

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA LA
LIMPIEZA DE SERPENTINES A PARTIR DE UN SISTEMA DE
COMPRESIÓN DE AIRE**

Presentado ante la ilustre

Universidad Central de Venezuela por el Bachiller:

Padrón C., Guillermo J.

Para optar al Título de “Ingeniero Mecánico”

Caracas, 2008

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA LA
LIMPIEZA DE SERPENTINES A PARTIR DE UN SISTEMA DE
COMPRESIÓN DE AIRE**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Fausto Carpentiero.

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela por el Bachiller:
Padrón C., Guillermo J.
Para optar al Título de “Ingeniero Mecánico”

Caracas, 2008

Caracas, Abril de 2008

Los abajo firmantes, miembros del jurado designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el bachiller Guillermo J. Padrón C., Titulado:

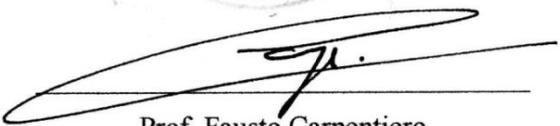
“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA LA LIMPIEZA DE SERPENTINES A PARTIR DE UN SISTEMA DE COMPRESIÓN DE AIRE”

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico.


Prof. Enrique Limongi
Jurado




Prof. Miguel Padilla
Jurado


Prof. Fausto Carpentiero
Tutor Académico

Padrón C., Guillermo J.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA LA LIMPIEZA DE SERPENTINES A PARTIR DE UN SISTEMA DE COMPRESIÓN DE AIRE.

Tutor Académico: Prof. Ing. Fausto Carpentiero. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2008, 305 Pág.

Equipo de limpieza, serpentines, sistema compresión de aire, diseño y construcción.

En el presente trabajo se diseñó y se construyó un equipo para la limpieza de serpentines a partir de un sistema de compresión de aire. Se trata de un proyecto que tiene como objetivo principal solventar uno de los problemas que tienen los técnicos y profesionales que laboran en el área de aire acondicionado y refrigeración, el cual es el hecho de no contar con un equipo apropiado para realizar las labores de mantenimiento en los serpentines de las unidades de acondicionamiento de aire. Es por ello que se busca incorporar el diseño de este equipo en las labores de mantenimiento, ya que se encuentra acorde con las necesidades del mismo. Se ha buscado una solución original, innovadora, con un accionamiento hidroneumático confiable y competitivo. Por consiguiente, se muestra el proceso metodológico de diseño, la valoración de alternativas y la justificación del diseño finalmente adoptado, luego todas las soluciones obtenidas son reflejadas en el proceso de construcción final y en la puesta en marcha y prueba del prototipo. La construcción del equipo fue realizada en acero inoxidable y todos los componentes son de bronce para evitar su deterioro y puede llevar a cabo cinco operaciones de limpieza, el primero es el que se realiza utilizando agua a presión, el segundo utilizando la dosificación de limpiador químico, la tercera y cuarta utilizando agua o dosificación con flujo de aire para generar aspersion del flujo de salida con ondas de choque generadas por las burbujas de aire y la quinta utilizando solo aire. Para la elaboración de este trabajo se han utilizado técnicas de diseño asistido por computadora, con software de cálculo, simulación y animación, que permiten visualizar el comportamiento de un prototipo virtual.

DEDICATORIA

Dedicado a Dios y a la Santísima Virgen María madre de las almas consagradas...

Al empezar a escribir este segmento tan breve vino a mi recuerdo el pensamiento de unas palabras que mi Abuelo le escribió a mi Papá en uno de sus libros de estudio "...Solo la dedicación y amor por el estudio representan en el futuro el éxito y el logro de tus más caras aspiraciones"... Y es que ha partir de ahora todo lo que yo desee tanto material como espiritual va a ser logrado por estos años de estudio intenso que se transforman en mi profesión. La entrega de este trabajo representa muchas cosas a la vez, son muchos los recuerdos, muchas las horas de trabajo, muchos los años invertidos en la realización de un sueño que pronto llega a concretarse en esta etapa de mi vida. Así como ya culmina lo que hace ya más de cinco años comenzó, sé que muchos otros retos me aguardan, muchas otras barreras he de superar hasta llegar a ser la persona que quiero ser.

Este trabajo va dedicado a los que siempre han estado a mi lado y que a mi lado siempre estarán, por que en las buenas y en las malas "...familia es familia". Mas por lo que representa sentimentalmente que por la simple presencia material, este trabajo se los dedico a ustedes, las personas que con su ejemplo y apoyo han logrado mantener unidos los lazos que nos atan, a mi Papá, mi Mamá y mis Hermanos, y por que no??? También le dedico este esfuerzo a Princesa, Katy, Nala, Rufo, Miko, Niki, Chocho y Orión ya que en todo momento ellos estaban ahí alentándome en la forma en que ellos lo saben hacer: con una mirada y un movimiento de cola.

También dedico este trabajo a mis amigos de la universidad. Ustedes saben quienes son..., gracias por todo.

...a todos con profunda gratitud y consideración.

Guillermo J. Padrón C.

AGRADECIMIENTOS

Deseo expresar inicialmente mi agradecimiento a la ilustre Universidad Central de Venezuela, por haber permitido mi formación como profesional de la ingeniería, con criterios y bases sólidas.

A mi Papá, el ingeniero Guillermo de Jesús Padrón que me guió en todas las etapas de este trabajo y que brindó su ayuda incondicional hasta su culminación.

A mi Tutor Académico Prof. Ing. Fausto Carpentiero, quien prestó su valiosa colaboración en la realización de este trabajo, guiándome de manera correcta para alcanzar los objetivos propuestos.

Un agradecimiento va dedicado al Prof. Ing. Franklin Baduy, quien prestó su apoyo incondicional en buena parte de este trabajo, a él mi profunda gratitud.

Al ingeniero Mauricio Moscoso quien con su valiosa ayuda y en su función de administrador del Consorcio Metro Los Teques abrió todas las puertas necesarias para poner a prueba el equipo en los tráilers pertenecientes al consorcio.

A la Prof. Ing. Tibizay Zambrano, por su colaboración que sirvió de mucho en la toma de decisiones.

A mi mamá y mis hermanos, que me dieron las fuerzas necesarias para enfrentar con decisión la vida en esos momentos en que parecía interminable el trabajo. Más que un agradecimiento quisiera expresarles mis disculpas por los momentos en que probablemente desvié mi atención de la familia. Gracias por ser quienes son y, sobretodo, por confiar en mi.

Guillermo J. Padrón C.

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS EMPLEADOS

A	Área de la sección transversal del tubo.
<i>ADT</i>	Altura dinámica total.
A_p	Área de la Sección de los Pernos.
A_s	Área de salida.
C	Constante de rugosidad.
D	Diámetro interno del tubo.
d_o	Diámetro exterior.
D_s	Diámetro de succión.
d_{PAS}	Diámetro del Pasador.
E	Módulo de Elasticidad.
e	Eficiencia de la junta soldada.
ϵ_1	Deformación Circunferencial.
ϵ_2	Deformación longitudinal.
F_{max}	Carga Máxima.
f	Factor de fricción .
g	Aceleración de la gravedad.
HP	Potencia del Motor Eléctrico.
h	Altura.
hf	Pérdidas por razonamiento.
hfd	Caída de presión en la descarga.
hfs	Caída de presión por efecto del roce.
hr	Presión residual.
H	Energía total en un punto.
I	Momento de Inercia.
j%	Porcentaje de pérdidas por fricción.
K	Coefficiente de resistencia según el tipo específico de conexión.
K_a	Factor de Superficie.

K_b	Factor de Tamaño.
K_c	Factor de Carga.
K_d	Factor de Temperatura.
K_e	Factor de Efectos Diversos.
L	Longitud.
M_{max}	Momento Flector Máximo.
m_{agua}	Masa de agua.
m_{aire}	Masa de aire.
\dot{m}	Flujo másico.
m_l	Masa de limpiador químico.
m_t	Masa total.
NADCA	Asociación nacional de limpiadores de ductos de aire
OMS	Organización Mundial de la Salud.
P_{atm}	Presión atmosférica.
P_{if}	Presión de la interface aire-agua.
$P_{if_{abs}}$	Presión que da el compresor o en el interior del tanque(absoluta).
P_{sa}	Presión de salida del agua.
P_{agua}	Presión del agua en la tubería.
P_d	Carga distribuida.
P_{dis}	Presión de diseño.
p_i	Presión interior.
P_{max}	Presión máxima de operación.
P_{min}	Presión mínima de operación.
P_o	Presión estática en el interior del tanque.
P_n	Cargas sobre el tanque.
P_{SEG}	Presión de seguridad.
P_{sl}	Presión de salida del limpiador.
P_l	Presión del limpiador en la tubería.
P_{si}	Libras por pulgada cuadrada.

P_l	Presión mínima de trabajo del sistema hidroneumático.
P_u	Presión máxima de trabajo del sistema hidroneumático.
Q	Caudal.
Q_c	Caudal del compresor.
Q_v	Caudal Volumétrico.
Q_o	Caudal de demanda.
Re	Numero de Reynolds.
R_n	Reacciones en el tanque.
r_i	Radio interior.
r	Radio de Giro.
r.p.m.	Revoluciones por Minuto.
S_e	Límite de Resistencia a la Fatiga.
S_{ut}	Esfuerzo Último a la tracción.
SBS	Síndrome del edificio enfermo.
S_Y	Esfuerzo de fluencia.
T	Periodo de carga y descarga del sistema hidroneumático.
t	Espesor de la pared del tanque.
t_n	Espesor de la conexión.
t_r	Espesor de la pared del tanque calculado.
t_m	Espesor de la pared de la conexión calculado.
TIG	Tungsteno y gas Inerte.
t_1	Periodo de carga del sistema hidroneumático.
t_2	Periodo de descarga del sistema hidroneumático.
t_s	Longitud de garganta de la soldadura.
U	numero de ciclos de bombeo por hora
V	Volumen.
\vec{V}	Velocidad media de la corriente en la tubería.
V_{aire}	Volumen de aire.
V_{agua}	Volumen de agua.

V_l	Volumen de limpiador químico.
V_{\max}	Fuerza Cortante Máxima.
V_m	Volumen de mezcla.
V_s	Velocidad de salida de un fluido.
V_u	Volumen útil de un tanque.
V_t	Volumen total.
w	Peso específico.
Y	Deformación por flexión o deflexión.
Y_{\max}	Deformación por flexión máxima o deflexión maxima.
Z	Módulo de Sección.
Z_p	Módulo de sección de cada Perno.
z	Energía Potencial.
σ	Esfuerzo normal.
σ_a	Amplitud del Esfuerzo.
σ_{adm}	Esfuerzo admisible.
σ_{cal}	Esfuerzo calculado.
σ_2	Esfuerzo longitudinal.
σ_m	Esfuerzo a Medio Intervalo.
σ_{\max}	Esfuerzo de Flexión Máximo.
σ_{\min}	Esfuerzo de Flexión Mínimo.
σ_1	Esfuerzo circunferencial.
Ψ	Factor de Seguridad.
τ	Esfuerzo Cortante.
τ_{PAS}	Esfuerzo Cortante en el Pasador.
ρ	Densidad de un fluido.
ρ_{mezcla}	Densidad de la mezcla.
μ	Viscosidad.
ν	Viscosidad Cinemática.

ÍNDICE GENERAL

	Página
RESUMEN.....	i
DEDICATORIA.....	ii
AGRADECIMIENTOS.....	iii
ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS EMPLEADOS.....	iv
ÍNDICE GENERAL.....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiv
ÍNDICE DE TABLAS.....	xviii
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.1- Motivación.....	4
1.2- Antecedentes.....	5
1.3- Planteamiento del problema.....	7
1.4- Objetivos.....	9
Objetivos generales.....	9
Objetivos específicos.....	9
1.5- Alcances.....	10
CAPÍTULO II: LIMPIEZA DE SERPENTINES DE AIRE ACONDICIONADO, PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS DE COMPRESIÓN DE AIRE Y LOS SISTEMA HIDRONEUMÁTICOS.....	12
2.1- Limpieza de serpentines de aire acondicionado.....	12
2.2- Propiedades de los fluidos.....	16
2.3- Sistema de compresión de aire.....	18
2.3.1- Grupo de compresión de aire.....	20

2.3.2- Refrigerador posterior.....	22
2.3.3- Depósito principal.....	23
2.3.4- Secador.....	23
2.3.5- Tuberías (principal, secundaria y de servicio).....	24
2.3.6- Grupo de acondicionamiento.....	25
2.3.7- Enchufes rápidos.....	25
2.4- Sistemas hidroneumáticos.....	26
2.5- Componentes del sistema hidroneumático.....	28
2.6- Determinación de las cargas del sistema.....	30
2.6.1- Ecuación de continuidad.....	30
2.6.2- Ecuación general de la energía.....	31
2.6.2.1- Teorema de Bernoulli.....	31
2.6.2.2- Tipos de flujos.....	32
2.6.2.3- Fricción en tuberías.....	33
2.6.2.4- Cálculo de pérdidas de carga por fricción en tuberías.....	33
2.6.2.5- Pérdidas de presión en válvulas y conexiones.....	35
2.6.2.6- Presiones residuales.....	36
2.6.2.7- Carga o altura dinámica de bombeo (A.D.T.).....	36
2.6.2.8- Cálculo del A.D.T.....	37
2.7- Ciclos de bombeo.....	39
2.8- Presiones de operación del sistema hidroneumático.....	40
2.8.1- Presión mínima.....	40
2.8.2- Presión diferencial máxima.....	40
2.9- Dimensionamiento de las bombas, compresores y motores.....	41
2.9.1- Número de bombas y caudal de bombeo.....	41
2.9.2- Potencia requerida por el motor.....	41
2.9.3- Cálculo del compresor.....	42
2.9.4- Dimensionamiento del tanque a presión.....	45
2.10- Metodología del diseño.....	50

2.10.1- Introducción.....	50
2.10.2- Proceso de diseño.....	51
2.10.3- Métodos de Diseño.....	55
2.10.3.1- Mecanismos de Generación de Ideas.....	56
2.10.3.2- Método de la Tormenta de Ideas (brainstorming).....	56
2.10.3.3- Método del Análisis Morfológico.....	57
CAPÍTULO III: DISEÑO Y CÁLCULOS DEL EQUIPO.....	60
3.1 - Consideraciones en el diseño del equipo limpiador de serpentines.....	60
3.2- Elección del sistema motriz.....	61
3.2.1- Comparación entre el sistema de compresión de aire y el de bomba reciprocante hidráulica.....	61
3.2.2 - Comparación entre el sistema de compresión de aire y el de bomba centrifuga hidráulica.....	63
3.3 – Búsqueda de Alternativas.....	64
3.4 – Evaluación de las alternativas y especificación de una solución.....	70
3.4.1 – Diseño propuesto N° 1.....	70
3.4.2 – Diseño propuesto N° 2.....	71
3.4.3 – Diseño propuesto N° 3.....	72
3.4.4 – Diseño propuesto N° 4.....	74
3.5 – Matriz de selección del diseño a utilizar.....	75
3.6 – Materiales que se van a utilizar para los elementos del equipo.....	80
3.7 – Principio de funcionamiento del equipo.....	80
3.8 – Selección del tipo de acero a utilizar.....	82
3.8.1 – Tipos de aceros mas utilizados.....	83
3.9 – Diseño y cálculos.....	84
3.9.1 – Estudio del comportamiento de los fluidos en el interior del equipo..	84
3.9.1.1- Análisis en el tanque mezclador.....	85
3.9.1.2- Análisis en el tanque de agua.....	88

3.9.1.3-	Análisis en el tanque del limpiador químico.....	91
3.9.1.4-	Análisis en el tanque acumulador de aire comprimido.....	93
3.9.2 –	Diseño del tanque de almacenamiento de agua.....	95
3.9.2.1 –	Cálculo de las dimensiones del tanque.....	97
3.9.2.2 –	Cálculo del espesor de la pared del tanque.....	98
3.9.2.3 –	Cálculo del esfuerzo en las soldaduras del tanque.....	100
3.9.2.4 –	Cálculo de la deformación del tanque debida a la presión..	105
3.9.2.5 –	Cálculo del esfuerzo en soldaduras de tomas y registros...	107
3.9.2.5.1 –	Cálculo del espesor de la soldadura para la presión de diseño en el niple de ½ pulgada.....	110
3.9.2.5.2 –	Cálculo del espesor de la soldadura para la presión de diseño en los anillos de ¼ pulgada.....	114
3.9.2.5.3 –	Cálculo del espesor de la soldadura para la presión de diseño en el anillo de 3/8 de pulgada.....	118
3.9.2.6 –	Bases y soportes instaladas en el tanque.....	122
3.9.2.7-	Flexión longitudinal.....	124
3.9.3 –	Diseño del tanque de almacenamiento del limpiador químico.....	135
3.9.3.1 –	Cálculo de las dimensiones del tanque.....	136
3.9.3.2 –	Cálculo del espesor de la pared del tanque.....	137
3.9.3.3 –	Cálculo del esfuerzo en las soldaduras del tanque.....	139
3.9.3.4 –	Cálculo de la deformación del tanque debida a la presión..	142
3.9.3.5 –	Cálculo del esfuerzo en soldaduras de tomas y registros...	143
3.9.3.5.1 –	Cálculo del espesor de la soldadura para la presión de diseño en el niple de ½ pulgada.....	144
3.9.3.5.2 –	Cálculo del espesor de la soldadura para la presión de diseño en los anillos de ¼ pulgada.....	147
3.9.4 –	Diseño del tanque mezclador.....	150
3.9.4.1 –	Cálculo de las dimensiones del tanque.....	151
3.9.4.2 –	Cálculo del espesor de la pared del tanque.....	153

3.9.4.3 – Cálculo del esfuerzo en las soldaduras del tanque.....	156
3.9.4.4 – Cálculo de la deformación del tanque debida a la presión..	158
3.9.4.5 – Cálculo del esfuerzo en soldaduras de tomas y registros...	160
3.9.4.5.1 – Cálculo del espesor de la soldadura para la presión de diseño en los anillos de ¼ pulgada.....	160
3.9.5 – Cálculo del diámetro de los pernos pasadores de las ruedas.....	163
3.9.6 – Cálculo de la soldadura de las asas de transporte.....	164
3.9.7 – Cálculo de la soldadura de las platinas de soporte de las ruedas.....	168
3.9.8 – Cálculo de la soldadura de las platinas de soporte del compresor....	170
3.10 – Cálculo y selección del sistema de compresión.....	171
CAPÍTULO IV: CONSTRUCCIÓN Y PRUEBA DEL EQUIPO.....	174
4.1- Elección del sistema de compresión.....	175
4.2- Construcción de tanques y elementos en acero inoxidable.....	177
4.2.1- Tanque de agua.....	177
4.2.2- Tanque del limpiador químico.....	180
4.2.3- Tanque mezclador.....	182
4.2.4- Ensamblaje de los elementos que conforman el sistema.....	183
4.2.5- Construcción de la sección de tubo donde se van a unir el flujo de agua y el flujo del limpiador químico.....	189
4.3 – Prueba de funcionamiento en campo y puesta a punto del equipo.....	201
4.4 – Manual de operación y mantenimiento.....	207
4.4.1 – Introducción.....	207
4.4.2- Localización del equipo.....	209
4.4.3 - Operación del equipo limpiador de serpentines.....	209
4.4.4 – Pasos a seguir antes de poner en funcionamiento el equipo.....	209
4.4.5–Procedimiento a seguir para cargar y poner en funcionamiento el equipo.....	211
4.4.5.1- Obtener un flujo de agua pura.....	212

4.4.5.2- Obtener un flujo de agua pura con intervalos de choque de aire.....	212
4.4.5.3- Obtener un flujo de dosificación de agua y limpiador químico.....	213
4.4.5.4- Obtener un flujo de aire a alta presión.....	214
4.4.6- Procedimiento a seguir para la recarga de los tanques durante las labores de mantenimiento.....	214
4.4.6.1- Recarga del tanque de agua.....	215
4.4.6.2- Recarga del tanque de limpiador químico.....	215
4.4.7- Culminación de labores.....	216
4.4.8 – Mantenimiento del equipo.....	217
4.4.8.1- Información general.....	217
4.4.8.1.1 – Sistema de compresión de aire.....	217
4.4.8.1.2 – Sistema de almacenamiento y dosificación.....	218
4.4.8.2- Clasificación de los componentes.....	218
4.4.8.3 – Mantenimiento del equipo.....	220
4.4.8.3.1 – Mantenimiento del sistema de compresión de aire.....	221
4.4.8.3.2 – Mantenimiento del sistema de almacenamiento y dosificación.....	222
 CAPÍTULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	 225
Conclusiones.....	226
Recomendaciones.....	230
 Bibliografía y referencias.....	 232
 Anexo 1: Planos de los componentes del equipo.....	 236
Anexo 2: Tablas de cálculos realizados en el software MDSolids V3.2.....	246

Anexo 3: Catálogo de productos de aceros inoxidables Vencraft.....	251
Apéndice A: Hidráulica e hidroneumática.....	260
Apéndice B: Limpiadores Químicos.....	285
Apéndice C: Estructuras.....	296

ÍNDICE DE FIGURAS

	Página
Figura N° 2.1 Serpentín incrustado. (Fuente: Referencia N°1).....	13
Figura N° 2.2 Esquema del Serpentín. (Fuente: Referencia N°2).....	14
Figura N° 2.3 Corrosión del Serpentín. (Fuente: Referencia N°2).....	15
Figura N° 2.4 Serpentín deteriorado por corrosión. (Fuente: Referencia N°2).....	15
Figura N° 2.5 Serpentín recubierto. (Fuente: Referencia N°2).....	16
Figura N° 2.6 Sistema de compresión de aire y sus partes.(Fuente: Referencia N°1).....	19
Figura N° 2.7 El compresor y sus partes. (Fuente: Referencia N°1).....	20
Figura N° 2.8 Esquema de un sistema hidroneumático. (Fuente: Referencia N°1).....	30
Figura N° 2.9 Ciclos de carga y descarga. (Fuente: Referencia N°3).....	43
Figura N° 2.10 Esquema general de un tanque de sistema hidroneumático. (Fuente: Referencia N°3).....	46
Figura N° 2.11 Proceso de Diseño (Fuente: Referencia N°4).....	50
Figura N°3.1 Diseño propuesto N° 1 (Fuente: Referencia N°1).....	67
Figura N°3.2 Diseño propuesto N° 2 (Fuente: Referencia N°1).....	68
Figura N°3.3 Diseño propuesto N° 3 (Fuente: Referencia N°1).....	69
Figura N°3.4 Diseño propuesto N° 4 (Fuente: Referencia N°1).....	69
Figura N°3.5 Esquema general de la distribución del equipo. (Fuente: Referencia N°1).....	81
Figura N°3.6 Balance de masas en el tanque mezclador (Fuente: Referencia N°1).....	85
Figura N°3.7 Balance de masas en el tanque de agua. (Fuente: Referencia N°1).....	88
Figura N°3.8 Balance de masas en el tanque del limpiador químico. (Fuente: Referencia N°1).....	91
Figura N°3.7 Balance de masas en el tanque de aire. (Fuente: Referencia N°1).....	93
Figura N°3.8 Tanque de agua. (Fuente: Referencia N°1).....	96
Figura N°3.9 Diseño del cordón de soldadura. (Fuente: Referencia N°1).....	101
Figura N°3.10 Esfuerzos en los recipientes a presión. (Fuente: Referencia N°1).....	102

