959 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

Caída de Presión Línea de Servicio Planta Soldadura

$$\Delta P_{csaf} := \Delta P_{csa} = 7.959 \times 10^{-3} \quad (\text{bar})$$

LÍNEA INTERCONEXIÓN

LÍNEA DE INTERCONEXIÓN GRANALLADO

Presión manométrica $P = 8 \quad (\text{bar})$

Longitud de tubo $L_{isb} := 6 \quad (\text{m})$

Caudal de aire $Q_{sb} = 0.082 \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$

Caudal para que funcione una toma de granallado

Diámetro interno de tubería $D_{isb} := 0.0243 \quad (\text{m}) \quad 1'' \text{ NPS cédula } 80$

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{isb} := \frac{1.6 \cdot Q_{sb}^{1.85} \cdot L_{isb}}{10^7 \cdot P \cdot D_{isb}^5} = 0.138 \quad (\text{bar})$$

LÍNEA DE INTERCONEXIÓN PINTURA

Presión manométrica $P = 8$ (bar)

Longitud de tubo $L_{ipt} := 6$ (m)

Caudal de aire $Q_{pt} = 0.033 \left(\frac{m^3}{s} \right)$

Caudal para que funcione una toma de pintura

Diámetro interno de tubería $D_{ipt} := 0.01885$ (m) $\frac{3}{4}$ " NPS cédula 80

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{ipt} := \frac{1.6 \cdot Q_{pt}^{1.85} \cdot L_{ipt}}{10^7 \cdot P \cdot D_{ipt}^5} = 0.092 \quad (\text{bar})$$

LÍNEA DE INTERCONEXIÓN PISTOLA DE IMPACTO

Presión manométrica $P = 8$ (bar)

Longitud de tubo $L_{ipi} := 5$ (m)

Caudal de aire $Q_{pi} = 0.029 \left(\frac{m^3}{s} \right)$

Caudal para que funcione una toma de pintura

Diámetro interno de tubería $D_{ipi} := 0.01387$ (m) $\frac{1}{2}$ " NPS cédula 80

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{ipi} := \frac{1.6 \cdot Q_{pi}^{1.85} \cdot L_{ipi}}{10^7 \cdot P \cdot D_{ipi}^5} = 0.279 \quad (\text{bar})$$

LÍNEA DE INTERCONEXIÓN CORTE

Presión manométrica $P = 8 \quad (\text{bar})$

Longitud de tubo $L_{ict} := 4 \quad (\text{m})$

Caudal de aire $Q_{ct} := \frac{0.26}{60} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$

Caudal para que funcione la toma de corte

Diámetro interno de tubería $D_{ict} := 0.00767 \quad (\text{m})$ $\frac{1}{4}'' \text{ NPS cédula } 80$

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{ict} := \frac{1.6 \cdot Q_{ct}^{1.85} \cdot L_{ict}}{10^7 \cdot P \cdot D_{ict}^5} = 0.128 \quad (\text{bar})$$

LÍNEA DE INTERCONEXIÓN SOLDADURA

Presión manométrica $P = 8 \quad (\text{bar})$

Longitud de tubo $L_{isa} := 4 \quad (\text{m})$

Caudal de aire $Q_{sa} = 9.667 \times 10^{-3} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$

Caudal para que funcione una toma de soldadura

Diámetro interno de tubería $Disa := 0.01387 \text{ (m)} \quad \frac{1}{2}'' \text{ NPS cédula 80}$

Caída de Presión

Para determinar la caída de presión en cada tramo se utiliza la ecuación 2.4

$$\Delta P_{isa} := \frac{1.6 \cdot Q_{sa}^{1.85} \cdot L_{isa}}{10^7 \cdot P \cdot Disa^5} = 0.029 \quad (\text{bar})$$

CAÍDAS DE PRESIÓN

ÁREA GRANALLADO

$$\Delta T_{sb} := \Delta P_{p1} + \Delta P_{d1} + \Delta P_{sbf} + \Delta P_{isb} + 0.3 + 0.3 = 0.804 \quad (\text{bar})$$

Se le suma 0.3 por los Accesorios de Línea y 0.3 por Filtro Obstruido

ÁREA PINTURA

$$\Delta T_{pt} := \Delta P_{p1} + \Delta P_{p2} + \Delta P_{d2} + \Delta P_{ptf} + \Delta P_{ipt} + 0.3 + 0.3 = 0.78 \quad (\text{bar})$$

Se le suma 0.3 por los Accesorios de Línea, 0.3 por Filtro Obstruido y 0.2 por secador frigorífico

CAÍDA DE PRESIÓN TOTAL PLANTA ARMADO

$$\Delta T_{pl} := \Delta P_{p1} + \Delta P_{p2} + \Delta P_{d3} + \Delta P_{pif} + \Delta P_{ipi} + 0.3 + 0.3 = 1.016 \quad (\text{bar})$$

Se le suma 0.3 por los Accesorios de Línea y 0.3 por Filtro Obstruido.

CAÍDA DE PRESIÓN TOTAL PLANTA CORTE

$$\Delta T_{pla} := \Delta P_{p1} + \Delta P_{p2} + \Delta P_{d3} + \Delta P_{cef} + \Delta P_{ict} + 0.3 + 0.3 = 0.824 \quad (\text{bar})$$

Se suma 0.3 por los Accesorios de Línea y 0.3 por Filtro Obstruido.

CAÍDA DE PRESIÓN TOTAL PLANTA SOLDADURA

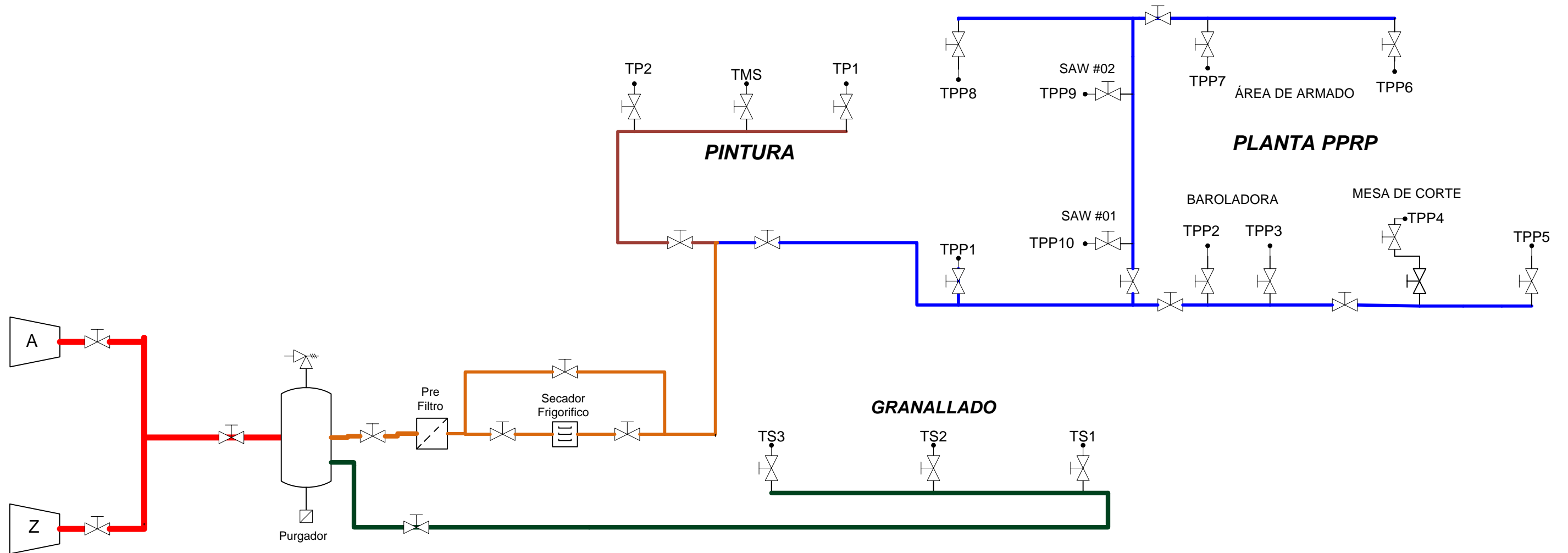
$$\Delta T_{pls} := \Delta P_{p1} + \Delta P_{p2} + \Delta P_{d3} + \Delta P_{csaf} + \Delta P_{isa} + 0.3 + 0.3 = 0.72 \quad (\text{bar})$$

Se suma 0.3 por los Accesorios de Línea y 0.3 por Filtro Obstruido

ANEXO 11

ESQUEMA DE LA RED DE AIRE COMPRIMIDO

SEGMENTOS DE RED DE AIRE COMPRIMIDO



SIMBOLOGÍA

	Compresor
	Válvula de Bola
	TPn Toma de aire Área Pintura
	TSn Toma de aire Área Granallado
	TPPn Toma de aire Área Planta PPRP
	TMS Toma de aire para Microgranallado
	Purgador de Tanque
	Línea Principal 1
	Línea Principal 2
	Línea Distribución Granallado
	Línea Distribución Planta
	Línea Distribución Pintura

Consideraciones:

- * La línea de distribución en Granallado, Pintura y Planta, sigue una ruta exterior a una altura de 0,5 (m) sobre el nivel del suelo, con una inclinación 1:200, para el Área de Planta y Pintura, mientras que para Granallado la inclinación es de 1° debido a que la línea que alimenta a esta área no posee secador.
- * La línea que cruza internamente la planta es subterránea, aprovechando con esto la canaleta que cruza la planta, además que un cruce aéreo no es posible debido a que reduce el espacio de movilización del puente grúa.
- * Los circuitos que se muestran son de configuración abierta, para evitar un sobredimensionamiento de diámetro de tubería para el circuito de la Planta.
- * Se considera un secador para el circuito abierto que alimenta el área de Pintura y de Planta.
- * Se considera un by pass para dar mantenimiento al secador.

ANEXO 12

CÁLCULO DE SOPORTES DE TUBERÍA

SOPORTES DE TUBERÍA

3" y 2" NPS

$$d_i := 3.068 \cdot 25.4 = 77.927 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro Interior de Tubería}$$

$$L := 3000 \quad (\text{mm}) \quad \text{Distancia entre apoyos}$$

$$L_{tu} := \frac{3000}{304.8} = 9.843 \quad (\text{pie})$$

$$V := \frac{\pi \cdot (d_i^2) \cdot L}{4} = 1.431 \times 10^7 \quad (\text{mm}^3) \quad \text{Volumen de la tubería entre apoyos}$$

$$\rho_{\text{aire}} := \frac{9.61}{(1000^3)} = 9.61 \times 10^{-9} \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} \right) \quad \text{Densidad del aire}$$

$$m := V \cdot \rho_{\text{aire}} = 0.138 \quad (\text{Kg}) \quad \text{Peso del aire en la tubería}$$

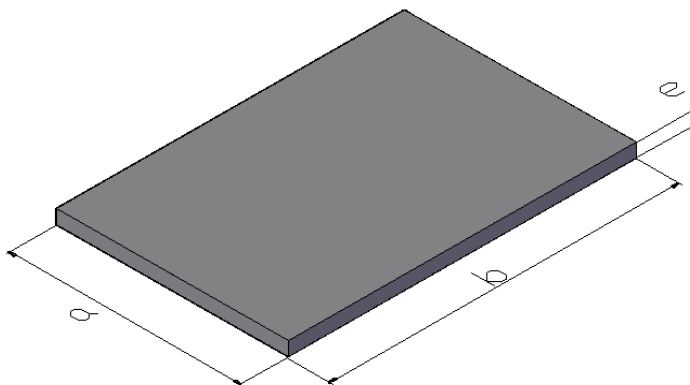
$$W_a := m \cdot 2 = 0.275 \quad (\text{lb})$$

$$W_{tu} := 7.57 \quad \left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}} \right) \quad \text{Peso de la tubería por pie, cédula 40, Pressure Vessel Handbook}$$

$$W_t := W_{tu} \cdot L_{tu} = 74.508 \quad (\text{lb}) \quad \text{Peso de la tubería}$$

$$W_T := W_a + W_t = 74.783 \quad (\text{lb}) \quad \text{Peso Total de Tubería}$$

PLACA 1



$$a := 100 \text{ (mm)}$$

$$b := 175 \text{ (mm)}$$

$$e := 6 \text{ (mm)}$$

$$V_{\text{placa}} := a \cdot b \cdot e = 1.05 \times 10^5 \text{ (mm}^3\text{)} \quad \text{Volumen de la placa 1}$$

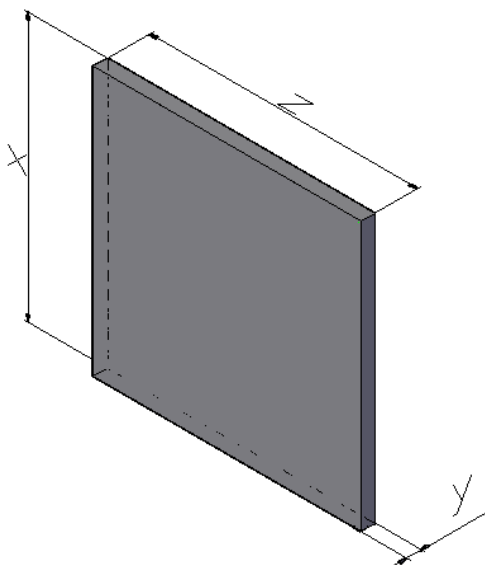
$$\rho_{\text{acero}} := \frac{7850}{1000^3} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} \right)$$

$$W_{\text{plac}} := V_{\text{placa}} \cdot \rho_{\text{acero}} = 0.824 \text{ (Kg)}$$

Peso placa 1

$$W_{\text{placa}} := W_{\text{plac}} \cdot 2.2 = 1.813 \text{ (lb)}$$

PLACA 2



$$z := 100 \text{ (mm)}$$

$$x := 175 \text{ (mm)}$$

$$y := 6 \text{ (mm)}$$

$$V_{\text{placa2}} := z \cdot x \cdot y = 1.05 \times 10^5 \text{ (mm}^3\text{)} \quad \text{Volumen de la placa 2}$$

$$\rho_{\text{acero}} = 7.85 \times 10^{-6} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} \right)$$

$$W_{\text{plac2}} := V_{\text{placa}} \cdot \rho_{\text{acero}} = 0.824 \quad (\text{Kg})$$

Peso placa 2

$$W_{\text{placa2}} := W_{\text{plac}} \cdot 2.2 = 1.813 \quad (\text{lb})$$

$$W_{\text{Total}} := W_{\text{placa}} + W_{\text{placa2}} + W_T = 78.41 \quad (\text{lb})$$

$$W_{\text{diseno}} := 1.5 \cdot W_{\text{Total}} = 117.614 \quad (\text{lb}) \quad \text{Peso de Diseño para pernos de anclaje}$$

PERNOS DE ANCLAJE

Se considera pernos de 5/16 de pulgada para el análisis

$$A_s := 0.0454 \quad (\text{pulgada}^2) \quad \text{Área transversal del perno de 5/16 de pulgada, tomado de Shigley Página 399}$$

$$\tau := \frac{W_{\text{diseno}}}{A_s} = 2.591 \times 10^3 \quad (\text{psi}) \quad \text{Esfuerzo Cortante en los Pernos Producido por el Peso de Diseño}$$

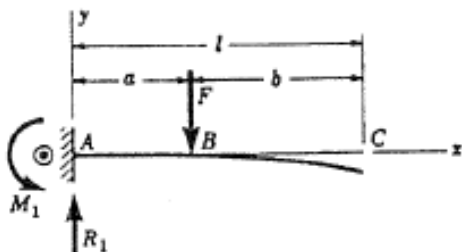
ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO

$$S_y := 15000 \quad (\text{psi}) \quad \text{Esfuerzo Admisible para Pernos de Anclaje}$$

$$\eta := \frac{S_y}{2 \cdot \tau} = 2.895 \quad \text{Factor de Seguridad para un Perno de Anclaje}$$

Se aceptan dos pernos de anclaje de 5/16 de pulgada para el diseño

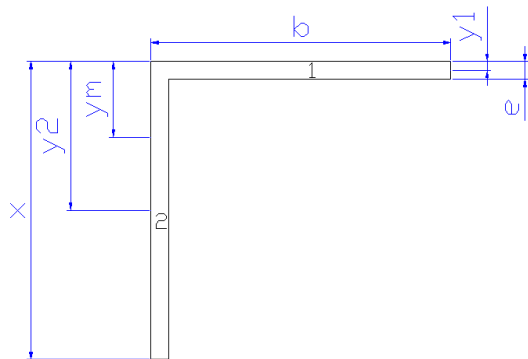
DEFLEXIÓN DE LA PLACA BASE



Para calcular la deflexión máxima de la placa base se utiliza la siguiente ecuación:

$$y_{\max} = \frac{F \times a^2}{6 \times E \times L} (a - 3 \times L)$$

MOMENTO DE INERCIA



$$A1 := b \cdot e = 1.05 \times 10^3 \quad (\text{mm}^2) \qquad A2 := x \cdot e = 1.05 \times 10^3 \quad (\text{mm}^2)$$

$$y1 := \frac{e}{2} = 3 \quad (\text{mm}) \qquad y2 := \frac{x}{2} = 87.5 \quad (\text{mm})$$

$$y_m := \frac{A1 \cdot y1 + A2 \cdot y2}{A1 + A2} = 45.25 \quad (\text{mm}) \quad \text{Centro de Gravedad}$$

$$I1 := \frac{1}{12} \cdot b \cdot e^3 + A1 \cdot (y_m - y1)^2 = 1.877 \times 10^6 \quad (\text{mm}^4) \quad \text{Momento de Inercia Placa 1}$$

$$I2 := \frac{1}{12} \cdot e \cdot x^3 + A2 \cdot (y2 - y_m)^2 = 4.554 \times 10^6 \quad (\text{mm}^4) \quad \text{Momento de Inercia Placa 2}$$

$$IT := I1 + I2 = 6.431 \times 10^6 \quad (\text{mm}^4)$$

$$ITo := \frac{IT}{(25.4^4)} = 15.452 \quad (\text{pulgada}^4) \quad \text{Momento Total}$$

$$E := 30 \cdot 10^6 \text{ (psi)} \quad \text{Módulo de Elasticidad del Acero, Shigley Tabla A-5}$$

DEFLEXIÓN MÁXIMA

$$y_{\max} := \frac{(W_{\text{diseno}} - W_{\text{placa2}}) \cdot \left(\frac{b}{2}\right)^2}{6 \cdot E \cdot (ITo)} \cdot \left(\frac{b}{2} - 3 \cdot b\right) = -0.139 \quad \text{(pulgada)}$$

NPS 1-1/2 (pulgadas)

$$d_i := 1.939 \cdot 25.4 = 49.251 \quad \text{(mm)} \quad \text{Diámetro Interior de Tubería}$$

$$L := 3000 \quad \text{(mm)} \quad \text{Distancia entre apoyos}$$

$$L_{tu} := \frac{3000}{304.8} = 9.843 \quad \text{(pie)}$$

$$V := \frac{\pi \cdot (d_i^2) \cdot L}{4} = 5.715 \times 10^6 \quad \text{(mm}^3\text{)} \quad \text{Volumen de la tubería entre apoyos}$$

$$\rho_{\text{aire}} := \frac{9.61}{(1000^3)} = 9.61 \times 10^{-9} \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3}\right) \quad \text{Densidad del aire}$$

$$m := V \cdot \rho_{\text{aire}} = 0.055 \quad \text{(Kg)} \quad \text{Peso del aire en la tubería}$$

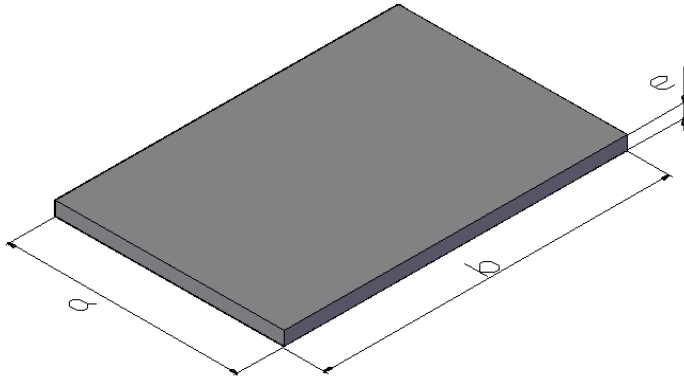
$$W_a := m \cdot 2.2 = 0.121 \quad \text{(lb)}$$

$$W_{tu} := 5.022 \quad \left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}}\right) \quad \text{Peso de la tubería por pie, cédula 80, Pressure Vessel Handbook}$$

$$W_t := W_{tu} \cdot L_{tu} = 49.429 \quad \text{(lb)} \quad \text{Peso de la tubería}$$

$$W_T := W_a + W_t = 49.55 \quad \text{(lb)} \quad \text{Peso Total de Tubería}$$

PLACA 1



$$a := 100 \text{ (mm)}$$

$$b := 125 \text{ (mm)}$$

$$e := 6 \text{ (mm)}$$

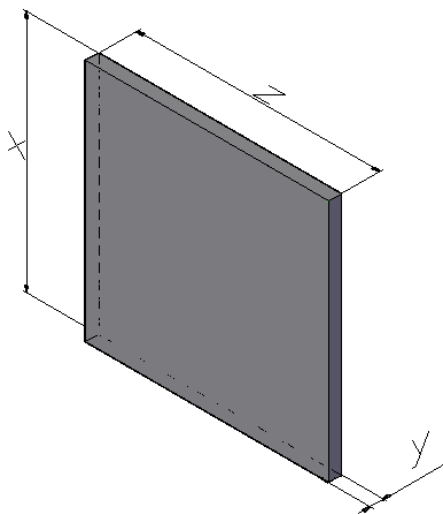
$$V_{\text{placa}} := a \cdot b \cdot e = 7.5 \times 10^4 \text{ (mm}^3\text{)} \quad \text{Volumen de la placa 1}$$

$$\rho_{\text{acero}} := \frac{7850}{1000^3} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} \right)$$

$$W_{\text{plac}} := V_{\text{placa}} \cdot \rho_{\text{acero}} = 0.589 \text{ (Kg)}$$

$$W_{\text{placa}} := W_{\text{plac}} \cdot 2.2 = 1.295 \text{ (lb)} \quad \text{Peso placa 1}$$

PLACA 2



$$z := 100 \quad (\text{mm})$$

$$x := 125 \quad (\text{mm})$$

$$y := 6 \quad (\text{mm})$$

$$V_{\text{placa2}} := z \cdot x \cdot y = 7.5 \times 10^4 \quad (\text{mm}^3) \quad \text{Volumen de la placa 2}$$

$$\rho_{\text{acero}} = 7.85 \times 10^{-6} \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} \right)$$

$$W_{\text{plac2}} := V_{\text{placa}} \cdot \rho_{\text{acero}} = 0.589 \quad (\text{Kg})$$

$$W_{\text{placa2}} := W_{\text{plac}} \cdot 2.2 = 1.295 \quad (\text{lb}) \quad \text{Peso placa 2}$$

$$W_{\text{Total}} := W_{\text{placa}} + W_{\text{placa2}} + W_{\text{T}} = 52.14 \quad (\text{lb})$$

$$W_{\text{diseno}} := 1.5 \cdot W_{\text{Total}} = 78.211 \quad (\text{lb}) \quad \text{Peso de Diseño para pernos de anclaje}$$

PERNOS DE ANCLAJE

Se considera pernos de 1/4 de pulgada para el análisis

$$A_s := 0.0269 \quad (\text{pulgada}^2) \quad \text{Área transversal del perno de 1/4 de pulgada, tomado de Shigley Página 399}$$

$$\tau := \frac{W_{\text{diseno}}}{A_s} = 2.907 \times 10^3 \quad (\text{psi}) \quad \text{Esfuerzo Cortante en los Pernos Producido por el Peso de Diseño}$$

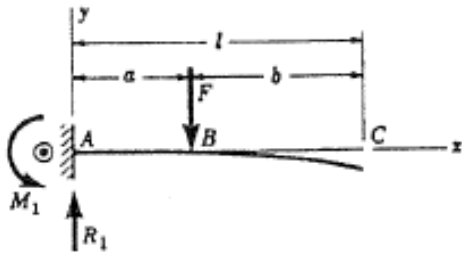
ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO

$$S_y := 15000 \quad (\text{psi}) \quad \text{Esfuerzo Admisible para Pernos de Anclaje}$$

$$\eta := \frac{S_y}{2 \cdot \tau} = 2.58 \quad \text{Factor de Seguridad para un Perno de Anclaje}$$

Se aceptan dos pernos de anclaje de 1/4 de pulgada para el diseño

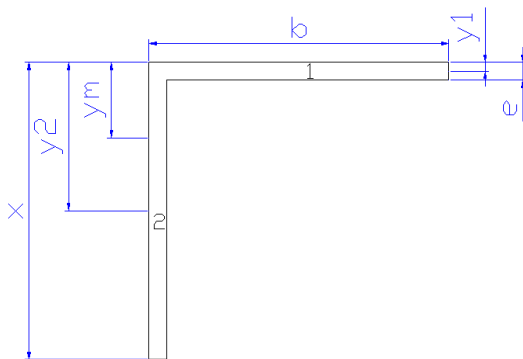
DEFLEXIÓN DE LA PLACA BASE



Para calcular la deflexión máxima de la placa base se utiliza la siguiente ecuación:

$$y_{\max} = \frac{F x a^2}{6 x E x L} (a - 3 x L)$$

MOMENTO DE INERCIA



$$A1 := b \cdot e = 750 \quad (\text{mm}^2)$$

$$A2 := x \cdot e = 750 \quad (\text{mm}^2)$$

$$y1 := \frac{e}{2} = 3 \quad (\text{mm})$$

$$y2 := \frac{x}{2} = 62.5 \quad (\text{mm})$$

$$y_m := \frac{A1 \cdot y1 + A2 \cdot y2}{A1 + A2} = 32.75 \quad (\text{mm}) \quad \text{Centro de Gravedad}$$

$$I1 := \frac{1}{12} \cdot b \cdot e^3 + A1 \cdot (y_m - y1)^2 = 6.66 \times 10^5 \quad (\text{mm}^4) \quad \text{Momento de Inercia Placa 1}$$

$$I_2 := \frac{1}{12} \cdot e \cdot x^3 + A_2 \cdot (y_2 - y_m)^2 = 1.64 \times 10^6 \quad (\text{mm}^4) \quad \text{Momento de Inercia Placa 2}$$

$$I_T := I_1 + I_2 = 2.306 \times 10^6 \quad (\text{mm}^4)$$

Momento Total

$$I_{To} := \frac{I_T}{(25.4^4)} = 5.541 \quad (\text{pulgada}^4)$$

$$E := 30 \cdot 10^6 \quad (\text{psi}) \quad \text{Módulo de Elasticidad del Acero, Shigley Tabla A-5}$$

DEFLEXIÓN MÁXIMA

$$y_{\max} := \frac{(W_{\text{diseno}} - W_{\text{placa2}}) \cdot \left(\frac{b}{2}\right)^2}{6 \cdot E \cdot (I_{To})} \cdot \left(\frac{b}{2} - 3 \cdot b\right) = -0.139 \quad (\text{pulgada})$$