Figura N°3.11 Anillo con rosca NPT instalado en el tanque de agua. (Fuente: Referencia N°5).....	109
Figura N°3.12 Niple con rosca NPT instalado en el tanque de agua. (Fuente: Referencia N°5).....	110
Figura N°3.13 Esquema del diseño de la soldadura del niple de ½ pulgada instalado en el tanque de agua. (Fuente: Referencia N°5).....	110
Figura N° 3.14 Posibles puntos de falla de la soldadura. (Fuente: Referencia N°5).	112
Figura N°3.15 Esquema del diseño de la soldadura de los anillos de ¼ de pulgada instalados en el tanque de agua. (Fuente: Referencia N°5).....	114
Figura N°3.16 Posibles puntos de falla de la soldadura. (Fuente: Referencia N°5)..	116
Figura N°3.17 Esquema del diseño de la soldadura de los anillos de 3/8 de pulgada instalados en el tanque de agua. (Fuente: Referencia N°5).....	118
Figura N°3.18 Posibles puntos de falla de la soldadura. (Fuente: Referencia N°5).	120
Figura N°3.19 Bases y soportes del tanque. (Fuente: Referencia N°5).....	124
Figura N°3.20 Diagrama de cuerpo libre del tanque. (Fuente: Referencia N°1).....	125
Figura N°3.21 Diagrama de cuerpo libre del tanque asumido como una viga. (Fuente: Referencia N°1).....	126
Figura N° 3.22 Diagrama de cuerpo libre.....	132
Figura N° 3.23 Diagrama de fuerza cortante.....	132
Figura N° 3.24 Diagrama de momento flexionante.....	132
Figura N° 3.25 Diagrama de deflexión.....	133
Figura N° 3.26 Diagrama de ángulo de pendiente	133
Figura N° 3.27 Tanque de limpiador químico. (Fuente: Referencia N°1).....	135
Figura N°3.28 Esquema del diseño de la soldadura del niple de ½ pulgada instalado en el tanque de agua. (Fuente: Referencia N°5).....	144
Figura N°3.29 Tanque mezclador. (Fuente: Referencia N°1).....	151
Figura N°3.30 Cono Reductor. (Fuente: Referencia N°5).....	155
Figura N°3.31 Soldadura de filete (Fuente: Referencia N°1).....	165

Figura N°3.32 Soldadura de filete de los soportes de las ruedas(Fuente: Referencia N°1).....	168
Figura N°4.1 Sistema de compresión de aire. (Fuente: Referencia N°1).....	176
Figura N°4.2 Construcción del tanque de agua. (Fuente: Referencia N°1).....	178
Figura N°4.3 Aplicación del proceso de soldadura TIG con material de aporte. (Fuente: Referencia N°1).....	179
Figura N°4.4 Tanque de limpiador químico sin los soportes (Fuente: Referencia N°1).....	181
Figura N°4.5 Tanque Mezclador a media construcción. (Fuente: Referencia N°1)..	182
Figura N°4.6 Detalle del ensamble del sistema de compresión y el tanque de agua. (Fuente: Referencia N°1).....	184
Figura N°4.7 Detalle de ensamble de tuberías y accesorios de bronce. (Fuente: Referencia N°1).....	184
Figura N°4.8 Detalle del ensamble de la válvula de bola y el embudo y el conjunto del manómetro y la válvula de seguridad. (Fuente: Referencia N°1).....	185
Figura N°4.9 Tubería de aire y regulador. (Fuente: Referencia N°1).....	186
Figura N°4.10 Ensamble de ruedas de transporte. (Fuente: Referencia N°1).....	187
Figura N°4.11 Vista preliminar del equipo armado. (Fuente: Referencia N°1).....	188
Figura N°4.12 Aplicación de soldadura autógena. (Fuente: Referencia N°1).....	189
Figura N°4.13 Detalle de la tubería de agua y de limpiador químico. (Fuente: Referencia N°1).....	190
Figura N°4.14 Placa orificio de 0,90 mm (Fuente: Referencia N°1).....	192
Figura N°4.15 Instalación de válvulas para realizar pruebas. (Fuente: Referencia N°1).....	193
Figura N°4.16 Dispositivo para insertar la placa orificio instalado. (Fuente: Referencia N°1).....	194
Figura N°4.17 Instalación de tubo capilar completo. (Fuente: Referencia N°1).....	195
Figura N°4.18 Unión entre la tubería de agua y el tubo capilar.(Fuente: Referencia N°1).....	196

Figura N°4.19 Detalle del flujo en la unión de mezcla. (Fuente: Referencia N°1)...	197
Figura N°4.20 Tubo capilar. (Fuente: Referencia N°1).....	198
Figura N°4.21 Prueba de funcionamiento del tubo capilar que se va a instalar. (Fuente: Referencia N°1).....	199
Figura N°4.22 Instalación de tubo capilar en la tubería de agua (Fuente: Referencia N°1).....	199
Figura N°4.23 Tuberías de mezcla ensambladas.(Fuente: Referencia N°1).....	200
Figura N°4.24 Transporte del equipo al lugar de prueba.(Fuente: Referencia N°1).	201
Figura N°4.25 Movilidad de equipo en el interior de las oficinas.(Fuente: Referencia N°1).....	203
Figura N°4.26 Mantenimiento del evaporador.(Fuente: Referencia N°1).....	204
Figura N°4.27 Limpieza de filtros purificadores de aire.(Fuente: Referencia N°1)..	204
Figura N°4.28 Limpieza del frontal.(Fuente: Referencia N°1).....	205
Figura N°4.29 Distribución de unidades y condiciones de trabajo de las mismas.(Fuente: Referencia N°1).....	205
Figura N°4.30 Detalle del flujo de la dosificación sobre el serpentín de condensación. (Fuente: Referencia N°1).....	206
Figura N°4.31 Trabajo de mantenimiento en un serpentín de condensación de difícil acceso.(Fuente: Referencia N°1).....	207
Figura N°4.32 Partes del equipo (Fuente: Referencia N°1).....	208
Figura N°4.33 Número y posición de cada válvula. (Fuente: Referencia N°1).....	211
Figura N°4.34 Válvula mariposa. (Fuente: Referencia N°1).....	216

ÍNDICE DE TABLAS

	Página
Tabla N°3.1 Comparativa entre sistema de compresión de aire y reciprocante hidráulico.(Fuente: Referencia N°1).....	61
Tabla N°3.2 Comparativa entre sistema de compresión de aire y bomba centrífuga hidráulica (Fuente: Referencia N°1).....	63
Tabla N°3.3 Matriz Morfológica o selección del sistema. (Fuente: Referencia N°1).....	78
Tabla N° 3.4 Datos y propiedades físicas del acero AISI 304.....	84
TABLA N°3.5 Comportamiento de los fluidos en el interior del tanque mezclador (Fuente: Referencia N°1).....	87
TABLA N°3.6 Comportamiento del agua en el interior del equipo. (Fuente: Referencia N°1).....	90
TABLA N°3.6 Comportamiento del limpiador químico en el interior del equipo. (Fuente: Referencia N°1).....	93
TABLA N°3.7 Comportamiento del aire en el interior del equipo.(Fuente: Referencia N°1).....	95
Tabla N°3.8 Datos suministrados por el software MDSolids en el cálculo del recipiente a presión.....	106
Tabla N° 3.9 Datos de entrada de MDSolids para generar los diagramas. (Fuente: Referencia N°6).....	131
Tabla N°3.10 _Datos suministrados por el software MDSolids en el cálculo del recipiente a presión.....	143
Tabla N°3.11 Datos suministrados por el software MDSolids en el cálculo del recipiente a presión.....	159
Tabla N°4.1 Tiempo de vaciado de tanques con placa orificio. (Fuente: Referencia N°1).....	194

Tabla N°4.2 Tiempo de vaciado de tanques con tubo capilar de diferentes medidas. (Fuente: Referencia N°1).....	196
Tabla N° 4.3: Clasificación de los componentes del equipo.....	218
Tabla N° 4.4: Mantenimiento preventivo para el sistema de compresión de aire....	222
Tabla N° 4.4: Mantenimiento preventivo para el sistema de almacenamiento y dosificación	224

INTRODUCCIÓN

El ser humano se ha caracterizado por la eterna búsqueda del confort, realizando estudios e investigaciones que han dado como resultado la generación de cambios en el medio en que vivimos. Un ejemplo muy claro de esto es la búsqueda del confort en espacios cerrados, donde se ha conseguido disminuir la temperatura de fluidos circulantes por medio del ya conocido ciclo de refrigeración termodinámico, cuyo modelo ideal es un sistema de refrigeración por compresión de vapor que busca concretarse con el cambio constante de fases entre líquido y vapor. Este cambio de fases se logra por un fluido que en nuestro caso es el aire, que circula a través de los serpentines intercambiadores de calor, absorbiendo del medio interior y liberando al medio exterior la carga térmica del espacio a acondicionar.

El rendimiento de los equipos acondicionadores de aire depende de la cantidad de calor que puedan absorber y transferir al medio ambiente. Cuando los serpentines intercambiadores de calor se encuentran sometidos a un medio ambiente que transporta grandes cantidades de polvos, polen y arenas, la eficiencia se ve afectada debido a la adherencia de estos contaminantes en las aletas del serpentín, originando daños irreversibles en el sistema, bien sea por presiones muy elevadas en el lado de alta presión o bien sea por presiones muy bajas en el lado de baja presión, esta última permitiendo la entrada de gotas de refrigerante líquido al compresor (comúnmente llamado golpe de líquido al compresor) por lo tanto se hace indispensable la utilización de un equipo que permita el mantenimiento y la limpieza de los intercambiadores.

La tarea de limpiar un serpentín, eliminando los polvos e impurezas alojados en el espacio que existe entre las aletas es una tarea ardua que requiere de tiempo y el uso de productos químicos cuyo uso prolongado genera el deterioro de todo el material de las aletas que conforman al área de intercambio de calor, esto se debe

muchas veces al desconocimiento de su proporcionalidad de dilución en agua sumado a la utilización de los llamados limpiadores de alta presión, por lo tanto para el desarrollo de este trabajo se propuso un diseño y la construcción de un equipo capaz de cumplir con esta tarea de una manera rápida, eficaz, sin originar deformaciones y daños en el intercambiador de calor.

CAPÍTULO I

Capítulo I: Identificación del problema

1.6- MOTIVACIÓN

Actualmente en nuestro país se realizan grandes obras de construcción civil, tales como líneas del Metro, líneas ferroviarias, autopistas y carreteras. Tales obras requieren que todo el personal de obras conformado por Ingenieros, Técnicos y Obreros se trasladen al campo de trabajo y laboren en oficinas móviles o Trailers.

Para lograr un ambiente de confort en el interior de las oficinas móviles se instalan equipos acondicionadores de aire del tipo unitario y Split, los cuales se encuentran sometidos a medios ambientes en condiciones extremas de arenas y polvos, originados por los movimientos de tierra, paso de camiones y maquinarias pesadas, etc.

Para lograr un mantenimiento efectivo de los serpentines intercambiadores de calor se requiere del uso de agua a presión y un limpiador químico que requiere ser eliminado de la superficie de las aletas inmediatamente después de que haga reacción y antes de que se evapore. El inconveniente se encuentra en el hecho de que en la mayoría de los terrenos de trabajo no existe una fuente que provea agua en cantidades suficientes para realizar las labores de mantenimiento, por lo tanto se propone un diseño sencillo de un equipo portátil que permita ser cargado con suficiente agua y limpiador químico y que genere una presión del fluido tal que permita la rápida elaboración de la tarea de limpieza de al menos (3) tres equipos acondicionadores de aire del tipo unitario y split, con capacidades que oscilan entre 9.000 Btu/hora y 36.000Btu/hora, sin tener que ser recargado nuevamente en el sitio de trabajo.

1.7- ANTECEDENTES

El malestar físico, la irritación o la sequedad de los ojos, la nariz y la garganta, tos, náuseas y problemas respiratorios así como fatiga mental, alteraciones de memoria, somnolencia, apatía, mareos o el estrés son algunos de los problemas de salud producidos cuando las personas permanecen gran cantidad de tiempo en el interior de las oficinas en los edificios modernos, por efecto de factores de contaminación que pueden ser propios de los mismos locales, mala ventilación o deficiente funcionamiento de las instalaciones de aire acondicionado.

Esos factores pueden provenir de las labores propias de la actividad humana, como olores y fundamentalmente el humo de tabaco, que es causa de molestias, irritaciones y malestares, así como contaminantes que puede tener el mismo aire exterior destinado a la ventilación.

Por otra parte, se ha detectado que muchos de los nuevos materiales utilizados actualmente en la construcción así como el mobiliario y la decoración, producen emanaciones que lentamente van incorporándose al aire ambiente interior, tal el caso de barnices, tinturas, pinturas, pegamentos, etc. Además, las ropas, tapicerías, alfombras, cortinas y otros tejidos aportan al aire del interior del local diversas fibras y otros contaminantes.

La arena, el polvillo, el cemento son elementos de la construcción que constituyen fibras minerales que con el desgaste se dispersan en el ambiente y que al penetrar en el aparato respiratorio, provoca lesiones que comprenden derrames, fibrosis pulmonar, cáncer de pulmón y pleura. Los formaldehidos presente en el papel, pinturas, productos de limpieza, cementos de contacto, colas y maderas de aglomerado, son muy volátiles y de carácter irritante provocando cefaleas y náuseas.

Los mismos equipos de aire acondicionado debido a sus espacios cerrados como serpentines, bandejas de condensados, cañerías de desagotes, etc., privados de luz a temperatura estable, con humedad y suciedad como nutrientes pueden originar un proceso de putrefacción que los convierte en un caldo de cultivo ideal para el crecimiento y proliferación de microorganismos de tipo animal o vegetal, consistente en bacterias patógenas, hongos, levaduras o virus.

Teniendo en cuenta estos antecedentes, la Organización Mundial de la Salud (OMS) en 1982 ha establecido que las estructuras en obra civil con un porcentaje de mas del 20% de personas que experimentan efectos agudos sobre la salud y el bienestar debido a los niveles de polución, conforman una enfermedad denominada Síndrome del Edificio Enfermo (SBS).

Se ha determinado que el polvo es el principal agente transportador de sustancias alérgicas, compuesto de una gran variedad de elementos orgánicos e inorgánicos, que incluyen fibras, esporas, granos de polen, mohos, insectos y ácaros, producen síntomas que van desde una pequeña irritación a problemas respiratorios graves, que pueden derivar incluso en patologías crónicas.

Los serpentines y conductos de aire acondicionado que contienen desde el polvo común hasta roedores, hojas, bacterias, hongos y mohos son un caldo de cultivo para la reproducción de contaminantes biológicos, debido a su temperatura constante, humedad y suciedad como nutrientes.

Un ejemplo es la epidemia de 1977, en el Hotel Bellevue-Strafford, de Filadelfia, durante la celebración de una convención de la Legión Americana, donde se detectó que el germen que la produjo era causante de neumonía y fué bautizado por tal motivo con el nombre de legionella y fué difundido por los serpentines de enfriamiento y los conductos de aire acondicionado, constatándose que se desarrolla

en presencia de humedad. Un importante brote, ocurrió en Netherlands en marzo de 1999 involucrado a 242 casos de enfermedad y 28 muertes.

Surge de todo lo indicado, la necesidad imprescindible que en toda estructura que cuente con instalaciones de climatización que implique el tratamiento del aire, que por sus características constructivas, extensión de conductos, actividades que en ellos se desarrollan y cantidad de personas que los ocupan, de establecer normas que obliguen a limpiar periódicamente los serpentines y conductos, además del interior de los equipos de aire acondicionado.

En cuando a las tareas a realizar podrían considerarse las Especificaciones Generales de Limpieza para Sistemas Comerciales de Aire acondicionado establecidas por las NORMAS NADCA (National Air Duct Cleaners Association).

Existen en la actualidad sistemas de limpieza de serpentines y conductos, aprovechando las entradas naturales como rejillas o difusores o bien mediante tapas de inspección que deben ser colocadas al efecto para tal función, introduciendo boquillas que disparan agua a alta presión o utilizando limpiadores químicos rociados sobre las superficies, y cuya función es la de eliminar cualquier formación vegetal o bacteriana.

1.8- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El acondicionamiento de aire es empleado para el confort de las personas, y es considerado actualmente como una necesidad asumida o deseada por la mayoría de la gente. Para que este desarrollo sea ordenado y sostenido deben evitarse los aspectos que pudiesen ser negativos tales como la contaminación del aire que se inhala, el cual no solo es importante para la salud de los pulmones sino que ayuda a realizar adecuadamente los procesos metabólicos que exige el organismo. Adicionado a esto, la calidad del aire que pasa a través de los serpentines de intercambio de calor tanto

en el medio interior como en el medio exterior afecta directamente el funcionamiento de las unidades ya que en medios ambientes donde el aire se encuentra mezclado con grandes concentraciones de polvo, y al verse obligado este a pasar a través de las aletas de los serpentines, se va alojando en estos espacios muy rápidamente y sumado a la humedad que en estos se genera se observa la formación de una masa difícil de eliminar con el mantenimiento común.

Lo antes descrito conlleva a problemas graves tales como baja eficiencia de las unidades acondicionadoras de aire, sobrecarga del equipo, falla de los compresores, ruidos, contaminación del aire y el aumento en el costo de las labores de mantenimiento. Cabe destacar la importancia de las labores de mantenimiento preventivo que se les debe realizar a estas unidades para garantizar su buen funcionamiento y con el fin de disminuir las labores de mantenimiento correctivo.

Existen una gran cantidad de limpiadores químicos utilizados para tal labor, pero no son útiles cuando las incrustaciones de sucio son severas en la zona interna de las aletas. Además de esto, el uso de hidrolavadoras (hidro-jets) puede originar daños irreversibles a los serpentines debido a las altas presiones que estos manejan (alrededor de las 2000 Psi) y teniendo en cuenta de que se requiere una fuente de alimentación de agua cercana al lugar de trabajo, lo cual, casi nunca es posible de obtener.

Por lo tanto se propone una solución a través del diseño y construcción de un equipo portátil, basado en el tratamiento químico para la limpieza de serpentines expuestos diariamente a polvos de arena originados por el paso continuo de transportes de carga y que será capaz de realizar una limpieza rápida y efectiva “**Sin deformar las aletas que conforman el serpentín**”, utilizando agua y limpiador químico a presión y que pueda ser transportado al lugar de trabajo sin la necesidad de ser recargado nuevamente. Para lograr esto es importante resaltar que el equipo debe

ser funcional, seguro, de operación sencilla, fácil visualización y fácil mantenimiento; además se aprovecharán los avances tecnológicos par tener una respuesta de calidad.

1.9- OBJETIVOS

OBJETIVOS GENERALES

- Diseñar y ejecutar la construcción de un equipo para la limpieza de serpentines a partir de un sistema de compresión de aire.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Recopilar información acerca del funcionamiento de sistemas Neumáticos e Hidroneumáticos.
- Evaluar las condiciones físicas y de espacio del local en el que será ejecutado el proyecto.
- Investigar sobre los instrumentos de medición y sistemas de control de última generación a utilizar en el equipo limpiador de serpentines.
- Determinar los factores y variables involucrados en el diseño del equipo limpiador de serpentines.
- Determinar la capacidad y especificaciones técnicas preliminares de los componentes del equipo.
- Seleccionar los componentes y piezas necesarias para construir el equipo limpiador de serpentines.
- Construir el equipo.
- Elaborar los planos del equipo e instrumentos de control.
- Probar el equipo y comparar los valores experimentales con respecto a los valores teóricos.
- Simular pruebas.
- Detectar fallas con instrumentos de control.
- Realizar un manual de operación y mantenimiento del equipo.

1.10- ALCANCES

Los alcances y limitaciones están definidos de acuerdo a la evaluación de los materiales, tiempo y requerimientos académicos, analizando de esta manera la disponibilidad de los mismos para la ejecución del proyecto presente. Los alcances que se proponen son los siguientes:

- Realizar un estudio de los sistemas Neumáticos e Hidroneumáticos de última generación.
- Seleccionar los componentes, instrumentos de medición, sistemas de control y equipos según su capacidad, funcionalidad, adaptabilidad y entorno.
- Elaborar un manual técnico en el que se plasmará la información necesaria para el uso adecuado y mantenimiento requerido, así como también contendrá los planos descriptivos del equipo.
- Evaluar la posibilidad de instalar sistemas de control que permitan el ahorro de energía.
- Ejecutar la construcción del equipo tal que sea sencillo de operar, visualizar y mantener.
- Realizar las pruebas necesarias para asegurar el buen funcionamiento y desempeño del equipo.

CAPÍTULO II

Capítulo II: Limpieza de serpentines de aire acondicionado, Principios de Funcionamiento de los sistemas de compresión de aire y los sistemas hidroneumáticos

2.1- LIMPIEZA DE LOS SERPENTINES DE AIRE ACONDICIONADO.

Con el debido mantenimiento y cuidado, las unidades de aire acondicionado funcionaran de manera económica y confiable. El mantenimiento puede realizarse fácilmente siguiendo las instrucciones del fabricante.

Todas las unidades de acondicionamiento de aire traen instalados filtros purificadores de aire para evitar que la suciedad contenida en el aire quede retenida en los serpentines, sin embargo, cuando se descuida el mantenimiento y los filtros se saturan de suciedad, el polvo y otros contaminantes tienden a pasar la protección del filtro y a ingresar por cada orificio por donde pueda pasar el aire. Al taparse el filtro o el serpentín se pueden originar daños en los componentes de la unidad debido a sobrecalentamiento. En el peor de los casos, los componentes fallaran y en especial el compresor debido a que la escasa transferencia de calor en el serpentín de los evaporadores, provocada por el poco paso de aire por la suciedad acumulada, genera el fenómeno llamado “golpe de líquido”, donde el gas refrigerante no se evapora por el calor absorbido en el evaporador y pasa en forma de liquido hasta el compresor. Partiendo del principio de que los líquidos son incompresibles y al pasar el gas refrigerante en forma liquida al pistón del compresor, se generan daños tales como fractura de las bielas o del cigüeñal o fractura del cilindro o anillos de compresión.

Para evitar que el funcionamiento de las unidades sea ineficiente o que se originen fallas, se debe revisar los filtros cada 3 o 4 semanas y reemplazarlos o limpiarlos cuando sea necesario. Sin embargo cuando la suciedad ha penetrado

profundamente en el serpentín tiende a compactarse entre las aletas y a formar incrustaciones que no pueden ser eliminadas fácilmente. Por consiguiente hay que utilizar limpiadores químicos especializados para tal fin y que deben ser manipulados por un personal técnico especializado.

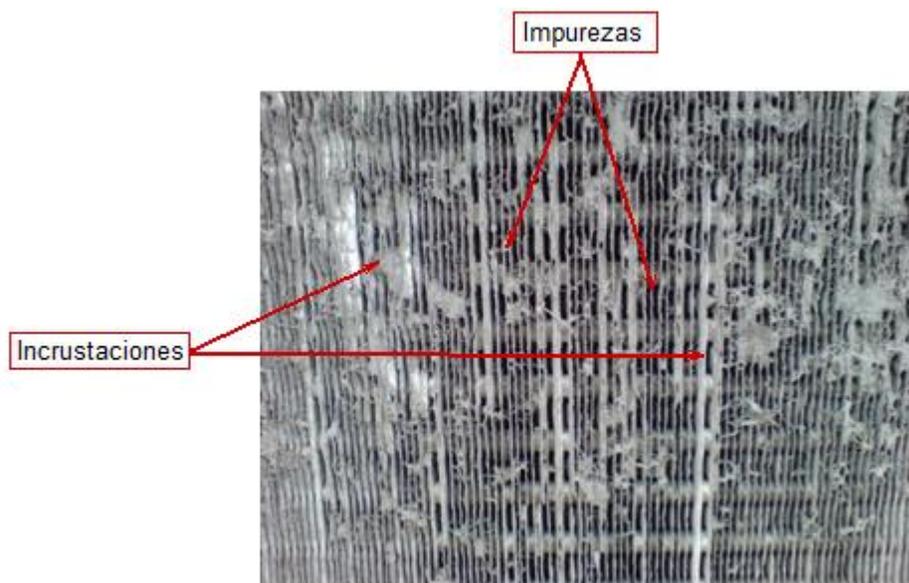


Figura N° 2.1 Serpentín incrustado.