NPS 1 (pulgadas)

$$d_i := 0.957 \cdot 25.4 = 24.308 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro Interior de Tubería}$$

$$L := 3000 \quad (\text{mm})$$

Distancia entre apoyos

$$L_{tu} := \frac{3000}{304.8} = 9.843 \quad (\text{pie})$$

$$V := \frac{\pi \cdot (d_i^2) \cdot L}{4} = 1.392 \times 10^6 \quad (\text{mm}^3) \quad \text{Volumen de la tubería entre apoyos}$$

$$\rho_{\text{aire}} := \frac{9.61}{(1000^3)} = 9.61 \times 10^{-9} \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3}\right) \quad \text{Densidad del aire}$$

$$m := V \cdot \rho_{\text{aire}} = 0.013 \quad (\text{Kg})$$

Peso del aire en la tubería

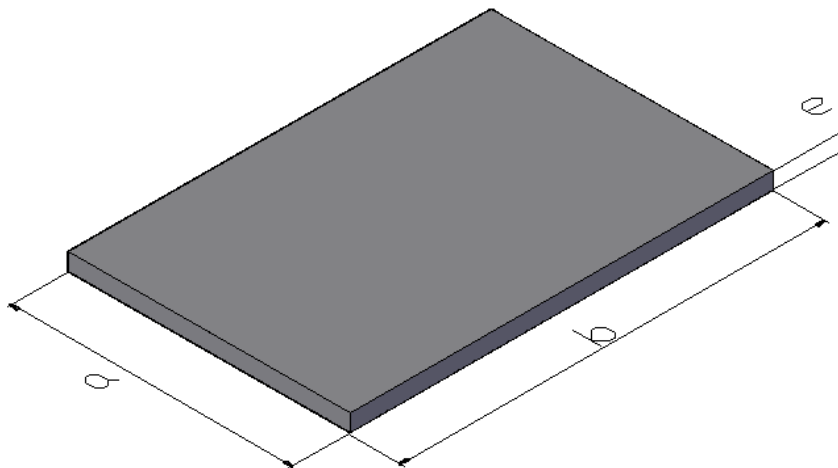
$$W_a := m \cdot 2.2 = 0.029 \quad (\text{lb})$$

$$W_{tu} := 2.171 \left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}} \right) \quad \text{Peso de la tubería por pie, cédula 80, Pressure Vessel Handbook}$$

$$W_t := W_{tu} \cdot L_{tu} = 21.368 \quad (\text{lb}) \quad \text{Peso de la tubería}$$

$$W_T := W_a + W_t = 21.398 \quad (\text{lb}) \quad \text{Peso Total de Tubería}$$

PLACA 1



$$a := 100 \quad (\text{mm})$$

$$b := 100 \quad (\text{mm})$$

$$e := 6 \quad (\text{mm})$$

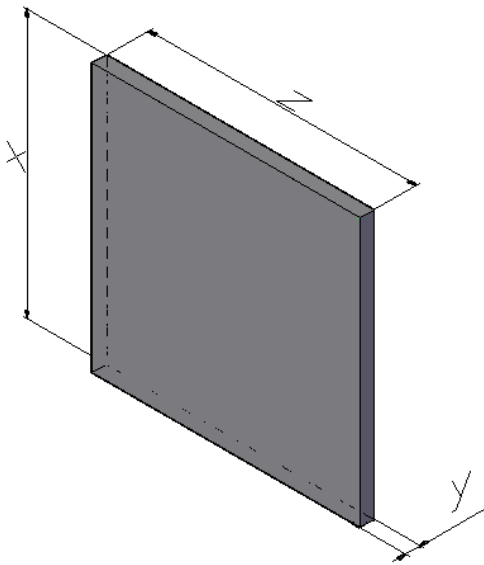
$$V_{\text{placa}} := a \cdot b \cdot e = 6 \times 10^4 \quad (\text{mm}^3) \quad \text{Volumen de la placa 1}$$

$$\rho_{\text{acero}} := \frac{7850}{1000^3} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} \right)$$

$$W_{\text{plac}} := V_{\text{placa}} \cdot \rho_{\text{acero}} = 0.471 \quad (\text{Kg})$$

$$W_{\text{placa}} := W_{\text{plac}} \cdot 2.2 = 1.036 \quad (\text{lb}) \quad \text{Peso placa 1}$$

PLACA 2



$$z := 100 \quad (\text{mm})$$

$$x := 100 \quad (\text{mm})$$

$$y := 6 \quad (\text{mm})$$

$$V_{\text{placa2}} := z \cdot x \cdot y = 6 \times 10^4 \quad (\text{mm}^3) \quad \text{Volumen de la placa 2}$$

$$\rho_{\text{acero}} = 7.85 \times 10^{-6} \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} \right)$$

$$W_{\text{plac2}} := V_{\text{placa}} \cdot \rho_{\text{acero}} = 0.471 \quad (\text{Kg})$$

Peso placa 2

$$W_{\text{placa2}} := W_{\text{plac}} \cdot 2.2 = 1.036 \quad (\text{lb})$$

$$W_{\text{Total}} := W_{\text{placa}} + W_{\text{placa2}} + W_{\text{T}} = 23.47 \quad (\text{lb})$$

$$W_{\text{diseno}} := 1.5 \cdot W_{\text{Total}} = 35.205 \quad (\text{lb}) \quad \text{Peso de Diseño para pernos de anclaje}$$

PERNOS DE ANCLAJE

Se considera pernos de 1/4 de pulgada para el análisis

$A_s := 0.0269$ (pulgada²) Área transversal del perno de 1/4 de pulgada, tomado de Shigley Página 399

$\tau := \frac{W_{\text{diseno}}}{A_s} = 1.309 \times 10^3$ (psi) Esfuerzo Cortante en los Pernos Producido por el Peso de Diseño

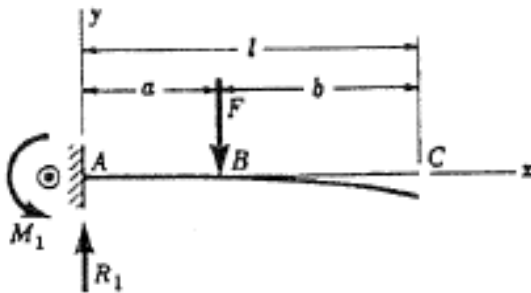
ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO

$S_y := 15000$ (psi) Esfuerzo Admisible para Pernos de Anclaje

$\eta := \frac{S_y}{2 \cdot \tau} = 5.731$ Factor de Seguridad para un Perno de Anclaje

Se aceptan dos pernos de anclaje de 1/4 de pulgada para el diseño

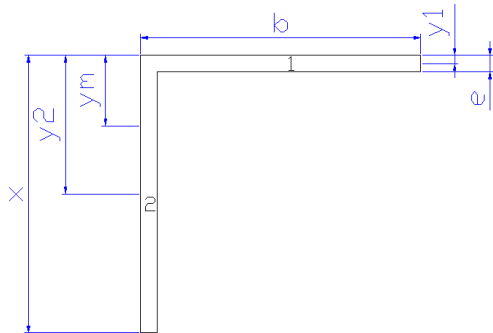
DEFLEXIÓN DE LA PLACA BASE



Para calcular la deflexión máxima de la placa base se utiliza la siguiente ecuación:

$$y_{\text{max}} = \frac{F x a^2}{6 x E x L} (a - 3 x L)$$

MOMENTO DE INERCIA



$$A1 := b \cdot e = 600 \quad (\text{mm}^2)$$

$$A2 := x \cdot e = 600 \quad (\text{mm}^2)$$

$$y1 := \frac{e}{2} = 3 \quad (\text{mm})$$

$$y2 := \frac{x}{2} = 50 \quad (\text{mm})$$

$$y_m := \frac{A1 \cdot y1 + A2 \cdot y2}{A1 + A2} = 26.5 \quad (\text{mm}) \quad \text{Centro de Gravedad}$$

$$I1 := \frac{1}{12} \cdot b \cdot e^3 + A1 \cdot (y_m - y1)^2 = 3.332 \times 10^5 \quad (\text{mm}^4) \quad \text{Momento de Inercia Placa 1}$$

$$I2 := \frac{1}{12} \cdot e \cdot x^3 + A2 \cdot (y2 - y_m)^2 = 8.313 \times 10^5 \quad (\text{mm}^4) \quad \text{Momento de Inercia Placa 2}$$

$$IT := I1 + I2 = 1.165 \times 10^6 \quad (\text{mm}^4) \quad \text{Momento Total}$$

$$ITo := \frac{IT}{(25.4^4)} = 2.798 \quad (\text{pulgada}^4)$$

$$E := 30 \cdot 10^6 \quad (\text{psi}) \quad \text{Módulo de Elasticidad del Acero, Shigley Tabla A-5}$$

DEFLEXIÓN MÁXIMA

$$y_{\max} := \frac{(W_{\text{diseno}} - W_{\text{placa2}}) \cdot \left(\frac{b}{2}\right)^2}{6 \cdot E \cdot (ITo)} \cdot \left(\frac{b}{2} - 3 \cdot b\right) = -0.042 \quad (\text{pulgada})$$

ANEXO 13

LISTA DE MATERIALES



LISTADO DE EQUIPOS Y MATERIALES

Código:
Revisión: A
Trabajo No

Lista de materiales No:		1	Rev. A	Plano No.	100001-MPP-SPT-101	Rev. A
Cliente: SERTECPET S.A.		Equipo Sist. Aire Comprimido		Preparado por:	C.O. / J.J.	Fecha: 03/02/2011
Cantidad	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO(kg)	NOTAS DE COMPRA		
1	Compresor de Tornillo, marca BOGE, modelo S 40-2		740,0			
1	Compresor de Tornillo, marca BOGE, modelo S 50-2		760,0			
1	Secador Frigorífico BOGE UBFV 150		210,0			
1	Tubería galvanizada sin costura, diámetro nominal 1/2", cédula 80, longitud = 6 (m)	ASTM A-53 GRB	7,5			
1	Tubería galvanizada sin costura, diámetro nominal 3/4", cédula 80, longitud = 6 (m)	ASTM A-53 GRB	7,5			
2	Tubería galvanizada sin costura, diámetro nominal 1", cédula 80, longitud= 12 (m).	ASTM A-53 GRB	64,7			
12	Tubería galvanizada sin costura, diámetro nominal 1-1/2", cédula 80, longitud= 12 (m).	ASTM A-53 GRB	680,0			
1	Tubería galvanizada sin costura, diámetro nominal 1-1/4", cédula 80, longitud= 6 (m).	ASTM A-53 GRB	220,5			
4	Tubería galvanizada sin costura, diámetro nominal 2", cédula 80, longitud= 12 (m).	ASTM A-53 GRB	220,5			
1	Tubería galvanizada sin costura, diámetro nominal 2", cédula 80, longitud= 6 (m).	ASTM A-53 GRB	55,1			
2	Tubería galvanizada sin costura, diámetro nominal 3", cédula 40, longitud= 12 (m).	ASTM A-53 GRB	246,7			
7	Neplo galvanizado, diámetro nominal 1/4", cédula 80, longitud= 0,08 (m).	ASTM A-53 GRB	0,8			
2	Manguera para servicio de aire comprimido, diámetro nominal 1-1/4", presión 600 (Psi), longitud= 2 (m), extremos con conexión loca.					
4	Codo 90° galvanizado, diámetro nominal 3", 300 libras, extremos roscados hembra	CS	28			
9	Codo 90° galvanizado, diámetro nominal 2", 300 libras, extremos roscados hembra	CS	20,5			
5	Codo 90° galvanizado, diámetro nominal 1-1/4", 300 libras, extremos roscados hembra	CS	6			
26	Codo 90° galvanizado, diámetro nominal 1-1/2", 300 libras, extremos roscados hembra	CS	52			
24	Codo 90° galvanizado, diámetro nominal 1", 300 libras, extremos roscados hembra	CS	22,94			
6	Codo 90° galvanizado, diámetro nominal 1/2", 300 libras, extremos roscados hembra	CS	2,78			
5	Codo 90° galvanizado, diámetro nominal 3/4", 300 libras, extremos roscados macho-hembra	CS	2,6			
3	Codo 90° galvanizado, diámetro nominal 1/4", 300 libras, extremos roscados macho-hembra	CS	0,84			
5	Válvula de Bola , diámetro nominal 3" , 200 WOG, para servicio de aire comprimido, extremos roscados hembra, operado manual con manija y accesorio para candado		14,85			
7	Válvula de Bola , diámetro nominal 2" , 200 WOG, para servicio de aire comprimido, extremos roscados hembra, operado manual con manija y accesorio para candado		16,17			
12	Válvula de Bola , diámetro nominal 1-1/2" , 200 WOG, para servicio de aire comprimido, extremos roscados hembra, operado manual con manija y accesorio para candado		17,4			

Cantidad	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO (kg)	NOTAS DE COMPRA
4	Válvula de Bola , diámetro nominal 1-1/4" , 200 WOG, para servicio de aire comprimido, extremos roscados hembra, operado manual con manija y accesorio para candado		6,52	
11	Válvula de Bola , diámetro nominal 1" , 200 WOG, para servicio de aire comprimido, extremos roscados hembra, operado manual con manija y accesorio para candado		8,45	
3	Válvula de Bola , diámetro nominal 3/4" , 200 WOG, para servicio de aire comprimido, extremos roscados hembra, operado manual con manija y accesorio para candado		1,02	
10	Válvula de Bola , diámetro nominal 1/2" , 200 WOG, para servicio de aire comprimido, extremos roscados hembra, operado manual con manija y accesorio para candado		1,78	
4	Tee galvanizado ,3" , 300 libras, extremos roscados hembra	CS	38,12	
7	Tee galvanizado ,2" , 300 libras, extremos roscados hembra	CS	22,26	
14	Tee galvanizado ,1-1/2" , 300 libras, extremos roscados hembra	CS	43,4	
2	Tee galvanizado, 1-1/4" , 300 libras, extremos roscados hembra	CS	3,3	
4	Tee galvanizado, 1 " , 300 libras, extremos roscados hembra	CS	5,44	
2	Union Universal galvanizado, 3" , 300 libras, extremos roscados hembra	CS	4,5	
4	Union Universal galvanizado, 2" , 300 libras, extremos roscados hembra	CS	7,04	
6	Union Universal galvanizado, 1-1/2" , 300 libras, extremos roscados hembra	CS	6,48	
3	Union Universal galvanizado, 1-1/4" , 300 libras, extremos roscados hembra	CS	2,37	
3	Union Universal galvanizado, 1/2" , 300 libras, extremos roscados hembra	CS	0,87	
2	Reducción concéntrica galvanizado, 3" x 1-1/4" , 300 libras, extremos roscados hembra	CS	3,52	
2	Reducción concéntrica galvanizado, 2" x 1- 1/2" , 300 libras, extremos roscados hembra	CS	1,76	
3	Reducción concéntrica galvanizado, 2" x 1 1/4" , 300 libras, extremos roscados hembra	CS	2,64	
2	Reducción concéntrica galvanizado, 1-1/2" x 1/2" , 300 libras, extremos roscados hembra	CS	0,82	
5	Bushing galvanizado, 3" x 2" , 300 libras, roscada.	CS	7,95	
8	Bushing galvanizado, 2" x 1" , 300 libras, roscada.	CS	5,92	
4	Bushing galvanizado, 2" x 1-1/2" , 300 libras, roscada.	CS	2,96	
14	Bushing galvanizado, 1-1/2" x 1" , 300 libras, roscada.	CS	4,34	
6	Bushing galvanizado, 1-1/2" x 1/2" , 300 libras, roscada.	CS	1,86	
7	Bushing galvanizado, 1" x 1/2" , 300 libras, roscada.	CS	0,42	
3	Bushing galvanizado, 1" x 1/4" , 300 libras, roscada.	CS	0,27	
5	Bushing galvanizado, 1" x 3/4" , 300 libras, roscada.	CS	0,45	

Cantidad	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO(kg)	NOTAS DE COMPRA
2	Bushing galvanizado, 3/4" x 1/4" , 300 libras, roscada.	CS	2,1	
2	Filtro + Filtro Coalescentes, conexión roscada 3/4", grado de depuración 99%, presión de entrada 8 (bar), caudal 70 (cfm)			
2	Regulador de presión , conexión roscada 3/4", presión de entrada 8 (bar), caudal 70 (cfm)			
1	Filtro Regulador, conexión roscada 1/4", grado de filtración 5 um, presión de entrada 8 (bar), caudal 20 (cfm)			
2	Filtro Regulador, conexión roscada 1/2", grado de filtración 5 um, presión de entrada 8 (bar), caudal 20 (cfm)			
2	Unidad FRL (Filtro+ Regulador+Lubricador), conexión roscada 1/4", grado de filtración 5 um, presión de entrada 8 (bar), caudal 60 (cfm)			
1	Prefiltro, conexión roscada 1", presión de entrada 8 (bar), caudal 70 (cfm)			
7	Enchufe rápido macho , conexión roscada 1", presión máxima 10 (bar)	CS	7,35	
8	Enchufe rápido macho , conexión roscada 1/2", presión máxima 10 (bar)	CS	8,4	
4	Enchufe rápido macho , conexión roscada 1/4", presión máxima 10 (bar)	CS	4,2	
4	Enchufe rápido macho , conexión roscada 3/4", presión máxima 10 (bar)	CS	4,2	
6	Permatex			
10	Rollos de Teflón			
3	Pernos en U, diámetro del caño 3", con tuercas y arandelas planas	CS		
8	Pernos en U, diámetro del caño 2", con tuercas y arandelas planas	CS		
25	Pernos en U, diámetro del caño 1-1/2", con tuercas y arandelas planas	CS		
60	Pernos de anclaje, de camisa UNC 3/8", largo = 2-1/4"			

ANEXO 14

PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

ANEXO 15

GLOSARIO DE TÉRMINOS

GLOSARIO DE TÉRMINOS

MDMT:	Temperatura Mínima de Diseño	UG-20(b)
MAWP:	Máxima Presión Admisible de Trabajo	UG-98(a)
PWHT:	Tratamiento Térmico Post-Soldadura	UCS-56
ID/OD:	Diámetro Interior/Exterior	U-1(c)(2)(i)
CAv / CAn:	Tolerancia de Corrosión Cabeza, Cuerpo	UG-25
th / trh:	Espesor de Cabeza / Espesor de Cabeza Requerido	UG-32(d)
RT:	Nivel de Radiografiado	UG-116(e)
E:	Eficiencia de Radiografiado	UW-12
S:	Máximo Esfuerzo Admisible a Temperatura de Diseño	UG-23
Sa:	Máximo Esfuerzo Admisible a Temperatura de Prueba	UG-23
P / Ph:	Presión de Diseño / Presión de la Prueba Hidrostática	UG-22 / UG-99
ts / trs:	Espesor del cuerpo / Espesor del cuerpo requerido	UG-27
M / K:	Factor para cabezas Toriesférica	Apéndice 1-4(a)
Rmi / Rmf:	Radio Medio Inicial / Final	
WH / WS	Peso de la Cabeza / Vessel	
tns / tnh:	Espesor Nominal usado en cuerpo/ cabeza	
Ri / Ro:	Radio Interno/Externo	
Sv / Sh:	Esfuerzo Permisible de Cuerpo/ Cabeza	
VT:	Volumen del Recipiente	
tmin / t:	Mínimo Espesor de Cabeza/ Espesor en condiciones corroídas	
VH / VS	Volumen de Cabeza / Cuerpo	
Ls-s:	Distancia entre costuras	

ANEXO 16

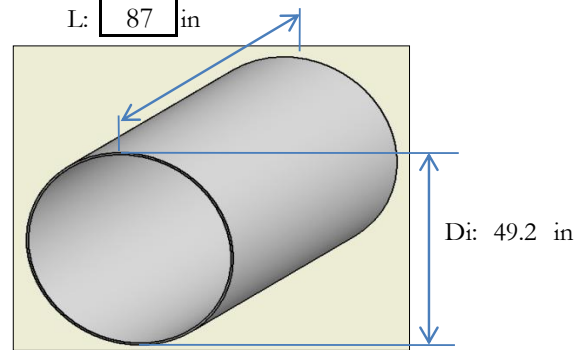
CÁLCULO DEL ESPESOR DEL CUERPO DEL RECIPIENTE

CALCULO DEL ESPESOR DEL CUERPO

RESUMEN DE DISEÑO

P: 150.00 psi 1033.50 KPa
T Des. 136 °F 58.0 °C
Ri: 24.700 " 627.38 mm (Corroído)
Rn: 24.6 " 625 mm (Nuevo)

Material: SA-36
 Sv @ Temp. Diseño: 16600.0 psi 114.37 MPa
 Sv @ Temp. Ambien 16600.0 psi 114.37 MPa



Tolerancia de Corrosión

CAv: 0.125 in 3.175 mm

Tipo de Junta Long. y Radiografía	Tipo 1	Spot UW-11(b)
Tipo de Junta Circ. Y Radiografía	Tipo 1	Spot UW-11(b)

10.2 ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL (JUNTA LONGITUDINAL):

$$t_s = \frac{P \times R_i}{S_{v@Des.Temp} \times E - 0.6 \times P} \quad \text{UG-27}$$

E: **0.85** Tabla UW-12 Tipo 1
 ts: 0.265 " 6.71 mm

$$t_{rs} = t_s + CA_v$$

trs: 0.390 " 9.89 mm UG-16(b)(e)
tns: 0.438 " 11.11 mm Espesor Nominal usado

EL ESPESOR ES APROBADO

10.3 ESFUERZO LONGITUDINAL (JUNTA CIRCUNFERENCIAL):

$$t_s = \frac{P \times R_i}{2 \times S_{v@Des.Temp} \times E + 0.4 \times P} \quad \text{UG-27}$$

E: **0.85** Tabla UW-12 Tipo 1
 ts: 0.131 " 3.33 mm

$$t_{rs} = t_s + CA_v$$

trs: 0.256 " 6.50 mm UG-16(b)(e)
tns: 0.438 " 11.11 mm Espesor Nominal usado

EL ESPESOR ES APROBADO



ANEXO 16
MEMORIA DE CALCULO
CÁLCULO DE:

RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO DE AIRE COMPRIMIDO V-01



DETERMINACIÓN DE PORCENTAJE DE ELONGACIÓN Y MÁXIMA PRESIÓN ADMISIBLE DE TRABAJO (MAWP)

% de Elongación:

$$\% \text{ extreme fiber elongation} = \frac{50t}{R_f} \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right)$$

% de Elongación de cuerpo: 0.9 % % de elongación > 5% UCS-79(d)

EL CUERPO NO REQUIERE PWHT

MÁXIMA PRESIÓN ADMISIBLE DE TRABAJO CUERPO (MAWP)

La MAWP se considerará, por requerimiento de SERTECPET, igual a la presión de diseño, como criterio conservador.

MAWP = Presión de Diseño

Para calcular la presión hidrostática, las áreas de refuerzo en boquillas y otros cálculos relacionados con el recipiente se toma en cuenta la MAWP.

ANEXO 17

CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA CABEZA DEL RECIPIENTE



ANEXO 17
MEMORIA DE CÁLCULO
CÁLCULO DE:



RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO DE AIRE COMPRIMIDO V-01

CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA CABEZA-TORIESFÉRICA

RESUMEN DE DISEÑO

P: 150.00 psi 1033.5 kPa [UG-22]
T Des.: 136.00 °F 58.00 °C [UG-20]
Di: 49.463 " 1256.36 mm (Corroído)
Dn: 49.2 " 1250 mm (Nuevo)
L: 49.46 in 1256.36 **L ≤ Dextv** UG-32(j)
r: 3.00 in 76.20 **r ≥ 0.06 Dextv** **r ≥ 3** UG-32(j)
M: 1.77

$$M = \frac{1}{4} * \left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right)$$

Material: SA-36
 Sh @ Des.Temp.: 16600.0 psi 114.37 MPa **Sect IID,1A**
 Sh @ Amb.Temp.: 16600.0 psi 114.37 MPa **Sect IID,1A**

Tolerancia de Corrosión

CAh: 0.125 in 3.175 mm

Tipo de Junta y Radiografiado

Eficiencia de la Junta E= **Tabla UW-12 Tipo 1**

$$th = \frac{P * L * M}{2 * Sh * E - 0.2 * P}$$

th: 0.465 " 11.80 mm

trh: 0.590 " 14.98 mm

tmin: 0.5896 " 14.98 mm

tnh: 0.625 " 15.88 mm

UG-32€
 UG-16(b)(e)
Mínimo Espesor
Espesor Nominal usado

EL ESPESOR ES APROBADO

% de Elongación:

$$\% \text{ extreme fiber elongation} = \frac{75t}{R_f} \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right)$$

% : 15.63 % **% de elongación > 5%** **UCS-79(d)**

1. El recipiente contiene sustancias líquidas o gaseosas letales
2. El material requiere prueba de impacto
3. El espesor del formado en frío no excede las 5/8" ó 16mm
4. La reducción por el formado en frío en espesores rolados son más de 10%
5. La temperatura de material durante el formado está en el rango de 121 °C a 482 °C

SI NO

	X
	X
	X
X	
	X

LA CABEZA REQUIERE PWHT



ANEXO 17
MEMORIA DE CÁLCULO
CÁLCULO DE:

RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO DE AIRE COMPRIMIDO V-01



DETERMINACIÓN DE MÁXIMA PRESIÓN ADMISIBLE DE TRABAJO (MAWP)

MÁXIMA PRESIÓN ADMISIBLE DE TRABAJO CABEZA TORISFÉRICA (MAWP)

La MAWP se considerará, por requerimiento de SERTECPET, igual a la presión de diseño, como criterio conservador.

$$\text{MAWP} = \text{Presión de Diseño}$$

Para calcular la presión hidrostática, las áreas de refuerzo en boquillas y otros cálculos relacionados con el recipiente se toma en cuenta la MAWP.