(Fuente: Referencia N°1)

El procedimiento de limpieza con limpiadores químicos consiste en rociar con un atomizador el limpiador sobre las superficies de las aletas luego de haber eliminado trozos de hierba, hojas o residuos de gran tamaño, en este instante se genera una reacción espumante con el aluminio que aumenta la temperatura de las aletas hasta 80 °C que dilata el serpentín y desprende y remueve las incrustaciones y los sucios endurecidos y resistentes, así como todo tipo de grasas, hollín e insectos. Sin embargo en algunos casos una sola pasada no es suficiente por lo que hay que repetir el proceso. El inconveniente se encuentra en que la reacción química generada deteriora el aluminio si se lleva a cabo muy periódicamente o si no se elimina el limpiador con agua luego de que la reacción a terminado; e aquí la importancia de

enjuagar el serpentín con abundante agua a presión después de terminada la reacción química.

Otros factores que deterioran el aluminio de las aletas es el hecho de realizar la dilución incorrecta del limpiador químico. La mayoría de fabricantes recomiendan la dilución de una parte de limpiador en diez de agua, cosa que muchos técnicos ignoran, por lo que la dilución no la realizan correctamente, quedando una solución con una concentración sumamente alta. Esto sumado al elevado pH del limpiador (entre 13 y 14) lo convierte en una mezcla básica que reacciona con las aletas y que cuando no es enjuagado correctamente genera el fenómeno llamado “corrosión galvánica” o “corrosión general”. La corrosión galvánica causa degradación en las aletas lo que lleva a la destrucción del serpentín. Este tipo de corrosión comienza apareciendo en la entre cara del serpentín y los tubos, donde existe una cara bi-metálica entre los tubos de cobre y las aletas de aluminio. En este punto queda acumulado el limpiador químico cuando no es enjuagado correctamente e inicia el deterioro.

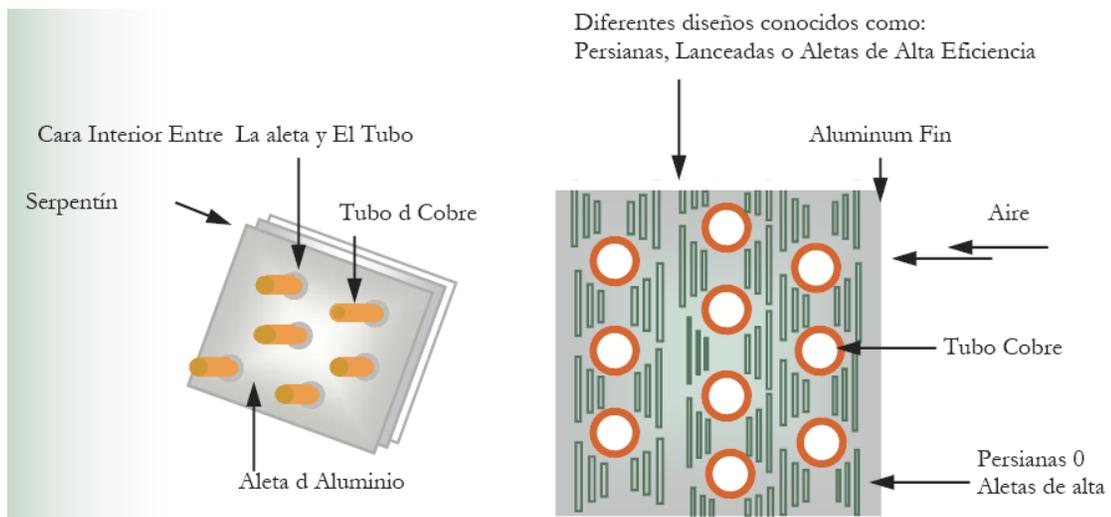


Figura N° 2.2 Esquema del Serpentín.

(Fuente: Referencia N°2)

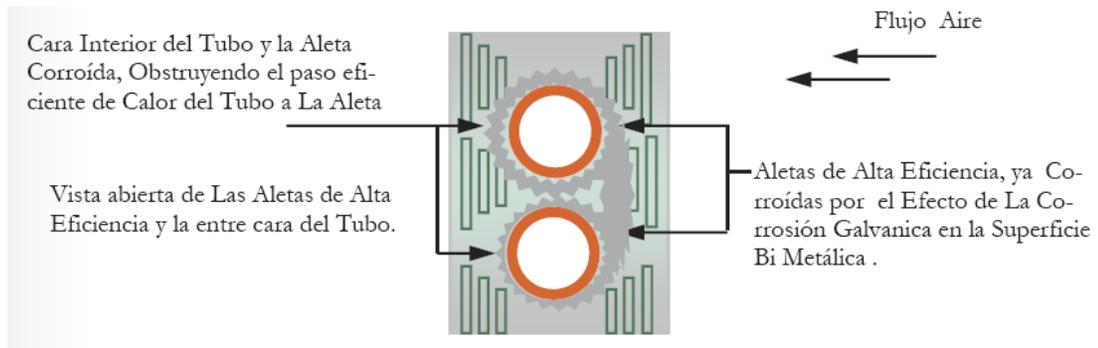


Figura N° 2.3 Corrosión del Serpentín.

(Fuente: Referencia N°2)

En la medida que la corrosión comienza en la entre cara de los tubos y las aletas, estas comienzan a deteriorarse, el metal perdido crea espacios entre los tubos y la superficie de las aletas, degradando la eficiencia del serpentín lo cual reduce considerablemente el óptimo funcionamiento del serpentín. Para este momento la destrucción visual del serpentín es evidente.



Figura N° 2.4 Serpentín deteriorado por corrosión.

(Fuente: Referencia N°2)

Por tal motivo, algunos fabricantes han optado por recubrir los serpentines con compuestos químicos que evitan la corrosión. Sin embargo este recubrimiento tiene una protección limitada y tiende a durar solo por el periodo de garantía de las unidades (de 6 a 12 meses), periodo luego del cual empieza a descascararse en los bordes de la aletas por si solo y deja expuesto el aluminio. Es de hacer nota el hecho de que este recubrimiento no es reparable, por lo que al comenzar a desprenderse de las aletas el proceso no es reversible.

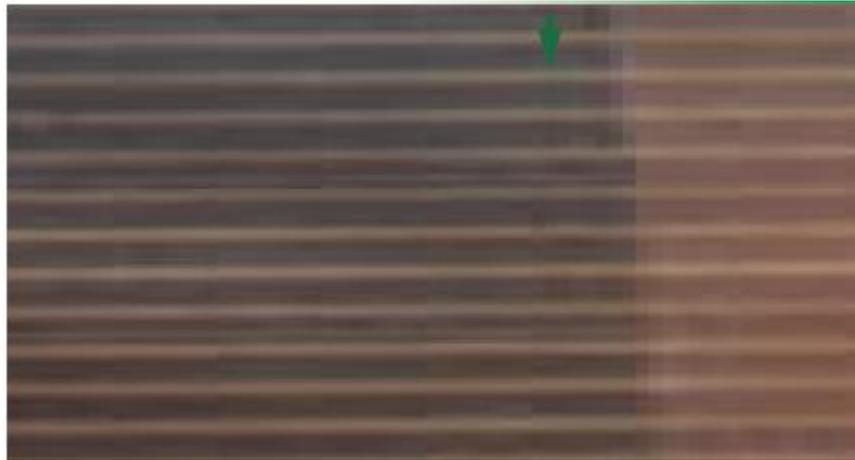


Figura N° 2.5 Serpentín recubierto.

(Fuente: Referencia N°2)

2.2- PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS.

Al hablar de un sistema de compresión de aire, nos encontramos con la palabra “fluido” al referirnos a el. En todo el universo se dan, en cada instante, fenómenos que con llevan un que hacer interesante como ejemplo de flujo de un fluido: La caída de la lluvia a través de la atmósfera, el paso de la sangre por nuestras venas, las corrientes de los ríos y los mares, etc. Consecuentemente, una gran parte de cuanto sucede en la tierra tiene relación con el estado fluido.

Un fluido es una sustancia incapaz de resistir la aplicación de una fuerza o de esfuerzos de corte sin que sufra una deformación más o menos continua, mientras que un sólido si puede hacerlo. Los fluidos se clasifican en dos grupos: líquidos y gases. Un líquido esta sometido a fuerzas intermoleculares que lo mantienen unido de tal manera que su volumen es definido, pero su forma no. Un gas consta de partículas en movimiento que chocan unas con otras y tratan de dispersarse de tal modo que este fluido no tiene forma ni volumen definido y llena por completo cualquier recipiente en el cual se instale.

Industrialmente, algunos fluidos se utilizan para alcanzar objetivos de trabajo aprovechando la energía contenida en los mismos. Los mas usuales son:

- Aire: Es muy barato de adquisición. Es caro de compresión. Lleva muchas impurezas en forma de humedad y polvo atmosférico. Es cincuenta veces menos viscoso que el agua.
- Agua: Asimismo barata de adquisición. No compresible. Oxida las superficies metálicas.

A continuación se resumen algunas propiedades y características de los fluidos en general.

- Isotropía: propiedad de los cuerpos, en virtud de la cual Las otras propiedades de los mismos (coeficiente de dilatación, constantes eléctricas, conductividad, viscosidad) no dependen de los ejes coordenados x , y , z . Los gases y los líquidos son isótropos.
- Movilidad: propiedad característica del estado liquido; gracias a ella, las moléculas resbalan unas sobre otras y se adaptan para tomar la forma de las vasijas que las contienen.
- Expansionabilidad: propiedad característica del estado gaseoso, en virtud de la cual una pequeña masa tiende a ocupar totalmente el recipiente donde se pone.
- Incompresibilidad: propiedad del cuerpo liquido, el cual mantiene su volumen al variar las presiones aplicadas.

-
-
- Viscosidad: propiedad de las partículas fluidas de ofrecer mayor o menor facilidad a ser arrastradas por el movimiento de una de ellas. Se considera la viscosidad como rozamiento interno entre moléculas, que solo aparece cuando algunas de ellas están en movimiento y cesa en estado de reposo.
 - Índice de viscosidad: caracteriza el efecto de las variaciones de temperatura sobre la viscosidad, la cual varía según una ley logarítmica.

El componente neumático constituye el primer paso para transformar la mecanización en automatización, lo que da lugar a una sucesiva generación de aplicaciones. El aire comprimido puede utilizarse:

- Directamente como elemento de trabajo.
- Para accionamiento de motores, embragues, cilindros o herramientas.
- Regulado por medio de válvulas y elementos accesorios, para impulsar una gran variedad de fluidos y elementos mecánicos.
- En combinación con equipos oleohidráulicos, para obtener con un costo reducido ciclos de trabajos precisos y a base de grandes presiones.
- Con la electricidad, para accionamientos a largas distancias y para movimientos rotativos.

2.3- SISTEMA DE COMPRESION DE AIRE.

El aire atmosférico lo encontramos envolviendo todo el universo; sin embargo, para aumentar su presión, debemos producir una compresión a través de una máquina denominada compresor. El trabajo de compresión necesita del auxilio de un motor eléctrico o de combustión, que accione el compresor y lo ponga en movimiento. Independientemente del grupo compresor, hay que añadir aquellos equipos que permiten disminuir el grado hidrométrico del aire comprimido. El alto porcentaje de eficacia de un sistema de compresión de aire se basa en tres requisitos importantes:

- Mínima pérdida de presión.
- Mínima pérdida de aire por fugas.
- Mínima cantidad de agua en la red y en los puntos de utilización.

Un sistema de compresión de aire consta de:

- 1) Grupo de compresión (conjunto de motor, compresor, regulación, etc).
- 2) Refrigerador posterior (de agua o de aire).
- 3) Deposito principal (tanque de almacenaje).
- 4) Secador.
- 5) Tuberías (principal, secundaria y de servicios).
- 6) Grupos de acondicionamiento (filtro, regulador, lubricador)
- 7) Enchufes rápidos.

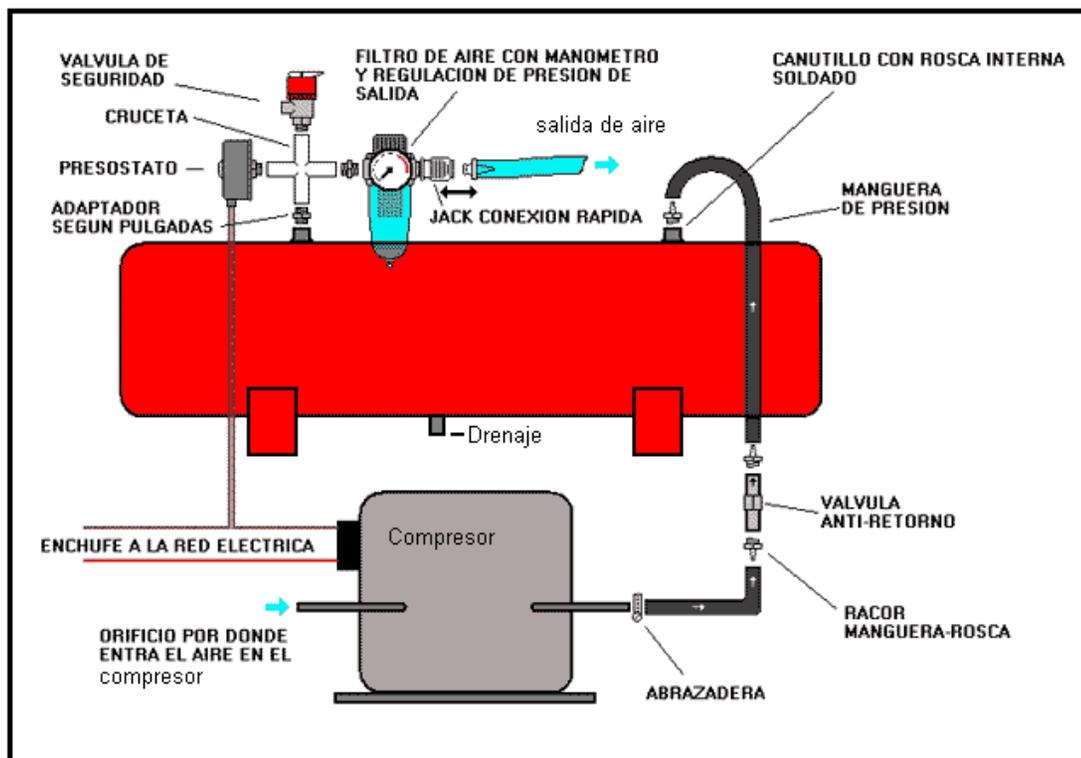


Figura N° 2.6 Sistema de compresión de aire y sus partes.

(Fuente: Referencia N°1)

Cada uno de estos apartados responde a una función a desempeñar, sin que se pueda alterar su orden de montaje, puesto que ello sería un perjuicio de la calidad y funcionamiento del sistema.

2.3.1- GRUPO DE COMPRESIÓN DE AIRE.

El elemento central de una instalación de compresión de aire es el compresor, encontrándose en el mercado diversidad de modelos que satisfacen las necesidades de la industria y de obras públicas.

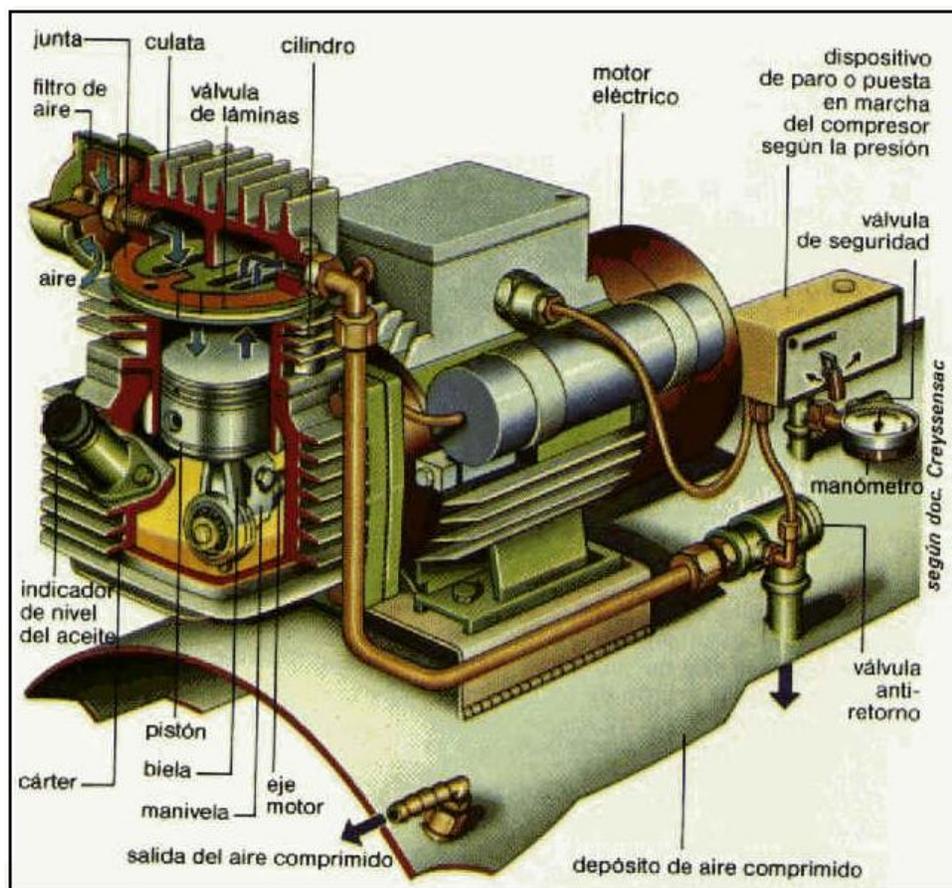


Figura N° 2.7 El compresor y sus partes.

(Fuente: Referencia N°1)

Se distinguen dos grupos de compresores: de pistón y rotativos, que a su vez se subdividen en otros grupos. Los compresores de pistón se clasifican en: monofásicos y bifásicos. Los primeros disponen de una sola fase de compresión. En los segundos, el aire se comprime en dos fases; en la primera fase se comprime hasta $30600,00 \text{ kg/m}^2$ (43,50 psi) y en la segunda fase se comprime hasta una presión máxima de $81600,00 \text{ kg/m}^2$ (120,00 psi).

En los compresores monofásicos la temperatura de salida del aire comprimido es de alrededor de los $180 \text{ }^\circ\text{C}$, y en los bifásicos, de alrededor de los $130 \text{ }^\circ\text{C}$, teniendo respectivamente, una posible variación de $\pm 20 \text{ }^\circ\text{C}$ y $\pm 15 \text{ }^\circ\text{C}$.

Por lo que respecta a compresores rotativos, fijamos la atención en los de Paletas y de Tornillo. Los compresores de paletas están constituidos por un motor Monobloque que gira alrededor de un eje excéntrico. En la aspiración, las paletas, que se aplican contra las paredes del cilindro por efecto de la fuerza centrífuga, deslizan sus ranuras hasta el punto de mínima excentricidad, situado en la parte alta del cilindro. El aire aprisionado en el volumen comprendido entre dos paletas consecutivas se comprime cuando la rotación continúa y el volumen disminuye. En los compresores de tornillo, dos rotores paralelos, macho y hembra, de forma helicoidal, giran en un carter y comprimen el aire en sus lóbulos de manera continua.

En los compresores de paletas la temperatura de salida del aire comprimido es de 60 y $62 \text{ }^\circ\text{C}$, para una temperatura ambiente de $20 \text{ }^\circ\text{C}$, y en los de tornillo, para la misma temperatura ambiente, se cifra de $70 \text{ }^\circ\text{C}$.

La presión de trabajo mas empleada en los sistemas neumáticos, es $66300,00 \text{ kg/m}^2$ (100,00 psi). Sin embargo, la presión máxima de trabajo de los compresores, según marca y modelo es $102000,00 \text{ kg/m}^2$ (145,00 psi).

2.3.2- REFRIGERADOR POSTERIOR.

En los sistemas de compresión de aire, el aire aspirado por el compresor entra a la presión y temperatura ambiente, o atmosféricas, con la consiguiente humedad relativa. En el ciclo de compresión, la temperatura aumenta y como consecuencia, se calienta el aire hasta un grado tal que toda la humedad contenida en el mismo pasara por el compresor al ser aspirado.

Se comprende, por lo tanto, que este aire comprimido caliente que descarga el compresor y que lleva vapor de agua, al irse enfriando por radiación y convección en el deposito principal y en las tuberías de distribución, y al descender su temperatura hasta igualar la temperatura ambiente, condensara la mayor parte de dicho vapor en forma de gotas de agua, las cuales serán arrastradas por el mismo flujo de aire hacia los lugares de utilización.

La temperatura del aire comprimido caliente que descarga el compresor, ya la conocemos por el apartado anterior que trata de los grupos de compresión. Entonces, la misión del refrigerador posterior consiste en rebajar esta temperatura hasta 25 °C a base de enfriar el aire, eliminando además, aproximadamente un 70-80% del agua y aceite contenidos en el aire.

Este enfriamiento se consigue empleando como agente refrigerante el agua o el aire. Los de agua, que se constituyen para colocarlos en posición vertical o horizontal, son los mas extendidos; los de aire, se reservan para resolver situaciones en donde el agua sea cara o existan dificultades en el suministro. Utilizan como elemento de refrigeración el aire producido por un grupo motor-ventilador.

2.3.8- DEPÓSITO PRINCIPAL.

El depósito principal está situado a la salida del compresor y sirve para regularizar el caudal de utilización. Además, equilibra las pulsaciones del aire procedentes del compresor y ayuda a entibiar el mismo, recogiendo en su fondo el aceite y el agua condensada, que se eliminan al exterior por medio de una purga automática.

2.3.9- SECADOR.

Los secadores son equipos destinados a tratar el aire o los gases comprimidos, para reducir en ellos su contenido de vapor de agua; así, al sufrir un ulterior enfriamiento hasta alcanzar una determinada temperatura límite (punto de rocío), no se presenta condensación alguna.

El secador frigorífico, como su mismo nombre lo indica, actúa a base de medios frigoríficos, teniendo por objeto reducir la humedad del aire comprimido, por enfriamiento del mismo, hasta una temperatura que oscila entre +2 °C y +3°C, a la presión de servicio.

Los secadores de absorción efectúan el secado mediante un adsorbente sólido de naturaleza re-generable, que retiene en un ciclo de absorción, el vapor de agua contenido en el fluido comprimido, eliminando este vapor mediante un segundo ciclo de absorción, al ser sometido dicho adsorbente a un adecuado proceso de reactivación.

El punto de rocío que puede obtenerse con estos equipos varía según el sistema de proceso elegido, pero en términos generales, fluctúa para atender desde una exigencia mínima de 20°C bajo cero hasta una de 80°C bajo cero, medidos sobre el

fluido comprimido una vez distendido a presión atmosférica y partiendo de una presión tipo.

Ambos secadores tienen notables actuaciones dentro del ámbito propio en que se desenvuelven. Los del modelo frigorífico caben en cualquier tipo de instalación, mientras que los de absorción son más idóneos en líneas de producción de un aire comprimido con más control de calidad.

2.3.10- TUBERÍAS (principal, secundaria y de servicio).

Son las canalizaciones que conducen al fluido comprimido. En ellas se produce la mayor pérdida de presión del aire comprimido, y, por consiguiente, antes de tomar una decisión, se deberá investigar con detalle cada una de sus aplicaciones, para así proporcionar un fuerte respaldo a la exactitud de los cálculos y determinar con propiedad los diámetros de tubería más convenientes, ya que la pérdida de presión para un caudal de aire prefijado es inversamente proporcional a la quinta potencia del diámetro.

Para conducciones normales, se admite una caída de presión equivalente a un 2 % de la presión de trabajo. En casos excepcionales, la pérdida de presión puede elevarse a 5100 kg/m^2 (7,25 psi).

El cálculo del diámetro de la tubería, puede efectuarse por medio de cualquiera de los ya conocidos ábacos o monogramas confeccionados para su estudio, atendiendo a las variables de presión, caída de presión, velocidad, longitud de tubería y caudal.

2.3.11- GRUPO DE ACONDICIONAMIENTO.

Es el conjunto compuesto de un filtro, un manorreductor con manómetro y un lubricador, destinados a dejar el fluido en condiciones correctas de utilización.

Todos los fabricantes de elementos neumáticos recomiendan que conviene disponer, antes de la entrada del aire, un grupo de acondicionamiento para el filtrado, regulación de la presión y lubricación de los equipos. La razón no es en modo alguno arbitraria, sino primordial, en el sentido de que ello es esencial para el buen funcionamiento de los dispositivos neumáticos, puesto que consolida las bases de un suministro de aire exento de contaminantes, limita las fluctuaciones de la presión y da lugar a una lubricación con aceite limpio y de calidad apropiada.

En el mercado se puede encontrar un muestrario extenso de estos grupos. Los hay con depósitos de plástico o de metal y para tuberías desde 4,76 mm (1/8 de pulgada) hasta 257,18 mm (10 pulgadas).

2.3.12- ENCHUFES RAPIDOS.

Permiten realizar la conexión de tuberías (generalmente flexibles). Los tipos normales de acoplamientos por racores de enchufes existentes en el mercado, son los de garras y los de tipo rápido con cierre automático. Se suministran roscas de 4,76 mm (1/8 de pulgada) a 28,58 mm (1 pulgada) y para mangueras desde 6 mm hasta 22 mm de diámetro.

2.4- SISTEMAS HIDRONEUMÁTICOS

Los sistemas hidroneumáticos son una consecuencia de los sistemas de compresión de aire. Por medio del aire comprimido se transvasa un líquido de una manera continua, elevando la presión hasta un valor predeterminado y manteniéndola indefinidamente.

Un sistema hidroneumático está compuesto por un compresor neumático y un depósito donde se almacenan el líquido y el aire comprimido. En virtud de esto, resulta que la presión a la cual se eleva el líquido está en función, por una parte, de la presión del aire admitido dentro del depósito, y por otra parte del producto de la superficie útil entre el aire y el líquido.

Se puede obtener una gama de presiones hidráulicas, entre el mínimo y el máximo característicos de cada tipo de compresor, por simple regulación de un descompresor de aire colocado sobre la tubería de alimentación de aire. Cuando la presión alcanza el valor deseado, el compresor se detiene de una manera automática y conserva indefinidamente esta presión sin consumo de aire comprimido. Si por alguna razón la presión hidráulica desciende por debajo del valor fijado, el compresor se pone en marcha automáticamente hasta que dicha presión queda restablecida.

Esta cualidad de poder mantener la presión hidráulica largo tiempo sin consumo de aire, hace que el sistema hidroneumático sea asequible para aquellos trabajos en que se precisa una presión constante, como puede ser: Cilindros hidráulicos diversos, Maquinas hidráulicas, Pruebas hidráulicas a presión, etc.

Los Sistemas Hidroneumáticos se basan en el principio de compresibilidad o elasticidad del aire cuando es sometido a presión, funcionando de dos formas diferentes pero bajo el mismo principio que se explican a continuación:

En el primer caso el agua que es suministrada desde el acueducto público u otra fuente, es retenida en un tanque de almacenamiento; de donde, a través de un sistema de bombas, será impulsada a un recipiente a presión (de dimensiones y características calculadas en función de la red), y que posee volúmenes variables de agua y aire. Cuando el agua entra al recipiente aumenta el nivel de agua, se comprime el aire y aumenta la presión, cuando se llega a un nivel de agua y presión máxima determinada ($P_{m\acute{a}x.}$), se produce la señal de parada de bomba y el tanque queda en la capacidad de abastecer la red; cuando los niveles de presión bajan a los mínimos preestablecidos ($P_{m\acute{i}n.}$) se acciona el mando de encendido de la bomba nuevamente.

En el segundo caso (el cual es de interés para el tema que concierne) el agua es suministrada al recipiente de presión (de dimensiones y características calculadas en función de la demanda), hasta cierto nivel preestablecido una sola vez y que posee volúmenes variables de agua y aire. Luego se suministra aire al recipiente a través de un compresor el cual comprime el aire y aumenta la presión, cuando se llega a una presión máxima determinada con un nivel de agua constante (P_{max}), se produce la señal de parada del compresor y el recipiente queda en capacidad de abastecer las necesidades o una red de abastecimiento portátil; Cuando los niveles de presión bajan a los mínimos preestablecidos (P_{min}) debido al consumo de agua, se acciona el mando de encendido del compresor nuevamente.

Como se observa en ambos casos la presión varía entre $P_{m\acute{a}x}$ y $P_{m\acute{i}n}$, y tanto las bombas como el compresor prenden y apagan continuamente. El diseño del sistema debe considerar un tiempo mínimo entre los encendidos de las bombas y los compresores conforme a sus especificaciones, un nivel de presión mínimo conforme al requerimiento de presión de instalación y un nivel de presión máxima, que sea tolerable por la instalación y proporcione una buena calidad de servicio.

Usualmente se considera un diferencial de presión de 7031.00 kg/m^2 (10.00 psi), lo que puede resultar exagerado, ya que en el peor de los casos la presión varía permanentemente entre 3515.50 kg/m^2 (5.00 psi) y 10546.50 kg/m^2 (15.00 psi). Este hecho es el que los usuarios notan, ya que estas variaciones en la presión se traducen en fluctuaciones del caudal de agua. En efecto, el caudal a una presión de 10546.50 kg/m^2 (15.00 psi) es un 35% superior al que se tiene, si la presión es de 3515.50 kg/m^2 (5.00 psi). Una instalación con sistema hidroneumático, calculado según lo anterior, consumirá un 18 % más de agua por el hecho de tener que aumentar la presión sobre el mínimo, este aumento conlleva a una pérdida de energía importante.

Mientras mayor sea el diferencial de presión y menor el tiempo entre partidas de los motores, más pequeña resulta la capacidad del tanque de presión. Las bombas o los compresores estarán funcionando entre dos puntos de operación de presión y por consiguiente de caudal, por lo que al no ser un punto único, no podrá estar permanentemente en su punto óptimo de eficiencia.

El reglamento de Instalaciones hidroneumáticas obliga a que la capacidad de las bombas o compresores sea un 125% del gasto máximo probable a la presión mínima requerida para el sistema, a fin de asegurar abastecer la demanda máxima al mismo tiempo que se llena el tanque de presión.

2.5- COMPONENTES DEL SISTEMA HIDRONEUMÁTICO

Un sistema hidroneumático debe estar constituido por los siguientes componentes:

-
-
- Un tanque de presión: Consta de un orificio de entrada y uno de salida para el agua (en este se debe mantener un sello de agua para evitar la entrada de aire en la red de distribución), y otro para la inyección de aire en caso de que este falte.
 - Un número de bombas o compresores acorde con las exigencias del uso.
 - Interruptor eléctrico para detener el funcionamiento del sistema, en caso de faltar agua en el sistema.
 - Llaves de purga en las tuberías de drenaje.
 - Válvula de retención en cada una de las tuberías de descarga de los compresores o bombas al estanque hidroneumático.
 - Conexiones flexibles para absorber las vibraciones.
 - Llaves de paso entre la bomba o el compresor y el equipo hidroneumático; entre estos y el sistema de distribución.
 - Manómetro.
 - Válvulas de seguridad.
 - Dispositivo para control automático de la relación aire/agua.
 - Interruptores de presión para arranque a presión mínima y parada a presión máxima, arranque aditivo de la bomba en turno y control del compresor.
 - Indicador exterior de los niveles en el tanque de presión.
 - Tablero de potencia y control de motores.
 - Dispositivo de drenaje del tanque hidroneumático y su correspondiente llave de paso.
 - Compresor u otro mecanismo que reponga el aire perdido en el tanque hidroneumático.

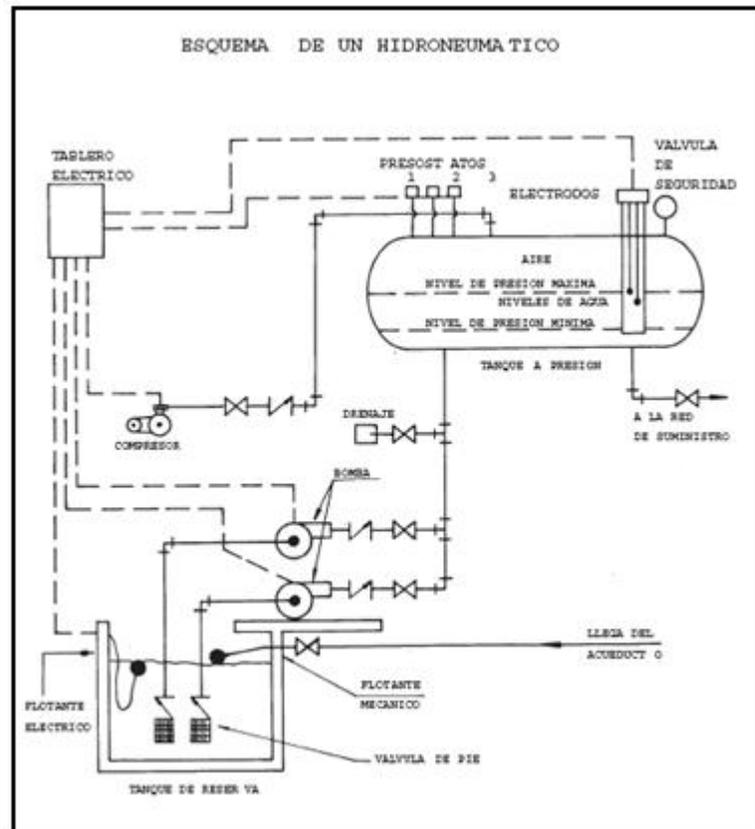


Figura N° 2.8 Esquema de un sistema hidroneumático.

(Fuente: Referencia N°1)

2.6- DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS DEL SISTEMA.

Para poder entrar en el cálculo de cargas de un sistema hidroneumático, primero se estudiarán algunas teorías y ecuaciones fundamentales de la hidráulica.

2.6.1- ECUACION DE CONTINUIDAD.

La ecuación de continuidad es una consecuencia del principio de la conservación de la masa, el cual expresa que para un flujo permanente, la masa de

fluido que atraviesa cualquier sección de un conducto por unidad de tiempo es constante y se calcula de la siguiente manera:

$$w_1 * A_1 * \vec{V}_1 = w_2 * A_2 * \vec{V}_2 = w_3 * A_3 * \vec{V}_3 \text{ (kg/seg) (1)}$$

Para fluidos incompresibles se tiene que el peso específico $w_1 = w_2 = w_3$, y por lo tanto, la ecuación se transforma en :

$$A_1 * \vec{V}_1 = A_2 * \vec{V}_2 = A_3 * \vec{V}_3 \text{ (m}^3\text{/seg) (2)}$$

lo que nos da para tuberías circulares:

$$Q = A * \vec{V} = \Pi * d^2 * \vec{V} \text{ (3)}$$

Donde:

Q = Caudal (m³/seg)

A = Área de la sección transversal del tubo (m²)

d = Diámetro interno del tubo (m)

\vec{V} = Velocidad media de la corriente (m/seg).

w = peso específico del agua (kg/m³)

2.6.2- ECUACION GENERAL DE LA ENERGIA.

2.6.2.1- TEOREMA DE BERNOULLI.

El teorema de Bernoulli es una forma de expresión de la aplicación de la energía al flujo de fluidos en tubería. La energía total en un punto cualquiera por encima de un plano horizontal arbitrario, fijado como referencia, es igual a la suma de

la altura geométrica (Energía Potencial), la altura debida a la presión (Energía de Presión) y la altura debida a la velocidad (Energía Cinética), es decir:

$$H = Z + \frac{P}{w} + \frac{V^2}{2 * g} \quad (4)$$

donde:

H = Energía total en un punto

Z = Energía Potencial

$\frac{P}{w}$ = Energía de presión

w = Peso Especifico del agua

$\frac{V^2}{2 * g}$ = Energía Cinética

g = Aceleración de la gravedad

Debido a que existen pérdidas y/o incrementos de energía, estos se deben incluir en la ecuación de Bernoulli. Por lo tanto, el balance de energía para dos puntos de fluido puede escribirse, considerando las pérdidas por rozamiento (h_f) de la siguiente manera:

$$Z_1 + \frac{P_1}{w} + \frac{V_1^2}{2 * g} = Z_2 + \frac{P_2}{w} + \frac{V_2^2}{2 * g} + h_f \quad (5)$$

2.6.2.2- TIPOS DE FLUJOS.

Existen dos tipos de flujos dentro de una tubería:

° Flujo Laminar: Es aquel en que sus partículas se deslizan unas sobre otras en forma de láminas, por lo tanto, el balance de energía para dos puntos de fluido puede formar un perfil de velocidades simétrico y en forma de parábola.

° Flujo Turbulento: Es aquel cuyas partículas se deslizan en forma desordenada.

En ambos casos la velocidad en el perfil de velocidades, varía de una máxima (en la zona central) a una mínima (en la zona de contacto con las paredes del tubo). Osborne Reynolds dedujo que el régimen de flujo en tuberías depende de los cuatro factores siguientes:

- Diámetro de la tubería (d) [m]
- Densidad del fluido (ρ) [kg/m^3]
- Viscosidad (μ) [$\text{N}\cdot\text{s/m}^2$]
- Velocidad del flujo (\vec{V}) [m/s]
- Viscosidad Cinemática (ν) [m^2/s]

Combinando estos cuatro valores Reynolds obtuvo la ecuación siguiente:

$$Re = \frac{d * \vec{V} * \rho}{\mu} = \frac{d * \vec{V}}{\frac{\mu}{\rho}} = \frac{d * \vec{V}}{\nu} \quad (6)$$

2.6.2.3- FRICCIÓN EN TUBERÍAS.

En esta sección se tratarán las pérdidas de energía que sufre un fluido, en su trayectoria dentro de una tubería debido a la fricción de éste con las paredes de la misma, así como también, las pérdidas causadas por los cambios de dirección, contracciones y expansiones a todo lo largo de una red de distribución.

La pérdida de energía de un fluido dentro de una tubería, se expresa como pérdida de presión o pérdida de carga en el mismo.

2.6.2.4- CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE CARGA POR FRICCIÓN EN TUBERÍA RECTA.

Para el cálculo de las pérdidas de carga se ha tomado como base la fórmula de Hazen & Williams para tuberías de hierro galvanizadas de uso común. A

continuación se presenta la ecuación (en ambos sistemas de unidades) para la estimulación de la misma.

En el sistema métrico tenemos:

$$j \% = 1.6595 * K * \frac{Q^{1,852}}{d^{4,8708}} \quad (7)$$

Reordenando nos queda:

$$j \% = \left[\frac{131.455 * Q}{C * d^{2,63}} \right]^{1,852} \quad (7.1)$$

Donde:

$j\%$ = porcentaje de pérdidas por fricción [m]

C = Constante de rugosidad [adimensional]

Q = Caudal pasante [lts/min]

d = Diámetro interior del tubo [m]

En el sistema inglés tenemos:

$$j \% = 0.2083 * K * \frac{Q^{1,852}}{d^{4,8708}} \quad (7.2)$$

Donde:

$j\%$ = porcentaje de pérdida por fricción [pies].

$K = (100/C)^{1,852}$ corrección por rugosidad.

Q = Caudal pasante en [GPM].

d = Diámetro interno [pulg].

El término independiente se ajusta a las unidades.

Esta ecuación da resultados bastantes exactos con agua a 60 °F (15.6°C), la cual a esa temperatura tiene una viscosidad cinemática en el orden de 1,1.

Dado que la viscosidad del agua varía según la temperatura, pueden existir variaciones mensurables en la aplicación de las fórmulas, que van desde un incremento del 20% en temperaturas cercanas a 100 °C. En temperaturas comprendidas entre 15 °C y 24 °C la ecuación tiene una exactitud por este concepto de $\pm 5\%$.

El coeficiente de rugosidad "C" varía según el tipo de tubería a utilizar y los valores que se muestran en la tabla son los más aceptados comúnmente en cálculo y diseño. Determinado el valor porcentual de fricción, nos interesa además conocer el valor de la velocidad del agua, esto lo determinaremos despejando " \vec{V} " de la ecuación N° 3, la cual nos queda realizando los cambios convenientes, como:

$$\vec{V} = \frac{Q [l/min]}{4,7124 * d^2 [cm]} = [m/s] \quad (8)$$

Ya que este valor nos debe servir para determinar si la tubería está dentro de un rango lógico de selección y que para la misma es siempre recomendable, que el mínimo caudal pasante no alcance valores inferiores a 0,60 m/s, para evitar la sedimentación, ni que superen, los 3 m/s, para evitar ruidos en la tubería

2.6.2.5- PERDIDAS DE PRESIÓN EN VÁLVULAS Y CONEXIONES.

Cuando un fluido se desplaza uniformemente por una tubería recta, larga y de diámetro constante, la configuración del flujo indicada por la distribución de la velocidad sobre el diámetro de la tubería adopta una forma característica. Cualquier obstáculo en la tubería cambia la dirección de la corriente en forma total o parcial, altera la configuración característica de flujo y ocasiona turbulencia, causando una pérdida de energía mayor de la que normalmente se produce en un flujo por una tubería recta.

Ya que las válvulas y accesorios en una línea de tubería alteran la configuración de flujo, producen una pérdida de presión adicional la cual se puede determinar por:

$$hf = \frac{K * \bar{V}^2}{2 * g} \quad (9)$$

Donde:

hf = Caída de presión [m]

K = Coeficiente de resistencia según el tipo específico de válvula o conexión.

2.6.2.6- PRESIONES RESIDUALES.

La presión residual, es aquella presión óptima, la cual debe vencer el sistema de bombeo para poder mandar el agua hasta un punto deseado, el cual es considerado hidráulicamente como el más desfavorable.

2.6.2.7- CARGA O ALTURA DINÁMICA TOTAL DE BOMBEO (A.D.T.).

La Altura Dinámica Total de bombeo representa todos los obstáculos que tendrá. que vencer un líquido impulsado por una máquina (expresados en metros de columna del mismo) para poder llegar hasta el punto específico considerado como la toma mas desfavorable. La expresión para el cálculo de A.D.T. proviene de la ecuación de Bernoulli y es como sigue:

$$ADT = h + \sum hf + \frac{\bar{V}^2}{2 * g} + hr \quad (10)$$

Donde:

h = Altura geométrica entre el nivel inferior y el superior del líquido [m].

$\sum hf$ = La sumatoria de todas las pérdidas (tanto en tubería recta como en accesorios) que sufre el fluido entre el nivel de succión y el de descarga [m].

$$\frac{\bar{v}^2}{2 \cdot g} = \text{Energía cinética o presión dinámica [m].}$$

hr = Es la presión residual que debe vencer la bomba cuando el fluido llegue a su destino o punto mas desfavorable [m].

2.6.2.8- CALCULO DE A.D.T.

La expresión de la ecuación la A.D.T. se ve modificada en función de la configuración del sistema y del tipo de succión positiva o negativa (si el nivel del liquido se encuentra por encima o por debajo respectivamente del eje de la bomba o del compresor) a la cual estará sometido. En la medida de lo posible es conveniente colocar la bomba con succión positiva, ya que así se mantiene la misma llena de fluido, a la vez que se le disminuye el A.D.T., debido a la presión adicional agregada por la altura del líquido.

Para mayor comprensión en el cálculo del A.D.T. a continuación se presentan tres casos (entre otros conocidos), cada uno con su respectiva expresión de la ecuación del A.D.T.

CASO 1:

Representa una succión negativa, donde se indica claramente los tramos de succión y descarga con sus respectivos accesorios. Se tendrá. Entonces en la tubería de succión una caída de presión por efecto del roce que se denotará hfs, una velocidad Vs, una altura de succión hs y un diámetro de succión Ds. En la descarga se tendrá una perdida hfd, una velocidad de descarga Vd, una altura de descarga hd y un diámetro de descarga Dd al cual se considera como el inmediato superior al de la succión. Para este primer caso y considerando cada tramo por separado la ecuación para la Altura Dinámica Total queda de la siguiente forma:

$$ADT = (hd + hs) + hfs + hfd + \frac{V^2}{2 \cdot g} + hrs + hrd \quad (10.1)$$

En este caso al encontrarse ambos tanques abiertos a la atmósfera las presiones hrs y hrd se anulan.

CASO 2:

Representa dos tanques, uno inferior y otro superior los cuales se encuentran sellados y poseen una presión residual hrs y hrd. En la ecuación de ADT la presión hrd tiene que sumarse mientras que la presión hrs debe restarse por ser energía adicional que va a tener el sistema y que va ayudar al trabajo de bombeo. La ecuación del ADT resultante es:

$$ADT = (hd + hs) + hfs + hfd + \frac{V^2}{2 \cdot g} + hrs - hrd \quad (10.2)$$

Si solamente se tiene el tanque superior a presión y el inferior abierto a la atmósfera, de la ecuación anterior se elimina hrs, si en cambio es el superior abierto a la atmósfera y el inferior cerrado y presurizado de la ecuación se elimina el término hrd.

CASO 3:

Representa una succión positiva, la altura geométrica que la bomba debe vencer en este caso es menor, para este caso el ADT será:

$$ADT = (hd - hs) + hfs + hfd + \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (10.3)$$

Al encontrarse ambos tanques abiertos a la atmósfera, las presiones residuales h_{rs} y h_{rd} se eliminan. Si en cambio el tanque de descarga se mantiene con una determinada presión, a la ecuación anterior se le suma el valor de h_{rd} y si además el tanque de succión se mantiene también presurizado, a la misma ecuación se le restará h_{rs} .

2.7- CICLOS DE BOMBEO.

Se denomina ciclos de bombeo al número de arranques de una bomba o un compresor en una hora. Cuando se dimensiona un tanque se debe considerar la frecuencia del número de arranques del motor. Si el tanque es demasiado pequeño, la demanda de distribución normal extraerá el agua útil del tanque rápidamente y los arranques de las bombas y compresores serán demasiado frecuentes. Un ciclo muy frecuente causa un desgaste innecesario de la bomba y el compresor y un consumo excesivo de potencia.

Por convención se usa una frecuencia de 4 a 6 ciclos por hora, el ciclo de cuatro (4) arranques/hora se usa para el confort del usuario y se considera que con más de seis (6) arranques/hora puede existir un sobrecalentamiento del motor, desgaste innecesario de las unidades de bombeo y excesivo consumo de energía eléctrica. El punto en que ocurre el número máximo de arranques, es cuando el caudal de demanda de la red alcanza el 50% de la capacidad de la bomba. En este punto el tiempo que funcionan las bombas iguala al tiempo en que están detenidas. Si la demanda es mayor que el 50%, el tiempo de funcionamiento será más largo; cuando la bomba se detenga, la demanda aumentada extraerá el agua útil del tanque más rápidamente, pero la suma de los dos periodos, será más larga.

Una vez calculado el Caudal Máximo Probable de agua correspondiente a un sistema de distribución, así como, los diámetros y presión mínimas requeridos por

la red, (según los métodos explicados en los capítulos I y II respectivamente), y tomada la decisión de instalar un sistema hidroneumático, se deben tomar en cuenta un grupo de factores los cuales se explicaran en la secciones siguientes.

2.8- PRESIONES DE OPERACION DEL SISTEMA HIDRONEUMATICO.

2.8.1- PRESION MINIMA.

La presión mínima de operación del cilindro en el sistema hidroneumático deberá ser tal que garantice en todo momento, la presión requerida (presión residual) en la toma más desfavorable, y podrá ser determinada por la ecuación siguiente:

$$P_{min} = h + \sum hf + \frac{v^2}{2 \cdot g} + hr \quad (11)$$

2.8.2- PRESIÓN DIFERENCIAL Y MÁXIMA.