ANEXO 18

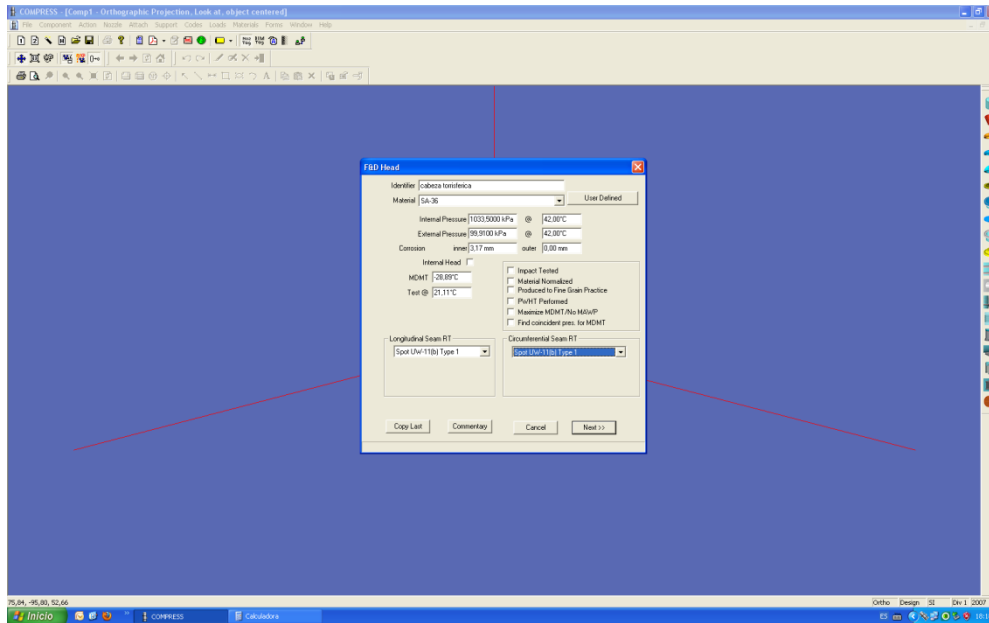
VERIFICACIÓN DEL DISEÑO DEL
RECIPIENTE
UTILIZANDO COMPRESS

COMPRESS Software

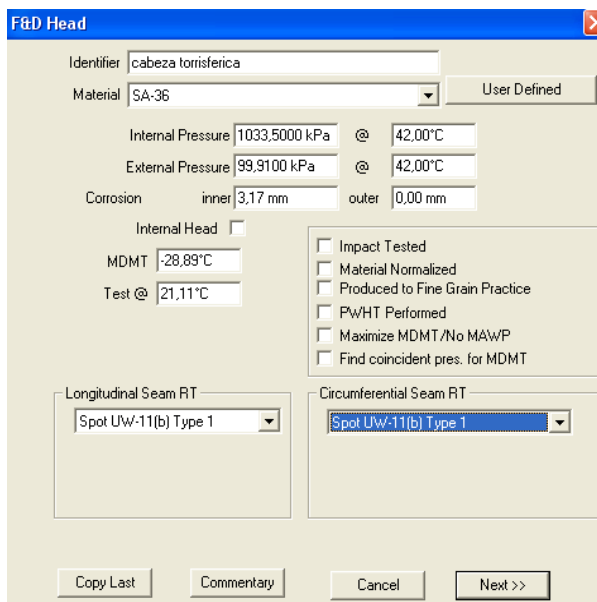
Introducción

COMPRESS es un programa de análisis de recipientes a presión y el diseño de intercambiador de calor basado en las normas de la ASME para calderas y recipientes a presión Código (BPVC) Sección VIII, División 1 y División 2.

Pantalla No 1: Seleccionar la herramienta F & D correspondiente a cabeza torisférica



Pantalla No 2: Llenar con datos de diseño.



Pantalla No 3: Resultado

The screenshot shows the 'F&D Head Dimensions' dialog box with the following settings:

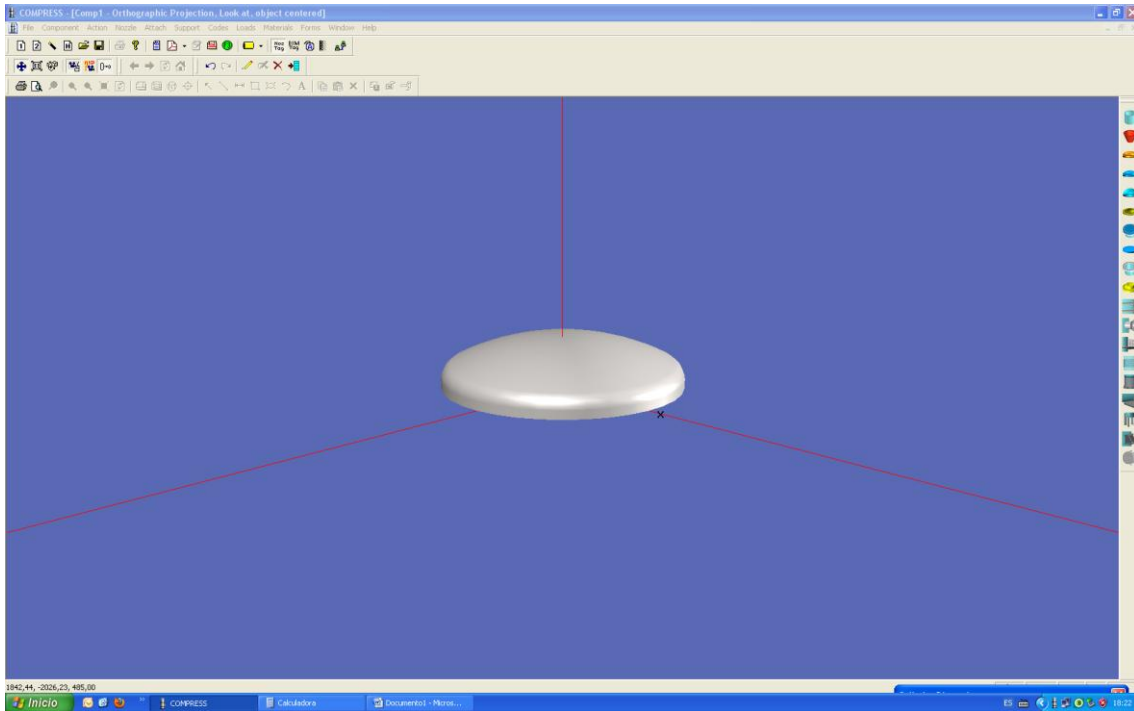
- Inner Diameter (selected)
- Outer Diameter
- Head Diameter: 1250,00 mm
- Crown Inner Radius: 1250,00 mm
- Knuckle Inner Radius: 76,88 mm
- Minimum Head Thickness: 15,70 mm
- Straight Flange Length: 50,80 mm
- Nominal Str Flange Thickness: 12,00 mm
- Use Code Case 2260:

Buttons: << Previous, OK, << Details

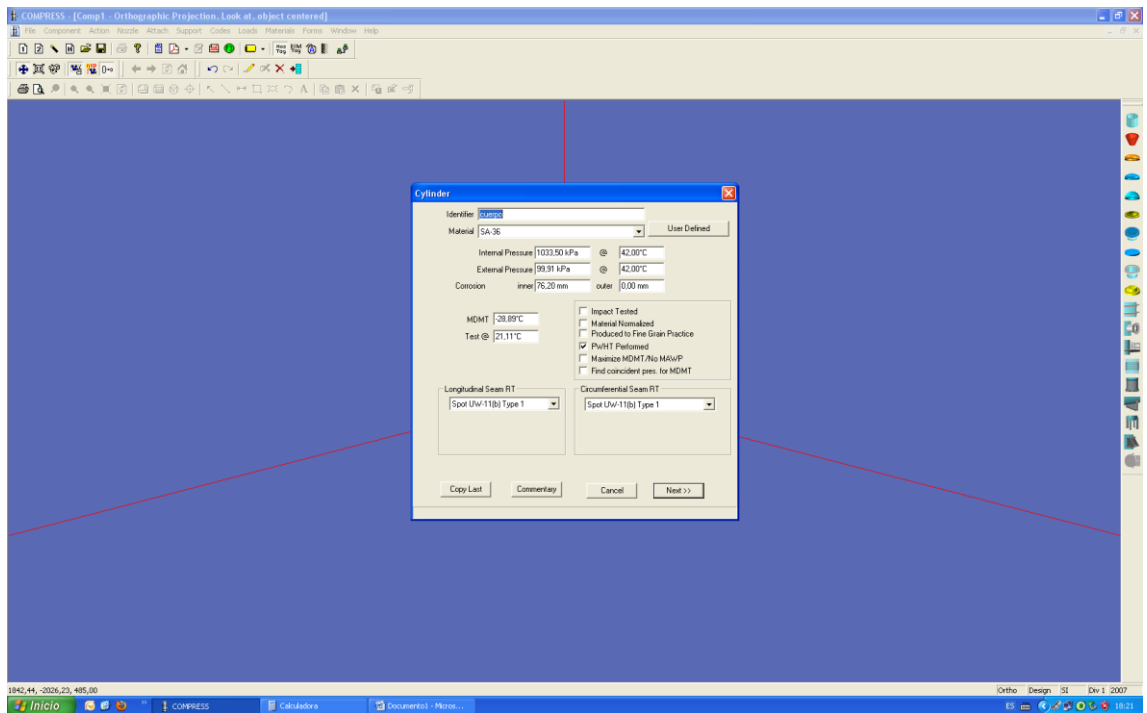
Results panel (right side):

- $t_{(int)} = 14,81 \text{ mm}$ (highlighted in red)
- $t_{(ext)} = 6,77 \text{ mm}$
- Rated MDMT = -27,37°C
- MAWP = 1112,6931 kPa
- MAP = 1382,7970 kPa
- MAEP = 783,8627 kPa
- SF $t_{(int)} = 9,92 \text{ mm}$
- SF $t_{(ext)} = 4,66 \text{ mm}$
- SF Rated MDMT = -29,00°C
- SF MAWP = 1349,9338 kPa
- SF MAP = 1839,2915 kPa
- SF MAEP = 1109,4495 kPa
- Note: SF indicates Straight Flange

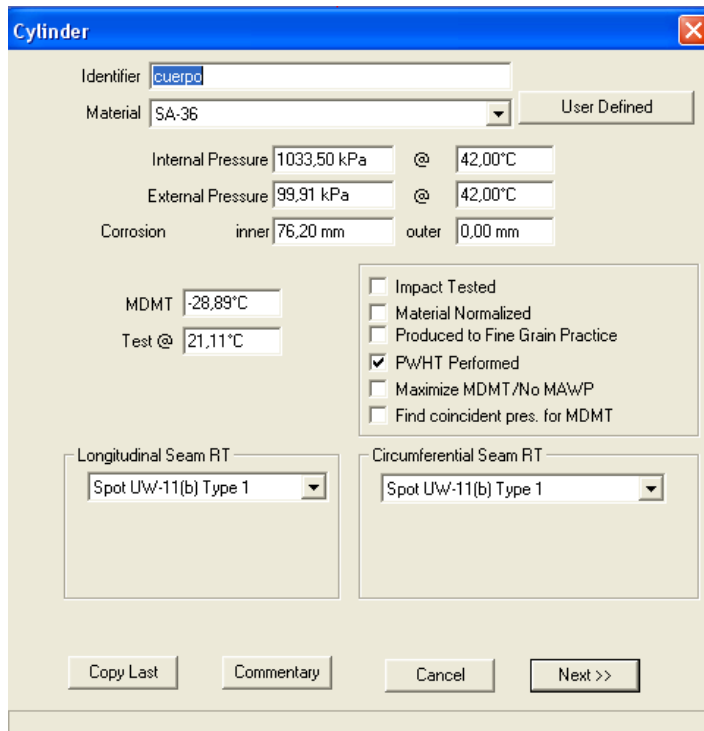
Pantalla No 4: Gráfica de la cabeza torrisférica



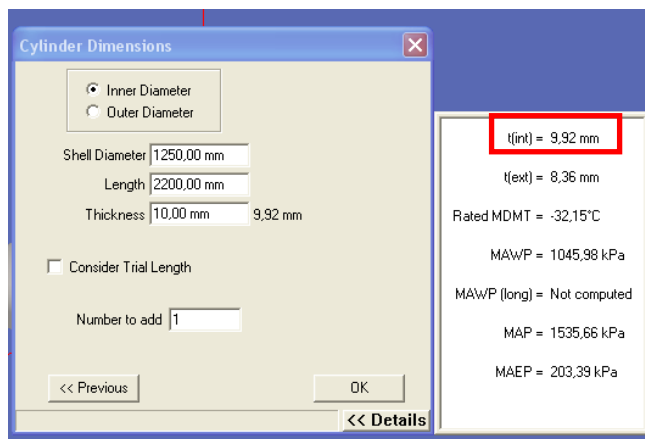
Pantalla No 5: Seleccionar la herramienta correspondiente a cuerpo cilíndrico



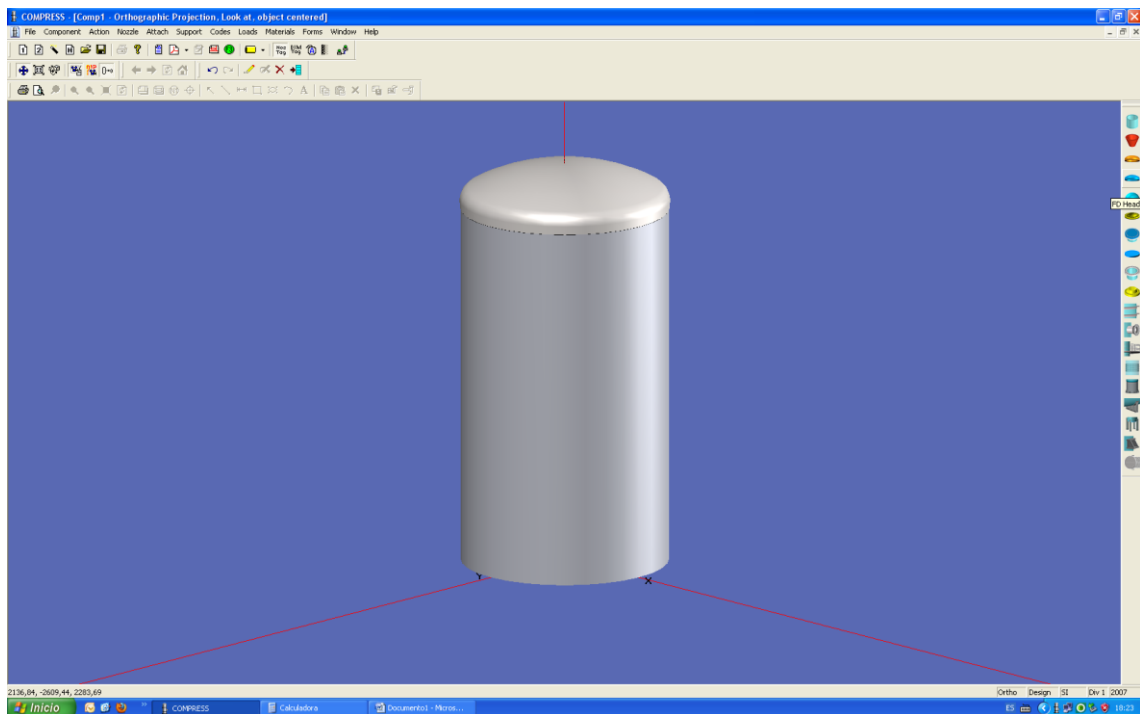
Pantalla No 6: Datos de diseño



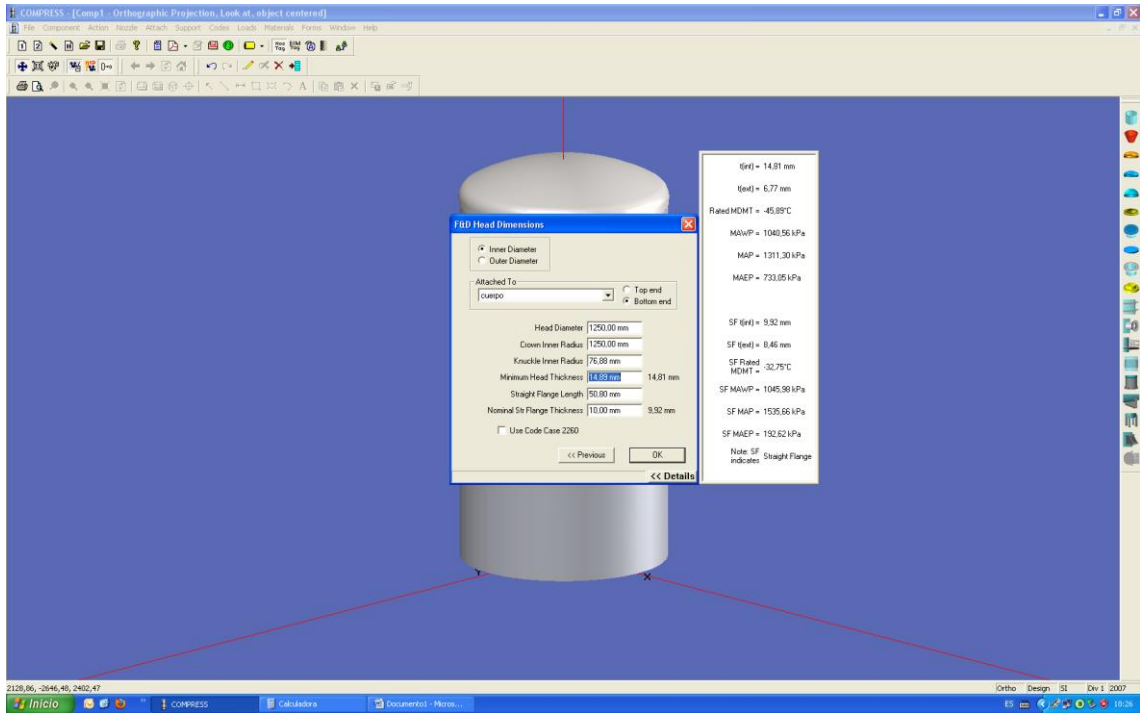
Pantalla No 7: Resultados



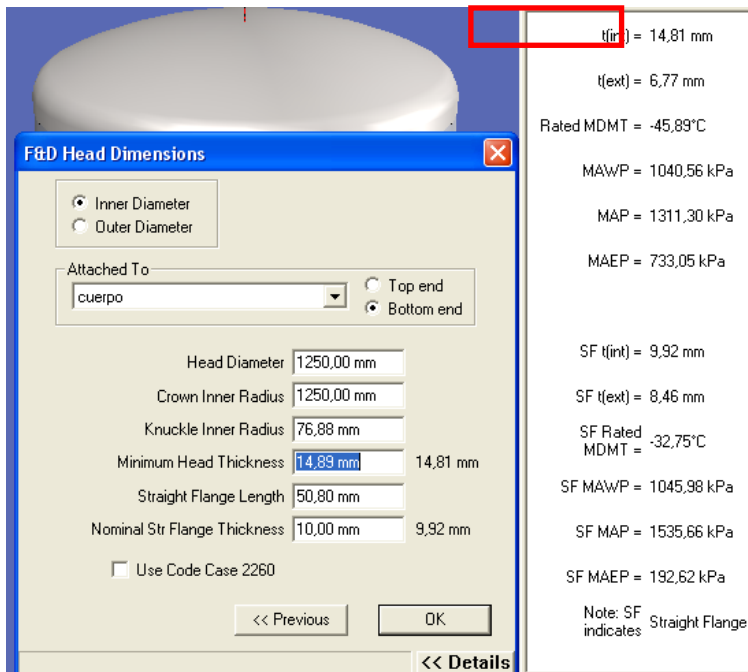
Pantalla No 8 : Gráfica de la cabeza torrisférica y cuerpo cilíndrico



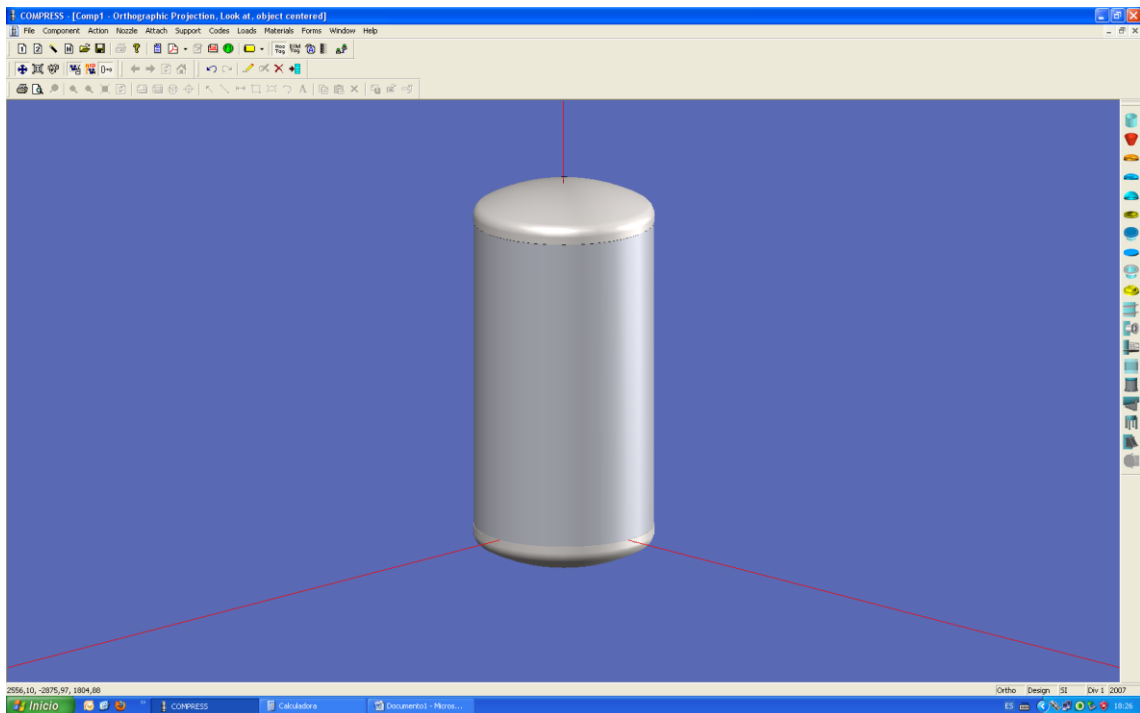
Pantalla No 9 : Datos de diseño para cabeza torrisférica



Pantalla No 10 : Resultados



Pantalla No 11 : Gráfica del recipiente de almacenamiento de aire comprimido



ANEXO 19

CÁLCULO DEL ESPESOR DE TUBERÍAS

CÁLCULO DEL ESPESOR DE TUBERÍA

TUBERÍA DE 3" NPS

N1, N2

ESFUERZO LONGITUDINAL

$$Pd := 150 \text{ (psi)}$$

$$R := 1.75 \text{ (pulgada)}$$

$$CA := \frac{1}{16}$$

Material SA-53-GR-B

$$S := 20000 \text{ (psi)} \quad \text{Tomado de la Tabla A-1 del B31.3}$$

$$E := 1$$

$$ts := \frac{Pd \cdot (R + CA)}{S \cdot E - 0.6 \cdot Pd} + CA$$

donde;

Pd = Presión de Diseño (psi)

R = Radio exterior de la Abertura (pulgada)

CA = Corrosión Admisible

E = Eficiencia de la Junta.

S = Esfuerzo Admisible del material de la Abertura

ts = Espesor requerido de tubería

sch = cédula de tubería

tsch = Espesor de tubería de cédula

ts% = Espesor de tubería requerido más la tolerancia de 12.5%

$$ts := \frac{Pd \cdot (R + CA)}{S \cdot E - 0.6 \cdot Pd} + CA = 0.076 \quad \text{(pulgada)}$$

$$ts\% := ts \cdot 0.125 + ts = 0.086 \quad \text{(pulgada)}$$

$$sch := 40 \quad tsch := 0.216 \quad \text{(pulgada)}$$

ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL

$$Pd := 150 \text{ (psi)}$$

$$R := 1.75 \text{ (pulgada)}$$

$$CA := \frac{1}{16}$$

Material SA-53-GR-B

$$S := 20000 \text{ (psi)} \quad \text{Tomado de la Tabla A-1 del B31.3}$$

$$E := 1$$

$$ts := \frac{Pd \cdot (R + CA)}{2 \cdot S \cdot E + 0.4 \cdot Pd} + CA$$

donde;

Pd = Presión de Diseño (psi)

R = Radio exterior de la Abertura (pulgada)

CA = Corrosión Admisible

E = Eficiencia de la Junta.

S = Esfuerzo Admisible del material de la Abertura

ts= Espesor requerido de tubería

sch = cédula de tubería

tsch = Espesor de tubería de cédula

ts% = Espesor de tubería requerido más la tolerancia de 12.5%

$$ts := \frac{Pd \cdot (R + CA)}{2 \cdot S \cdot E + 0.4 \cdot Pd} + CA = 0.069 \text{ (pulgada)}$$

$$ts\% := ts \cdot 0.125 + ts = 0.078 \text{ (pulgada)}$$

$$sch := 40$$

$$tsch := 0.216 \text{ (pulgada)}$$

La cédula de la tubería seleccionada es 40 con un espesor de 0.216 (pulgada) debido a que cumple tanto para esfuerzos longitudinal y esfuerzo circunferencial.

TUBERÍA DE 2" NPS

N3, N4, N6

ESFUERZO LONGITUDINAL

$$Pd := 150 \text{ (psi)}$$

$$R := 1.1875 \text{ (pulgada)}$$

$$CA := \frac{1}{16}$$

Material SA-53-GR-B

$$S := 20000 \text{ (psi)} \quad \text{Tomado de la Tabla A-1 del B31.3}$$

$$E := 0.85$$

$$ts := \frac{Pd \cdot (R + CA)}{S \cdot E - 0.6 \cdot Pd} + CA$$

donde;

Pd = Presión de Diseño (psi)

R = Radio exterior de la Abertura (pulgada)

CA = Corrosión Admisible

E = Eficiencia de la Junta.

S = Esfuerzo Admisible del material de la Abertura

ts= Espesor requerido de tubería

sch = cédula de tubería

tsch = Espesor de tubería de cédula

ts% = Espesor de tubería requerido más la tolerancia de 12.5%

$$ts := \frac{Pd \cdot (R + CA)}{S \cdot E - 0.6 \cdot Pd} + CA = 0.074 \text{ (pulgada)}$$

$$ts\% := ts \cdot 0.125 + ts = 0.083 \text{ (pulgada)}$$

$$sch := 40$$

$$tsch := 0.154 \text{ (pulgada)}$$

ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL

$$Pd := 150 \text{ (psi)}$$

$$R := 1.1875 \text{ (pulgada)}$$

$$CA := \frac{1}{16}$$

Material SA-53-GR-B

$$S := 20000 \text{ (psi)} \quad \text{Tomado de la Tabla A-1 del B31.3}$$

$$E := 0.85$$

$$ts := \frac{Pd \cdot (R + CA)}{2 \cdot S \cdot E + 0.4 \cdot Pd} + CA$$

donde;

Pd = Presión de Diseño (psi)

R = Radio exterior de la Abertura (pulgada)

CA = Corrosión Admisible

E = Eficiencia de la Junta.

S = Esfuerzo Admisible del material de la Abertura

ts = Espesor requerido de tubería

sch = cédula de tubería

tsch = Espesor de tubería de cédula

ts% = Espesor de tubería requerido más la tolerancia de 12.5%

$$ts := \frac{Pd \cdot (R + CA)}{2 \cdot S \cdot E + 0.4 \cdot Pd} + CA = 0.068 \text{ (pulgada)}$$

$$ts\% := ts \cdot 0.125 + ts = 0.077 \text{ (pulgada)}$$

$$sch := 40$$

$$tsch := 0.154 \text{ (pulgada)}$$

La cédula de la tubería seleccionada es 40 con un espesor de 0.154 (pulgada) debido a que cumple tanto para esfuerzos longitudinal y esfuerzo circunferencial.

ANEXO 20

CÁLCULO DEL ÁREA DE REFUERZO
PARA UNA TUBERÍA DE 3" DE
DIÁMETRO

ÁREA DE REFUERZO

ABERTURA DE 3" NPS

DATOS DE DISEÑO

$Pd := 150$ (psi) Presión de Diseño

$N3 := 3$ (pulgada) Diámetro Nominal de la Abertura

$E := 0.85$ Eficiencia de Junta

$D3 := 3.5$ (pulgada) Diámetro Exterior de la Abertura

$Ri := \frac{D3}{2} = 1.75$ (pulgada) Radio Exterior de la Abertura

$CA := \frac{1}{16}$ (pulgada)

$tr := 0.264$ (pulgada) Espesor de la pared del recipiente calculado no corroído

$t := \frac{12}{25.4} - CA = 0.41$ (pulgada)

Material SA-53-GR-B

$S := 16600$ (psi) Esfuerzo Admisible del Material SA-53-GR-B, Sección II D, 1A

ESPESOR DEL CUELLO DE LA ABERTURA

$tn3 := \frac{Pd \cdot (Ri + CA)}{S \cdot E - 0.6 \cdot Pd} + (CA) = 0.082$ (pulgada) UG-27 (b) (1), ASME VIII DIV 1

$tn3\% := tn3 \cdot 0.125 + tn3 = 0.092$ (pulgada)

$tnh := 0.216$ (pulgada) SCH := 40 Cédula 40

$di := 3.068$ (pulgada)

CÁLCULO DE ÁREAS DE REFUERZO

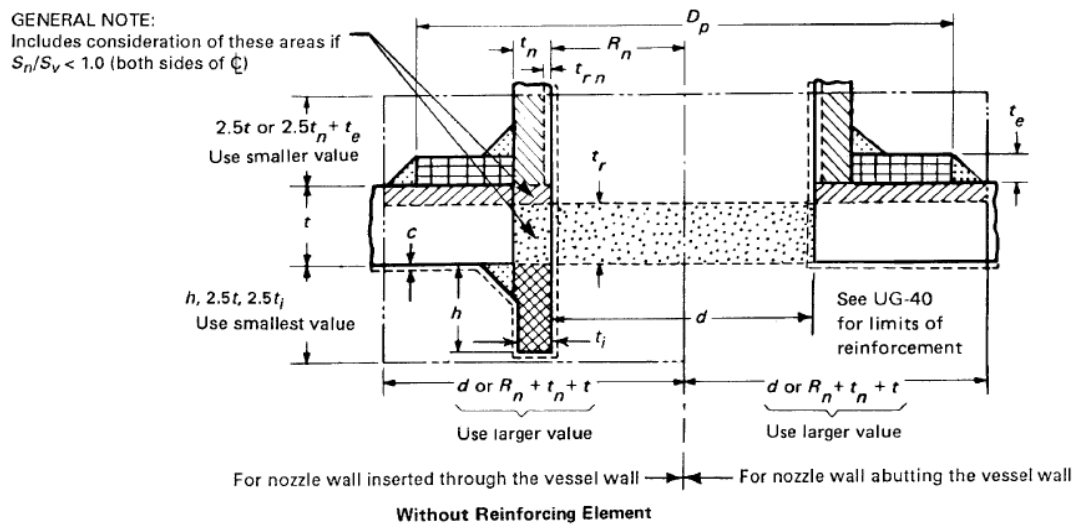


Figura A. Esquema de Áreas de Refuerzo, Pressure Vessel Handbook

$$A = d \times t_r \times F + 2 \times t_n \times t_r \times F \times (1 - fr_1)$$

donde

A_o = Área total transversal requerida

d = diámetro interior de la abertura en condición corroída

t_r = espesor de la pared del recipiente calculado no corroído

F = Factor de Corrección Figura UG-37

t_n = Espesor Nominal de la Boca, menos la Corrosión Admisible

fr_1 = Factor de Reducción de Fuerza 1, no debe ser mayor a 1

$$d := d_i + 2CA = 3.193 \quad (\text{pulgada})$$

$$F := 1$$

$$t_n := t_{nh} - CA = 0.154 \quad (\text{pulgada})$$

$$S_n := S$$

$$S_v := S$$

$$fr_1 := \frac{S_n}{S_v}$$

$$A_o := d \cdot t_r \cdot F + 2 \cdot t_n \cdot F \cdot (1 - fr_1) = 0.843 \quad (\text{in}^2)$$

EXCESO DE ESPESOR EN LA PARED DEL RECIPIENTE

$$A1 = d \times (E1 \times t - F \times tr) - 2 \times tn \times (E1 \times t - F \times tr) \times (1 - fr1)$$

$$A1 = 2 \times (t + tn) \times (E1 \times t - F \times tr) - 2 \times tn \times (E1 \times t - F \times tr) \times (1 - fr1)$$

donde

A1= Área Disponible en el cuerpo

d= diámetro interior de la abertura en condición corroída

tr= espesor de la pared del recipiente calculado no corroído

F= Factor de Corrección Figura UG-37

tn= Espesor Nominal de la Boca, menos la Corrosión Admisible

fr1= Factor de Reducción de Fuerza 1, no debe ser mayor a 1

E1= Eficiencia de la Junta

t= Espesor de la pared del recipiente calculado

$$t = 0.41 \quad (\text{pulgada})$$

$$E1 := 1 \quad (\text{pulgada})$$

$$A1 := d \cdot (E1 \cdot t - F \cdot tr) - 2 \cdot tn \cdot (E1 \cdot t - F \cdot tr) \cdot (1 - fr1) = 0.466 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A1 := 2 \cdot (t + tn) \cdot (E1 \cdot t - F \cdot tr) - 2 \cdot tn \cdot (E1 \cdot t - F \cdot tr) \cdot (1 - fr1) = 0.164 \quad (\text{pulgada}^2)$$

Se escoge la mayor por lo que $A1 = 0.466 \quad (\text{pulgada}^2)$

$$A1 := 0.466 \quad (\text{pulgada}^2)$$

EXCESO DE ESPESOR EN LA PROYECCIÓN EXTERNA DE LA BOCA

$$A2 = 5 \times (tn - trn) \times fr2 \times t$$

$$A2 = 5 \times (tn - trn) \times fr2 \times tn$$

donde

A2= Área en la Proyección externa de la boca

trn= Espesor requerido en la pared de la boca no corroído

tn= Espesor Nominal de la Boca, menos la Corrosión Admisible

fr2= Factor de Reducción de Fuerza 2, no debe ser mayor a 1

t= Espesor de la pared del recipiente calculado

$$fr2 := \frac{Sn}{Sv} = 1$$

$$trn := tn3 - CA = 0.019 \quad (\text{pulgada})$$

$$A2 := 5 \cdot (tn - trn) \cdot fr2 \cdot t = 0.275 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A2 := 5 \cdot (tn - trn) \cdot fr2 \cdot tn = 0.103 \quad (\text{pulgada}^2)$$

Se escoge el menor por lo que $A2 = 0.103$

$$A2 := 0.103 \quad (\text{pulgada}^2)$$

EXCESO DE ESPESOR EN LA PROYECCIÓN INTERNA DE LA BOCA

$$A3 = 5 \cdot t \cdot ti \cdot fr2$$

$$A3 = 5 \cdot ti^2 \cdot fr2$$

$$A3 = 2 \cdot h \cdot ti \cdot fr2$$

donde

$A2 =$ Área en la Proyección interna de la boca

$ti =$ Espesor Nominal de la Proyección Interna de la Boquilla no corroído

$fr2 =$ Factor de Reducción de Fuerza 2, no debe ser mayor a 1

$h =$ Distancia de la Proyección Interna de la Boquilla

$$ti := tnh - 2 \cdot CA = 0.091 \quad (\text{pulgada})$$

$$h := 2 \quad (\text{pulgada})$$

$$A3 := 5 \cdot t \cdot ti \cdot fr2 = 0.187 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A3 := 5 \cdot ti^2 \cdot fr2 = 0.041 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A3 := 2 \cdot h \cdot ti \cdot fr2 = 0.364 \quad (\text{pulgada}^2)$$

Se escoge el menor por lo que $A3 = 0.041$

$$A3 := 0.041 \quad (\text{pulgada}^2)$$

ÁREA DISPONIBLE EN LA SOLDADURA

$$A41 = (\text{leg4} - 1)^2 \times \text{fr2}$$

$$A43 = (\text{leg4} - 3)^2 \times \text{fr2}$$

donde

A41= Área Disponible en Soldadura Externa

A43= Área Disponible en Soldadura Interna

leg4-1= Soldadura Exterior de la boca

fr2= Factor de Reducción de Fuerza 2, no debe ser mayor a 1

$$a = \text{leg4} - 1$$

$$a := 0.216$$

$$b = \text{leg4} - 3$$

$$b := 0.216$$

$$\text{fr2} = 1$$

$$A41 := (a)^2 \cdot \text{fr2} = 0.047 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A43 := (b)^2 \cdot \text{fr2} = 0.047 \quad (\text{pulgada})^2$$

$$A5 := A1 + A2 + A3 + A41 + A43 = 0.703 \quad (\text{pulgada})^2$$

$$A_o > A5$$

Se necesita Refuerzo

DATOS DE LA PLACA DE REFUERZO

Material SA-36

z= leg4 - 2 Altura del cordón de soldadura

$$z := 0.591 \quad (\text{pulgada})$$

$$\text{te} := \frac{12}{25.4} = 0.472 \quad (\text{pulgada}) \quad \text{Espesor de la placa de refuerzo, igual a la plancha del cuerpo}$$

$S_p := S_n$ (psi)	Esfuerzo Admisible correspondiente a la placa de refuerzo
$fr_3 := \frac{S_p}{S_v} = 1$	Factor de reducción de fuerza 3, no debe superar el valor de 1
$fr_4 := \frac{S_p}{S_v} = 1$	Factor de reducción de fuerza 4, no debe superar el valor de 1

EXCESO DE ESPESOR EN LA PROYECCIÓN EXTERNA DE LA BOCA

$$A_2 = 5 \times (t_n - t_{rn}) \times fr_2 \times t$$

$$A_2 = 2 \times (t_n - t_{rn}) \times (2.5 \times t_n + t_e) \times fr_2$$

$$A_2 := 5 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot fr_2 \cdot t = 0.275 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A_2 := 2 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot (2.5 \cdot t_n + t_e) \cdot fr_2 = 0.23 \quad (\text{pulgada}^2)$$

Se escoge el valor menor en este caso $A_2 = 0.23$

$$A_2 = 0.23 \quad (\text{pulgada}^2)$$

ÁREA DISPONIBLE EN LA SOLDADURA

$$A_{41} = (\text{leg}4 - 1)^2 \times fr_3$$

$$A_{42} = (\text{leg}4 - 2)^2 \times fr_4$$

$$A_{43} = (\text{leg}4 - 3)^2 \times fr_2$$

$$\text{leg}4 - 1 = a$$

$$\text{leg}4 - 2 = z$$

$$\text{leg}4 - 3 = b$$

$$a = 0.216 \quad (\text{pulgada})$$

$$z = 0.591 \text{ (pulgada)}$$

$$b = 0.216 \text{ (pulgada)}$$

$$A41 := (a)^2 \cdot fr3 = 0.047 \text{ (pulgada}^2\text{)}$$

$$A42 := (z)^2 \cdot fr4 = 0.349 \text{ (pulgada}^2\text{)}$$

$$A43 := (b)^2 \cdot fr2 = 0.047 \text{ (pulgada}^2\text{)}$$

ÁREA DE LA PLACA DE REFUERZO

$$A5 = (Dp - d - 2 \cdot tn) \cdot te \cdot fr4$$

$$d = 3.193 \text{ (pulgada)} \quad \text{Diámetro Interno Corroído}$$

$$Rn := \frac{di + 2 \cdot CA}{2} = 1.596 \text{ (pulgada)} \quad \text{Radio Interno Corroído}$$

$$Q := Rn + tn + t = 2.16 \text{ (pulgada)}$$

El diámetro de la placa del refuerzo es el mayor entre d y Q tal como se indica en la figura A, en este caso el diámetro del refuerzo es:

$$Dp := d \cdot 2 = 6.386 \text{ (pulgada)} \quad \text{Diámetro Calculado}$$

$$A5 := (Dp - d - 2 \cdot tn) \cdot te \cdot fr4 = 1.363 \text{ (pulgada}^2\text{)}$$

Es la sumatoria de las áreas de refuerzo

$$Arp := A1 + A2 + A3 + A41 + A42 + A42 + A5 = 2.845 \text{ (pulgada}^2\text{)}$$

$$Ao = 0.843 \text{ (pulgada}^2\text{)}$$

$$Arp = 2.845 \text{ (pulgada}^2\text{)}$$

$$Ao < Arp$$

Como el área total transversal requerida (Ao) es menor que la sumatoria de las áreas de refuerzo (Arp) se acepta la placa del refuerzo

ANEXO 21

CÁLCULO DEL ÁREA DE REFUERZO DE LA ENTRADA DE HOMBRE (MANHOLE)

ÁREA DE REFUERZO

MANHOLE

DATOS DE DISEÑO

$Pd := 150$ (psi) Presión de Diseño

$E := 0.85$ Eficiencia de Junta

$CA := \frac{1}{16}$ (pulgada) Corrosión Admisible de Boquillas

$tr := 0.264$ (pulgada) Espesor de la pared del recipiente calculado no corroído

$t := \frac{12}{25.4} - CA = 0.41$ (pulgada)

$N5 := 18$ (pulgada) Diámetro Nominal de la Manhole

$D18 := 18$ (pulgada) Diámetro Exterior de la Manhole

$Ri := \frac{D18}{2} = 9$ (pulgada) Radio Exterior de la Manhole

Material SA-36

$S := 16600$ (psi) Esfuerzo Admisible del Material SA-36, Sección II D, 1A

ESPESOR DEL CUELLO DE LA MANHOLE

$tn18 := \frac{Pd \cdot (Ri + CA)}{S \cdot E - 0.6 \cdot Pd} + (CA) = 0.159$ (pulgada) UG-27 (b) (1), ASME VIII DIV 1

$tn18\% := tn18 \cdot 0.125 + tn18 = 0.179$ (pulgada)

$tnh := 0.25$ (pulgada)

$SCH := 10$ Cédula 10

$di := 17.5$ (in)

CÁLCULO DE ÁREAS DE REFUERZO

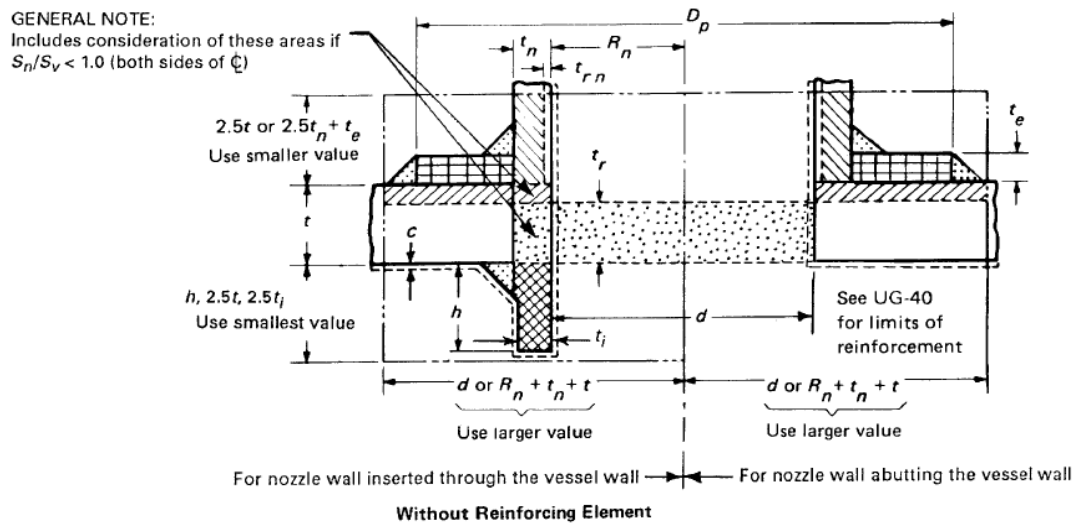


Figura A. Esquema de Áreas de Refuerzo, Pressure Vessel Handbook

$$A = d \times t_r \times F + 2 \times t_n \times t_r \times F \times (1 - fr1)$$

donde

A_o = Área total transversal requerida

d = diámetro interior de la abertura en condición corroída

t_r = espesor de la pared del recipiente calculado no corroído

F = Factor de Corrección Figura UG-37

t_n = Espesor Nominal de la Boca, menos la Corrosión Admisible

$fr1$ = Factor de Reducción de Fuerza 1, no debe ser mayor a 1

$$d := d_i + 2CA = 17.625 \quad (\text{pulgada})$$

$$t_r = 0.264 \quad (\text{pulgada})$$

$$F := 1$$

$$t_n := t_{nh} - CA = 0.188 \quad (\text{pulgada})$$

$$S_n := S$$

$$S_v := S$$

$$fr1 := \frac{S_n}{S_v}$$

$$A_o := d \cdot tr \cdot F + 2 \cdot tn \cdot F \cdot (1 - fr1) = 4.653 \quad (\text{pulgada}^2)$$

EXCESO DE ESPESOR EN LA PARED DEL RECIPIENTE

$$A1 = d \times (E1 \times t - F \times tr) - 2 \times tn \times (E1 \times t - F \times tr) \times (1 - fr1)$$

$$A1 = 2 \times (t + tn) \times (E1 \times t - F \times tr) - 2 \times tn \times (E1 \times t - F \times tr) \times (1 - fr1)$$

donde

A1= Área Disponible en el cuerpo

d= diámetro interior de la abertura en condición corroída

tr= espesor de la pared del recipiente calculado no corroído

F= Factor de Corrección Figura UG-37

tn= Espesor Nominal de la Boca, menos la Corrosión Admisible

fr1= Factor de Reducción de Fuerza 1, no debe ser mayor a 1

E1= Eficiencia de la Junta

t= Espesor de la pared del recipiente calculado

$$t = 0.41 \quad (\text{pulgada})$$

$$E1 := 1 \quad (\text{pulgada})$$

$$A1 := d \cdot (E1 \cdot t - F \cdot tr) - 2 \cdot tn \cdot (E1 \cdot t - F \cdot tr) \cdot (1 - fr1) = 2.572 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A1 := 2 \cdot (t + tn) \cdot (E1 \cdot t - F \cdot tr) - 2 \cdot tn \cdot (E1 \cdot t - F \cdot tr) \cdot (1 - fr1) = 0.174 \quad (\text{pulgada}^2)$$

Se escoge la mayor por lo que $A1 = 2.572$

$$A1 := 2.572 \quad (\text{pulgada}^2)$$

EXCESO DE ESPESOR EN LA PROYECCIÓN EXTERNA DE LA BOCA

$$A2 = 5 \times (tn - trn) \times fr2 \times t$$

$$A2 = 5 \times (tn - trn) \times fr2 \times tn$$

donde

A2= Área en la Proyección externa de la boca

trn= Espesor requerido en la pared de la boca no corroído

tn= Espesor Nominal de la Boca, menos la Corrosión Admisible

fr2= Factor de Reducción de Fuerza 2, no debe ser mayor a 1

t= Espesor de la pared del recipiente calculado

$$fr2 := \frac{Sn}{Sv} = 1$$

$$trn := tn18 - CA = 0.097 \quad (\text{pulgada})$$

$$A2 := 5 \cdot (tn - trn) \cdot fr2 \cdot t = 0.186 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A2 := 5 \cdot (tn - trn) \cdot fr2 \cdot tn = 0.085 \quad (\text{pulgada}^2)$$

Se escoge el menor por lo que $A2 = 0.085$

$$A2 := 0.085 \quad (\text{pulgada}^2)$$

EXCESO DE ESPESOR EN LA PROYECCIÓN INTERNA DE LA BOCA

$$A3 = 5 \cdot t \cdot ti \cdot fr2$$

$$A3 = 5 \cdot ti^2 \cdot fr2$$

$$A3 = 2 \cdot h \cdot ti \cdot fr2$$

donde

$A2$ = Área en la Proyección interna de la boca

ti = Espesor Nominal de la Proyección Interna de la Boquilla no corroído

$fr2$ = Factor de Reducción de Fuerza 2, no debe ser mayor a 1

h = Distancia de la Proyección Interna de la Boquilla

$$ti := tnh - 2 \cdot CA = 0.125 \quad (\text{pulgada})$$

$$h := 2 \quad (\text{pulgada})$$

$$A3 := 5 \cdot t \cdot ti \cdot fr2 = 0.256 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A3 := 5 \cdot ti^2 \cdot fr2 = 0.078 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A3 := 2 \cdot h \cdot ti \cdot fr2 = 0.5 \quad (\text{pulgada}^2)$$

Se escoge el menor por lo que $A3 = 0.078$

$$A3 := 0.078 \quad (\text{pulgada}^2)$$

ÁREA DISPONIBLE EN LA SOLDADURA

$$A41 = (\text{leg4} - 1)^2 \times \text{fr2}$$

$$A43 = (\text{leg4} - 3)^2 \times \text{fr2}$$

donde

A41= Área Disponible en Soldadura Externa

A43= Área Disponible en Soldadura Interna

leg4-1= Soldadura Exterior de la boca

fr2= Factor de Reducción de Fuerza 2, no debe ser mayor a 1

$$a = \text{leg4} - 1$$

$$a := 0.25$$

$$b = \text{leg4} - 3$$

$$b := 0.25$$

$$\text{fr2} = 1$$

$$A41 := (a)^2 \cdot \text{fr2} = 0.063 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A43 := (b)^2 \cdot \text{fr2} = 0.063 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A_{\text{ref}} := A1 + A2 + A3 + A41 + A43 = 2.86 \quad (\text{pulgada}^2) \quad \text{Es la suma de las áreas de refuerzo}$$

$$A_o > A_{\text{ref}}$$

Como el área total transversal requerida (A_o) es mayor que la sumatoria de las áreas de refuerzo (A_{ref}) se requiere una área adicional de refuerzo

Áreas que no sufren cambio por incrementar un área de refuerzo:

$$A_o = 4.653 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A1 = 2.572 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A3 = 0.078 \quad (\text{pulgada}^2)$$

DATOS DE LA PLACA DE REFUERZO

Material SA-36

$z = \text{leg}4 - 2$ Altura del cordón de soldadura

$z := 0.625$ (pulgada)

$t_e := \frac{12}{25.4} = 0.472$ (pulgada) Espesor de la placa de refuerzo, igual a la plancha del cuerpo

$S_p := S_n$ (psi) Esfuerzo Admisible correspondiente a la placa de refuerzo

$f_{r3} := \frac{S_p}{S_v} = 1$ Factor de reducción de fuerza 3, no debe superar el valor de 1

$f_{r4} := \frac{S_p}{S_v} = 1$ Factor de reducción de fuerza 4, no debe superar el valor de 1

EXCESO DE ESPESOR EN LA PROYECCIÓN EXTERNA DE LA BOCA

$$A_2 = 5 \times (t_n - t_{rn}) \times f_{r2} \times t$$

$$A_2 = 2 \times (t_n - t_{rn}) \times (2.5 \times t_n + t_e) \times f_{r2}$$

$$A_2 := 5 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot f_{r2} \cdot t = 0.186 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A_2 := 2 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot (2.5 \cdot t_n + t_e) \cdot f_{r2} = 0.17 \quad (\text{pulgada}^2)$$

Se escoge el valor menor en este caso $A_2 = 0.17$

$$A_2 = 0.17 \quad (\text{pulgada}^2)$$

ÁREA DISPONIBLE EN LA SOLDADURA

$$A_{41} = (\text{leg}4 - 1)^2 \times f_{r3}$$

$$A_{42} = (\text{leg}4 - 2)^2 \times f_{r4}$$

$$A_{43} = (\text{leg}4 - 3)^2 \times f_{r2}$$

$$\text{leg4} - 1 = a$$

$$\text{leg4} - 2 = z$$

$$\text{leg4} - 3 = b$$

$$a = 0.25 \text{ (pulgada)}$$

$$z = 0.625 \text{ (pulgada)}$$

$$b = 0.25 \text{ (pulgada)}$$

$$A41 := (a)^2 \cdot \text{fr3} = 0.063 \text{ (pulgada}^2\text{)}$$

$$A42 := (z)^2 \cdot \text{fr4} = 0.391 \text{ (pulgada}^2\text{)}$$

$$A43 := (b)^2 \cdot \text{fr2} = 0.063 \text{ (pulgada}^2\text{)}$$

ÁREA DE LA PLACA DE REFUERZO

$$A5 = (D_p - d - 2 \times t_n) \times t_e \times \text{fr4}$$

$$d = 17.625 \text{ (pulgada)} \quad \text{Diámetro Interno}$$

$$R_n := \frac{d_i + 2 \cdot CA}{2} = 8.813 \text{ (pulgada)} \quad \text{Radio Interno Corroído}$$

$$Q := R_n + t_n + t = 9.41 \text{ (pulgada)}$$

El diámetro de la placa del refuerzo es el mayor entre d y Q tal como se indica en la figura A, en este caso el diámetro del refuerzo es:

$$D_p := d \cdot 2 = 35.25 \text{ (pulgada)} \quad \text{Diámetro Calculado}$$

$$A5 := (D_p - d - 2 \cdot t_n) \cdot t_e \cdot \text{fr4} = 8.15 \text{ (pulgada}^2\text{)}$$

Sumatoria de las áreas de refuerzo

$$A_{rp} := A1 + A2 + A3 + A41 + A42 + A43 + A5 = 11.814 \text{ (pulgada}^2\text{)}$$

$$A_o = 4.653 \text{ (pulgada}^2\text{)}$$

$$A_{rp} = 11.814 \text{ (pulgada}^2\text{)}$$

$$A_o < A_{rp}$$

Como el área total transversal requerida (A_o) es menor que la sumatoria de las áreas de refuerzo (A_{rp}) se acepta la placa del refuerzo

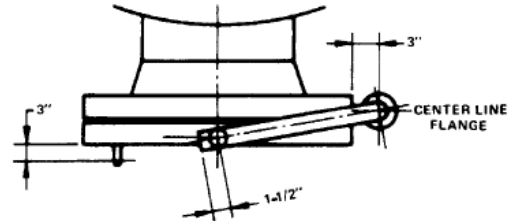
ANEXO 22

DAVIT

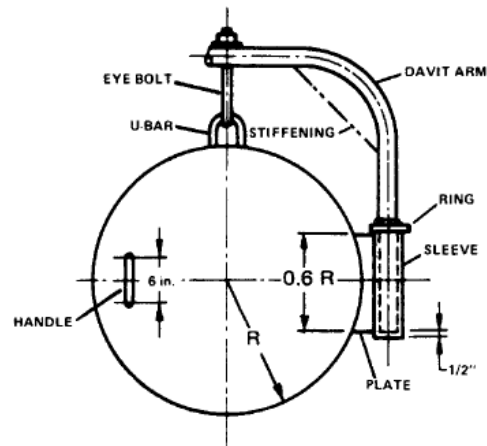
SELECCIÓN DEL DAVIT

Davit es el conjunto de compuerta para el manhole, se determina según el manual de Recipientes a Presion, Eugene F. Megyesy

El manhole estará ubicado en el cuerpo del recipiente en una posición horizontal como se indica en la figura A.