El artículo número 205 de la Gaceta Oficial 4.044 Extraordinario de las normas COVENIN, recomienda que la presión diferencial, no sea inferior a 14 metros de columna de agua (20 psi). Sin embargo, no fija un limite máximo que se pueda utilizar, por lo que hay que tener en cuenta que al aumentar el diferencial de presión, aumenta la relación de eficiencia del cilindro considerablemente y por lo tanto reduce en tamaño final del mismo; pero aumentar demasiado el diferencial puede ocasionar inconvenientes pequeños, tales como un mayor espesor de la lámina del tanque, elevando así su costo y obligando a la utilización de bombas o compresores de mayor potencia para vencer la presión máxima, o graves, tales como fugas en las piezas del sistema y acortamiento de su vida útil. La elección de la Presión Máxima se prefiere dejar al criterio del proyectista.

2.9- DIMENSIONAMIENTO DE LAS BOMBAS O COMPRESORES Y MOTORES.

La primera consideración al seleccionar el tamaño de las bombas y compresores, es el hecho de que deben ser capaces por sí solos de abastecer la demanda máxima dentro de los rangos de presiones y caudales, existiendo algunas veces una bomba o un compresor adicional para alternancia con el (los) otro (s) y para cubrir entre todos, por lo menos el 140 % de la demanda máxima probable.

2.9.1- NÚMERO DE BOMBAS Y CAUDAL DE BOMBEO.

Como ya fue mencionado, solo es permitido el uso de un sistema de bombeo en el caso de un sistema pequeño; en cualquier otro tipo de sistemas deben seleccionarse dos o más unidades de bombeo.

Ya que se debe dejar una unidad de bombeo de reserva para la alternancia y para confrontar caudales de demanda súper-pico, se deberá usar el siguiente criterio: La suma total de los caudales de las unidades de bombeo utilizados no debe ser nunca menor del 140 % del caudal máximo probable calculado en el sistema.

2.9.2- POTENCIA REQUERIDA POR LA BOMBA Y EL MOTOR.

La potencia de la bomba para un sistema hidroneumático podrá calcularse por la misma ecuación N°14, la cual se repite en esta sección, utilizada en el cálculo del sistema de tanque a tanque:

$$HP = \frac{Qb [lts/s] * H [m]}{75 * n} \quad (12)$$

Las bombas deben seleccionarse para trabajar contra una carga por lo menos igual a la presión máxima en el tanque hidroneumático.

La potencia del motor eléctrico que accione la bomba o el compresor será calculada según las mismas consideraciones utilizadas en el cálculo de los sistemas de tanque a tanque, las cuales se reproducen aquí:

Potencia del motor seleccionado = 1,3 * potencia del motor trifásico

Potencia del motor seleccionado = 1,5 * potencia del motor monofásico

2.9.3- CÁLCULO DEL COMPRESOR.

Siendo la función del compresor la de reemplazar el aire que se pierde por absorción del agua y por posibles fugas, su tamaño es generalmente pequeño. Debe vencer una presión superior a la máxima del sistema, y su capacidad no pasa de pocos pies cúbicos de aire por minuto. En efecto, el agua tiene una capacidad de disolver a 15 °C y a 14,696 psi (10,34m de columna de agua) 21,28 dm³ de aire por cada metro cubico de agua, suponiendo que esta agua no tuviera ninguna materia en solución. Ahora bien, la capacidad de solución del agua está ya en parte agotada por el cloro de desinfección; por lo tanto el compresor necesario para reponer el aire absorbido por el agua debe ser muy pequeño.

Al seleccionar un compresor debe asegurarse que su capacidad Q_c sea mayor al consumo total del sistema Q_o . Cuando el sistema de regulación es discontinuo (arranque-parada ó carga-descarga) el suministro de aire del compresor se detendrá al alcanzar un valor de presión previamente fijado.

Q_c : Caudal del compresor [lts/s].

Q_o : Caudal de demanda [lts/s].

El consumo continuará, con lo cual la presión disminuirá hasta llegar al valor P_1 (Presión mínima), en donde se ha establecido el arranque del compresor ó carga.

P_1 = Presión mínima de trabajo del sistema.

P_u = Presión máxima de trabajo del sistema.

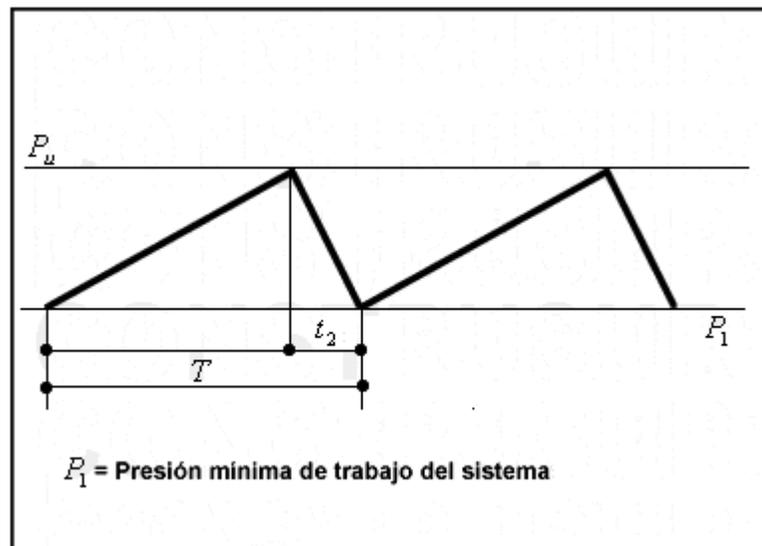


Figura N° 2.9 Ciclos de carga y descarga.

(Fuente: Referencia N°3)

Durante el período de carga (t_1) el compresor suministra la cantidad de aire Q_c por unidad de tiempo, mientras que el consumo será Q_o

La cantidad de aire que puede almacenarse será:

$$\Delta V = \frac{Q_c - Q_o}{t_1} \text{ [lts]} \quad (13)$$

Durante el periodo de descarga esta cantidad de aire almacenada será consumida:

$$\Delta V = Q_o * t_2 \quad (14)$$

Introduciendo el factor de consumo K

$$K = \frac{Q_o}{Q_c} \quad (15)$$

Se obtiene:

$$\Delta V = (1 - K) * Q_c * t_1 \quad (16)$$

$$\Delta V = K(Q_c * t_2) \quad (17)$$

Igualando estas dos ecuaciones se obtiene:

$$(1 - K) * t_1 = K * t_2 \quad (18)$$

O bien:

$$t_1 = \frac{K * t_2}{1 - K} \quad y \quad t_2 = \left(\frac{1 - K}{K}\right) * t_1 \quad (19)$$

Sabiendo que

$$T = t_1 + t_2 \quad (20)$$

$$T = \frac{K * t_2}{1 - K + t_2} = \frac{t_2}{1 - K} \quad (21)$$

$$T = \left(\frac{1 - K}{K}\right) * t_1 + t_1 = \frac{t_1}{K} \quad (22)$$

Frecuencia por definición es la inversa del periodo:

$$F = \frac{1}{T} = \frac{K}{t_1} = \frac{1 - K}{t_2} \quad (23)$$

Despejando t_1

$$F = \frac{(K * (1 - K) * Q_c)}{\Delta V} \quad (24)$$

Esta frecuencia será máxima cuando el factor $K * (1 - K)$ sea máximo. Esto ocurrirá cuando $K = 0,5$

$$F_{max} = \frac{0,25 * Qc}{\Delta V} \quad (25)$$

Se debe procurar que el ciclo de trabajo no sea demasiado corto pues ello traerá como consecuencia desgaste de los componentes del compresor y el equipo eléctrico. La recomendación es limitar el ciclo de trabajo como mínimo a T = 30 segundos.

Los datos que suministra la experiencia, son resumidos en diferentes tablas y reglas, por ejemplo según la firma PEERLES PUMP DIVISION, compresores con capacidad de 28.317 cm³ a 56.634 cm³ por minuto (1 a 2 pies cúbicos por minuto) por cada 3.785 Litros (1000 galones) de capacidad total del tanque, han sido encontrados satisfactorios para muchas instalaciones.

Los compresores deben estar accionados por interruptores de nivel y de presión, para asegurar el mantenimiento de las proporciones debidas de agua y aire. En los tanques de capacidad, iguales o mayores a 1200 litros (320 galones), es preferible usar para la recarga del aire un compresor del tipo convencional, de capacidad y presión adecuada para el sistema, movidos por un motor eléctrico mandado por un sistema de control, el cual normalmente funciona mediante un sistema de combinación entre presión y nivel de agua, de manera que se pueda controlar el trabajo del compresor.

2.9.4- DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE A PRESIÓN.

El cálculo y dimensionamiento de recipientes a presión es un procedimiento útil y esencial que permite estudiar su comportamiento y conocer, si bajo los posibles escenarios de operación, el diseño provisto garantiza un desempeño óptimo. Predecir el desempeño de recipientes a presión puede ser útil, por ejemplo, para la localización de posibles lugares de falla durante distintas etapas en la operatoria de un proceso

industrial, como también para la optimización del diseño. Un medio agresivo puede ir deteriorando el recipiente, con la consecuente disminución de su espesor; siendo relevante la medición del mismo utilizando técnicas apropiadas. Los resultados obtenidos, a través de la implementación del cálculo, se encuentran en una satisfactoria aproximación con los resultados surgidos de la aplicación, conforme a la degradación que se ocasiona en el tiempo y a los esfuerzos a los que está sometido el recipiente.

Como parte integrante de todo sistema de aire comprimido existen uno o varios depósitos para el fluido comprimido. Las principales funciones de los depósitos de aire son: 1 Almacenar aire para suplir las demandas pico superiores a la capacidad del compresor. 2 Contribuir al enfriamiento y separación del condensado. 3 Amortiguar las pulsaciones del compresor.

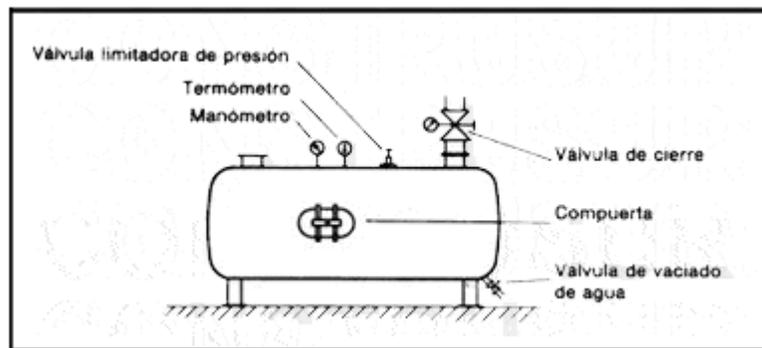


Figura N° 2.10 Esquema general de un tanque de sistema hidroneumático.

(Fuente: Referencia N°3)

El dimensionamiento del tanque a presión, se efectúa tomando como parámetros de cálculo el caudal de bombeo (Q_b), los ciclos por hora (U), y las presiones de operación, el procedimiento es resumido en cuatro pasos, cada uno con su respectiva ecuación:

a. - Determinación del tipo de ciclo de bombeo (T_c).

Representa el tiempo transcurrido entre dos arranques consecutivos de las bombas, y se expresa como sigue:

$$T_c = \frac{1 \text{ hora}}{U} \quad (26)$$

Donde:

U = Número de ciclos por hora.

b.- Determinación del volumen útil del tanque (V_u).

Es el volumen utilizable del volumen total del tanque y representa la cantidad de agua a suministrar entre la presión máxima y la presión mínima.

$$V_u = \frac{T_c * Q (\text{bombeo})}{4} \quad [\text{Its}] \quad (27)$$

c. - Cálculo del porcentaje del volumen útil (% V_u)

Representa la relación entre el volumen utilizable y el volumen total del tanque y se podrá calcular a través de la siguiente ecuación:

$$\% V_u = \frac{90 * (P_{max} - P_{min})}{P_{max}} \quad (28)$$

Donde:

P_{max} = Es la presión máxima del sistema

P_{min} = Es la presión mínima del sistema

Nota: Tanto la P_{max} como la P_{min} serán dados como presiones absolutas.

d.- Cálculo del volumen del tanque (V_t).

$$V_t = \frac{V_u}{\%V_u/100} \quad (29)$$

c.- Cálculo de los esfuerzos a lo largo de la estructura del tanque y del espesor de la lámina.

En este trabajo se efectúa un análisis de las tensiones que se originan en un recipiente acumulador de aire comprimido utilizado como pulmón de equipos hidroneumáticos, existentes en diferentes aplicaciones. Se toman como base las características del tipo de material con el cual está fabricado. Esta verificación analítica sigue con la normativa internacional American Society of Mechanical Engineers (ASME) VIII División 1.

Para que el cálculo de los tanques a presión sea preciso es necesario conocer las siguientes características: Denominación, Función, volumen, Presión de trabajo, máxima temperatura de trabajo, forma de la envolvente, forma de los cabezales, tipo de costura, materiales de fabricación y dispositivos que se van a conectar.

Los recipientes a presión están sujetos a diversas cargas, que causan esfuerzos de diferentes intensidades en los componentes del recipiente. El tipo de intensidad de los esfuerzos es una función de la naturaleza de las cargas, de la geometría del recipiente y su construcción. Las cargas a las que se encuentra sometido un recipiente a presión son las siguientes:

- Presión interna o externa.
- Peso del recipiente y su contenido.
- Reacciones estáticas del equipo auxiliar, tuberías, revestimiento, apoyos, piezas internas.

-
-
- Reacciones cíclicas y dinámicas debidas a la presión o a las variaciones térmicas.
 - Reacciones por impacto debido a choque hidráulico.
 - Gradientes de temperatura y expansión térmica diferencial.

La verificación de las tensiones en la envolvente cilíndrica de este tipo de estructuras se realiza a través de las conocidas expresiones siguientes:

$$\sigma_t = \frac{p_i * r_i}{t} \quad (30)$$

Donde:

σ_t = esfuerzo circunferencial [kg/m²]

p_i = presión interior [kg/m²]

r_i = radio interior [m]

t = espesor [m]

Esta expresión es aplicable en zonas alejadas de los extremos del recipiente. Cuando los conductos son cerrados, como es el caso de los recipientes estudiados, se generan esfuerzos longitudinales σ_l , uniformemente distribuidas sobre el área de la sección transversal del conducto, cuya expresión está dada por:

$$\sigma_l = \frac{p_i * r_i}{2t} \quad (31)$$

La presión uniforme, interna o externa induce en la costura longitudinal un esfuerzo unitario igual al doble del que obra en la costura circunferencial, por la geometría misma del cilindro.

La verificación del estado esfuerzo en los cabezales semielípticos, se realiza por métodos alternativos de análisis, como el método de los elementos finitos. Por un lado por la particularidad de su forma y por otro pues poseen generalmente aberturas

en sus paredes que se utilizan para entradas y salidas de fluidos, los cuales producen concentraciones de esfuerzos que dificultan su análisis por metodologías más simples.

2.10- METODOLOGÍA DEL DISEÑO

2.10.1- Introducción

“El *diseño* es el proceso mediante el cual transformamos recursos (materiales, humanos, etc.) en máquinas, productos o sistemas, con la finalidad de satisfacer una necesidad”¹.

Como puede deducirse de la definición, el diseño parte de una necesidad o problema que debe ser resuelto, y la mayoría de las veces son múltiples las soluciones, pero deben analizarse todas, de manera de elegir la más adecuada a la situación planteada, y esto puede requerir un proceso iterativo en el cual se idea algo y se compara con las limitaciones y requerimientos impuestos por el problema, así como con las soluciones anteriores (aprovechando la información que cada una de ellas ha proporcionado), para decidir cual es el diseño que da la mejor solución al caso en estudio. Pero la mejor forma de visualizar este proceso es mediante un esquema, como el que muestra la figura N° 2.11

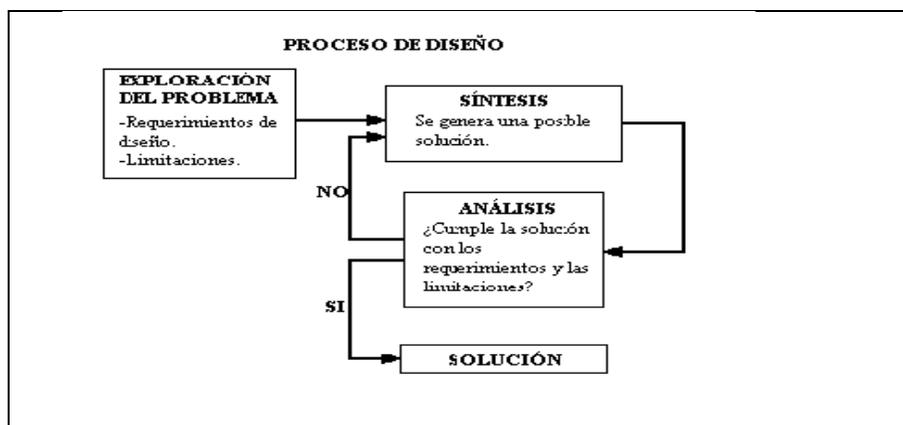


Figura N° 2.11 Proceso de Diseño

(Fuente: Referencia N°4)

Pero es fundamental en este proceso el saber tomar decisiones ya que siempre existirán múltiples soluciones y en cada caso se debe elegir la más adecuada al problema en estudio, tomando en cuenta todos los factores involucrados en él, así como la forma en como esta solución aprovechará o transformará los recursos disponibles, lo cual debe hacer de manera óptima.

2.10.2- PROCESO DE DISEÑO.

Anteriormente se explicó de manera muy general el proceso de diseño, a continuación se mostrará este proceso de manera más detallada, explicándose cada una de sus etapas o fases.

Establecimiento de una necesidad: En esta fase se busca resumir en un enunciado cual es la necesidad existente y que se quiere resolver. Al realizar el enunciado se tiene que evitar el relacionar la necesidad con un aparato o sistema en particular, porque esto limitaría las posibles soluciones.

Aceptación del problema: Llegado a este punto, luego de establecer la necesidad se debe aceptar todas las responsabilidades que acarrea asumir el problema y determinar si se tiene el tiempo, la preparación, la habilidad, el interés y la decisión de llevarlo hasta el final; aquí es cuando se debe decidir si el proceso debe continuar o no.

Descripción: En esta etapa se busca definir con claridad el problema y a donde se quiere llegar y las maneras como se quiere hacerlo, para que se puedan buscar soluciones en una forma productiva y directa.

En esta fase se distinguen claramente dos subfases como son: *análisis del problema* y *descripción* propiamente dicha. El objetivo del análisis es conocer más profundamente el problema y clarificar todo lo que se conoce del mismo, para ello se comienza con la recopilación de información, y esta se puede buscar mediante

encuestas y entrevistas a personas (preferiblemente de otras profesiones) que puedan dar información sobre el problema, también se estudian los antecedentes que existan al respecto (si es que ya se han dado soluciones al mismo), también es útil realizar un estudio del mercado, revisar la información relacionada en fuentes como Internet, etc. En esta fase es donde se produce el mayor aprendizaje, es un estado donde el conocimiento que se tiene se revela a la conciencia, se ordena, y donde nuevos conocimientos son fácilmente adquiridos porque lo que ya se conoce pronto será utilizado para relacionarlo. En esta subfase es importante poner un límite de tiempo, ya que fácilmente se puede alargar indefinidamente.

Luego viene la descripción como tal, y esta es el filtro que posibilitará decisiones posteriores y el diseño final no será otra cosa que la expresión física de la *descripción*. Si posteriormente se descubre que ésta es incompleta o incorrecta siempre es posible ampliarla o corregirla, pero siempre es necesario comenzar a resolver un problema con una descripción básica de lo que se sabe del mismo. A medida que se progresa en el diseño el problema se va clarificando, hasta que llega el momento en que puede decirse que es completamente entendido.

Concepción del sistema: En base a la descripción del problema en donde se han especificado claramente las limitaciones y características que el sistema a diseñar debe tener se procede a la concepción del mismo, es decir se generan la mayor cantidad posible de alternativas de solución para el sistema. Si bien esta es la fase de mayor libertad creativa, siempre debe tenerse en mente la factibilidad de las ideas que se generen, para luego decidirse por aquella que comparada con la descripción tiene más ventajas. Al final de esta fase deben existir dibujos, esquemas y modelos tridimensionales del sistema propuesto para así tener una idea cierta de que resuelven los problemas espaciales o funcionales. También se deben especificar los subsistemas que lo conforman de manera que grupos especializados procedan paralelamente al diseño de los detalles.

Estudio de factibilidad: en esta parte del proceso se debe construir y ensayar un prototipo funcional del sistema propuesto, con todo lo que en gastos esto implica, ya que en esta etapa ya están involucrados un mayor número de personas y debe también diseñarse los procesos para su fabricación en serie, es en esta fase donde debe tomarse la decisión de seguir o no con el diseño o simplemente aplazarlo hasta un momento más propicio. En el estudio de factibilidad deberán considerarse los siguientes aspectos:

- **Factibilidad Técnica:** El sistema propuesto no debe violar ninguna de las leyes de la ciencia, se debe verificar que no hay incompatibilidad entre sus componentes, también debe verse si estos componentes existen o deben inventarse.
- **Factibilidad Económica:** Los componentes del sistema pueden ser fabricados de manera competitiva, se evaluará si las materias primas necesarias se consiguen con facilidad y sin peligro de suspensión del suministro, por otra parte se debe ver si las características, el precio y costos del sistema lo hacen competitivo comparado con otros sistemas similares existentes en el mercado.

Al final del estudio de factibilidad es cuando se decide realmente si vale la pena continuar con el diseño del sistema, si la respuesta llegara a ser negativa se tiene que especificar claramente las causas de por qué no es factible, ya que es posible que en un futuro se superen los obstáculos tecnológicos o se produzcan cambios en la realidad económica del mercado, permitiendo que pueda llevarse a cabo.

Formación completa del sistema: Ya se prosigue con el diseño luego del estudio de factibilidad del sistema, aquí se debe definir mejor la relación existente entre todos los subsistemas que lo conforman, y construirse modelos simplificados en materiales baratos que ayuden a resolver algún problema existente, para así detectar cualquier posible falla que pueda detener el diseño y verificar el buen funcionamiento de las

partes entre sí. No es necesario concluir esta fase para pasar a la siguiente, ya que en la etapa que continúa se puede emplear información que se genera en esta.

Diseño de detalles y procesos de fabricación: En esta fase el diseño es coordinado por una persona o grupo, que es el que tiene la visión de todo el sistema que se está diseñando, mientras cada subsistema es realizado por el grupo de especialistas adecuado. Claro está que los participantes en este nivel del diseño son especialistas y tienen otras características que las de los diseñadores que realizan la concepción del sistema. Ya a esta altura del proceso de diseño la libertad de diseño es mucho menor, pero el nivel de conocimiento necesario es mayor, aquí no es suficiente saber que lo diseñado se puede construir, sino que se debe decidir el cómo se hará, y como una sola persona no tiene todo el conocimiento que esto requiere se trabaja en equipos multidisciplinario de diseño.

Es importante que en el diseño de los detalles y de los procesos de fabricación exista una persona que sirva de enlace entre todos los grupos de especialistas, ya que él es el que tiene la visión de conjunto del diseño y mantendrá la concepción del todo. Además si fuese necesario hacer algún cambio en las especificaciones de algún subsistema y cómo está este asociado con los demás, el coordinador junto a los grupos establecerá las modificaciones y los compromisos necesarios en todos los subsistemas. Al terminar esta fase se requerirá que estén dibujados y especificados todos los elementos del sistema, especificando materiales y tolerancias. También se debe especificar detalladamente el proceso de fabricación de cada elemento y ver que subsistemas pueden realizarse con elementos ya existentes en el mercado, de modo de ahorrar tiempo y dinero.