Para la selección se toma en consideración la siguiente tabla A, de tal manera que el davit queda definido con las dimensiones propuestas



FOR HORIZONTAL OPENING

Figura A

Tabla A Dimensiones Davit

FLANGE RATING	150*					300*					600*					900*					
	12	14	16	18	20	12	14	16	18	20	12	14	16	18	20	12	14	16	18	20	24
NO. OF LIST	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	1	1	2	2	2	1	1	2	2	2	3
	LIST # 1										LIST # 2					LIST # 3					
DAVIT ARM	1-1/2"-XH PIPE										2"-XXH PIPE					2"-XXH PIPE					
SLEEVE	2"-XH PIPE										2-1/2"-STD PIPE					2-1/2"-STD PIPE					
EYE-BOLT	5/8 φ										3/4 φ					1" φ					
U-BAR	5/8 φ										3/4 φ					1" φ					
RING	5/8										3/4					1"					
PLATE	5/8										3/4					1"					
HANDLE	5/8 φ										3/4 φ					1" φ					
STIFFENER	—										—					3/8"					

ANEXO 23

CÁLCULO DEL FALDÓN, PERNOS
DE ANCLAJE Y ANILLO BASE

DISEÑO DEL FALDÓN

Para determinar el espesor del faldón primero se debe determinar los momentos producidos por el viento y el sismo.

DETERMINACIÓN DE LA CARGA DE VIENTO

Datos de Diseño:

V := 45 (mph) Recomendado por ASCE 07

D := 4.2 (pie) Diámetro Externo del Recipiente

H := 10.6 (pie) Altura del Recipiente incluyendo el faldón

El recipiente está localizado en el complejo de SERTECPET considerado como área suburbana porque este complejo rodea la parte urbana de Francisco de Orellana Coca, por lo tanto se considera zona de exposición B

CARGA DE VIENTO $F = qz \times G \times Cf \times Af$

G := 0.6 Tomado de la siguiente figura

Tabla A

COEFFICIENT G (Gust response factor combined with Exposure Coefficient)			
HEIGHT Above Ground, ft.	EXPOSURE B	EXPOSURE C	EXPOSURE D
0-15	0.6	1.1	1.4
20	0.7	1.2	1.5
40	0.8	1.3	1.6
60	0.9	1.4	1.7
80	1.0	1.5	1.8
100	1.1	1.6	1.9
140	1.2	1.7	2.0
200	1.4	1.9	2.1
300	1.6	2.0	2.2
500	1.9	2.3	2.4

Fuente: Pressure Vessel Handbook, Eugene F. Megyesy

qz := 13 Tomado de la siguiente figura

Tabla B

VELOCITY PRESSURE, q							
Basic wind speed, mph, V	70	80	90	100	110	120	130
Velocity Pressure psf $0.00256 V^2, q$	13	17	21	26	31	37	44

Fuente: Pressure Vessel Handbook, Eugene F. Megyesy

$C_f := 0.8$ Factor de Forma 0.8 para recipientes cilíndricos

$A_f := D \cdot H = 44.52 \text{ (pie}^2\text{)}$ Área Proyectada del Recipiente

$F := q_z \cdot G \cdot C_f \cdot A_f = 277.805 \text{ (lb)}$ Fuerza Ejercida por el viento

$M_w := F \cdot H = 2.945 \times 10^3 \text{ (lb} \cdot \text{pie)}$ Momento Ejercido por el viento

DETERMINACIÓN DE LA CARGA DE SISMO

Datos de Diseño:

Zona: 2A Tomado del Código Ecuatoriano de la Construcción (CEC)

$D = 4.2 \text{ (pie)}$ Diámetro Externo del Recipiente

$H = 10.6 \text{ (pie)}$ Altura del Recipiente incluyendo el faldón

$Z := 0.15$ Factor de Sismo para Zona 2A, Tomado del Pressure Vessel Handbook, Megyesy Pagina 62.

$W := 10000 \text{ (lb)}$ Peso de Prueba Aproximada del Recipiente

$C_t := 0.035$ Coeficiente Numérico

$T := C_t \cdot H^{\frac{3}{4}} = 0.206$ Periodo de Vibración

$I := 1$ Coeficiente de Importancia se utiliza 1 cuando son recipientes

$S := 1$ Coeficiente según las características del suelo

$R_w := 2.9$ Coeficiente numérico, se usa 2.9 para recipientes

$$C := \frac{2.35 \cdot S}{T^{\frac{2}{3}}} = 6.746 \quad \text{Coeficiente numérico, no debe exceder 2.75}$$

Por lo tanto:

$$C := 2.75$$

$$V_{sis} := \frac{Z \cdot I \cdot C}{R_w} \cdot W = 1.422 \times 10^3 \quad (\text{lb}) \quad \text{Fuerza Cortante en la base del Recipiente}$$

$$F_t := 0.07 \cdot T \cdot V_{sis} = 20.473 \quad (\text{lb}) \quad \text{Fuerza Sísmica Horizontal en la parte superior del recipiente}$$

Si:

$$T \leq 0.7, F_t = 0$$

$$F_t := 0$$

$$M_{sis} := F_t \cdot H + (V_{sis} - F_t) \cdot \left(\frac{2 \cdot H}{3} \right) = 1.005 \times 10^4 \quad (\text{lb} \cdot \text{pie}) \quad \text{Momento máximo en la base del recipiente}$$

DISEÑO DEL FALDÓN

Para determinar el espesor de faldón se necesita conocer el momento crítico producido entre la carga de viento y la carga de sismo; además se necesita conocer el Peso Total del recipiente de Prueba

$$M_{sis} = 1.005 \times 10^4 \quad (\text{lb} \cdot \text{pie}) \quad \text{Momento crítico en el recipiente, en este caso el momento crítico es debido a la fuerza Sísmica Horizontal}$$

$$D := 49.6 \quad (\text{pulgada}) \quad \text{Diámetro Exterior del Faldón}$$

$$R := \frac{D}{2} = 24.8 \quad (\text{pulgada}) \quad \text{Radio Exterior del Faldón}$$

Material: SA-36

$$S := 16600 \quad (\text{psi}) \quad \text{Esfuerzo Admisible del Material SA-36}$$

$$W := 10000 \quad (\text{lb})$$

Peso de Prueba Aproximada del Recipiente

La eficiencia de la junta depende de la forma de unión del faldón al tanque las cuales se presentan a continuación:

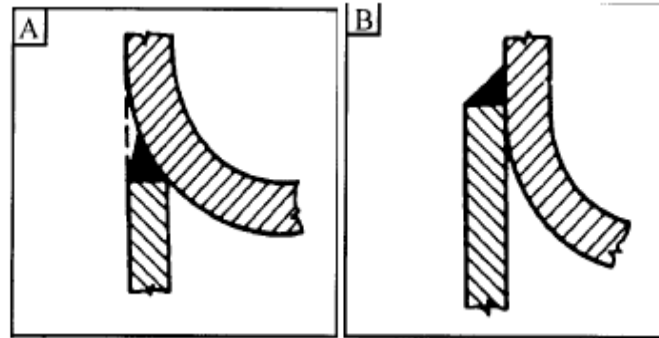


Figura A: Tipos de Junta Faldón-Cabeza, Pressure Vessel Handbook, Eugene F. Megyesy

En este caso el tipo de unión corresponde a la figura A, por lo tanto la eficiencia de la junta es:

$$E := 0.6 \quad \text{Eficiencia de la Junta del Faldón}$$

Espesor requerido por Momento Crítico del Recipiente

$$t_s := \frac{12 \cdot M_{sis}}{R^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} = 6.268 \times 10^{-3} \quad (\text{pulgada})$$

Espesor requerido por el peso del recipiente

$$t_w := \frac{W}{D \cdot \pi \cdot S \cdot E} = 6.443 \times 10^{-3} \quad (\text{pulgada})$$

Espesor total del Faldón

$$t := t_s + t_w = 0.013 \quad (\text{pulgada})$$

donde;

D = diámetro exterior del Faldón (pulgada)

E= Eficiencia de la junta (faldón-cabeza)

Msis= Momento Producido por la carga Crítica del recipiente.

R= Radio exterior del faldón (pulgada)

S= Esfuerzo permisible (menor entre la cabeza y el faldón) (psi)

t= Espesor requerido del faldón (pulgada)

W= Peso del tanque en operaciones de operación (lb)

El espesor requerido del faldón es 0.013 pulgada = 0.3 mm; plancha de este espesor no existe en el mercado por lo que se utilizara la parte sobrante de la lámina del cuerpo del recipiente 12 mm

DISEÑO DE PERNOS DE ANCLAJE

$$D_b := \frac{1330}{25.4} = 52.362 \quad (\text{pulgada}) \quad \text{Diámetro Pernos de Anclaje}$$

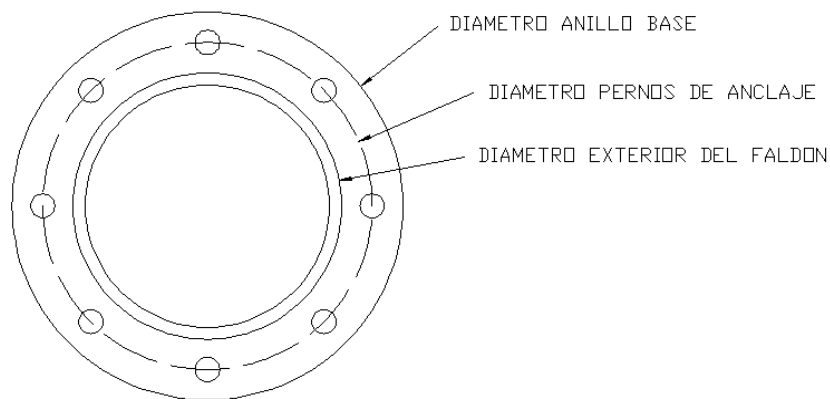


Figura B: Esquema de anillo base y faldón, fuente propia

El número de pernos se los determina de acuerdo a la siguiente tabla:

Tabla C
NUMBER OF ANCHOR BOLTS

Diameter of Bolt circle in.	Minimum	Maximum
24 to 36	4	4
42 to 54	8	8
60 to 78	12	12
84 to 102	12	16
108 to 126	16	20
132 to 144	20	24

Fuente: Pressure Vessel Handbook, Eugene F. Megyesy

$N := 8$ pernos

$A_b := \left(\frac{D_b}{2}\right)^2 \cdot \pi = 2.153 \times 10^3$ (pulgada²) Área contenida por el diámetro de los pernos de anclaje.

$C_b := 2 \cdot \left(\frac{D_b}{2}\right) \cdot \pi = 164.501$ (pulgada) Perímetro correspondiente al diámetro de los pernos de anclaje

$M_{sis} = 1.005 \times 10^4$ (lb·pie) Momento máximo del Recipiente

$S_b := 15000$ (psi) Esfuerzo Máximo Admisible del Perno de Anclaje

Para determinar el Esfuerzo Máximo Admisible del Perno de Anclaje se usa la siguiente tabla:

Tabla D

**MAXIMUM ALLOWABLE STRESSES FOR
BOLTS USED AS ANCHOR BOLT**

Specification Number	Diameter in.	Max. allow. Stress psi.
SA 307	All diameters	15,000
SA 193 B 7	2½ and under	19,000
SA 193 B16	2½ and under	17,000
SA 193 B 7	Over 2½ to 4 incl.	18,000
SA 193 B16	Over 2½ to 4 incl.	15,000

Fuente: Pressure Vessel Handbook, Eugene F. Megyesy

$W_b := 4000$ (lb) Peso Aproximado del Recipiente Vacío

Para determinar el tamaño del perno de anclaje debemos conocer la máxima tensión y el Área Transversal requerida por el perno de anclaje

TENSIÓN MÁXIMA

$$T := \frac{12 \cdot M_{sis}}{A_b} - \frac{W_b}{C_b} = 31.698 \left(\frac{\text{lb}}{\text{pulgada}} \right)$$

ÁREA TRANSVERSAL REQUERIDA DEL PERNO

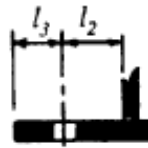
$$Ba := \frac{T \cdot Cb}{Sb \cdot N} = 0.043 \quad (\text{pulgada})$$

Se añade 0.125 pulgada por corrosión

$$Ba := Ba + 0.125 = 0.168 \quad (\text{pulgada})$$

Para determinar el tamaño del perno de anclaje se acude a la siguiente tabla:

Tabla E



Bolt Size	Bolt * Root Area sq. in.	Dimension in.	
		l2	l3
1/8	0.126	7/8	5/8
5/8	0.202	1	3/4
3/4	0.302	1-1/8	13/16
7/8	0.419	1-1/4	15/16
1	0.551	1-3/8	1-1/16
1 1/8	0.693	1-1/2	1-1/8
1 1/4	0.890	1-3/4	1-1/4
1 3/8	1.054	1-7/8	1-3/8
1 1/2	1.294	2	1-1/2
1 5/8	1.515	2-1/8	1-5/8
1 3/4	1.744	2-1/4	1-3/4
1 7/8	2.049	2-3/8	1-7/8
2	2.300	2-1/2	2
2 1/4	3.020	2-3/4	2-1/4
2 1/2	3.715	3-1/16	2-3/8
2 3/4	4.618	3-3/8	2-5/8
3	5.621	3-5/8	2-7/8

Fuente: Pressure Vessel Handbook, Eugene F. Megyesy

Tamaño de Perno utilizado = 5/8 (pulgada)

Esfuerzo Producido en el Perno de Anclaje

$$Sb := \frac{T \cdot Cb}{Ba \cdot N} = 3.869 \times 10^3 \quad (\text{psi})$$

Como el esfuerzo máximo permisible del perno (15000 psi) es mayor que el esfuerzo producido en el perno de anclaje se acepta el perno de 3/4 (pulgada)

DISEÑO DEL ANILLO BASE

Datos de Diseño:

A_r = Área del anillo base (pulgada²)

A_s = Área del faldón (pulgada²)

C_s = Perímetro del faldón (pulgada)

f_b = Carga Admisible por el Concreto (psi)

l_1 = Distancia entre el faldón y el diámetro exterior del anillo base

l_2, l_3 = Distancias correspondientes a la tabla E

M_r = Momento Máximo en la base producido por el viento o el sismo

W_r = Peso Aproximado de Prueba del Recipiente

D_o = Diámetro Exterior del anillo base

D_i = Diámetro interior del anillo base

S_r = Esfuerzo Admisible del material Base.

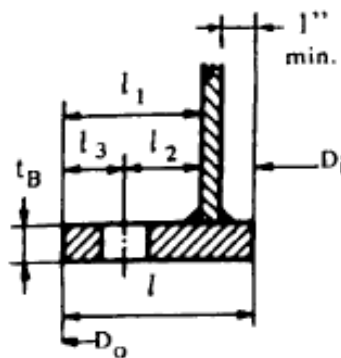


Figura C. Esquema Anillo Base, Pressure Vessel Handbook

$$l_2 := 1 \quad (\text{pulgada})$$

$$l_3 := \frac{3}{4} \quad (\text{pulgada})$$

$$D = 49.6 \quad (\text{pulgada}) \quad \text{Diámetro exterior del faldón}$$

$$D_o := D + 2 \cdot l_2 + 2 \cdot l_3$$

$$D_o = 53.1 \quad (\text{pulgada})$$

$$D_i := \frac{1150}{25.4} \quad (\text{pulgada}) \quad \text{Diámetro Interior del Anillo Base}$$

$$A_r := 0.7854 \cdot (D_o^2 - D_i^2) = 604.547 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$A_s := \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 1.932 \times 10^3 \quad (\text{pulgada}^2)$$

$$C_s := 2 \cdot \pi \cdot \frac{D}{2} = 155.823 \quad (\text{pulgada})$$

Para determinar la carga Admisible del concreto utilizamos la siguiente tabla:

Tabla F
Properties of Concrete Four Mixtures

Ultimate 28 day Strength psi	2000	2500	3000	3750
Allowable compr. Strength f_c psi	800	1000	1200	1500
Safe bearing load f_b psi	500	625	750	938
Factor n	15	12	10	8

Fuente: Pressure Vessel Handbook, Eugene F. Megyesy

El esfuerzo del concreto es de 3000 psi, dato especificado por el ingeniero civil de la planta PPRP

$$f_b := 750$$

$$f_c := 1200$$

$$M_{sis} = 1.005 \times 10^4 \quad (\text{lb}\cdot\text{pie})$$

Momento por Sismo

$$W_r := 10000 \quad (\text{lb})$$

Máxima Compresión en el Anillo Base

$$P_c := \frac{12 \cdot M_{sis}}{A_s} + \frac{W}{C_s} = 126.602 \quad \left(\frac{\text{lb}}{\text{pulgada}} \right)$$

$$I_1 := I_2 + I_3 = 1.75 \quad (\text{pulgada})$$

Espesor del anillo base

$$t_b := 0.32 \cdot l_1 = 0.56 \quad (\text{pulgada})$$

$$t_b := \frac{9}{16} \quad (\text{pulgada})$$

ANEXO 24

CÁLCULO DEL PESO DEL RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO DE AIRE COMPRIMIDO

PESO DEL TANQUE

PESO EN VACÍO

CABEZA TORIESFÉRICA

DATOS:

De := 50.16 (pulgada) Diámetro de Exterior del Recipiente

tc := $\frac{5}{8}$ (pulgada) Espesor de la cabeza toriesférica

Tabla A

WEIGHT OF SHELLS & HEADS										
DIAM. VESSEL	WALL THICKNESS									
	5/8"					11/16"				
	SHELL		HEAD			SHELL		HEAD		
	I.S.	O.S.	ELLIP	F.&D.	HEMIS	I.S.	O.S.	ELLIP	F.&D.	HEMIS
12	84	76	58	40	55	93	83	64	44	61
14	97	89	70	50	73	108	98	79	55	81
16	111	103	87	61	95	122	112	95	67	105
18	124	116	101	74	119	137	127	113	83	132
20	137	129	121	86	146	152	142	133	97	162
22	151	143	138	101	176	166	156	154	113	194
24	164	156	161	121	208	181	171	177	133	230
26	177	169	180	138	243	196	186	198	151	269
28	191	183	201	156	281	211	201	221	171	311
30	204	196	228	175	322	225	215	251	195	355
32	218	210	257	201	365	240	230	283	221	403
34	231	223	288	223	411	255	245	317	245	454
36	244	236	326	245	460	269	259	353	270	508
38	258	250	355	275	512	284	274	390	302	565
40	271	263	391	300	566	299	289	430	330	625
42	284	276	428	327	623	313	303	471	360	688
48	324	316	552	421	811	357	347	607	458	895
54	364	356	691	526	1024	401	391	760	579	1129
60	404	396	846	643	1261	445	435	931	707	1390

Fuente: Pressure Vessel Handbook, Eugene F. Megyesy

Wc := 526 (lb) Peso de la Cabeza

Wtc := 2 · Wc = 1.052 × 10³ (lb) Peso Total de las Cabezas

CUERPO

DATOS

$D_e := 50.16$ (pulgada) Diámetro de Exterior del Recipiente

$t := \frac{1}{2}$ (pulgada) Espesor del Cuerpo, el espesor de cuerpo es de 12mm, por lo que se ha aproximado a 1/2 para poder determinar los pesos en la tabla B

Tabla B

WEIGHT OF SHELLS & HEADS										
DIAM. VESSEL	WALL THICKNESS									
	1/2"					9/16"				
	SHELL		HEAD			SHELL		HEAD		
	I.S.	O.S.	ELLIP	F.&D.	HEMIS	I.S.	O.S.	ELLIP	F.&D.	HEMIS
12	67	61	47	30	43	76	69	52	35	49
14	78	72	56	38	58	88	81	63	44	65
16	88	82	70	47	75	100	93	78	54	85
18	99	93	81	59	94	112	105	91	67	106
20	110	104	97	70	115	124	117	109	78	131
22	120	114	110	81	139	136	129	124	91	157
24	131	125	125	94	165	148	141	143	107	186
26	142	136	140	110	193	160	153	162	124	218
28	152	146	161	125	223	172	165	181	140	252
30	163	157	182	140	255	184	177	205	157	288
32	174	168	206	161	290	196	189	231	181	327
34	184	178	230	178	327	208	201	259	200	369
36	195	189	256	196	366	220	213	288	220	413
38	206	200	283	220	407	232	225	319	247	459
40	217	211	313	240	450	244	237	352	270	508
42	227	221	343	261	496	256	249	386	294	560
48	259	253	442	337	646	292	285	497	379	728
54	291	285	553	421	815	328	321	622	473	919
60	323	317	677	514	1005	364	357	762	578	1133

Fuente: Pressure Vessel Handbook, Eugene F. Megyesy

$W_{\text{cuerpo}} := 291 \left(\frac{\text{lb}}{\text{pie}} \right)$ Peso del cuerpo por unidad de longitud

$L_{ss} := \frac{2200}{25.4 \cdot 12} = 7.218$ (pie) Longitud entre costuras

$W_{\text{cuerpo}} := W_{\text{cuerpo}} \cdot L_{ss} = 2.1 \times 10^3$ (pulgada) Peso Total del cuerpo

$$W_{\text{recipiente}} := W_{\text{tc}} + W_{\text{tcuerpo}} = 3.152 \times 10^3 \quad (\text{lb}) \quad \text{Peso total del recipiente en vacío}$$

PESO DE OPERACIÓN

DATOS:

$$W_{\text{recipiente}} = 3.152 \times 10^3 \quad (\text{lb}) \quad \text{Peso total del recipiente en vacío}$$

$$\rho_{\text{aire}} := 9.61 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \quad \text{Densidad del aire}$$

$$V_{\text{rec}} := 3 \quad (\text{m}^3) \quad \text{Volumen del recipiente}$$

$$M := \rho_{\text{aire}} \cdot V_{\text{rec}} = 28.83 \quad (\text{Kg}) \quad \text{Peso del aire en el Recipiente}$$

$$\underline{M} := M \cdot 2.2 = 63.426 \quad (\text{lb})$$

$$W_{\text{total}} := W_{\text{recipiente}} + M = 3.216 \times 10^3 \quad (\text{lb}) \quad \text{Peso total del recipiente en operación}$$

PESO DE PRUEBA HIDROSTÁTICA

DATOS:

$$W_{\text{recipiente}} = 3.152 \times 10^3 \quad (\text{lb}) \quad \text{Peso total del recipiente en vacío}$$

$$\rho_{\text{agua}} := 1000 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \quad \text{Densidad del agua}$$

$$\underline{V}_{\text{rec}} := 3 \quad (\text{m}^3) \quad \text{Volumen del recipiente}$$

$$\underline{M} := \rho_{\text{agua}} \cdot V_{\text{rec}} = 3 \times 10^3 \quad (\text{Kg}) \quad \text{Peso del agua en el Recipiente}$$

$$\underline{M} := M \cdot 2.2 = 6.6 \times 10^3 \quad (\text{lb})$$

$$W_{\text{hidro}} := W_{\text{recipiente}} + M = 9.752 \times 10^3 \quad (\text{lb}) \quad \text{Peso total del recipiente de prueba hidrostática}$$

ANEXO 25

WPS Y PQR

SERTECPET

ANEXO 26

LISTA DE MATERIALES



LISTADO DE MATERIALES

Código:
Revisión: A
Trabajo No
Página 1 of 1

Lista de materiales No:	1	Rev. A	Plano No. 100001-PPRP-VSL-001	Rev. A
Cliente: SERTECPET S.A.	Equipo	Recipiente de Almacenamiento de aire	Preparado por: C.O/J.J.	Fecha: 03/02/2011
Cantidad	DESCRIPCIÓN		UNIDAD	
1100	Plancha de acero A36, 12 mm de espesor		Kg	
2	Cabeza Toriesférica espesor, A36, 16 mm de espesor		Unidad	
8	Pernos de anclaje, 5/8" x 200 mm largo, SA-307		Unidad	
40	Espárragos 5/8" x 90 mm largo, A193B7 con tuerca		Unidad	
1	Brida WNRF, 18" x ANSI clase 300#		Unidad	
2	Brida WNRF, 3" x ANSI Clase 300#		Unidad	
3	Brida WNRF, 2" x ANSI Clase 300#		Unidad	
1	Brida ciega, 18" x ANSI Clase 300#		Unidad	
1	Unión roscada, 3/4", Clase 6000#		Unidad	
2	Empaque Espirometálico, 18" x clase 300#		Unidad	
4	Empaque Espirometálico, 3" x clase 300#		Unidad	
6	Empaque Espirometálico, 2" x clase 300#		Unidad	
2	Válvula de bola bridada, 3" x ANSI clase 300#		Unidad	
3	Válvula de bola, bridada, 2" x ANSI clase 300#		Unidad	
1	Válvula de bola roscada 3/4" x ANSI clase 3000#		Unidad	
1	Purgador de agua, automático, 1/2" (12,7 mm)		Unidad	
1	Manómetro, Rango 0 – 400 psi		Unidad	
1	Válvula de seguridad, 3" x 2" ANSI clase 300#		Unidad	
1	Consumibles para construcción (electrodos, piedras de esmeril, pintura, otros)		Global	

ANEXO 27

PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

ANEXO 28

CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

CARGA DE REFRIGERACIÓN

$T_{ext} := 35 \text{ (C)}$ (Dato del Inamhi Temperatura Promedio)

$T_{exterior} := T_{ext} + 273 = 308 \text{ (K)}$

$T_{int} := 22 \text{ (C)}$

$T_{interior} := T_{int} + 273 = 295 \text{ (K)}$

$w_{viento} := 0.33 \left(\frac{m}{s} \right)$ (Dato del Inamhi) Tabla M293

CÁLCULO DE CALOR A TRAVÉS DE LA PARED 1 NORTE

Material = Bloque 20*20*40

PESO

$W_{p1} := 212 \left(\frac{Kg}{m^2} \right)$

Área de la Pared 1

$l_{p1} := 7 \text{ (m)}$

$a_{p1} := 9.7 \text{ (m)}$

$A_{f1} := l_{p1} \cdot a_{p1} = 67.9 \text{ (m}^2\text{)}$

$U_1 := 1.37 \left(\frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot C} \right)$ Fuente: Carrier Pagina 1-59 (Enlucido 15 mm ligero)

Determinación de a

Temperatura exterior = 35 (C) Fuente: Inamhi

$$\Delta := 35 \text{ (C)}$$

Se desea bajar la temperatura hasta 22 °C, con lo que se tiene:

$$\Delta_c := \Delta - 22 = 13 \text{ (C)}$$

Diferencia de Temperatura

Rango de Temperatura en 24 horas: 17 (C) Dato del Inamhi

Con el valor de Δ_c se ingresa a la Tabla 20 A de Carrier y se obtiene el valor de a

$$a_1 := 1.8 \text{ (C)}$$

Determinación de Δ_{tes} y Δ_{tem}

$$Wp_1 = 212 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)$$

Para determinar Δ_{tes} y Δ_{tem} se acude a la tabla 19 de Carrier con la orientación de la pared frontal 1 y el peso en este caso Norte pero para poder utilizar la tabla se debe ingresar en la orientación S, debido a que la tabla de Carrier fue realizada para el hemisferio Norte.

A las 15:00

$$\Delta_{tes1} := 14.8 \text{ (C)}$$

$$\Delta_{tem1} := 14.8 \text{ (C)}$$

Determinación de b

El valor de b varía según el color de la pared, para este caso la pared es de color gris claro dando como resultado un valor de 0.78

$$b_1 := 0.78$$

Determinación de Rs y Rm

Para determinar los valores de Rs y Rm se acude a la tabla 15 de Carrier, se ingresa con la latitud y el mes de cálculo

0 latitud Sur

Rs1 := 176

40 latitud Norte

Rm1 := 38

$$DTCE1 := a1 + \Delta tes1 + b1 \cdot \frac{Rs1}{Rm1} \cdot (\Delta tem1 - \Delta tes1) = 16.6 \quad (C)$$

Donde:

a = Correcciones de las diferencias Equivalentes de Temperatura

Δtes = Diferencia Equivalente de Temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra.

Δtem = Diferencia Equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada

Rs = Máxima Insolación, correspondiente al mes y latitud supuestos.

Rm = Máxima Insolación en el mes de Julio a 40 grados de latitud

b = Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared

$$Q_{pn} := U1 \cdot Af1 \cdot DTCE1 = 1.544 \times 10^3 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

Donde:

Q = Ganancia neta.

U = Coeficiente General de Transferencia de Calor

Af1 = Área de Transferencia de Calor

DTCE1 = Diferencia de Temperatura para carga de Enfriamiento

CÁLCULO DE LA PARED FRONTAL 2 SUR (PARTICIÓN)

Lpared1 := 9.7 (m)

$$T_m := \frac{(T_{\text{exterior}} - 5) + T_{\text{interior}}}{2} = 299 \quad (K) \quad \text{En la Pared}$$

$$T_{mout} := \frac{(T_{exterior} - 5) + T_m}{2} = 301 \quad (\text{K})$$

$$\beta := \frac{1}{T_{mout}} = 3.322 \times 10^{-3} \quad (\text{K}^{-1})$$

Propiedades del Aire

$$g := 9.8 \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$T_{mout} = 301 \quad (\text{K})$$

Viscosidad Cinemática

$$\nu_{out1} := 16 \cdot 10^{-6} \quad \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

Difusividad Térmica

$$\alpha_{out1} := 22.648 \cdot 10^{-6} \quad \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$Pr1 := 0.70686$$

$$K1 := 26.374 \cdot 10^{-3} \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right)$$

$$Ra1 := \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{exterior} - T_m) \cdot L_{pared1}^3}{\nu_{out1} \cdot \alpha_{out1}} = 7.38 \times 10^{11}$$

Página 492 de Incropera, Ecuación (9.25)

$$\text{Nu1} := \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot \text{Ra1}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{\text{Pr1}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 = 1.002 \times 10^3$$

$$h_o := \frac{\text{Nu1} \cdot K1}{L_{\text{pared1}}} = 2.725 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$$

$$T_{\text{min}} := \frac{T_m + T_{\text{interior}}}{2} = 297 \text{ (K)}$$

Propiedades del Aire

$$v_{\text{iento2}} := 0.33 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

Viscosidad Cinemática

$$v_{\text{in1}} := 15.623 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

Difusividad Térmica

$$\alpha_{\text{in1}} := 22.104 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Pr2} := 0.7077$$

$$K2 := 0.02606 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right)$$

$$\text{Rhi12} := \frac{v_{\text{iento2}} \cdot L_{\text{pared1}}}{v_{\text{in1}}} = 2.049 \times 10^5$$

$$Pr \geq 0.6$$

$$Nu_{2c} := 0.664 \cdot R_{hi1} \frac{1}{2} \cdot Pr_2 \frac{1}{3} = 267.842 \quad \text{Ecuación 7.31 Incropera Página 354}$$

$$hi_{1c} := Nu_{2c} \frac{K_2}{L_{pared1}} = 0.72 \quad \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

PUERTA 1

$$x_1 := 4.2 \quad (m)$$

$$x_2 := 8.5 \quad (m)$$

$$A_{puerta} := x_1 \cdot x_2 = 35.7 \quad (m^2)$$

Bloque

$$t_{bloque} := 0.02 \quad (m)$$

$$K_{bloque} := 1.1 \quad \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$$

Tol

$$tol := 0.002 \quad (m)$$

$$K_{tol} := 78.8 \quad \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$$

Incropera Página 833

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LA PARED FRONTAL 2

$$U_{pf2} := \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{t_{bloque}}{K_{bloque}} + \frac{1}{hi_{1c}}} = 0.563 \quad \left(\frac{W}{m^2 \cdot C} \right)$$

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LA PUERTA 1

$$U_{puerta} := \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{tol}{K_{tol}} + \frac{1}{hi_{1c}}} = 0.569 \quad \left(\frac{W}{m^2 \cdot C} \right)$$

ÁREA VERTICAL FRONTAL

$$A_{f2} := A_{f1} - A_{puerta} = 32.2 \quad (\text{m}^2)$$

$$DMLT := 30 - 22 = 8 \quad (\text{C}) \quad \text{Temperatura exterior en el taller. Se resta } 5 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ cuando no se conoce la temperatura de la partición}$$

$$Q_{f2} := DMLT \cdot U_{pf2} \cdot A_{f2} = 145.134 \quad (\text{W})$$

$$Q_{f2} := \frac{Q_{f2}}{1.16} = 125.116 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

$$Q_{f22} := DMLT \cdot U_{puerta} \cdot A_{puerta} = 162.573 \quad (\text{W})$$

$$Q_{f22} := \frac{Q_{f22}}{1.16} = 140.149 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

$$Q_{f2c} := (Q_{f2} + Q_{f22}) = 265.264 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

CÁLCULO DE CALOR A TRAVÉS DE LA PARED 3 ESTE

Material = Bloque 20*20*40

PESO

$$W_{p1} = 212 \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)$$

ÁREA DE LA PARED 2

$$v1 := 13 \quad (\text{m})$$

$$v2 := 9.7 \quad (\text{m})$$

$$A_{v1} := v1 \cdot v2 = 126.1 \quad (\text{m}^2)$$

ÁREA DE LA PUERTA 2

$$x3 := 7 \text{ (m)}$$

$$x4 := 8.5 \text{ (m)}$$

$$Apuerta2 := x3 \cdot x4 = 59.5 \text{ (m}^2\text{)}$$

ÁREA TOTAL

$$Av1f := Av1 - Apuerta2 = 66.6 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$U1 = 1.37 \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{C}} \right) \text{ Fuente: Carrier Página 1-59 (Enlucido 15 mm ligero)}$$

Determinación de a

Temperatura exterior = 35 (C) Fuente: Inamhi

$$\Delta = 35 \text{ (C)}$$

Se desea bajar la temperatura a 22 (°C), por lo que se tiene:

Rango de Temperatura en 24 horas: 17 (C)

$$\Delta c2 := \Delta - 22 = 13 \text{ (C)}$$

Con el valor de Δc se ingresa a la Tabla 20 A de Carrier y se obtiene el valor de a

$$a2 := 1.8 \text{ C}$$

Determinación de Δ_{tes} y Δ_{tem}

$$Wp1 = 212 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)$$

Para determinar Δ_{tes} y Δ_{tem} se acude a la tabla 19 de Carrier con la orientación de la pared de cálculo y el peso en este caso Este

$\Delta_{tes2} := 7.2$ A las 15:00

$\Delta_{tem2} := 18.4$ A las 11:00 (am)

Determinación de b

El valor de b varía según el color de la pared, para este caso la pared es de color gris claro dando como resultado un valor de 0.78

$b2 := 0.78$

Determinación de Rs y Rm

Para determinar los valores de Rs y Rm se acude a la tabla 15 de Carrier, se ingresa con la latitud, la orientación y el mes de cálculo

$R_{s2} := 38$

$R_{m2} := 38$

$$DTCE2 := a2 + \Delta_{tes2} + b2 \cdot \frac{R_{s2}}{R_{m2}} \cdot (\Delta_{tem2} - \Delta_{tes2}) = 17.736 \quad (C)$$

Donde:

a = Correcciones de las diferencias Equivalentes de Temperatura

Δ_{tes} = Diferencia Equivalente de Temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra.

Δ_{tem} = Diferencia Equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada

R_s = Máxima Insolación, correspondiente al mes y latitud supuestos.

R_m = Máxima Insolación en el mes de Julio a 40 grados de latitud

b = Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared

$$Q3 := U1 \cdot Av1f \cdot DTCE2 = 1.618 \times 10^3 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

CÁLCULO DE CALOR POR LA PUERTA 2

Material = Tol

PESO

$$W_{ppuerta} := 36.5 \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)$$

ÁREA DE LA PUERTA 2

$$A_{puerta2} = 59.5 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$U_{puerta2} := 2.9 \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{C}} \right) \text{ Fuente: Carrier Tabla 33 Página 69}$$

Determinación de a

Temperatura exterior = 35 (C)

$$\Delta = 35 \text{ (C)}$$

Se desea bajar la temperatura a 22 °C, por lo que se tiene:

$$\Delta_{c2p} := \Delta - 22 = 13 \text{ (C)}$$

Con el valor de Δ_{c2p} se ingresa a la Tabla 20 A de Carrier y se obtiene el valor de a

$$a_{2p} := 1.8 \text{ (C)}$$

Determinación de Δ_{tes} y Δ_{tem}

$$W_{ppuerta} = 36.5 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)$$

Para determinar Δ_{tes} y Δ_{tem} se acude a la tabla 19 de Carrier con la orientación de la pared de cálculo y el peso en este caso Este

$$\Delta_{tes2p} := 7.2$$

$$\Delta_{tem2p} := 19.4$$

Determinación de b

El valor de b varía según el color de la pared, para este caso la pared es de color gris claro dando como resultado un valor de 0.78

$$b_{2p} := 0.78$$

Determinación de Rs y Rm

Para determinar los valores de Rs y Rm se acude a la tabla 15 de Carrier, se ingresa con la latitud, la orientación y el mes de cálculo

0 Latitud Sur

$$Rs_{2p} := 38$$

40 Latitud Norte

$$Rm_{2p} := 38$$

$$DTCE_{2p} := a_{2p} + \Delta t_{es2p} + b_{2p} \cdot \frac{Rs_{2p}}{Rm_{2p}} \cdot (\Delta t_{em2p} - \Delta t_{es2p}) = 18.516 \text{ (C)}$$

$$Q_{3puerta} := U_{puerta2} \cdot DTCE_{2p} \cdot A_{puerta2} = 3.195 \times 10^3 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

CARGA TOTAL POR PARED ESTE+ PUERTA

$$Q_{3c} := Q_{3puerta} + Q_3 = 4.813 \times 10^3 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

CÁLCULO DE CALOR A TRAVÉS DE LA PARED 4 OESTE (PARTICIÓN)

$$T_{\text{exterior}} = 308 \text{ (K)}$$

$$T_{\text{exterior}and} := T_{\text{exterior}} - 5 = 303 \text{ (K)}$$

$$T_{\text{interior}} = 295 \text{ (K)}$$

$$v_{\text{viento}} = 0.33 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \text{ (Dato del Inamhi) Tabla M293}$$

Cálculo de la Pared Frontal

$$L_{\text{pared2}} := 13 \text{ (m)}$$

$$T_m = 299 \text{ (K) En la Pared}$$

$$T_{\text{mout}} = 301 \text{ (K)}$$

$$\beta = 3.322 \times 10^{-3} \text{ (K}^{-1}\text{)}$$

$$g = 9.8 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

Propiedades del Aire

$$T_{\text{mout}} = 301 \text{ (K)}$$

Viscosidad Cinemática

$$\nu_{\text{out1}} = 1.6 \times 10^{-5} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

Difusividad Térmica

$$\alpha_{\text{out1}} = 2.265 \times 10^{-5} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$Pr_1 = 0.707$$

$$K_1 = 0.026 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right)$$

$$Ra_2 := \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{\text{exterior}} - T_{\text{m}}) \cdot L_{\text{pared}}^3}{\nu_{\text{out1}} \cdot \alpha_{\text{out1}}} = 1.777 \times 10^{12}$$

Página 492 de Incropera, Ecuación (9.25)

$$Nu_{2l} := \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra_2^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr_1} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 = 1.333 \times 10^3$$

$$h_{ol} := \frac{Nu_{21} K_1}{L_{pared2}} = 2.705 \quad \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$$

Propiedades del Aire

$$T_{min} = 297 \quad (K)$$

Viscosidad Cinemática

$$\nu_{in1} = 1.562 \times 10^{-5} \quad \left(\frac{m^2}{s} \right)$$

Difusividad Térmica

$$\alpha_{in1} = 2.21 \times 10^{-5} \quad \left(\frac{m^2}{s} \right)$$

$$Pr_2 = 0.708$$

$$K_2 = 0.026 \quad \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$$

$$Rh_{ilc} := \frac{w_{iento2} \cdot L_{pared2}}{\nu_{in1}} = 2.746 \times 10^5$$

$$Pr \geq 0.6$$

$$Nu_{2ic} := 0.664 \cdot Rh_{ilc}^{\frac{1}{2}} \cdot Pr_2^{\frac{1}{3}} = 310.073$$

$$h_{i2ic} := Nu_{2ic} \frac{K_2}{L_{pared2}} = 0.622 \quad \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$$

ÁREA DE LA PARED 4

$$q_1 := 13 \quad (m)$$

$$q_2 := 9.7 \quad (m)$$

$$Av2 := q1 \cdot q2 = 126.1 \quad (\text{m}^2)$$

$$K_{tol} = 78.8 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}} \right)$$

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LA PARED VERTICAL 2

$$Upv2 := \frac{1}{\frac{1}{h_{ol}} + \frac{t_{bloque}}{K_{bloque}} + \frac{1}{h_{i2ic}}} = 0.501 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}} \right)$$

Calor Pared Oeste

$$Qv2 := DMLT \cdot Upv2 \cdot Av2 = 505.247 \quad (\text{W})$$

$$Qv2 := \frac{Qv2}{1.16} = 435.558 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

CÁLCULO DE CALOR A TRAVÉS DEL TECHO

Material = Steel Panel

PESO

$$Wt := 10.6 \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)$$

Área del Techo

$$lt1 := 7 \quad (\text{m})$$

$$at1 := 13 \quad (\text{m})$$

$$At1 := lt1 \cdot at1 = 91 \quad (\text{m}^2)$$

$$U3 := 1.27 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{C}} \right) \quad \text{Fuente: Carrier Página 1-65 (Cubierta metálica con cielo raso aislante de 12 mm)}$$

Al coeficiente global de transferencia de calor se le corrige con la tabla 31 de Carrier porque entre el cielo raso y el techo existe un espacio de aire mayor a 20 mm

$$U_{3c} := 1.008 \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{C}} \right)$$

Determinación de a

Temperatura exterior = 35 (C) Fuente: Inamhi

$$\Delta = 35 \text{ (C)}$$

Se desea bajar la temperatura a 22 (°C), por lo que se tiene:

Rango de Temperatura en 24 horas: 17 (C)

$$\Delta_c = 13 \text{ (C)}$$

Con el valor de Δ_c se ingresa a la Tabla 20 A de Carrier y se obtiene el valor de a

$$a_3 := 1.8 \text{ C}$$

Determinación de Δ_{tes} y Δ_{tem}

$$W_t = 10.6 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)$$

Para determinar Δ_{tes} y Δ_{tem} se acude a la tabla 20 de Carrier para la condición de diseño soleado y en la sombra.

$$\Delta_{tes3} := 6.7$$

$$\Delta_{tem3} := 17.8$$

Determinación de b

El valor de b varía según el color de la pared, para este caso la pared es de color gris claro dando como resultado un valor de 0.78

$$b_3 := 0.78$$

Determinación de Rs y Rm

Para determinar los valores de Rs y Rm se acude a la tabla 15 de Carrier, se ingresa con la latitud y el mes de cálculo

$$Rs3 := 528$$

$$Rm3 := 550$$

$$DTCE3 := a3 + \Delta tes3 + b3 \cdot \frac{Rs3}{Rm3} \cdot (\Delta tem3 - \Delta tes3) = 16.812 \quad (C)$$

Donde:

a = Correcciones de las diferencias Equivalentes de Temperatura

Δtes = Diferencia Equivalente de Temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra.

Δtem = Diferencia Equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada

Rs = Máxima Insolación, correspondiente al mes y latitud supuestos.

Rm = Máxima Insolación en el mes de Julio a 40 grados de latitud

b = Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared

$$Qtecho := U3c \cdot At1 \cdot DTCE3 = 1.542 \times 10^3 \quad \left(\frac{Kcal}{h} \right)$$

CÁLCULO DE CALOR A TRAVÉS DEL PISO

$$Tm = 299 \quad (K) \quad \text{En la Pared}$$

$$Tmout = 301 \quad (K)$$

$$\beta = 3.322 \times 10^{-3} \quad (k^{-1})$$

$$g = 9.8 \quad \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

Propiedades del Aire

$$Tmout = 301 \quad (K)$$

Viscosidad Cinemática

$$\nu_{out1} = 1.6 \times 10^{-5} \left(\frac{m^2}{s} \right)$$

Difusividad Térmica

$$\alpha_{out1} = 2.265 \times 10^{-5} \left(\frac{m^2}{s} \right)$$

$$Pr1 = 0.707$$

$$K1 = 0.026 \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$$

Se determina la longitud característica para placas horizontales Página 499
Incropera

$$L1 := 13 \text{ (m)}$$

$$L2 := 7 \text{ (m)}$$

$$A1 := L1 \cdot L2 = 91 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$P1 := 2 \cdot 13 + 7 \cdot 2 = 40 \text{ (m)}$$

$$L_{carac} := \frac{A1}{P1} = 2.275 \text{ (m)} \quad \text{Ecuación 9.29 de Incropera Página 498}$$

$$R_{po} := \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{exterior} - T_m) \cdot L_{carac}^3}{\nu_{out1} \cdot \alpha_{out1}} = 9.521 \times 10^9$$

$$N_{po} := 0.27 \cdot R_{po}^{\frac{1}{4}} = 84.341 \quad \text{Ecuación 9.32 de Incropera Página 498}$$

$$h_{po} := \frac{N_{po} \cdot K1}{L_{carac}} = 0.978 \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$$

Propiedades del Aire

$$T_{\min} = 297 \text{ (K)}$$

Viscosidad Cinemática

$$\nu_{in1} = 1.562 \times 10^{-5} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

Difusividad Térmica

$$\alpha_{in1} = 2.21 \times 10^{-5} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$Pr_2 = 0.708$$

$$K_2 = 0.026 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right)$$

$$L_{ti} := 13 \text{ (m)}$$

$$R_{hipi} := \frac{v_{iento2} \cdot L_{ti}}{\nu_{in1}} = 2.746 \times 10^5$$

$$Pr \geq 0.6$$

$$Nu_{pi} := 0.664 \cdot R_{hipi}^{\frac{1}{2}} \cdot Pr_2^{\frac{1}{3}} = 310.073$$

$$h_{pi} := Nu_{pi} \cdot \frac{K_2}{L_{ti}} = 0.622 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$$

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL PISO

$$U_{pp} := \frac{1}{\frac{1}{h_{po}} + \frac{t_{bloque}}{K_{bloque}} + \frac{1}{h_{pi}}} = 0.3774 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$$

PISO

$$Q_p := DMLT \cdot U_{pp} \cdot A_1 = 274.744 \quad (\text{W})$$

$$Q_p := \frac{Q_p}{1.16} = 236.848 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

CALOR TOTAL DEL TALLER DE PINTURA

$$Q_{\text{Total}} := Q_{pn} + Q_{f2c} + Q_{3c} + Q_{v2} + Q_{\text{techo}} + Q_p = 8.837 \times 10^3 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

INFILTRACIONES Y VENTILACIÓN

$$V := 1.2 \quad \left(\frac{\text{Km}}{\text{h}} \right) \quad \text{Velocidad del viento SERTECPET}$$

$$V_t := 12 \quad \left(\frac{\text{km}}{\text{h}} \right) \quad \text{Velocidad del viento Carrier}$$

$$\frac{V}{V_t} = 0.1 \quad \text{Corrección para tener en cuenta la velocidad del viento}$$

$$N_p := 2 \quad \text{Número de Puertas}$$

$$F_i := 82 \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) \quad \text{Factor de Infiltración, Se considera una puerta de garage o carga de utilización media}$$

Puerta 2

$$A_{\text{puerta2}} = 59.5 \quad (\text{m}^2) \quad \text{Área Puerta 2}$$

$$A_{\text{Total}} := A_{\text{puerta2}} = 59.5 \quad (\text{m}^2) \quad \text{Área Total de Puertas}$$

Fviento := 0.6 Dirección de viento oblicuo

$$\text{Inf} := \text{Fviento} \cdot \text{ATotal} \cdot \text{Fi} \cdot \frac{\text{V}}{\text{Vt}} = 292.74 \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) \quad \text{Caudal de Infiltración por Puertas}$$

$$\text{Fv} := 17 \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) \quad \text{Caudal Recomendado de Aire Exterior por hora}$$

DT := 13 (C) Diferencia de Temperatura Exterior - Interior

$$\text{Qinfiltra} := \text{Inf} \cdot \text{DT} \cdot 0.3 = 1.142 \times 10^3 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

CALOR INTERNO

GANANCIAS INTERIORES POR PERSONAS

SENSIBLE

Npersonas := 2

$$\text{Fps} := 62 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right) \quad \text{Factor de calor sensible en función del grado de actividad, según Carrier Página 94 Tabla 48.}$$

$$\text{Qcs} := \text{Npersonas} \cdot \text{Fps} = 124 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right) \quad \text{Ganancia de Calor Sensible}$$

GANANCIAS POR EQUIPOS

En el taller de pintura cuenta con dos equipos de pintura sin aire (airless) de motor neumático de 0.7 CV

Nequi := 2 Número de equipos

Fs := 0.5 Factor de Simultaneidad

$$\text{Gequi} := 660 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right) \quad \text{Ganancia debido al motor, Carrier Página 99}$$

$$Q_{\text{equi}} := N_{\text{equi}} \cdot F_s \cdot G_{\text{equi}} = 660 \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

GANANCIAS INTERIORES POR ILUMINACIÓN

$T_{\text{dinst}} := 4$ (horas) Tiempo de Funcionamiento del equipo Acondicionado

$F_{\text{ai}} := 1$ Factor de Almacenamiento de Carga, considerando 4 horas de encendido de luces, Carrier Tabla 12

Cuando el Tiempo de Funcionamiento del equipo acondicionado coincide con el tiempo de encendido de luces el factor de almacenamiento es igual a 1

$F_s := 1$ Factor de Simultaneidad, Carrier Tabla 14

Potencia := 36 (W) Potencia del Foco Fluorescente

$$G_{\text{ilu}} := \text{Potencia} \cdot 1.25 \cdot 0.86 = 38.7 \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right) \text{ Ganancia de Calor por Alumbrado, Carrier Tabla 49}$$

$N_{\text{focos}} := 4$ Número de Focos Fluorescentes

$$Q_{\text{iluc}} := G_{\text{ilu}} \cdot F_{\text{ai}} \cdot F_s \cdot N_{\text{focos}} = 154.8 \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right) \text{ Ganancia de Calor por Alumbrado Corregido, Carrier Tabla 12, 14}$$

CALOR SENSIBLE LOCAL

$$CSL := Q_{\text{Total}} + Q_{\text{infiltra}} + Q_{\text{cs}} + Q_{\text{iluc}} + Q_{\text{equi}} = 1.092 \times 10^4 \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

FACTOR DE SEGURIDAD

Se considera un Factor de Seguridad de 10%

$$RSH := CSL \cdot 0.1 + CSL = 1.2009 \times 10^4 \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right) \text{ Ganancia sensible del local}$$

GANANCIAS POR LOS CONDUCTOS

Longc := 9 (m) Longitud del conducto no acondicionado

Ducto de alimentación de aire sin aislamiento

DT = 13 (C) Diferencia de Temperatura Exterior-Interior

Gra3 := 6 (%) Ganancias debidas al calentamiento de los conductos, expresadas en porcentajes de las ganancias sensibles del local, Carrier Gráfico 3

Cc1 := 0.68 Coeficiente de Corrección para diferentes valores de velocidad de aire y diferencia de Temperatura, Carrier Página 105

Cc2 := 1.055 Coeficiente de Corrección para diferentes valores de Temperatura en el local Acondicionado, Carrier Página 105

Gra3c := Gra3·Cc1·Cc2 = 4.304 (%) Ganancias corregidas debidas al calentamiento de los conductos, expresadas en porcentajes de las ganancias sensibles del local.

$Q_{\text{conduc}} := \text{RSH} \cdot \frac{\text{Gra3c}}{100} = 516.933 \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$ Ganancia de Calor Por Ductos

PERDIDAS POR ESCAPES Y FUGAS

Conductos situados en el exterior representan un 10 % del caudal del aire tratado, Carrier Página 106.

Gfye := 10 (%) Perdidas por Escapes y Fugas

$Q_{\text{fugas}} := \text{RSH} \cdot \frac{\text{Gfye}}{100} = 1.201 \times 10^3 \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$ Ganancia de Calor, debido a escapes y fugas

GANANCIAS DEBIDO AL VENTILADOR DE INSUFLACIÓN

Condiciones:

Motor del Ventilador en el Exterior del Local Acondicionado.