Fabricación y ensayo del prototipo: Si se quiere producir en serie el sistema obtenido se procede a construir un prototipo. Aunque la fabricación de éste puede diferir de la que tendrá el diseño final al fabricarse en serie, porque se trata de una unidad y los

procedimientos de construcción son menos automatizados. Una vez ensamblado el prototipo se procede a ensayarlo para verificar que cumple con las especificaciones impuestas. Se somete el sistema a pruebas aceleradas para detectar posibles fallas en la resistencia de sus piezas, y se le dan los últimos toques a la apariencia externa, también se estudia detenidamente la interfase hombre-máquina, incluyendo todo lo referente a señalización y mando. Es natural que en este proceso de ensayo se tenga que rediseñar y corregir todas las fallas inesperadas en cosas que ni siquiera se habían tomado en cuenta durante el diseño, pero esto es completamente normal, así que no debe desanimar a los diseñadores novatos.

Evaluación final: Ya una vez efectuados los ensayos y ajustes necesarios al prototipo se procede a realizar una evaluación completa de su funcionamiento, antes de empezar con su producción en serie, esto es muy importante por el gran costo que implica la fabricación de implementos, herramientas, moldes etc., que se emplearán al construir el prototipo en serie.

Redacción del material para operación y mantenimiento: Aquí se incluyen los manuales de ensamblaje, operación, mantenimiento preventivo y la guía de reparaciones, estos deben estar redactados de manera tal que cualquier persona pueda entenderlos.

2.10.3- Métodos de Diseño

Existen muchos métodos para ayudar a aumentar la cantidad de ideas que dan solución a un problema planteado, al aplicar el proceso de diseño de la forma que se describió anteriormente y empleando uno o varios de los métodos que se explicarán en breve se pueden generar nuevas ideas que permiten llegar a soluciones que tal vez ni se tenían en mente al formular el problema. Esto demuestra que estos métodos son verdaderamente útiles y son tan poderosos que pueden romper la predisposición inicial de tener en mente una solución de antemano.

También se puede decir que existen tres clases de diseños, hay los diseños originales, los diseños revolucionarios y los diseños evolutivos; en cuanto a los diseños originales son aquellos que resuelven un problema completamente nuevo, el diseño revolucionario es el que da una solución novedosa a un problema que ya había sido resuelto anteriormente, y el diseño evolutivo es aquel que mejora diseños preexistentes. Dependiendo del tipo de diseño que se quiera lograr se usará el método mas adecuado, seguidamente se mostrarán algunos de los mas sencillos de aplicar al seguir el proceso de diseño.

2.10.3.1- Mecanismos de Generación de Ideas

A continuación se dan unos mecanismos bastante útiles a la hora de producir nuevas ideas, los cuales permiten sacarle el máximo provecho a la creatividad que cada persona tiene.

- *Inversión:* Consiste en invertir las funciones, configuración o posición de un determinado elemento del equipo o máquina, es decir, se basa en invertir el problema.
- *Analogía:* Se realiza un diseño creando similitud con elementos creados por el hombre o presentes en la naturaleza. A la hora de diseñar se buscan analogías al problema con la naturaleza, otras áreas de la técnica, otras ramas científicas, con la literatura o analogías fantásticas.
- *Empatía:* Es la acción de colocarse en el lugar de un pieza o parte del sistema que se está diseñando.

2.10.3.2- Método de la Tormenta de Ideas (brainstorming)

Este método fue propuesto por Alex Osborn y para llevarlo a cabo se requiere formar un grupo de trabajo de 4 a 12 personas para trabajar sobre el problema

planteado, el grupo tiene que generar todas las ideas posibles que llevan a la solución del problema, para luego discutir las y evaluarlas, repitiendo el proceso las veces que sea necesario para llegar a una solución satisfactoria de acuerdo a las restricciones y limitaciones impuestas al plantear el problema.

Existe otra versión de la tormenta de ideas cuyo autor es Tablante, apoyándose en el lenguaje visual y para ser realizado de manera individual. Consiste en formular el problema y establecer los objetivos de diseño, en base a esto dibujar figuras concepto de posibles soluciones, en la mayor cantidad y en el menor tiempo posible (unos 12 dibujos a ser realizados en un máximo de 12 minutos) evitando así prejuizar las ideas y darle así rienda suelta a la creatividad.

2.10.3.3- Método del Análisis Morfológico.

El método del análisis morfológico consiste en elegir los parámetros y criterios más importantes del problema que se quiere resolver, para luego buscar la mayor cantidad de alternativas o soluciones que satisfacen a cada parámetro. Los parámetros o criterios no son más que las funciones o cualidades que debe cumplir el sistema que se busca diseñar y que ofrecerá una solución al problema en estudio.

Una vez obtenidas las alternativas de diseño y escogidos los criterios a evaluar se realiza un arreglo bidimensional (denominado matriz morfológica), luego se define que tan importante es para el funcionamiento del sistema cada criterio, dándole una escala de valores (jerarquía), por ejemplo, si es muy importante se le asigna un valor de 5 y si es poco importante un valor de 1. Después para evaluar si cada alternativa cumple o no con el criterio en estudio, se asigna una puntuación de 10 si cumple completamente con el parámetro y 1 si no lo cumple en absoluto, así que dependiendo de esto se le dará un puntaje a cada alternativa. A continuación, se debe multiplicar para cada alternativa, el valor de la jerarquía de cada criterio por el puntaje de qué

tanto cumple ésta con el criterio evaluado, ya una vez obtenido un valor para la alternativa evaluada de cada criterio, se procede a hacer la suma de todos estos valores llegando a un total para cada una de las alternativas. La alternativa que obtenga el mayor puntaje es la que mejor cumple con los parámetros requeridos por el sistema, que es la solución al problema planteado.

Este método es un excelente complemento del método de la tormenta de ideas, ya que permite escoger las mejores ideas de una manera objetiva en base a las limitaciones que impone el problema.

CAPÍTULO III

Capítulo III: Diseño y Cálculos del equipo.

Al trabajar en el desarrollo de cualquier diseño, es de vital importancia tener de manera bien definida el problema que se necesita resolver, buscando y evaluando las diferentes alternativas para seleccionar la opción que satisfaga la mayor cantidad de necesidades.

3.1 – Consideraciones en el diseño del equipo limpiador de serpentines.

Las condiciones bajo las cuales se desea que el equipo funcione son las siguientes:

- No es necesario que en el lugar de trabajo exista una fuente de agua donde se deba conectar el equipo.
- La presión de trabajo debe ser la suficiente para lograr una limpieza efectiva sin deformar las aletas que conforman el intercambiador.
- No debe ser necesaria la recarga de agua ni limpiador químico durante las labores de mantenimiento.
- El equipo debe ser portátil y debe ser diseñado de tal manera que permita su reposo en el piso mientras se realizan las labores de mantenimiento.
- Debe ser alimentado por la red de corriente eléctrica a 110 voltios.
- Debe operar en condiciones ambientales donde el aire se encuentre saturado de polvos de Arena, Cemento y Tierra.
- El manejo del equipo debe ser sencillo e intuitivo.
- Debe permitir el mantenimiento de equipos unitarios de ventana que se encuentren ubicados en alturas no mayores a 2,5 metros, sin la necesidad de ser desincorporados del lugar donde estén operando.
- El equipo debe ser diseñado para operar con agua; con la dosificación de agua y limpiador químico y con aire puro.
- La dosificación de agua y limpiador químico debe realizarse dentro del equipo de forma automática para evitar el contacto del operador con el líquido.

- Debido a que los limpiadores químicos utilizados son altamente corrosivos y reaccionan con algunos metales (en especial el aluminio), se desea evitar el contacto de estos con cualquier elemento móvil, o que de algún modo afecten el funcionamiento de la unidad.
- Los elementos que componen la máquina deben ser de fácil construcción, económicos, de ensamblaje sencillo y de manufactura venezolana.
- La máquina debe ser liviana para su fácil traslado, además de tener un tamaño moderado.
- La máquina deberá tener una alta estabilidad estructural, para resistir prolongados y fatigantes usos antes de ser necesaria una parada de mantenimiento.
- Los materiales de contacto con el agua y el limpiador químico deben ser resistentes a la corrosión.
- Todos los componentes de la máquina deben ser fáciles de desmontar para su respectivo mantenimiento, tanto preventivo como correctivo.

3.2- Elección del sistema motriz.

A continuación se realiza un análisis imparcial que sirvió de orientación para la adopción y comparación del sistema de compresión de aire con respecto a los sistemas motrices de bomba reciprocante y bomba centrífuga.

3.2.1- Comparación entre el sistema de compresión de aire y el de bomba reciprocante hidráulica (Los números marcados con √ significan por donde se inclina la ventaja)

TEMA	Sistema de compresión de aire	Bomba reciprocante hidráulica
Servicio intermitente	1√ Cilindro neumático sencillo. 2√ Velocidad de operación fácilmente regulable. 3√ Puesta en marcha y	1 Complicado (leva, cruz de malta o manivela). 2 Necesita caja reductora, regulador de velocidad o de tensión.

	<p>detención sencillas (válvulas o limitadores de presión)</p> <p>4√Esfuerzos comparativamente grandes.</p>	<p>3 Necesita acoplamiento o freno.</p> <p>4 Para grandes esfuerzos requieren instalaciones especiales.</p>
Servicio Continuo	1 Consumo grande de aire.	1√ Muy sencillo
Exactitud del periodo de trabajo	<p>1√ Tiempo de detención ajustable a elección.</p> <p>2 Retardo del ciclo de trabajo, y susceptible a fallar en altas velocidades.</p> <p>3 Mediana exactitud de trabajo</p>	<p>1 Necesita acoplamiento o freno.</p> <p>2√ Tiempos de trabajo muy precisos.</p> <p>3√ No necesita puestas a punto posteriores</p>
Costos de diseño	1√Elementos normalizados fácilmente adquiribles.	1 Las levas y transmisiones deben ser construidas especialmente para cada instalación.
Condiciones del medio ambiente	<p>1√Habitualmente estable respecto a la temperatura.</p> <p>2√No presenta sensibilidad a la humedad.</p> <p>3√ No sufre influencias por campos eléctricos o magnéticos</p> <p>4√ Seguridad en atmosfera gaseosa</p>	<p>1 Los semiconductores son sensibles a las altas temperaturas.</p> <p>2 Necesita muy buen aislamiento.</p> <p>3 Ruidos por inducción y perturbaciones eléctricas.</p> <p>4 Peligro por explosión por descarga de chispas</p>
Mantenimiento	<p>1√ Construcción sencilla y robusta.</p> <p>2√ No son necesarios conocimientos especiales de electricidad.</p>	<p>1 Duración limitada de los contactos.</p> <p>2 Necesita experto en electricidad para las reparaciones.</p>

Costo de los equipos	1√ Bajo costo	1 Por lo general de mediano costo
----------------------	---------------	-----------------------------------

Tabla N°3.1 Comparativa entre sistema de compresión de aire y reciprocante hidráulico
(Fuente: Referencia N°1)

3.2.2 – Comparación entre el sistema de compresión de aire y el de bomba centrífuga hidráulica (Los números marcados con √ significan por donde se inclina la ventaja)

TEMA	Sistema de compresión de aire	Bomba centrífuga hidráulica
Energía	1√ Obtenida de la red. 2√ Energía almacenada, fluido compresible.	1 obtenida de la red pero en algunos casos necesita sistemas de control complejos. 2 La energía es difícilmente almacenable.
Tubería	1√ Fácilmente trasladable para bajas presiones. 2√ No necesita retorno. 3√ Las pequeñas perdidas por defectos de estanquidad no presentan problemas. 4√ Derivaciones y desmontajes de accesorios neumáticos muy sencillos.	1 Para altas presiones se necesitan cuidados especiales. 2 Necesita depósito para retorno. 3 Las perdidas originan una notable caída en el rendimiento. 4 Debe vaciarse la tubería.
Desarrollo del trabajo	1√ Normalmente, altas velocidades. 2√ Ajuste fino. 3 Golpe relativamente potente.	1 Las altas velocidades requieren bombas de gran potencia y fuertes tuberías. 2 Regulación continua. 3√ No necesita puestas a

		punto posteriores
Presión permanente	1√ Consumo reducido de energía.	1 Necesita bombeo continuo.
Lubricación y mantenimiento	1 Requiere experiencia.	1√ El fluido de trabajo es el lubricante.
Costo de los equipos	1√ Bajo costo	1 Por lo general de alto costo

Tabla N°3.2 Comparativa entre sistema de compresión de aire y bomba centrífuga hidráulica (Fuente: Referencia N°1)

Como se puede observar en el cuadro comparativo, existe una gran cantidad de ventajas que hacen que el sistema de compresión de aire sea el modelo ideal para cubrir las necesidades requeridas, pero las principales causas que hacen que este sistema sea el seleccionado es el hecho de que el sistema motriz (compresor) no tiene contacto alguno con los limpiadores químicos, por lo que se evita de este modo el deterioro debido a la corrosión que estos originan. Además de esto, este sistema es el mas comercial y económico.

3.3 – Búsqueda de Alternativas.

Esta parte del proceso se encarga de buscar la mayor cantidad de soluciones posibles. Dicha búsqueda se obtendrá de manera conceptual, con el costo incremental de la misma que equilibre las mejoras probables en las soluciones.

En esta fase, se sugiere intentar maximizar el número y las variedades de alternativas posibles para luego realizar un muestreo exhaustivo e ir eliminando las tendencias indeseables.

Alternativas y soluciones propuestas:

- El equipo no debe ser conectado a la red de aguas blancas para que funcione. Esto inmediatamente da la idea de que en el diseño debe existir un tanque de agua que cargue la cantidad suficiente para realizar un número determinado de limpiezas pero que a la vez no sea tan grande para conservar la idea original de que el equipo sea portátil.
- El método de limpieza a utilizar debe ser el procedimiento común que utilizan los diferentes técnicos y empresas: remoción de la suciedad con agua a presión y eliminación de incrustaciones de sucio con el uso de un limpiador químico reactivo.
- Debido a que la presión de agua con la que se impacta el serpentín no debe ser tan alta, se pone en duda el uso de equipos de bomba recíproca comerciales o hidro-jets ya que estos no regulan la presión de salida, aparte de esto, si se va a utilizar el limpiador químico, las bombas recíprocas no resistirían por mucho tiempo el paso del líquido a través de los componentes de aluminio.
- Ya que el limpiador químico va en la máquina, hay que adicionar un tanque para el mismo.
- El tamaño del tanque del limpiador químico debe ser proporcional al tamaño del tanque de agua y a las cantidades en la que se van a mezclar.
- Ya que el equipo debe ser portátil, su peso no debe exceder un límite tal que una persona lo pueda trasladar.
- Apoyos fijos no facilitan su traslado en el piso.
- Se propone el uso de ruedas para su apoyo en el piso y su traslado.
- Se da la idea de que la unidad pueda ser trasladada y portada por un hombre como una máquina fumigadora portátil.
- También de que pueda ser trasladada en forma de carretilla.
- La tensión de alimentación puede ser 110 volt o 220 volt.
- Es más seguro manejar 110 volt en caso de un shock eléctrico aunque la tensión de 220 volt disminuye el consumo.

-
-
- En todos los sitios donde hay un aire acondicionado funcionando existe tensión de 110 volt.
 - En el caso de utilizar un sistema de compresión de aire, debe existir un filtro que purifique el aire que va a ser comprimido por la unidad.
 - En el mercado se consiguen compresores de aire potentes y de tamaño pequeño.
 - Una bomba centrífuga me permite el uso de un flujo continuo.
 - Se deben incluir válvulas y pulsadores eléctricos para su fácil manejo.
 - Algunos limpiadores químicos utilizados son altamente reactivos con las aleaciones de aluminio, por lo tanto, el limpiador no debe tener contacto con ningún elemento motriz del equipo.
 - Se desea realizar el mantenimiento a equipos de ventana ubicados en trailers donde la altura de ubicación del equipo e de 2,5 mts. Esto requiere de que el pico de disparo sea largo para poder llegar a la altura.
 - Se debe adicionar un sistema que propicie la mezcla del limpiador químico y el agua en la dosificación correcta.
 - La construcción de los componentes por donde pasa el limpiador químico debe ser altamente resistente a la corrosión. Se propone el uso de acero inoxidable.
 - Para la construcción en general se propone el uso de pizzas y componentes que se puedan adquirir en ferreterías y casas que no necesariamente sean especializadas y aparte de esto que la mayor parte de los componentes sean de fabricación nacional.
 - No se desea que el limpiador tenga contacto con los elementos motrices de la unidad. Debido a que la mayoría de bombas reciprocantes y centrifugas basan su construcción en aleaciones de aluminio y acero común, se tiene una gran tendencia a su deterioro a corto y mediano plazo, mas aun si el limpiador va a pasar a través de ellos. Por lo tanto, se propone que el mecanismo para impulsar los fluidos sea a partir de un sistema hidroneumático.
 - La conexión entre el sistema de bombeo y el pico de disparo se realizara mediante una manguera de alta presión.
 - Incluir el uso de manómetros, válvulas de seguridad y todos los sistemas necesarios para propiciar un desempeño seguro.

Ya seleccionado el sistema motriz y a partir de las consideraciones en el diseño y las alternativas dadas, se presentan cuatro diseños conceptuales que dan una idea acerca de la posición y ubicación de los tanques y el sistema de compresión. A partir de estos se realizará la matriz morfológica para la selección de la solución correcta.

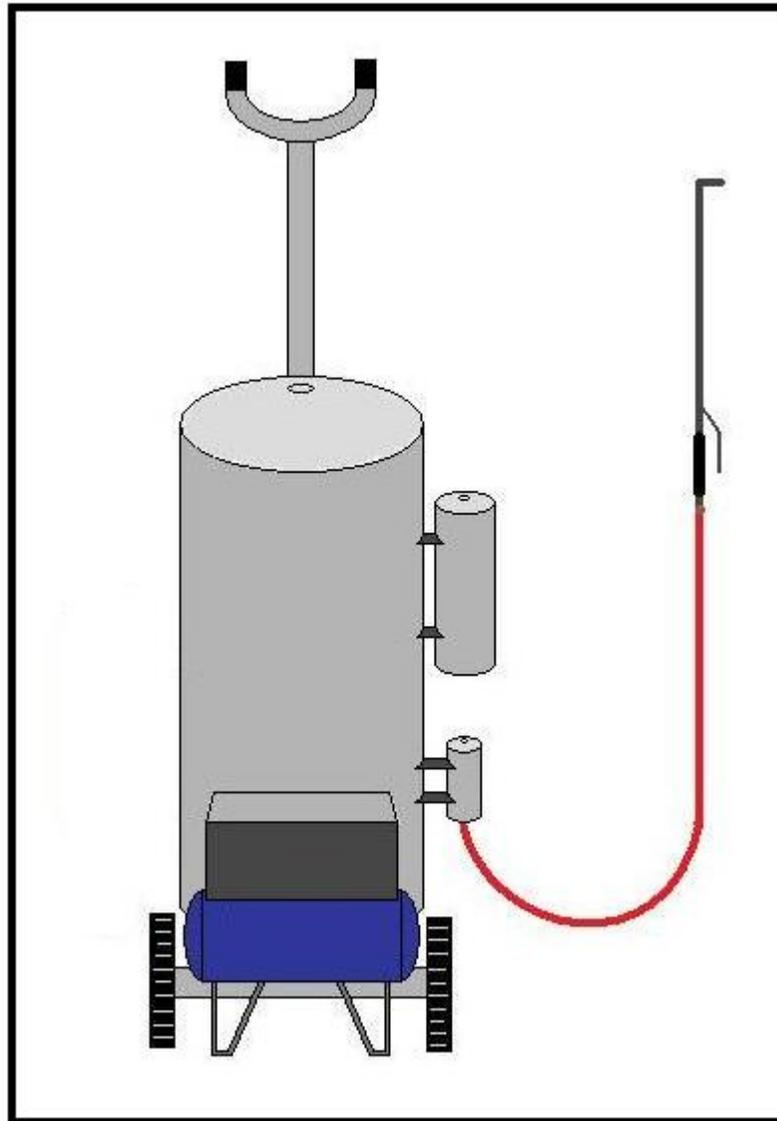


Figura N°3.1 Diseño propuesto N° 1
(Fuente: Referencia N°1)

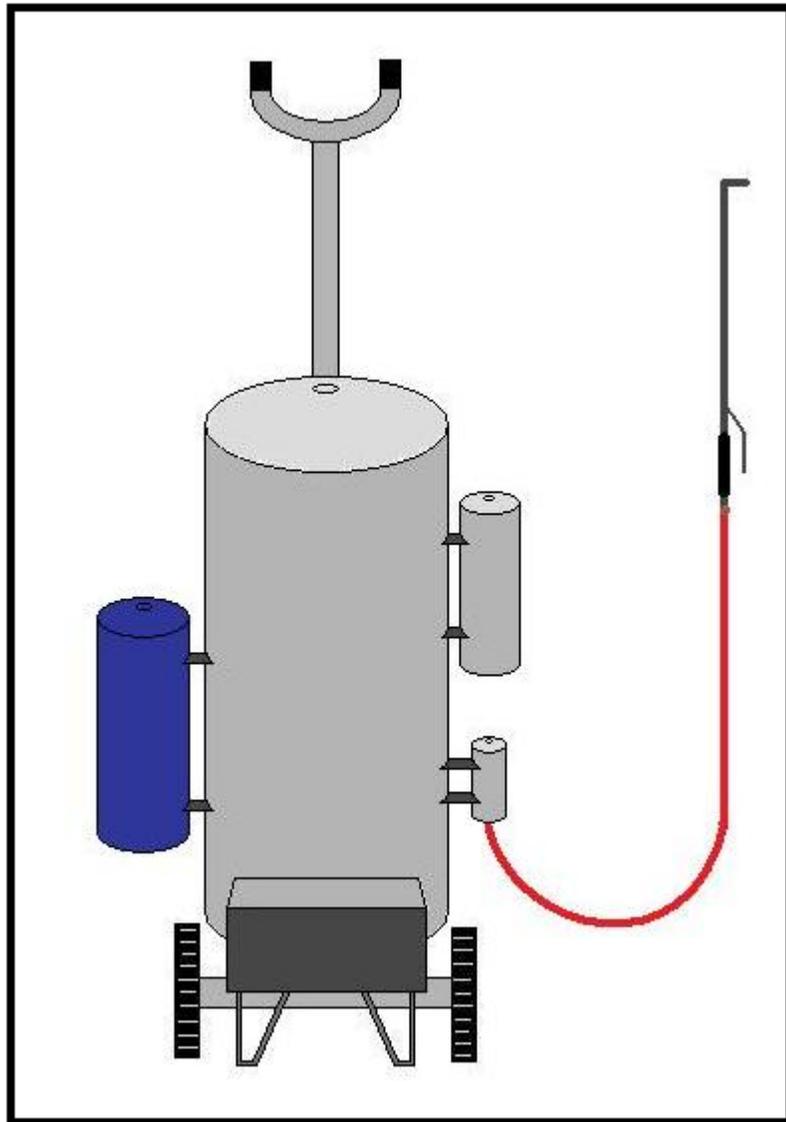


Figura N°3.2 Diseño propuesto N° 2
(Fuente: Referencia N°1)