Instalación No Centralizada

Se asume una Diferencia de Temperatura entre el aire del local y el aire impulsado de 5 (C)

$A_{mt} := 30$ (mmCA) Altura Manométrica Total

$G_{vi} := 6.66$ (%) Porcentaje de las Ganancias Sensibles del Local, Carrier Tabla 59

$Q_{ventila} := RSH \cdot \frac{G_{vi}}{100} = 799.827$ $\left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$ Ganancia de Calor, debido al ventilador de Insuflación

$BF := 0.1$ Factor de Bypass para fábrica con ganancias sensibles grandes, Carrier Tabla 62

CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL

$ERSH := Q_{conduc} + Q_{fugas} + Q_{ventila} + RSH = 1.453 \times 10^4$ $\left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$

CALOR LATENTE

GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIONES

$Inf = 292.74$ $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$

$Ch_1 := 36.92$ $\left(\frac{\text{gr}}{\text{Kg}} \right)$ Contenido de Humedad Inicial (35 C)

$Ch_2 := 16.96$ $\left(\frac{\text{gr}}{\text{Kg}} \right)$ Contenido de Humedad Final (22 C)

$\Delta Ch := Ch_1 - Ch_2 = 19.96$ $\left(\frac{\text{gr}}{\text{Kg}} \right)$ Diferencia del Contenido de Humedad

$$Q_{infllt} := Inf \cdot \Delta Ch = 5.8431 \times 10^3 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right) \quad \text{Ganancia de Calor Latente por Infiltración}$$

GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS

$$N_{personas} = 2$$

$$DT = 13(\text{C}) \quad \text{Diferencia de Temperatura Exterior - Interior}$$

$$F_{pl} := 127 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right) \quad \text{Factor de calor latente en función del grado de actividad, según Carrier Página 94 Tabla 48.}$$

$$Q_{cl} := N_{personas} F_{pl} = 254 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right) \quad \text{Ganancia de Calor latente}$$

DIFUSIÓN DE VAPOR A TRAVÉS DE LAS PAREDES

$$\Delta Ch = 19.96 \quad \left(\frac{\text{gr}}{\text{Kg}} \right) \quad \text{Diferencia del Contenido de Humedad}$$

GANANCIA DE CALOR LATENTE POR (GR/KG) DE DIFERENCIA

PARED EXTERIOR

Condiciones:

Sin revestimiento Impermeable
Hormigón de 20 cm de espesor

$$G_{latep} := \frac{186}{20} = 9.3 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2} \right) \quad \text{Ganancias Latentes, Carrier Tabla 40}$$

$$A_{pared} := 9.7 \cdot 7 = 67.9 \quad (\text{m}^2) \quad \text{Área Pared Exterior 1 (Norte)}$$

$$A_{v1f} = 66.6 \quad (\text{m}^2) \quad \text{Área Pared Exterior 2 (Este)}$$

$$APT := A_{\text{pared}} + A_{v1f} = 134.5 \quad (\text{m}^2) \quad \text{Área Total}$$

$$Q_{d\text{ifva}} := APT \cdot G_{\text{latep}} \cdot 10^{-3} \cdot \Delta Ch = 24.967 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right) \quad \text{Ganancia de Calor Latente Pared}$$

SUELO

Hormigón 20 cm

$$G_{\text{lats}} := 9.45 \cdot 10^{-3} \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2} \right) \quad \text{Ganancias Latentes, Carrier Tabla 40}$$

$$A_1 = 91 \quad (\text{m}^2) \quad \text{Área Total del Suelo}$$

$$Q_{d\text{vs}} := A_1 \cdot G_{\text{lats}} \cdot \Delta Ch = 17.165 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right) \quad \text{Ganancia de Calor Latente Suelo}$$

TECHO

Cubierta Metálica

$$G_{\text{latt}} := 27.8 \cdot 10^{-3} \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2} \right) \quad \text{Ganancias Latentes, Carrier Tabla 40}$$

$$A_{t1} = 91 \quad (\text{m}^2) \quad \text{Área Total del Techo}$$

$$Q_{d\text{vt}} := A_{t1} \cdot G_{\text{latt}} \cdot \Delta Ch = 50.495 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2} \right) \quad \text{Ganancias Latentes, Carrier Tabla 40}$$

$$Q_{T\text{dv}} := Q_{d\text{ifva}} + Q_{d\text{vs}} + Q_{d\text{vt}} = 92.626 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2} \right) \quad \text{Ganancias Latentes, Totales por difusión de vapor}$$

CALOR LATENTE PARCIAL LOCAL

$$Q_{\text{lpl}} := Q_{\text{inflt}} + Q_{\text{cl}} + Q_{T\text{dv}} = 6.1897 \times 10^3 \quad \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right)$$

FACTOR DE SEGURIDAD

Se considera un factor de seguridad de 10 %

CALOR LATENTE LOCAL

$$RLH := Qlpl \cdot 0.1 + Qlpl = 6.8087 \times 10^3 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL

CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL

$$ERTH := ERSH + RLH = 2.1336 \times 10^4 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

GANANCIAS POR LOS CONDUCTOS DE RETORNO

Longc = 9 (m) Longitud del conducto no acondicionado

Ducto de alimentación de aire sin aislamiento

DT = 13 (C) Diferencia de Temperatura Exterior-Interior

Gra3 = 6 (%) Ganancias debidas al calentamiento de los conductos, expresadas en porcentajes de las ganancias sensibles del local, Carrier Gráfico 3

Cc1 = 0.68 Coeficiente de Corrección para diferentes valores de velocidad de aire y diferencia de Temperatura, Carrier Página 105

Cc2 = 1.055 Coeficiente de Corrección para diferentes valores de Temperatura en el local Acondicionado, Carrier Página 105

Gra3cc := Gra3 · Cc1 · Cc2 = 4.304 (%) Ganancias corregidas debidas al calentamiento de los conductos, expresadas en porcentajes de las ganancias sensibles del local.

Qcdretor := $ERTH \cdot \frac{\text{Gra3cc}}{100} = 918.378 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$ Ganancia de Calor Por Ductos de Retorno

PERDIDAS POR ESCAPES Y FUGAS

Conductos situados en el exterior representan un 10 % del caudal del aire tratado, Carrier Página 106.

$G_{fyet} := 10$ (%) Perdidas por Escapes y Fugas

$$Q_{fugasre} := E_{RTH} \cdot \frac{G_{fyet}}{100} = 2.134 \times 10^3 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right) \quad \text{Ganancia de Calor, debido a escapes y fugas}$$

CALOR TOTAL DE REFRIGERACIÓN

$$G_{TH} := E_{RTH} + Q_{cdretor} + Q_{fugasre} = 2.438776 \times 10^4 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

RESUMEN DE CARGA DE ENFRIAMIENTO							
GANANCIA TÉRMICA POR PAREDES, PUERTAS Y TECHO							
DESCRIPCIÓN		ÁREA		U (kcal/hm²C)		ΔT (C)	Kcal/hora
PARED	N	67,9	m² x	1,37	x	16,60	1544
PARED	S	32,2	m² x	0,49	x	8,00	125
PUERTA	S	35,7	m² x	0,49	x	8,00	140
PARED	E	66,6	m² x	1,37	x	17,74	1618
PUERTA	E	59,5	m² x	2,90	x	18,52	3195
PARED	O	126,1	m² x	0,43	x	8,00	436
TECHO		91	m² x	1,01	x	16,81	1542
PISO		91	m² x	0,33	x	8,00	237
TOTAL GANANCIA TÉRMICA POR PAREDES,PUERTAS Y TECHOS							8837
GANANCIA TÉRMICA POR INFILTRACIÓN							
INFILTRACIÓN		293	m³/h x	13	(C) x	0,3	1142
TOTAL GANANCIA DE TRANSMISIÓN EXCEPTO PAREDES Y TECHOS							1142
CALOR INTERNO							
PERSONAL		2		62	Kcal/hora	X 1,0	124,0
EQUIPOS		2	x	660	Kcal/hora	X 0,5	660,0
LUCES FLUORECENTES		4		36	WATTS	X 0,86 X 1,3	154,8
TOTAL GANANCIAS INTERNAS							938,8
SUBTOTAL							10917,7
FACTOR DE SEGURIDAD						10	%
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL (RSH)							12009,4
GANANCIA DE CALOR DE CONDUCTOS DE IMPULSIÓN		4,30%	+	FUGAS EN DUCTO DE SALIDA	10,00%	+	VENTILADOR HP 6,7%
							2517,7
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)							14527
CALOR LATENTE							
INFILTRACIÓN		293	m3/h	19,96	GR/KGR		5843
PERSONAL		2	X	127		X 1	254
DIFUSIÓN VAPOR(PARED EXT)		134,5	M2	19,96	GR/KGR	X 0,0093	24,97
DIFUSIÓN VAPOR(TECHO)		91	M2	19,96	GR/KGR	X 0,0278	50,49
DIFUSIÓN VAPOR(PISO)		91	M2	19,96	GR/KGR	X 0,00945	17,16
SUB TOTAL							6190
FACTOR DE SEGURIDAD						10	%
CALOR LATENTE DEL LOCAL (RLH)							6809
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL(ERLH)							6809
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)							21336
GANANCIA DE CALOR DE CONDUCTOS DE RETORNO		4,30%	+	FUGAS EN DUCTO DE SALIDA	10,00%		
							3051,9
CALOR TOTAL DE REFRIGERACIÓN (GTH)							24388

ANEXO 29

CÁLCULO DE LA CARGA DE CALEFACCIÓN

CARGA DE CALEFACCIÓN

Text := 17 (C) (Dato del Inamhi Temperatura Mínima)

Texterior := Text + 273 = 290 (K)

Tint := 26 (C)

Tinterior := Tint + 273 = 299 (K)

viento := 0.33 $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$ (Dato del Inamhi) Tabla M293

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES

PARED NORTE

Material = Bloque de cemento 20*20*40 (cm)

PESO

Wp1 := 212 $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}\right)$

Área de la Pared Norte

lp1 := 7 (m)

ap1 := 9.7 (m)

Af1 := lp1 · ap1 = 67.9 (m^2)

U1 := 1.37 $\left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{C}}\right)$ Fuente: Carrier Página 1-59 (Enlucido 15 mm ligero)

Determinación de a

Temperatura exterior = 17 (C) Fuente: Inamhi

Δ := 17 (C)

Se desea mantener una temperatura de 26 C en el interior del cuarto, por lo que se tiene una diferencia de:

$$\Delta c := \Delta - 26 = -9 \quad (\text{C})$$

Rango de Temperaturas en 24 horas: 17 (C) Dato del inahmi

Con el valor de Δc se ingresa a la Tabla 20 A de Carrier y se obtiene el valor de a

$$a1 := -20 \quad (\text{C})$$

Determinación de Δ_{tes} y Δ_{tem}

$$Wp1 = 212 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)$$

Para determinar Δ_{tes} y Δ_{tem} se acude a la tabla 19 de Carrier con la orientación de la pared frontal 1 y el peso en este caso Norte pero para poder utilizar la tabla se debe ingresar en la orientación S, debido a que la tabla de Carrier fue realizada para el hemisferio Norte.

A las 15:00

$$\Delta_{tes1} := 14.8 \quad (\text{C})$$

$$\Delta_{tem1} := 14.8 \quad (\text{C})$$

Determinación de b

El valor de b varía según el color de la pared, para este caso la pared es de color gris claro dando como resultado un valor de 0.78

$$b1 := 0.78$$

Determinación de R_s y R_m

Para determinar los valores de R_s y R_m se acude a la tabla 15 de Carrier, se ingresa con la latitud y el mes de cálculo

0 Latitud Sur

$$R_{s1} := 176$$

40 Latitud Norte

Rm1 := 38

$$DTCE1 := a1 + \Delta tes1 + b1 \cdot \frac{Rs1}{Rm1} \cdot (\Delta tem1 - \Delta tes1) = -5.2 \quad (C)$$

Donde:

a = Correcciones de las diferencias Equivalentes de Temperatura

Δtes = Diferencia Equivalente de Temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra.

Δtem = Diferencia Equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada

R_s = Máximo Insolación, correspondiente al mes y latitud supuestos.

R_m = Máximo Insolación en el mes de Julio a 40 grados de latitud

b = Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared

$$Q := U1 \cdot Af1 \cdot DTCE1 = -483.72 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right) \quad \text{CALOR PARED NORTE}$$

Donde:

Q = Ganancia neta.

U = Coeficiente General de Transferencia de Calor

Af1 = Área de Transferencia de Calor

DTCE1 = Diferencia de Temperatura para carga de Calefacción

PARED SUR

Lpared1 := 9.7 (m)

$$T_m := \frac{T_{\text{exterior}} + T_{\text{interior}}}{2} = 294.5 \quad (K) \quad \text{En la Pared}$$

$$T_{\text{mout}} := \frac{T_{\text{exterior}} + T_m}{2} = 292.25 \quad (K)$$

$$\beta := \frac{1}{T_{\text{mout}}} = 3.422 \times 10^{-3} \quad (K^{-1})$$

$$g := 9.8 \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

Propiedades del Aire

$$T_{mout} = 292.25 \quad (\text{K})$$

Viscosidad Cinemática

$$\nu_{out1} := 15.2 \cdot 10^{-6} \quad \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

Difusividad Térmica

$$\alpha_{out1} := 21.48 \cdot 10^{-6} \quad \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$Pr1 := 0.709$$

$$K1 := 25.68 \cdot 10^{-3} \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right)$$

$$Ra1 := \frac{g \cdot \beta \cdot (T_m - T_{\text{exterior}}) \cdot L_{\text{pared1}}^3}{\nu_{out1} \cdot \alpha_{out1}} = 4.218 \times 10^{11}$$

Página 492 de Incropera, Ecuación (9.25)

$$Nu1 := \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra1^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr1} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 = 836.192$$

$$h_o := \frac{Nu1 \cdot K1}{L_{\text{pared1}}} = 2.214 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$$

$$T_{min} := \frac{T_m + T_{\text{interior}}}{2} = 296.75 \quad (\text{K})$$

Propiedades del Aire

$$T_{\min} = 296.75 \quad (\text{K})$$

$$v_{\text{iento2}} := 0.33 \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

Viscosidad Cinemática

$$v_{\text{in1}} := 15.6 \cdot 10^{-6} \quad \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

Difusividad Térmica

$$\alpha_{\text{in1}} := 22.07 \cdot 10^{-6} \quad \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Pr2} := 0.7078$$

$$K2 := 0.02604 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right)$$

$$\text{Rhi12} := \frac{v_{\text{iento2}} \cdot L_{\text{pared1}}}{v_{\text{in1}}} = 2.052 \times 10^5$$

$$\text{Nu2c} := 0.664 \cdot \text{Rhi12}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{Pr2}^{\frac{1}{3}} = 268.052 \quad \text{Ecuación 7.31 incropera Página 354}$$

$$\text{Pr} \geq 0.6$$

$$h_{\text{ic}} := \text{Nu2c} \frac{K2}{L_{\text{pared1}}} = 0.72 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right)$$

PUERTA SUR

$$x1 := 4.2 \quad (\text{m})$$

$$x2 := 8.5 \quad (\text{m})$$

$$A_{puerta} := x_1 \cdot x_2 = 35.7 \quad (\text{m}^2)$$

Bloque

$$t_{bloque} := 0.02 \quad (\text{m})$$

$$K_{bloque} := 1.1 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right) \quad \text{Incropera} \\ \text{Página 833}$$

Tol

$$t_{ol} := 0.002 \quad (\text{m})$$

$$K_{tol} := 78.8 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right)$$

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LA PARED SUR

$$U_{pf2} := \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{t_{bloque}}{K_{bloque}} + \frac{1}{h_{i1c}}} = 0.5378 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}} \right)$$

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LA PUERTA SUR

$$U_{puerta} := \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{t_{ol}}{K_{tol}} + \frac{1}{h_{i1c}}} = 0.5431 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}} \right)$$

ÁREA DE LA PARED SUR SIN CONSIDERAR EL ÁREA DE LA PUERTA SUR

$$A_{f2} := A_{f1} - A_{puerta} = 32.2 \quad (\text{m}^2)$$

$$DMLT := 17 - 26 = -9 \quad (\text{C})$$

$$Q_{f2} := DMLT \cdot U_{pf2} \cdot A_{f2} = -155.842 \quad (\text{W})$$

$$Q_{f22} := DMLT \cdot U_{puerta} \cdot A_{puerta} = -174.485 \quad (\text{W})$$

$$Q_{f2c} := \frac{Q_{f2} + Q_{f22}}{1.16} = -284.76 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

PARED ESTE

Material = Bloque 20*20*40 (cm)

PESO

$$Wp1 = 212 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)$$

ÁREA PARED ESTE

$$v1 := 13 \text{ (m)}$$

$$v2 := 9.7 \text{ (m)}$$

$$Av1 := v1 \cdot v2 = 126.1 \text{ (m}^2\text{)}$$

ÁREA DE PUERTA ESTE

$$x3 := 7 \text{ (m)}$$

$$x4 := 8.5 \text{ (m)}$$

$$Apuerta2 := x3 \cdot x4 = 59.5 \text{ (m}^2\text{)}$$

ÁREA DE LA PARED ESTE SIN CONSIDERAR LA PUERTA ESTE

$$Av1f := Av1 - Apuerta2 = 66.6 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$U1 = 1.37 \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{C}} \right) \text{ Fuente: Carrier Página 1-59 (Enlucido 15 mm ligero)}$$

Determinación de a

Temperatura exterior = 17 (C) Fuente: Inamhi

$$\Delta = 17 \text{ (C)}$$

Se desea mantener una temperatura de 26 (C) en el interior del cuarto, por lo que se tiene una diferencia de:

Rango de Temperatura en 24 horas es 17 (C)

$$\Delta c2 := \Delta - 26 = -9 \quad (C)$$

Con el valor de $\Delta c2$ se ingresa a la Tabla 20 A de Carrier y se obtiene el valor de a

$$a2 := -20 \quad (C)$$

Determinación de Δtes y Δtem

$$Wp1 = 212 \left(\frac{Kg}{m^2} \right)$$

Para determinar Δtes y Δtem se acude a la tabla 19 de Carrier con la orientación de la pared de cálculo y el peso en este caso Este

$$\Delta tes2 := 7.2 \quad \text{A las 15:00}$$

$$\Delta tem2 := 18.4 \quad \text{A las 11:00 (am)}$$

Determinación de b

El valor de b varía según el color de la pared, para este caso la pared es de color gris claro dando como resultado un valor de 0.78

$$b2 := 0.78$$

Determinación de R_s y R_m

Para determinar los valores de R_s y R_m se acude a la tabla 15 de Carrier, se ingresa con la latitud, la orientación y el mes de cálculo

0 Latitud Sur

$$Rs2 := 38$$

40 Latitud Norte

$$Rm2 := 38$$

$$DTCE2 := a2 + \Delta tes2 + b2 \cdot \frac{Rs2}{Rm2} \cdot (\Delta tem2 - \Delta tes2) = -4.064 \quad (C)$$

Donde:

a = Correcciones de las diferencias Equivalentes de Temperatura

Δt_{es} = Diferencia Equivalente de Temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra.

Δt_{em} = Diferencia Equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada

R_s = Máxima Insolación, correspondiente al mes y latitud supuestos.

R_m = Máxima Insolación en el mes de Julio a 40 grados de latitud

b = Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared

$$Q_3 := U_1 \cdot A_{v1f} \cdot DTCE2 = -370.807 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

Donde:

Q = Ganancia neta.

U = Coeficiente General de Transferencia de Calor

A_{f1} = Área de Transferencia de Calor

$DTCE1$ = Diferencia de Temperatura para carga de Calefacción

CÁLCULO DE CALOR PUERTA ESTE

Material = Tol

PESO

$$W_{ppuerta} := 36.5 \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)$$

ÁREA PUERTA ESTE

$$A_{puerta2} = 59.5 \quad (\text{m}^2)$$

$$U_p := 2.9 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{C}} \right) \quad \text{Fuente: Carrier Tabla 33 Página 69}$$

Determinación de a

Temperatura exterior = 17 (C) Fuente: Inamhi

$$\Delta = 17 \text{ (C)}$$

Se desea mantener una temperatura de 26 C en el interior del cuarto, por lo que se tiene una diferencia de:

Rango de Temperatura en 24 horas es 17 (C)

$$\Delta c_{2p} := \Delta - 26 = -9 \text{ (C)}$$

Con el valor de Δc_{2p} se ingresa a la Tabla 20 A de Carrier y se obtiene el valor de a

$$a_{2p} := -20 \text{ (C)}$$

Determinación de Δ_{tes} y Δ_{tem}

$$W_{ppuerta} = 36.5 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)$$

Para determinar Δ_{tes} y Δ_{tem} se acude a la tabla 19 de Carrier con la orientación de la pared de cálculo y el peso en este caso Este

$$\Delta_{tes2p} := 7.2$$

$$\Delta_{tem2p} := 19.4$$

Determinación de b

El valor de b varía según el color de la pared, para este caso la pared es de color gris claro dando como resultado un valor de 0.78

$$b_{2p} := 0.78$$

Determinación de R_s y R_m

Para determinar los valores de R_s y R_m se acude a la tabla 15 de Carrier, se ingresa con la latitud, la orientación y el mes de cálculo

0 Latitud Sur

$$R_{s2p} := 38$$

40 Latitud Norte

$R_{m2p} := 38$

$$DTCE_{2p} := a_{2p} + \Delta t_{es2p} + b_{2p} \cdot \frac{R_{s2p}}{R_{m2p}} \cdot (\Delta t_{em2p} - \Delta t_{es2p}) = -3.284 \quad (C)$$

$$Q_{3p} := U_p \cdot A_{puerta2} \cdot DTCE_{2p} = -566.654 \quad \left(\frac{Kcal}{h} \right) \quad \text{CALOR PUERTA ESTE}$$

CARGA TOTAL POR PARED ESTE+ PUERTA ESTE

$$Q_{3c} := Q_{3p} + Q_3 = -937.462 \quad \left(\frac{Kcal}{h} \right)$$

PARED OESTE

$T_{exterior} = 290 \quad (K)$

$T_{interior} = 299 \quad (K)$

viento = 0.33 $\left(\frac{m}{s} \right)$ (Dato del Inamhi) Tabla M293

CÁLCULO DE PARED OESTE

$L_{pared2} := 13 \quad (m)$

$T_m = 294.5 \quad (K)$ En la Pared

$T_{mout} = 292.25 \quad (K)$

$$\beta = 3.422 \times 10^{-3} \quad (K^{-1})$$

$$g = 9.8 \quad \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

Propiedades del Aire

$$T_{mout} = 292.25 \quad (\text{K})$$

Viscosidad Cinemática

$$\nu_{out1} = 1.52 \times 10^{-5} \quad \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

Difusividad Térmica

$$\alpha_{out1} = 2.148 \times 10^{-5} \quad \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$Pr1 = 0.709$$

$$K1 = 0.02568 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right)$$

$$Ra2 := \frac{g \cdot \beta \cdot (T_m - T_{\text{exterior}}) \cdot L_{\text{pared2}}^3}{\nu_{out1} \cdot \alpha_{out1}} = 1.015 \times 10^{12}$$

Página 492 de Incropera, Ecuación (9.25)

$$Nu2l := \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra2^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr1} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 = 1.112 \times 10^3$$

$$h_{ol} := \frac{Nu2l \cdot K1}{L_{\text{pared2}}} = 2.197 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$$

Propiedades del Aire

$$T_{\min} = 296.75 \quad (\text{K})$$

Viscosidad Cinemática

$$\nu_{\text{in1}} = 1.56 \times 10^{-5} \quad \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

Difusividad Térmica

$$\alpha_{\text{in1}} = 2.207 \times 10^{-5} \quad \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Pr}_2 = 0.708$$

$$K_2 = 0.026$$

$$\text{Rhilc} := \frac{w_{\text{iento2}} \cdot L_{\text{pared2}}}{\nu_{\text{in1}}} = 2.75 \times 10^5$$

$$\text{Pr} \geq 0.6$$

$$\text{Nu}_{2\text{ic}} := 0.664 \cdot \text{Rhilc}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{Pr}_2^{\frac{1}{3}} = 310.316$$

$$h_{i2\text{ic}} := \text{Nu}_{2\text{ic}} \frac{K_2}{L_{\text{pared2}}} = 0.622 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right)$$

ÁREA DE PARED OESTE

$$q_1 := 13 \quad (\text{m})$$

$$q_2 := 9.7 \quad (\text{m})$$

$$A_{q1} := q_1 \cdot q_2 = 126.1 \quad (\text{m}^2)$$

Bloque

$$t_{\text{bloque}} = 0.02 \quad (\text{m})$$

$$K_{\text{bloque}} = 1.1 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \right) \quad \text{Incropera Página 833}$$

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LA PARED OESTE

$$U_{pv2} := \frac{1}{\frac{1}{h_{ol}} + \frac{t_{\text{bloque}}}{K_{\text{bloque}}} + \frac{1}{h_{i2ic}}} = 0.4803 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{C}} \right)$$

$$Q_{v2} := DMLT \cdot U_{pv2} \cdot A_{q1} = -545.044 \quad (\text{W})$$

$$Q_{v2c} := \frac{Q_{v2}}{1.16} = -469.865 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DEL TECHO

Material = Steel Panel

PESO

$$W_t := 10.6 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)$$

Área del Techo

$$l_{t1} := 7 \quad (\text{m})$$

$$a_{t1} := 13 \quad (\text{m})$$

$$A_{t1} := l_{t1} \cdot a_{t1} = 91 \quad (\text{m}^2)$$

$$U_3 := 1.27 \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{C}} \right) \quad \text{Fuente: Carrier Página 1-65 (Cubierta metálica con cielo raso aislante de 12 mm)}$$

Al coeficiente global de transferencia de calor se le corrige con la tabla 31 de Carrier porque entre el cielo raso y el techo existe un espacio de aire mayor a 20 mm

$$U_{3c} := 1.008 \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{C}} \right)$$

Determinación de a

Temperatura exterior = 17 (C) Fuente: Inamhi

$$\Delta = 17 \text{ (C)}$$

Se desea mantener una temperatura de 26 °C en el interior del cuarto, por lo que se tiene una diferencia de:

$$\Delta_c = -9 \text{ (C)}$$

Con el valor de Δ_c y con el rango de variación en 24 HORAS de 17 [C] ingresamos a la Tabla 20 A de Carrier y obtenemos el valor de a

$$a_3 := -20 \text{ (C)}$$

Determinación de Δ_{tes} y Δ_{tem}

$$W_t = 10.6 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)$$

Para determinar Δ_{tes} y Δ_{tem} se acude a la tabla 20 de Carrier para la condición de diseño soleado y en la sombra.

$$\Delta_{tes3} := 6.7$$

$$\Delta_{tem3} := 17.8$$

Determinación de b

El valor de b varía según el color de la pared, para este caso la pared es de color gris claro dando como resultado un valor de 0.78

$$b_3 := 0.78$$

Determinación de Rs y Rm

Para determinar los valores de Rs y Rm se acude a la tabla 15 de Carrier, se ingresa con la latitud y el mes de cálculo

0 Latitud Sur

$$Rs_3 := 528$$

40 Latitud Norte

$$Rm_3 := 550$$

$$DTCE_3 := a_3 + \Delta_{tes3} + b_3 \cdot \frac{Rs_3}{Rm_3} \cdot (\Delta_{tem3} - \Delta_{tes3}) = -4.988 \quad (C)$$

Donde:

a = Correcciones de las diferencias Equivalentes de Temperatura

Δ_{tes} = Diferencia Equivalente de Temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra.

Δ_{tem} = Diferencia Equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada

Rs = Máxima Insolación, correspondiente al mes y latitud supuestos.

Rm = Máxima Insolación en el mes de Julio a 40 grados de latitud

b = Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared

$$Q_{techo} := U_{3c} \cdot A_{t1} \cdot DTCE_3 = -457.569 \quad \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right) \quad \text{CALOR TECHO}$$

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DEL PISO

$$T_m = 294.5 \quad (K) \quad \text{En el Piso}$$

$$T_{mout} = 292.25 \quad (K)$$

$$\beta = 3.422 \times 10^{-3} \quad (k^{-1})$$

$$g = 9.8 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

Propiedades del Aire

$$T_{\text{mout}} = 292.25 \quad (\text{K})$$

Viscosidad Cinemática

$$\nu_{\text{out1}} = 1.52 \times 10^{-5} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

Difusividad Térmica

$$\alpha_{\text{out1}} = 2.148 \times 10^{-5} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Pr1} = 0.709$$

$$K1 = 0.026 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right)$$

Se determina la longitud característica para placas horizontales Página 499
Incropera

$$L1 := 13 \quad (\text{m})$$

$$L2 := 7 \quad (\text{m})$$

$$A1 := L1 \cdot L2 = 91 \quad (\text{m}^2)$$

$$P1 := 2 \cdot 13 + 7 \cdot 2 = 40 \quad (\text{m})$$

$$L_{\text{carac}} := \frac{A1}{P1} = 2.275 \quad (\text{m})$$

$$\text{Rpo} := \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{\text{m}} - T_{\text{exterior}}) \cdot L_{\text{carac}}^3}{\nu_{\text{out1}} \cdot \alpha_{\text{out1}}} = 5.442 \times 10^9$$

$$N_{po} := 0.15 \cdot R_{po}^{\frac{1}{3}} = 263.84$$

Superficie superior de placa caliente o superficie inferior de placa fría. Ecuación. 9.30, Página 498

$$h_{po} := \frac{N_{po} \cdot K_1}{L_{carac}} = 2.978 \quad \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$$

Propiedades del Aire

$$T_{min} = 296.75 \quad (K)$$

Viscosidad Cinemática

$$\nu_{in1} = 1.56 \times 10^{-5} \quad \left(\frac{m^2}{s} \right)$$

Difusividad Térmica

$$\alpha_{in1} = 2.207 \times 10^{-5} \quad \left(\frac{m^2}{s} \right)$$

$$Pr_2 = 0.708$$

$$K_2 = 0.026$$

$$L_{ti} := 13 \quad (m)$$

$$R_{hipi} := \frac{w_{iento2} \cdot L_{ti}}{\nu_{in1}} = 2.75 \times 10^5$$

$$Pr \geq 0.6$$

$$N_{upi} := 0.664 \cdot R_{hipi}^{\frac{1}{2}} \cdot Pr_2^{\frac{1}{3}} = 310.316$$

$$h_{ipi} := N_{upi} \cdot \frac{K_2}{L_{ti}} = 0.622 \quad \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$$

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL PISO

$$U_{pp} := \frac{1}{\frac{1}{h_{po}} + \frac{t_{bloque}}{K_{bloque}} + \frac{1}{h_{pi}}} = 0.50949 \quad \left(\frac{W}{m^2 \cdot C} \right)$$

PISO

$$Q_p := DMLT \cdot U_{pp} \cdot A_1 = -417.274 \quad (W)$$

$$Q_{pc} := \frac{Q_p}{1.16} = -359.719 \quad \left(\frac{Kcal}{h} \right)$$

CALOR TOTAL A TRAVÉS DE ESTRUCTURA DEL ÁREA DE PINTURA

$$Q_{to} := Q + Q_{f2c} + Q_3 + Q_{3p} + Q_{v2c} + Q_{techo} + Q_{pc} = -2.993 \times 10^3 \quad \left(\frac{Kcal}{h} \right)$$

$$Q_{total} := Q_{to} \cdot (-1) = 2.993 \times 10^3 \quad \left(\frac{Kcal}{h} \right)$$

GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIONES

$$V_{vxx} := 1.2 \quad \left(\frac{km}{h} \right)$$

$$V_t := 24 \quad \left(\frac{Km}{h} \right) \quad \text{Velocidad del viento Carrier}$$

$$F_c := \frac{V}{V_t} = 0.05 \quad \text{Corrección para tener en cuenta la velocidad del viento}$$

$$N_p := 2 \quad \text{Número de Puertas}$$

$$F_i := 165 \quad \left(\frac{m^3}{h} \right) \quad \text{Factor de Infiltración, se considera una puerta de garage o carga no utilizada, esto quiere decir que mientras el equipo acondicionado este funcionando no se abrirán las puertas. Carrier Tabla 43c}$$

$A_{Total} := 59.5 \text{ (m}^2\text{)}$ Área Total de Puertas

$F_v := 0.6$ Factor por dirección oblicua del viento

$Inf := A_{Total} \cdot F_i \cdot F_c \cdot F_v = 294.525 \text{ (} \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \text{)}$ Caudal de Infiltración por Puertas

$F_v := 17 \text{ (} \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \text{)}$ Caudal Recomendado de Aire Exterior por hora

$DT := 9 \text{ (C)}$ Diferencia de Temperatura Exterior - Interior

$Q_{infiltra} := Inf \cdot DT \cdot 0.3 = 795.217 \text{ (} \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \text{)}$

FACTOR DE SEGURIDAD

Se considera un factor de seguridad de 10 %

GRAN TOTAL DE CALEFACCIÓN

$GCT_p := Q_{infiltra} + Q_{total} = 3.7883 \times 10^3 \text{ (} \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \text{)}$

$GCT := GCT_p \cdot 0.1 + GCT_p = 4.17 \times 10^3 \text{ (} \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \text{)}$

CARGA DE CALEFACCIÓN

LOCAL:	26		% H. R. :	80			
EXTERIOR:	17		% H. R. :	100			
DIFERENCIA:	9	C					
SUPERFICIE				Área (m ²)	U (kcal/hm ² C)	ΔT (C)	Kcal/hora
Pared Norte				67,9	1,37	-5,2	483,72
Pared Sur				32,2	0,46	-9	134
Puerta Sur				35,7	0,47	-9	150
Pared Este				66,6	1,37	-4,06	370,81
Puerta Este				59,5	2,9	-3,28	566,65
Puerta Oeste				126,1	0,41	-9	470
Techo				91	1,008	-4,99	457,54
Piso				91	0,439215517	-9	359,72
INFILTRACIÓN	295	m ³ /h x	-9	(C)	x	0,3	795,22
				SUBTOTAL			3788,15
				FACTOR DE SEGURIDAD		10%	378,82
				CALOR TOTAL DE CALEFACCIÓN			4167

ANEXO 30

ESPECIFICACIÓN DE LA MANEJADORA DE AIRE

ESPECIFICACIONES DE HOJA DE TRABAJO

NOMBRE DEL TRABAJO: Climatización del Área de Pintura de la Planta PPRP de la Compañía SERTECPET S.A

MARK FOR _____

CAPACIDAD 97000 BTU/H **CFM** 4000

PRESION ESTATICA (pulgada de agua)

INTERNAL --- **EXTERNAL** 1.26 **TOTAL** 1.26

RPM 4033 **BHP** 10 **CYCLES** 60 Hz

MTR TYPE Ventilador con aletas aerodinámicas

CONEXIONES DE TUBERIA

SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO **ENTREGA** 1-1/8 **RETORNO** 1-1/8

SERTENTIN DE CALENTAMIENTO **ENTREGA** 1-1/8 **RETORNO** 1-1/8

FILTROS

TAMANO 16 x 25 **CANTIDAD** 3

COMPONENT SEQUENCE

LONGITUD(in)

PESO(lb)

<u>Filtro Plano</u>	<u>+</u>	<u>57</u>	<u>380</u>
_____	<u>+</u>	_____	_____
_____	<u>+</u>	_____	_____
_____	<u>+</u>	_____	_____
_____	<u>+</u>	_____	_____

MOTOR

Centrifugo con paletas aerodinámico + - 800

COIL

Enfriamiento + - 350

Calentamiento + - 270

TOTAL 1800

COMENTARIOS Unidades exterior 39M W (outdoor)

Se requieren 4 cabinas, la primera cabina para el filtro Unit Size 08

Segunda cabina, serpentín de enfriamiento (35 C – 22 C), con un caudal de 4000 cfm, capacidad 97000 BTU/hora

Tercera cabina, serpentín de calentamiento (22 C – 26 C), con un caudal de 4000 cfm, capacidad 70000 BTU/hora

Cuarta cabina un ventilador con aletas aerodinámicas de presión estática 2 in wg

PREPARADO POR : José Luis Jácome / Cristina Oscullo

DATE : 09/05/2011



Carrier

A United Technologies Company

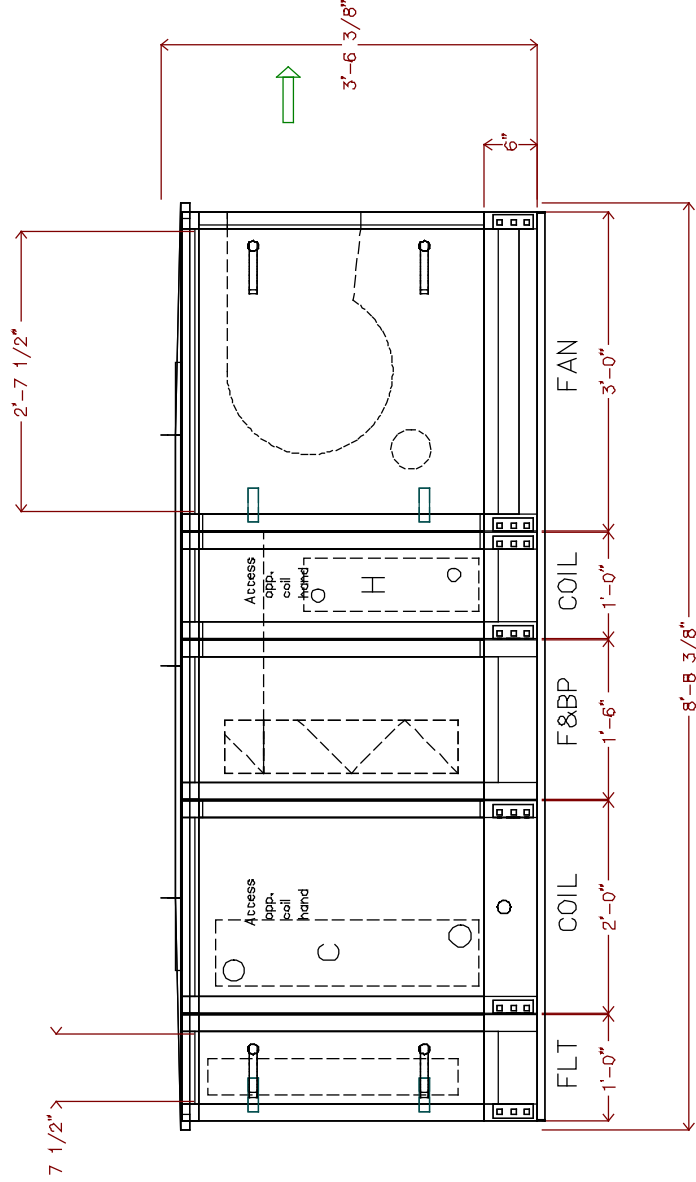
THIS DOCUMENT IS THE PROPERTY OF CARRIER CORPORATION AND IS DELIVERED UPON THE EXPRESS CONDITION THAT THE CONTENTS WILL NOT BE DISCLOSED OR USED WITHOUT CARRIER CORPORATION'S WRITTEN CONSENT

SUBMISSION OF THESE DRAWINGS OR DOCUMENTS DOES NOT CONSTITUTE PART PERFORMANCE OR ACCEPTANCE OF CONTRACT

39MW

5 HP Premium Efficiency ODP
30 / 460 3Ph 60Hz 3600 RPM
Operating weight: 2015.0 lbs.
Upstream Corner Weight (each): 520.0 lbs.
Downstream Corner Weight (each): 488.0 lbs.

Unit width: 4'-8" (plus lifting lugs)
2In. Flat Filter
Qty (3) 16in. x 25in.
Chilled Water 6 Row 8 FPI Double Circuit (qty. 1)
Hot Water 1 Row 8 FPI Half Circuit (qty. 1)
Draw-Thru Supply Fan



DATE
5/10/2011

Configurator Ver.
v6.16 12/09/10

39M Central Station Air-Handler, Size 08
COCA: Copy of COCA
Assembly Drawing

REVISION

Side View



Carrier

A United Technologies Company

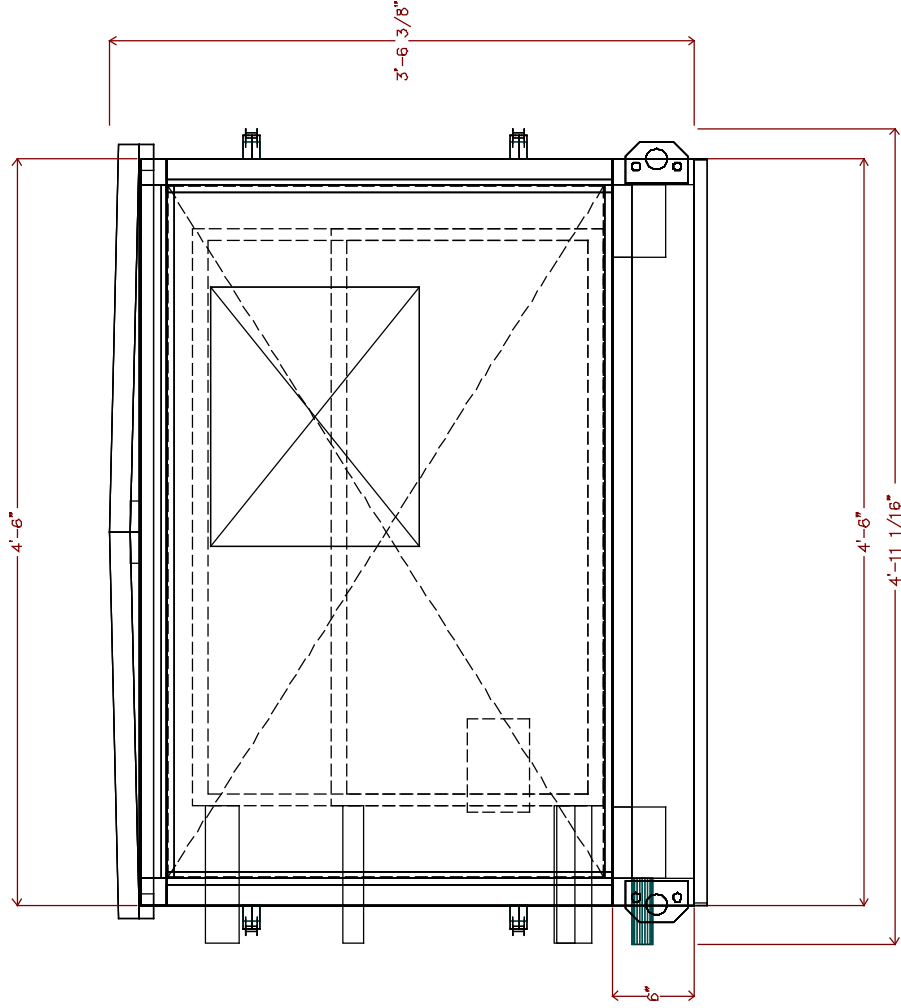
THIS DOCUMENT IS THE PROPERTY OF CARRIER CORPORATION AND IS DELIVERED UPON THE EXPRESS CONDITION THAT THE CONTENTS WILL NOT BE DISCLOSED OR USED WITHOUT CARRIER CORPORATION'S WRITTEN CONSENT

SUBMISSION OF THESE DRAWINGS OR DOCUMENTS DOES NOT CONSTITUTE PART PERFORMANCE OR ACCEPTANCE OF CONTRACT

39MW

5 HP Premium Efficiency ODP
30 / 460 3Ph 60Hz 3600 RPM
Operating weight: 2015.0 lbs.
Upstream Corner Weight (each): 520.0 lbs.
Downstream Corner Weight (each): 488.0 lbs.

Unit viewed from right side of side elevation view.
Unit length: 8'-8 3/8"
2In. Flat Filter
Qty (3) 16in. x 25in.
Chilled Water 6 Row 8 FPI Double Circuit (qty. 1)
Hot Water 1 Row 8 FPI Half Circuit (qty. 1)
Draw-Thru Supply Fan



DATE
5/10/2011

Configurator Ver.
v6.16 12/09/10

39M Central Station Air-Handler, Size 08
COCA: Copy of COCA
Assembly Drawing

REVISION
End View

ANEXO 31

DIMENSIONAMIENTO DUCTOS DE CLIMATIZACIÓN

CONDUCTOS AIRE ACONDICIONADO

SUMINISTRO

CONDUCTOS PRINCIPALES

$$V_c := 11 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \quad \text{Velocidad en el Conducto, Carrier Tabla 7}$$

$$V_a := 6708 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) \quad \text{Volumen Total de aire}$$

$$V_{as} := \frac{V_a}{3600} = 1.863 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

$$S_{cps} := \frac{V_a}{3600 \cdot V_c} = 0.169 \quad (\text{m}^2) \quad \text{Sección del Conducto Principal de Suministro}$$

CONDUCTO

En la tabla 6 de Carrier se elige un conducto con las siguientes dimensiones:

$$L_1 := 450 \quad (\text{mm})$$

$$L_2 := 400 \quad (\text{mm})$$

$$D_{eq} := 470 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro Equivalente}$$

ÁREA DEL CONDUCTO

$$A_c := \frac{\pi \cdot D_{eq}^2}{4} = 1.735 \times 10^5 \quad (\text{mm}^2)$$

$$A_{cc} := \frac{A_c}{1000^2} = 0.173 \quad (\text{m}^2)$$

$$P_{ca} := 0.2 \quad (\text{mmca}) \quad \text{Por cada m de longitud equivalente, Carrier Gráfico 7}$$

SECCIÓN DE CONDUCTO	CAUDAL DE AIRE (m ³ /h)	% de la Capacidad Inicial
HASTA A	6708	100
A – B	$\frac{6708}{1.5} = 4472$	67
B - 6	$\frac{6708}{3} = 2236$	33

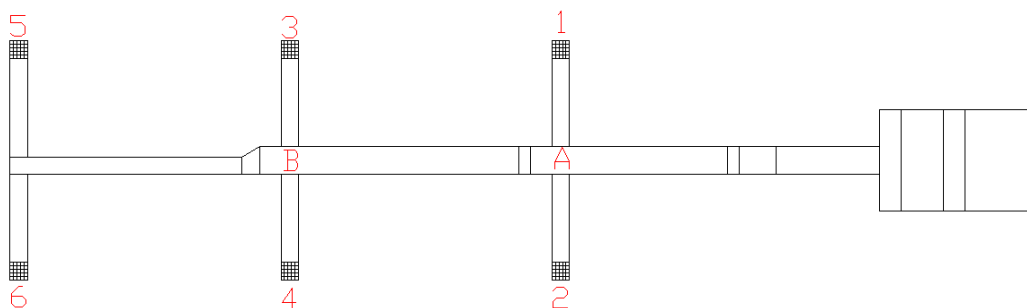
% de la Capacidad Inicial (Ci%)

$$Ci\% := \frac{4472}{6708} \cdot 100 = 66.667 \quad (\%)$$

$$Cii\% := \frac{2236}{6708} \cdot 100 = 33.333 \quad (\%)$$

SECCIÓN DE CONDUCTO	ÁREA DE LA SEC. RECTA %	ÁREA EN (m ²)	DIMENSIONES DEL CONDUCTO (mm)
HASTA A	100	0.173	450x400
A – B	73.5	0.127	400x350
B – 6	41	0.07	350x250

El conducto de mayor resistencia es el que empieza en el ventilador y termina en 6 o en 5



SECCIÓN DE CONDUCTO	ELEMENTO	LONGITUD (m)	LONGITUD EQUIVALENTE ADICIONAL (m)
HASTA A	Conducto	11.5	
	Codo		2.44
	Codo		2.44
A – B	Conducto	3.5	
B – 6	Conducto	5.0	
	Codo		1.63
	SUB – TOTAL	20	6.51
	TOTAL		26.51

La pérdida de carga total en el conducto es:

$$P_{ct} := 26.51 \cdot P_{ca} = 5.302 \text{ (mmca)}$$

Presión Estática Total que necesita el ventilador se calcula por la siguiente ecuación:

Velocidad en la primera sección = 11 (m/s)

Velocidad en la última sección = 3.7 (m/s)

$$PET := 0.75 \cdot \left[\left(\frac{11 \cdot 60}{242.2} \right)^2 - \left(\frac{3.7 \cdot 60}{242.2} \right)^2 \right] = 4.939 \text{ (mmca) Aumento de Presión Estática}$$

Presión de Carga Total

Se asume una presión de boca de 4 (mmca)

$$P_b := 4 \text{ (mmca)}$$

$$PCT := P_{ct} + P_b - PET = 4.363 \text{ (mmca)}$$

Factor de seguridad del 10 %

$$PCTT := PCT \cdot 0.1 + PCT = 4.799 \quad (\text{mmca})$$

RETORNO

CONDUCTOS PRINCIPALES

$$Vr := 9 \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \quad \text{Velocidad en el Conducto, Carrier Tabla 7}$$

$$Vre := 6708 \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) \quad \text{Volumen Total de aire}$$

$$Vrs := \frac{Vre}{3600} = 1.863 \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

$$Scpr := \frac{Vre}{3600 \cdot Vr} = 0.207 \quad (\text{m}^2) \quad \text{Sección del Conducto Principal de Suministro}$$

CONDUCTO

En la tabla 6 de Carrier se elige un conducto con las siguientes dimensiones:

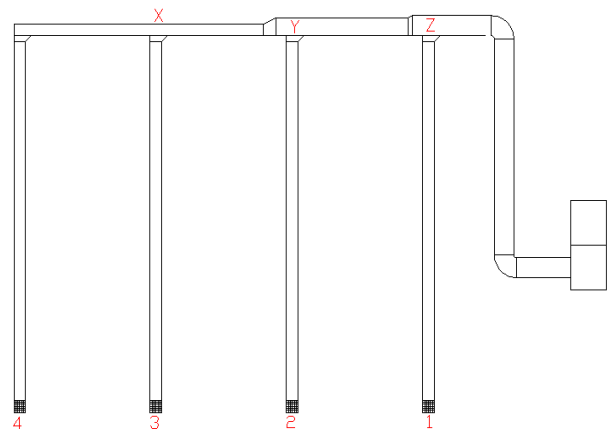
$$Lr1 := 500 \quad (\text{mm})$$

$$Lr2 := 450 \quad (\text{mm})$$

$$Deqr := 526 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro Equivalente}$$

ÁREA DEL CONDUCTO

$$Arc := \frac{\pi \cdot Deqr^2}{4} = 2.173 \times 10^5 \quad (\text{mm}^2)$$



$$Arcc := \frac{Arc}{1000^2} = 0.217 \quad (m^2)$$

Prca := 0.15 (mmca) Por cada m de longitud equivalente, Carrier Gráfico 7

SECCIÓN DE CONDUCTO	CAUDAL DE AIRE (m³/h)	% de la Capacidad Inicial
HASTA Z	6708	100
Z - Y	5031	75
Y - X	3354	50
X - 4	1677	25

% de la Capacidad Inicial (Ci%)

$$Cri\% := \frac{5031}{6708} \cdot 100 = 75 \quad (\%)$$

$$Criii\% := \frac{1677}{6708} \cdot 100 = 25 \quad (\%)$$

$$Crii\% := \frac{3354}{6708} \cdot 100 = 50 \quad (\%)$$

SECCIÓN DE CONDUCTO	ÁREA DE LA SEC. RECTA %	ÁREA EN (m²)	DIMENSIONES DEL CONDUCTO (mm)
HASTA Z	100	0.217	500x450
Z - Y	80.5	0.175	450x450
Y - X	58	0.126	450x300
X - 4	32.5	0.071	300x300

El conducto de mayor resistencia es el que empieza en el ventilador y termina en 4

SECCIÓN DE CONDUCTO	ELEMENTO	LONGITUD (m)	LONGITUD EQUIVALENTE ADICIONAL (m)
HASTA Z	Conducto	9.6	
	Codo		2.96
	Codo		2.96
Z – Y	Conducto	4	
Y – X	Conducto	3	
X – 4	Conducto	13	
	Codo		2.01
	SUB – TOTAL	29.6	7.93
	TOTAL		37.53

La pérdida de carga total en el conducto es:

$$P_{ctr} := 37.53 \cdot P_{rca} = 5.63 \quad (\text{mmca})$$

Presión Estática Total que necesita el ventilador se calcula por la siguiente ecuación:

Velocidad en la primera sección = 9 (m/s)

Velocidad en la ultima sección = 5.4 (m/s)

$$P_{ETr} := 0.75 \cdot \left[\left(\frac{9 \cdot 60}{242.2} \right)^2 - \left(\frac{5.4 \cdot 60}{242.2} \right)^2 \right] = 2.386 \quad (\text{mmca}) \quad \text{Aumento de Presión Estática}$$

Presión de Carga Total

Se asume una presión de boca de 4 (mmca)

$$P_{br} := 4 \quad (\text{mmca})$$

$$P_{CTr} := P_{ctr} + P_{br} - P_{ETr} = 7.243 \quad (\text{mmca})$$

Factor de seguridad del 10 %

$$P_{CTTr} := P_{CTr} \cdot 0.1 + P_{CTr} = 7.968 \quad (\text{mmca})$$

VENTILADOR DE SUMINISTRO

*Presión estática por ductos:	5 mmca
*Caída de presión en filtro plano:	12.7 mmca **
*Caída de presión en serpentín de enfriamiento	13.97 mmca **
*Caída de presión en serpentín de calentamiento	<u>4.83 mmca **</u>
PRESIÓN ESTÁTICA TOTAL	36.5 mmca (1.44 in wg)

CAUDAL: 4000 (CFM)

TIPO: VENTILADOR CENTRÍFUGO AERODINÁMICO

VENTILADOR DE RETORNO

*Presión estática por ductos:	8 mmca
*Caída de presión en filtro baffle y de FV	<u>11.18 mmca</u>
PRESIÓN ESTÁTICA TOTAL	19.18 mmca (0.75 in wg)

CAUDAL: 4000 (CFM)

TIPO: VENTILADOR CENTRÍFUGO DE ALETAS RADIALES

** Tomado del catálogo de Manejadoras de Aire Carrier Modelos 39 MW

ANEXO 32

PLANOS DE CONSTRUCCIÓN




Quito, 17 de Mayo del 2011

CERTIFICADO

Yo, Ing. Jaime Bucheli Representante Legal, certifico que la empresa SERTECPET S.A. ECUADOR se encuentra conforme con la realización de la Tesis de título "DISEÑO DE LA RED DE AIRE COMPRIMIDO, DEL RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO DE AIRE Y DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN DEL ÁREA DE PINTURA, PARA LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE RECIPIENTES A PRESIÓN Y FACILIDADES DE PRODUCCIÓN DE LA COMPAÑÍA SERTECPET S.A.-ECUADOR. UBICADA EN LA CIUDAD DE FRANCISCO DE ORELLANA-PROVINCIA DE ORELLANA", el mismo que fue AUSPICIADO por nuestra empresa SERTECPET S.A. ECUADOR a los señores Cristina Giselle Osculio Naranjo y Jose Luis Jácome Tapia.

Es todo cuanto puedo certificar en honor a la verdad facultándole a los interesados hacer uso del presente.

Atentamente,



Ing. Jaime Bucheli MBA
GERENTE