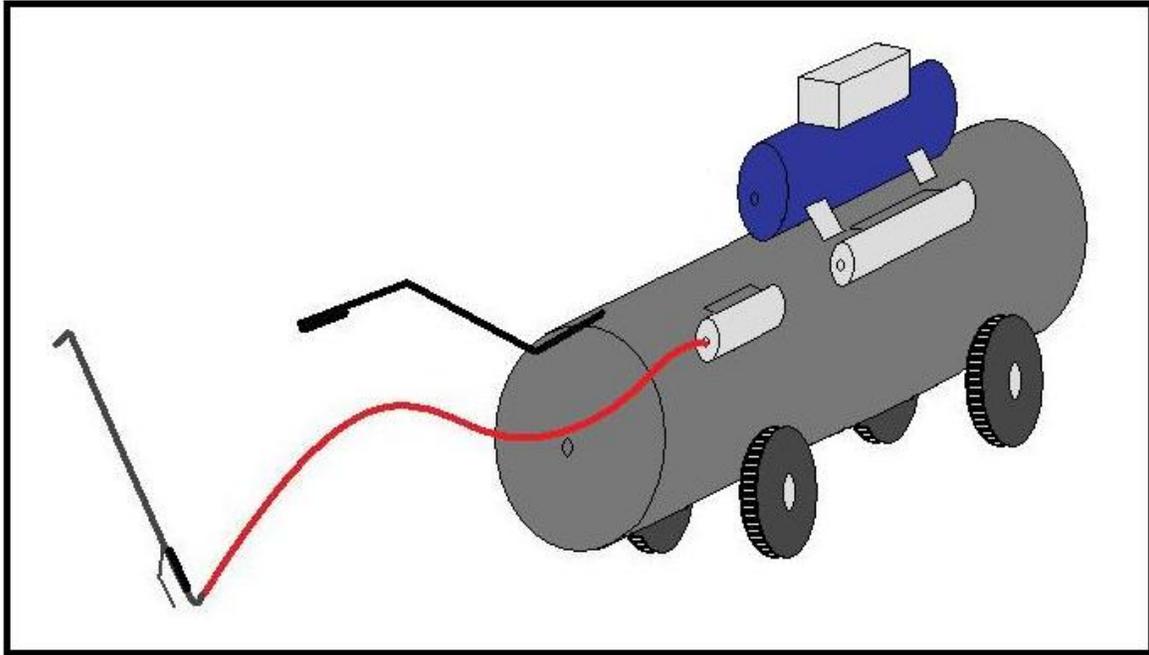


Figura N°3.3 Diseño propuesto N° 3
(Fuente: Referencia N°1)

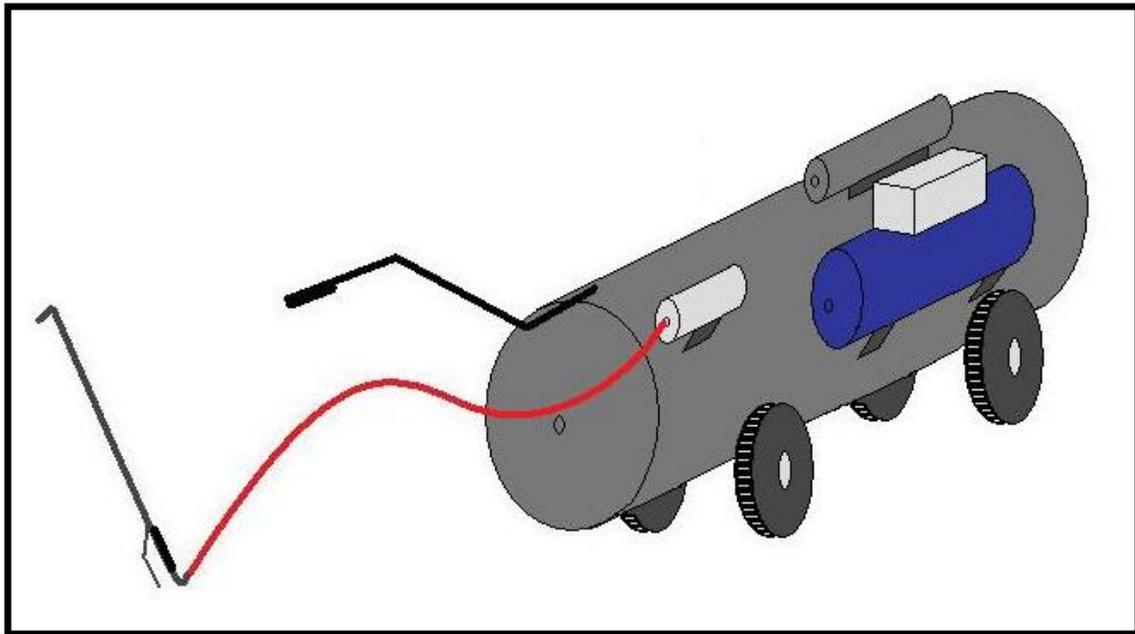


Figura N°3.4 Diseño propuesto N° 4
(Fuente: Referencia N°1)

3.4 – EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS Y ESPECIFICACIONES DE UNA SOLUCIÓN.

Una vez alcanzado el conjunto de soluciones, se procede a realizar una evaluación detallada de cada una de las propuestas para su posterior selección.

Por medio de una matriz de selección, se procede a comprar y evaluar cada una de las propuestas, para que por medio de combinaciones se proceda a descartar y dejar aquella que mejor se adecue a la solución del diseño.

Ahora se realizará una explicación de cada una de las propuestas exponiendo las ventajas y desventajas de cada una.

3.4.1 – DISEÑO PROPUESTO N° 1.

Este sistema está compuesto por un tanque principal que contiene el agua para la limpieza y para la mezcla con el limpiador químico. A un costado se le adicionan el tanque que contiene el limpiador químico y el tanque mezclador sobre dos soportes que van soldados al tanque principal. Todo este grupo va soportado sobre una estructura tubular que contiene un par de manubrios en la parte superior y dos ruedas para su transporte en la parte inferior. En la parte frontal se une el sistema de compresión, el cual se compone del compresor y el tanque de aire, a unos soportes que van hacia la estructura tubular. Del mezclador sale la manguera y la Cánula de servicio.

Ventajas:

- La estructura de soporte brinda rigidez al sistema.
- La posición de los tanques facilita el llenado y el vaciado de los mismos.
- El modo de transporte similar al de una “Carretilla” facilita su traslado en tierra.
- El peso del sistema de compresión en la parte baja del equipo da una mayor estabilidad.

Desventajas:

- El costo de construcción se incrementa debido a la estructura tubular.
- La construcción con elevación vertical dificulta su traslado dentro de los vehículos.
- Si se inclina demasiado o se acuesta el sistema se corre el riesgo de que el aceite del compresor se derrame del Carter y llegue al cilindro o al tanque de aire.
- Al estar ubicado el sistema de compresión (tanque de aire y compresor) en la parte delantera, hace que el equipo sea un poco incomodo para pasar por espacios estrechos.
- La ubicación del sistema de compresión no concuerda con las líneas y ubicación de los tanques (Principal, del limpiador y mezclador).

3.4.2 – DISEÑO PROPUESTO N° 2.

Este sistema es similar al diseño N°1, está compuesto por un tanque principal que contiene el agua para la limpieza y para la mezcla con el limpiador químico. A un lado se le adicionan el tanque que contiene el limpiador químico y el tanque mezclador sobre dos soportes que van soldados al tanque principal. Al otro lado se le adiciona el tanque de aire sobre bases soldadas al tanque principal. Todo este grupo va soportado sobre una estructura tubular que contiene un par de manubrios en la parte superior y dos ruedas para su transporte en la parte inferior. En la parte frontal se une el compresor, a unos soportes que van hacia la estructura tubular. Del mezclador sale la manguera y la Cánula de servicio.

Ventajas:

- La estructura de soporte brinda rigidez al sistema.
- La posición de los tanques facilita el llenado y el vaciado de los mismos.
- El modo de transporte similar al de una “Carretilla” facilita su traslado en tierra.
- El peso del sistema de compresión en la parte baja del equipo da una mayor estabilidad.
- Todos los tanques se encuentran en posición vertical lo cual le da una línea más homogénea al equipo.

Desventajas:

- El costo de construcción se incrementa debido a la estructura tubular.
- La construcción con elevación vertical dificulta su traslado dentro de los vehículos.
- Si se inclina demasiado o se acuesta el sistema se corre el riesgo de que el aceite del compresor se derrame del Carter y llegue al cilindro o al tanque de aire.
- Al estar ubicado el compresor en la parte delantera, hace que el equipo sea un poco incomodo para pasar por espacios estrechos.
- La posición del tanque de aire incrementa el volumen del equipo.
- Para poder realizar esta configuración hay que desarmar el sistema de compresión y separar el tanque de aire y el compresor, luego hay que eliminar todos los soportes originales y unir los nuevos. (Esto partiendo de la idea de que el sistema de compresión que va a ser adquirido es aquel de uso y venta común).

3.4.3 – DISEÑO PROPUESTO N° 3.

Este sistema está compuesto por un tanque principal que contiene el agua para la limpieza y para la mezcla con el limpiador químico en posición horizontal. A un costado se le adicionan el tanque que contiene el limpiador químico y el tanque mezclador sobre dos soportes que van soldados al tanque principal. Se adicionan bases en la parte inferior del tanque donde van a ir las ruedas para el transporte. Todo este grupo va soportado por el cuerpo del mismo tanque principal y se elimina la estructura tubular adicional. En la parte superior se ubica el sistema de compresión, el cual se compone del compresor y el tanque de aire, y se sostiene en unos soportes que van hacia la estructura del tanque. Para el transporte se adiciona una palanca en la parte superior de uno de los extremos del tanque, la cual va a servir para elevar el extremo y se pueda trasladar sobre las ruedas traseras. Del mezclador sale la manguera y la Cánula de servicio.

Ventajas:

- La estructura del tanque principal brinda rigidez al sistema.
- La posición de los tanques facilita el llenado y el vaciado de los mismos.

-
-
- Se elimina la estructura tubular de transporte, lo que implica la disminución de los gastos y el tiempo de construcción.
 - Al estar ubicado el sistema de compresión en la parte superior del tanque principal y justo sobre la línea de equilibrio del sistema, se brinda estabilidad al mismo.
 - El equipo presenta un diseño compacto.
 - Se aprovecha cada espacio libre alrededor del tanque principal
 - Se facilita la distribución de toda la tubería y sistemas de control necesarios.
 - La distribución del peso cae sobre cuatro ruedas de transporte.
 - La construcción con bajo perfil facilita el transporte de la unidad en cualquier tipo de vehículo (vehículo sedan con o sin maleta y Pick-ups).
 - Debido a que para transportar este diseño en sus ruedas traseras no se requiere una gran inclinación, se disminuye el riesgo de derrame del aceite del Carter del compresor.
 - Al estar el sistema de compresión ubicado en la zona más alta de la unidad, se evita que el filtro de aire del compresor acumule suciedad del piso.
 - El diseño adquiere una línea homogénea.
 - El diseño no es alto ni ancho, por lo que se facilita su transporte en lugares angostos.

Desventajas:

- Hay que incrementar el espesor de la lámina de construcción del tanque principal debido a que va a estar sometido a un mayor número de esfuerzos, tanto por el peso que se le va adicionar encima y la forma de transporte.
- El diseño requiere unas ruedas de mayor diámetro o unas bases inferiores mas elevadas para evitar que la parte baja del tanque principal choque con cualquier tipo de obstáculos en el piso.
- Se requiere la construcción de una palanca para elevar el extremo de la unidad y transportarla.

3.4.4 – DISEÑO PROPUESTO N° 4.

Este sistema está compuesto por un tanque principal que contiene el agua para la limpieza y para la mezcla con el limpiador químico en posición horizontal. A un costado se le adiciona el sistema de compresión (tanque de aire y compresor) sobre dos soportes que van soldados al tanque principal. Se adicionan bases en la parte inferior del tanque donde van a ir las ruedas para el transporte. Todo este grupo va soportado por el cuerpo del mismo tanque principal y se elimina la estructura tubular adicional. En la parte superior se ubica el tanque que contiene el limpiador químico que se sostiene en unos soportes que van hacia la estructura del tanque. Para el transporte se adiciona una palanca en la parte superior de uno de los extremos del tanque, la cual va a servir para elevar el extremo y se pueda trasladar sobre las ruedas traseras. Del mezclador sale la manguera y la Cánula de servicio.

Ventajas:

- La estructura del tanque principal brinda rigidez al sistema.
- La posición de los tanques facilita el llenado y el vaciado de los mismos.
- Se elimina la estructura tubular de transporte, lo que implica la disminución de los gastos y el tiempo de construcción.
- El equipo presenta un diseño compacto.
- Se aprovecha cada espacio libre alrededor del tanque principal
- Se facilita la distribución de toda la tubería y sistemas de control necesarios.
- La distribución del peso cae sobre cuatro ruedas de transporte.
- La construcción con bajo perfil facilita el transporte de la unidad en cualquier tipo de vehículo (vehículo sedan con o sin maleta y Pick-ups).
- Debido a que para transportar este diseño en sus ruedas traseras no se requiere una gran inclinación, se disminuye el riesgo de derrame del aceite del Carter del compresor.
- Al estar el sistema de compresión ubicado en una zona alta de la unidad, se evita que el filtro de aire del compresor acumule suciedad del piso.
- El diseño adquiere una línea homogénea.

Desventajas:

- Hay que incrementar el espesor de la lámina de construcción del tanque principal debido a que va a estar sometido a un mayor número de esfuerzos, tanto por el peso que se le va adicionar encima y la forma de transporte.
- El diseño requiere unas ruedas de mayor diámetro o unas bases inferiores mas elevadas para evitar que la parte baja del tanque principal choque con cualquier tipo de obstáculos el piso.
- Se requiere la construcción de una palanca para elevar el extremo de la unidad y transportarla.
- Al estar ubicado el sistema de compresión a un lado del tanque principal de la línea de equilibrio del sistema, se pierde la estabilidad al mismo.
- El sistema es incomodo para atravesar espacios estrechos por la posición del sistema de compresión en relación al tanque principal.
- El lado del tanque donde se encuentra apoyado el sistema de compresión, va a estar sometido a esfuerzos por las bases de soporte que sostienen al mismo.
- Diseño asimétrico, aunque con líneas homogéneas.

3.5 – MATRIZ DE SELECCIÓN DEL DISEÑO A UTILIZAR.

En esta fase, se procede a realizar la matriz morfológica, la cual define los factores más importantes a considerar para definir el equipo limpiador de serpentines, asignándole un valor porcentual a cada uno de los factores según su importancia. Estos factores se definen a continuación:

- INNOVACIÓN.
- CALIDAD.
- DISPONIBILIDAD DE LOS COMPONENTES.
- CONSTRUCCIÓN.
- COSTO DE COMPONENTES.
- ESTABILIDAD.

-
-
- FACILIDAD DE MANTENIMIENTO.
 - SEGURIDAD.
 - DURABILIDAD DEL EQUIPO.
 - ERGONOMÍA.

Innovación: está referido a lo nuevo, creador e innovador, es decir, la introducción de novedades que el sistema presenta, en comparación con otros existentes en el mercado.

Calidad: este factor involucra la calidad de los materiales, la confiabilidad, la calidad luego de construida y la disponibilidad de encontrar los componentes de calidad en el mercado nacional.

Disponibilidad de los componentes: En busca de prevenir de manera conveniente la facilidad, así como también, la disponibilidad de cada uno de los componentes, que integran a los distintos sistemas en el mercado nacional, es que se incluye este parámetro de comparación.

Construcción: la factibilidad y disponibilidad para construir, uso de equipos y/o herramientas complejas, uso del personal especializado. En este parámetro se considera la disposición para realizar la construcción de algunos componentes que integran al sistema, sin que esto represente mayor obstáculo, además, el tiempo de construcción, estará estrechamente relacionado con lo fácil que resulte la misma.

Costo de los componentes: Otro parámetro a considerar es el precio de venta que presentan los distintos fabricantes de los componentes que integran al sistema propuesto, así como también, los costos de instalación.

Estabilidad: En este parámetro se considera que la base en donde se apoyan los tanques y el sistema de compresión no este en riesgo de caer o volcar en el momento de su funcionamiento o traslado, es decir, que el equilibrio y la estabilidad del sistema seleccionado no deben perderse cuando esté en servicio.

Facilidad de Mantenimiento: Se refiere a la facilidad para realizar las labores mantenimiento preventivo o correctivo de cada uno de los componentes que integran al sistema propuesto.

Seguridad: Un factor de gran importancia lo representa el parámetro seguridad. Esto se refiere a que el sistema seleccionado debe estar exento de todo riesgo de daño y peligro. Por lo tanto, el sistema debe tener excelente estabilidad y debe garantizar la seguridad funcional de cada uno de los componentes entre sí.

Durabilidad del equipo: referido al tiempo de vida útil del conjunto, se considerará que tan duradero es el sistema que será seleccionado, es decir, será comparada la vida útil de los diferentes sistemas que conforman cada una de las propuestas.

Ergonomía: facilidad de operar, facilidad de hacer mantenimiento preventivo y correctivo, facilidad de transporte (peso y dimensiones).

Ahora en este punto es necesario establecer una escala de evaluación de cada parámetro de selección, para cada una de las propuestas; entre 1 y 5, siendo 5 el valor más favorable y 1 el valor más deficiente. Se le asignará un porcentaje debido a su importancia a cada parámetro de selección, para posteriormente multiplicarlo por la escala de evaluación asignada a cada propuesta; luego serán sumados todos los resultados y de esta manera obtener el valor que será comparado con el obtenido en cada propuesta. Esta evaluación se realiza en la Tabla N° 3.3.

Para evaluar cada una de las propuestas, se toma en cuenta la siguiente escala de puntuación:

- Deficiente 1.
- Aceptable 2.
- Bueno 3.
- Muy bueno 4.
- Excelente 5.

Para determinar el valor final, se multiplicó el valor asignado a cada fase por el valor porcentual, luego se sumaron todos estos valores y se dividió entre cien para obtener la propuesta con mayor valor, como lo indica la siguiente expresión:

$$Total = \frac{[(f1 * \%1) + (f2 * \%2) + (f3 * \%3) + (f4 * \%4) + (f5 * \%5) + (f6 * \%6) + (f7 * \%7) + (f8 * \%8) + (f9 * \%9) + (f10 * \%10)]}{100}$$

Por ejemplo, Para el primer caso se tiene el siguiente cálculo:

$$Total = \frac{[(3 * 5) + (3 * 10) + (3 * 10) + (4 * 10) + (4 * 5) + (2 * 10) + (2 * 10) + (4 * 10) + (3 * 15) + (4 * 15)]}{100}$$

$$Total = 3,20$$

CARACTERÍSTICAS	VALOR (%)	PROPUESTA N°1	PROPUESTA N°2	PROPUESTA N°3	PROPUESTA N°4
INNOVACIÓN	5	3	3	4	4
CALIDAD	10	3	3	5	4
CONSTRUCCIÓN	10	3	3	5	5
DISPONIBILIDAD DE COMPONENTES	10	4	4	4	4
COSTO DE LOS COMPONENTES	5	4	4	5	5
ESTABILIDAD	10	2	2	4	3
MANTENIMIENTO	10	2	2	5	5
SEGURIDAD	10	4	3	5	4
DURABILIDAD	15	3	3	5	5
ERGONOMIA	15	4	4	5	5
TOTAL	100	3,20	3,10	4,75	4,45

Tabla N°3.3 Matriz Morfológica o selección del sistema.

(Fuente: Referencia N°1)

La ponderación en porcentaje de cada una de las características de selección del diseño final de acuerdo a su importancia es la siguiente:

- 5% INNOVACIÓN: Es la característica por crear un equipo nuevo cuyas características no se encuentran en sistemas equivalentes comerciales.

-
-
- 10% CALIDAD: aquí se toma en cuenta la calidad de los materiales de construcción y del sistema ya construido.
 - 10% CONSTRUCCIÓN: Facilidad para adquirir los materiales y toda la maquinaria y procesos para el ensamble del equipo.
 - 10% DISPONIBILIDAD DE COMPONENTES: Facilidad de adquirir todas las piezas que componen al sistema.
 - 5% COSTO DE LOS COMPONENTES: Es parte de la inversión inicial realizada para la construcción.
 - 10% ESTABILIDAD: Indica como se sostiene el sistema sobre sus bases, tomando en cuenta lo delicado del compresor y sus componentes.
 - 10% MANTENIMIENTO: Facilidad para desarmar el sistema y realizar las operaciones de mantenimiento preventivo y correctivo.
 - 10% SEGURIDAD: que tan fiable es el equipo, tanto para resguardar sus componentes, como para el usuario.
 - 15% DURABILIDA: se le asigna un porcentaje mayor ya que a diferencia de los equipos comerciales se desea que la unidad trabaje durante largos periodos de tiempo sin mostrar ningún tipo de deterioro.
 - 15% ERGONOMÍA: También se le asigna un alto valor ya que es importante como va a ser la interacción entre el operador y el sistema, tanto en la operación como en el transporte.

Como se observa en la matriz morfológica, se evidencia que la propuesta mas adecuada para el diseño es la N°3. Esta propuesta está compuesta de piezas de fácil adquisición y construcción que van a permitir un ensamble y mantenimiento sencillo. Además, para armar esta unidad no se requiere desarmar el sistema de compresión que se va a adquirir (tanque de aire y compresor).

El diseño final es de pequeñas dimensiones, lo que permite su fácil manipulación, traslado y colocación en áreas de trabajo con espacios reducidos como pasillos y oficinas.

Bajo la premisa anterior, se realizará una descripción general del sistema objeto del presente trabajo. En dicha descripción se establecen las características de funcionamiento y principales elementos que componen al sistema, que será una consecuencia de los resultados y acuerdos de un estudio previo. Se procurará la mayor concreción posible.

3.6 – MATERIALES QUE SE VAN A UTILIZAR PARA LOS ELEMENTOS DEL EQUIPO:

En el mercado existe una gran variedad de materiales disponibles que pueden ser utilizados para la construcción de los tanques y que son resistentes a la corrosión. El criterio de selección se sustenta en la elección de aquellos materiales más resistentes y económicos.

Todas las conexiones que se van a utilizar van a ser de bronce o acero galvanizado, debido a que estas son las más comunes que se consiguen en el mercado. La tubería con las cuales se van a conectar los tanques son de cobre ya que son las más comerciales. También se consiguen tuberías de aluminio en el mercado pero su uso se restringe debido a la reacción química que se puede originar con los limpiadores químicos.

3.7 – PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO.

A continuación se presenta un esquema donde se muestra el principio de funcionamiento del equipo a diseñar.

El equipo diseñado funciona bajo el principio de un sistema hidroneumático que adquiere presión de aire gracias al compresor y no a una bomba. Inicialmente se tienen tres tanques: uno para retener aire comprimido en la salida del compresor, un tanque para el agua (azul) y un tanque para el limpiador químico (amarillo). Partiendo desde un punto inicial donde los tanques de agua y limpiador químico se encuentran llenos a tope se enciende el compresor el cual suministra y comprime el aire dentro del tanque del aire comprimido, de las tuberías y en la parte alta de los demás tanques. Cuando el aire comprimido llega a una presión pre-establecida, que según pruebas realizadas no debe

exceder 80 psi, se apaga el compresor y el sistema queda cargado para operar. El aire comprimido empuja tanto al agua como al limpiador químico a los orificios de salida de sus respectivos tanques donde van a viajar a través de la tubería hacia el tanque mezclador, el cual tiene la función de controlar que el flujo de salida tenga la dosificación correcta. Adicionalmente se conecta una tubería al mezclador que transporta aire comprimido, y cuya función es la de generar mediante un flujo bifásico una turbulencia dentro del mezclador para propiciar la mezcla del agua y el limpiador químico. Es de hacer notar que el agua y el limpiador son perfectamente miscibles por lo que la turbulencia generada por el aire es suficiente para producir la mezcla. También se puede observar que en el flujo de salida va a existir una salida de burbujas de aire, las cuales van a generar ondas de choque contra el serpentín lo cual ayuda al proceso de desincrustación de desechos sólidos que se encuentran entre las aletas del serpentín. Además de esto, las burbujas de aire ayudan a producir el fenómeno de aspersion del líquido en la salida de la Cánula de servicio.

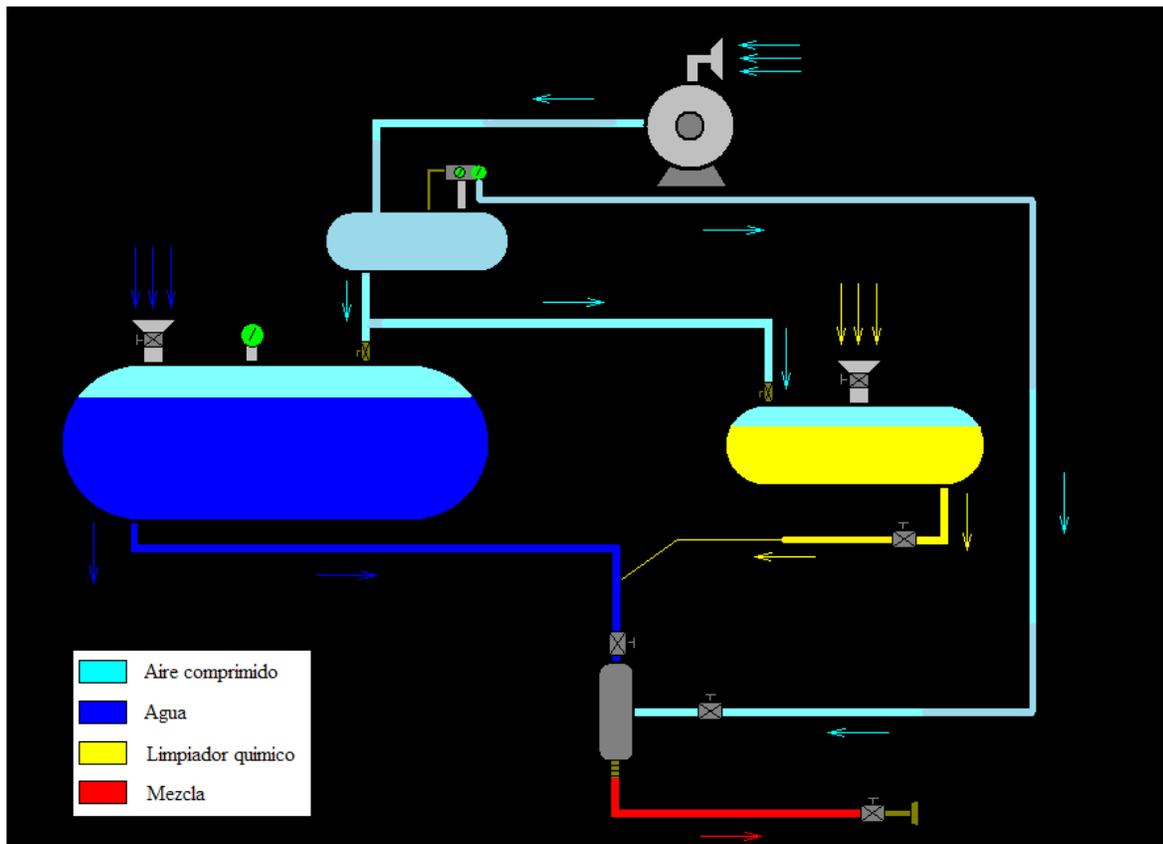


Figura N°3.5 Esquema general de la distribución del equipo. (Fuente: Referencia N°1)

El sistema va a contar con todos los elementos de seguridad necesarios para su buen funcionamiento tales como manómetro de presión del sistema, manómetro del regulador de salida, presostato y válvula de escape de emergencia. En la parte superior de los tanques principales se van a instalar válvulas de bola para llenar los mismos y encima de estas unos conos de servicio para facilitar el llenado sin derrames posibles.

En las tuberías que llegan al mezclador van a ser instaladas tres válvulas que van a regular la entrada de los fluidos dentro del mismo. Estas válvulas van a permitir al operador escoger el tipo de fluido a la salida de la cánula: Solo agua, Dosificación, Dosificación con aire comprimido o solo aire comprimido.

3.8 – SELECCIÓN DEL TIPO DE ACERO A UTILIZAR:

Debido a que el sistema de compresión que se va a adquirir es del tipo comercial, este viene conformado por el compresor y el tanque acumulador de aire. Este tanque ya viene diseñado de fábrica con su tipo de acero para manejar solo con aire comprimido y a las presiones que opere el compresor, por lo tanto, voy a limitar el estudio de la selección del tipo de acero para los tanques que van a ser diseñados y construidos.

El punto crítico para este análisis se presenta en la reactividad de algunos de los limpiadores químicos utilizados con algunos metales, en especial con el aluminio, donde se genera una fuerte reacción que genera espuma y calor y que a largo plazo genera el deterioro del material. Por lo tanto se decide trabajar utilizando acero inoxidable en los tanques, el cual no reacciona con los limpiadores químicos y soporta la corrosión generada por el agua. Debido a que los tanques no van a ser diseñados con bocas de visita para disminuir los costos, se asegura de que el material va a soportar el uso continuo y el deterioro generado por posibles óxidos.

La gran mayoría de los aceros inoxidables que se encuentran en el mercado nacional están definidos por su estructura cristalina.

- Aceros al cromo ferríticos, que tienen un contenido de cromo el cual varía de 12 a 27%.
- Aceros cromo-níquel, que presentan una estructura austenítica a temperatura ambiente.
- Aceros inoxidables martensíticos.
- Aceros templables por precipitación.

3.8.1 – TIPOS DE ACEROS MÁS UTILIZADOS.

Los aceros mas utilizados para la construcción de equipos, utensilios y maquinarias son los de la serie AISI, entre ellos tenemos: 304, 310, 321, 316, 347, 3161 y 3041.

Los aceros AISI 304 y 310 no contienen molibdeno y cuando se necesita realizar alguna soldadura no presentan corrosión intergranular. Sin embargo, el acero AISI 310 es mucho más costoso por lo que se decide trabajar con el acero AISI 304.

Tabla N° 3.4 Datos y propiedades físicas del acero AISI 304

Componentes de la aleación: C 0,06; Cr 18,00; Ni 9,00
<i>Estado de entrega:</i> Recocido, Dureza Brinell BHN 140-170.
<i>Propiedades físicas:</i> Resistencia a la tracción 60 Kg/mm ²
Esfuerzo de fluencia 23,21 Kg/mm ²
Límite Elástico 25 Kg/mm ²
Alargamiento 50%
Estricción 60%
Resistencia eléctrica a 20°C 0,73 Ohm x mm ² /m
Conductividad térmica a 20°C 0,035 cal/cm x seg x °C
Calor específico a 20 °C 0,12 cal/gr x °C
Temperatura máxima de trabajo intermitente: 870 °C
Temperatura máxima de trabajo continuo: 925 °C
Temperatura de forja: 930 / 1200 °C

Temperatura de recocido: 980 / 1090 °C
Punto de fusión: 1420 °C
<i>Coeficiente de dilatación Lineal:</i> entre 20 y 100 °C $16 \times 10^{-6} \text{ m x } ^\circ\text{C}$
entre 20 y 300 °C $17 \times 10^{-6} \text{ m x } ^\circ\text{C}$
entre 20 y 500 °C $18 \times 10^{-6} \text{ m x } ^\circ\text{C}$

Ya seleccionado el diseño a utilizar, los materiales para la construcción y sus diferentes componentes es de mucha importancia realizar variedades de ensayos, para determinar algunos de los parámetros para realizar los cálculos respectivos y así verificar el diseño final.

3.9 – DISEÑO Y CÁLCULOS

Luego del análisis realizado a las diferentes propuestas, se ha seleccionado la solución más factible, por eso se realiza a continuación el análisis detallado para desarrollar los cálculos y modelos de ingeniería para los componentes del equipo.

Por pruebas realizadas se verificó que el compresor eleva la presión hasta una presión máxima de 150 Psi por lo que se deduce que todos los tanques van a estar sometidos a esta presión. Como factor de seguridad todos los tanques y elementos van a ser diseñados y calculados a una presión de 250 Psi para garantizar que no exista riesgo de una posible explosión.

3.9.1 – ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE LOS FLUIDOS EN EL INTERIOR DEL EQUIPO.

El compresor comprime aire en el depósito de aire comprimido hasta elevar la presión del sistema hasta la presión de operación. Se genera un flujo másico de aire comprimido a través de las tuberías hasta los tanques que almacenan el agua y el limpiador químico.

3.9.1.1- Análisis en el tanque mezclador.

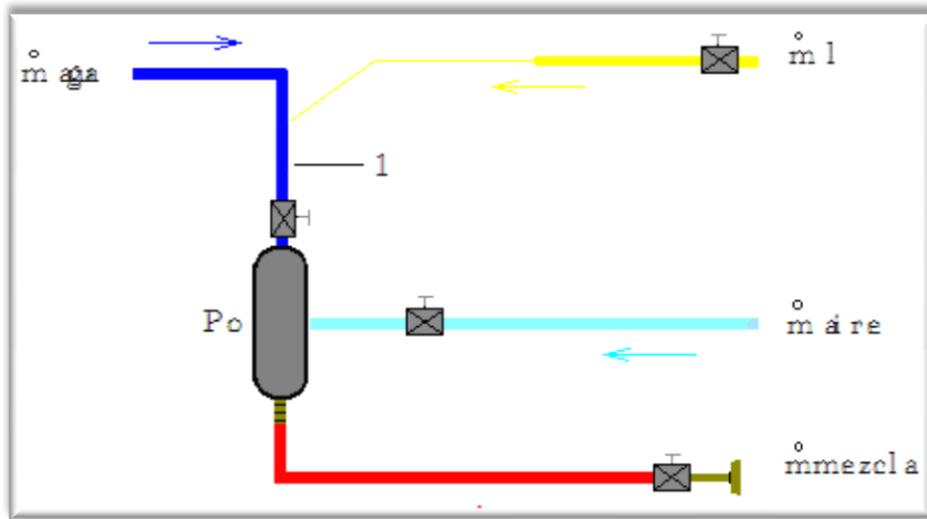


Figura N°3.6 Balance de masas en el tanque mezclador

(Fuente: Referencia N°1)

Por diversas fuentes investigadas se sabe que el flujo de salida no debe tener una velocidad inferior a 5,00 m/s para que el efecto de limpieza sea efectivo, ya que se desea que la presión de salida sea baja y la velocidad alta para evitar daños en los serpentines. Este valor de velocidad es un estándar utilizado por diferentes fabricantes de hidrolavadoras que operan a baja presión por lo que el dato es útil para iniciar los cálculos. Se debe conocer el valor de la presión estática en el interior del tanque para conocer las presiones en cada tramo de tubería que transporta cada fluido. Esta presión debe variar de acuerdo a la cantidad de masa contenida dentro del tanque. Para ello se aplica la siguiente ecuación:

$$P_o = P_{atm} + \rho_{mezcla} * \frac{\vec{V}_{salida}^2}{2}$$
$$\rho_{mezcla} = \frac{m_t}{V_m}$$

Balance de masas en el interior del tanque:

$$m_l = 0,1 * m_{agua}$$

$$m_t = m_{aire} + m_{agua} + m_l = (\rho * V)_{aire} + (\rho * V)_{agua} + (\rho * V)_l$$

$$m_t = m_{aire} + 1,1 * m_{agua} = (\rho * V)_{aire} + 1,1 * (\rho * V)_{agua}$$

$$V_t = V_{aire} + V_{agua} + V_l$$

$$(\rho * V)_l = 0,1 * (\rho * V)_{agua}$$

$$V_l = 0,1 * \frac{\rho_{agua}}{\rho_l} * V_{agua}$$

$$V_t = V_{aire} + V_{agua} * \left(1 + 0,1 * \frac{\rho_{agua}}{\rho_l}\right)$$

Ahora nos queda el siguiente sistema de ecuaciones de donde se despejan v_{aire} y v_{agua} :

$$m_t = (\rho * V)_{aire} + 1,1 * (\rho * V)_{agua} \quad (i)$$

$$V_t = V_{aire} + V_{agua} * \left(1 + 0,1 * \frac{\rho_{agua}}{\rho_l}\right) \quad (ii)$$

Sabiendo que:

$$\rho_{agua} \text{ a } 25^\circ c = 997 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\rho_{limpiador} \text{ a } 25^\circ c = 1200 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\rho_{aire} \text{ a } 77^\circ F \text{ y a } 80 \text{ psi} = 0,4801 \frac{Lb}{ft^3} \Rightarrow \rho_{aire} \text{ } 25^\circ c \text{ y } 80 \text{ psi} = 7,69 \frac{Kg}{m^3}$$

Cálculo Tipo:

$$0,2670 \text{ kg} = \left(7,69 \frac{Kg}{m^3} * V\right)_{aire} + 1,1 * \left(997 \frac{Kg}{m^3} * V\right)_{agua}$$

$$0,0002625 m^3 = V_{aire} + V_{agua} * \left(1 + 0,1 * \frac{997 \frac{Kg}{m^3}}{1200 \frac{Kg}{m^3}}\right)$$

Despejando los valores del volumen de agua y el volumen de aire se obtienen los siguientes valores: $V_{agua} = 0,000244 m^3$ $V_{aire} = 0,00000831 m^3$ $V_l = 0,0000192 m^3$.

Multiplicando por sus densidades se obtiene la cantidad de masa de cada componente.

Pero se sabe que la masa total de fluidos en el tanque mezclador m_t es variable y va desde un valor mínimo que puede ser cero hasta un valor máximo de 0,2670 kg. Este valor esta basado en una medición realizada del peso del tanque cuando se encontraba completamente lleno de mezcla, por lo tanto se puede generar la siguiente tabla de resultados a partir de las ecuaciones (i) y (ii) que pueden describir el comportamiento de los fluidos en el tanque mezclador variando la masa contenida en el:

Tabla 3.5.1: Comportamiento de los fluidos en el interior del tanque mezclador

m_t (kg)	v H2O (lt)	v aire (lt)	v limp(lt)	m H2O (Kg)	m aire (Kg)	m limp (Kg)
0,001	0,001	0,262	0,000	0,001	0,002	0,000
0,025	0,021	0,240	0,002	0,021	0,002	0,002
0,050	0,044	0,215	0,004	0,044	0,002	0,004
0,075	0,067	0,190	0,005	0,067	0,002	0,006
0,100	0,090	0,165	0,007	0,090	0,001	0,009
0,125	0,113	0,140	0,009	0,113	0,001	0,011
0,150	0,136	0,116	0,011	0,136	0,001	0,013
0,175	0,159	0,091	0,013	0,159	0,001	0,015
0,200	0,182	0,066	0,015	0,181	0,001	0,017
0,225	0,205	0,041	0,016	0,204	0,001	0,020
0,250	0,228	0,016	0,018	0,227	0,001	0,022
0,267	0,244	0,008	0,019	0,243	0,001	0,023
0,300	0,274	0,003	0,022	0,273	0,001	0,026

(Fuente: Referencia N°1)

Se conoce que en la salida de la Cánula de servicio que el flujo másico de mezcla varía en función de:

$$\dot{m}_{mezcla} = \rho_{mezcla} * A_{salida} * \vec{V}_{salida}$$

Siendo el área de salida: $A_s = \frac{\pi * d_s^2}{4}$ donde $d_s = 1.5 \text{ mm}$ es el diámetro del orificio de salida. Por lo tanto el área de salida calculada es:

$$A_s = \frac{\pi * 0,0015m^2}{4} \Rightarrow A_s = 1,7 * 10^{-6}m^2$$

Para conocer la velocidad de salida del fluido en la boquilla de la cánula de servicio se tiene:

$$Pif_{abs} = P_o + \rho_m * \frac{\vec{V}_m^2}{2} + f * \frac{L}{D} * \frac{\vec{V}_m^2}{2} * \rho_m$$

Donde f= 0,02; L= 2,5 m; D= 7,89 mm son la fricción, la longitud y el diámetro de la manguera de alta presión. Pif_{abs} es la presión en el interior del tanque y P_o la presión atmosférica. Es de hacer notar el hecho de que se ha asumido un valor de fricción en la tubería que no va a tener gran variación con respecto a los cambios de velocidad.

$$\vec{V}_m = \sqrt{2 \frac{Pif_{abs} - P_o}{\rho_m * \left(1 + f * \frac{L}{D}\right)}}$$

La densidad de la mezcla está dada por: $\rho_m = \frac{m_m}{v_m} = \frac{0,2670 \text{ kg}}{0,0002625 \text{ m}^3} \Rightarrow \rho_m = 1017,14 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

A partir de esta ecuación y variando la presión interna P_{if} se puede calcular una tabla de valores que adquiere la velocidad del fluido de salida a medida que varía la presión de operación del equipo.

Tabla 3.5.2: Comportamiento de los fluidos en el interior del tanque mezclador

Pif (psi)	Pif (Kpa)	\vec{V}_m (m/s)	Q (m3/s)	\vec{V}_{salida} (m/s)
10	81,611	0,104	5,107E-06	2,890
20	163,222	0,148	7,225E-06	4,089
30	244,833	0,181	8,850E-06	5,009
40	326,444	0,209	1,022E-05	5,784
50	408,055	0,234	1,143E-05	6,467
60	489,666	0,256	1,252E-05	7,084
70	571,277	0,277	1,352E-05	7,652
80	652,888	0,296	1,445E-05	8,180
90	734,499	0,314	1,533E-05	8,677
100	816,11	0,331	1,616E-05	9,146
110	897,721	0,347	1,695E-05	9,592
120	979,332	0,362	1,770E-05	10,02

(Fuente: Referencia N°1)

3.9.1.2- Análisis en el tanque de agua.

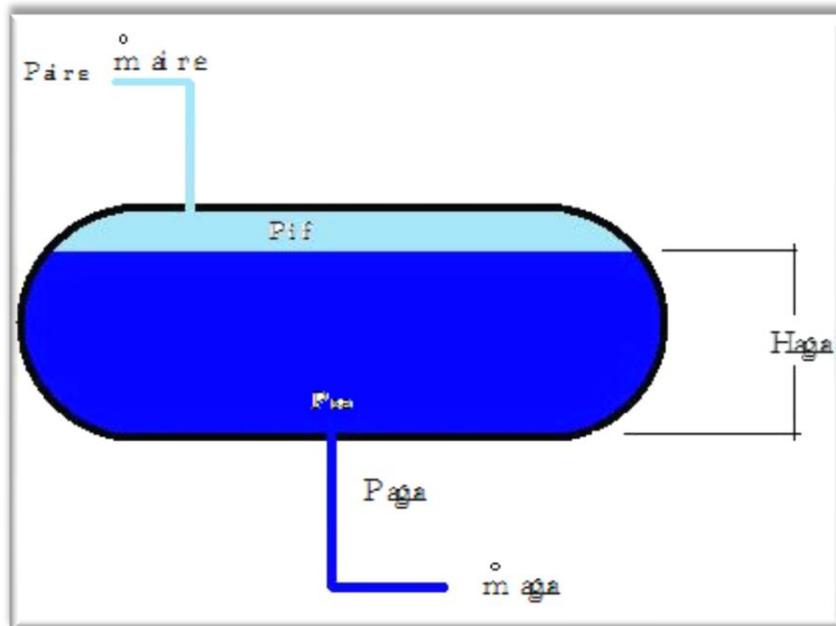


Figura N°3.7 Balance de masas en el tanque de agua

(Fuente: Referencia N°1)

Donde:

P_{aire} : es la presión del aire comprimido.

\dot{m}_{aire} : es el flujo masico de aire a través de la tubería que alimenta el tanque.

P_{if} : presión de la interface aire-agua.

P_{sa} : presión de salida del agua.

P_{agua} : presión del agua en la tubería.

\dot{m}_{agua} : es el flujo masico de agua a través de la tubería de salida.

H_{agua} : altura de la columna de agua en el interior del tanque.

ρ : Densidad del agua a 25 °C = 997 Kg/m³

g : aceleración de la gravedad: 9,81 m/s²

\vec{V}_{agua} : velocidad del agua en la tubería

d : diámetro de la tubería : 7,89 mm (3/8 de pulgada).

L : 420 mm

Entonces como la tubería que transporta el aire comprimido desde el tanque de almacenamiento hasta el tanque de agua es muy corta, se puede asumir que la presión de

aire en el interior del tanque de agua es igual a la presión en el interior del tanque de almacenamiento, que a la vez es igual a la presión en la línea interface aire-agua. También se puede asumir que como los tanques son de baja capacidad la presión de salida de agua es aproximadamente igual a la presión en la línea interface.

$$P_{sa} \approx P_{if}$$

$$P_{if_{abs}} = \text{presión que da el compresor (absoluta)}$$

También se puede asumir que debido a que la tubería que transporta el agua a presión hasta el tanque mezclador es corta la presión de agua en la tubería es igual a la presión estática del sistema en un momento dado. Esta consideración es importante realizarla para omitir muchos cálculos en los cuales se incluiría el fenómeno de flujo bifásico de fluidos, el cual no es un objetivo de estudio de este trabajo.

$$\text{Ahora se tiene que: } P_{if_{abs}} = P_o + \rho_{agua} * \frac{\vec{V}_{agua}^2}{2} + f * \frac{L}{D} * \frac{\vec{V}_{agua}^2}{2} * \rho_{agua}$$

$$P_{if_{abs}} = P_o + \left(\rho_{agua} * \frac{\vec{V}_{agua}^2}{2} * \left(1 + f * \frac{L}{D} \right) \right)$$

$$\vec{V}_{agua} = \sqrt{2 \frac{P_{if_{abs}} - P_o}{\rho_{agua} * \left(1 + f * \frac{L}{D} \right)}}$$

Siendo V_{agua} la velocidad del flujo de agua a través de la tubería y “D” el diámetro de la sección transversal del tubo. De esta forma queda determinada la velocidad de agua en la tubería que la transporta al mezclador. Se ha asumido un valor de fricción de 0,02 como valor del cálculo inicial y luego de obtener la velocidad y el número de Reynolds se obtiene un valor preciso del coeficiente de fricción utilizando el diagrama de Moody. Luego se corrige el valor de la velocidad del fluido.

TABLA N°3.6 Comportamiento del agua en el interior del equipo

Pif (psi)	Pif (Kpa)	$\vec{V}_{agua}(m/s)$	Re	Factor de fricción (f)	Q (m3/s)
10	81,611	0,199	83567,037	0,0250	9,728E-06
20	163,222	0,281	118225,137	0,0230	1,376E-05
30	244,833	0,345	144813,384	0,0230	1,686E-05
40	326,444	0,398	167226,342	0,0230	1,947E-05
50	408,055	0,445	186971,610	0,0230	2,176E-05
60	489,666	0,488	204822,157	0,0230	2,384E-05
70	571,277	0,527	221237,089	0,0232	2,575E-05
80	652,888	0,563	236515,502	0,0232	2,753E-05
90	734,499	0,597	250865,135	0,0232	2,920E-05
100	816,11	0,630	264437,231	0,0234	3,078E-05
110	897,721	0,660	277345,962	0,0235	3,228E-05
120	979,332	0,690	289680,023	0,0236	3,372E-05

(Fuente: Referencia N°1)

3.9.1.3- Análisis en el tanque del limpiador químico.

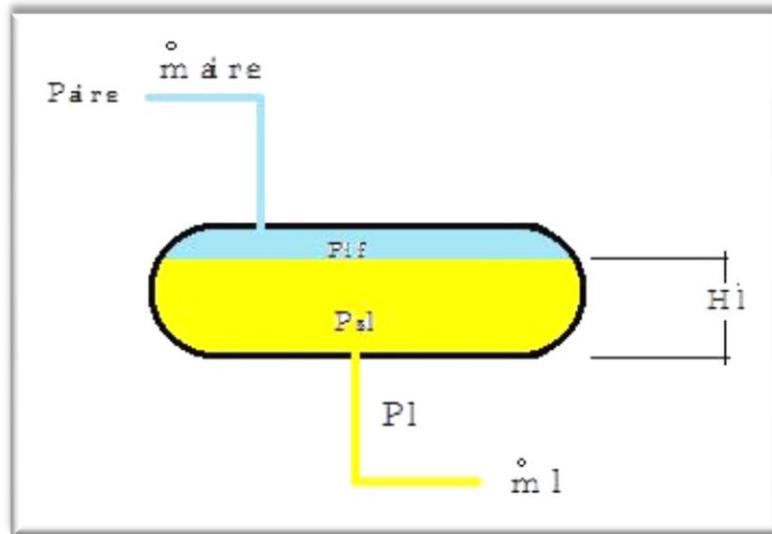


Figura N°3.8 Balance de masas en el tanque del limpiador químico

(Fuente: Referencia N°1)

Donde:

P_{aire} : es la presión del aire comprimido.

\dot{m}_{aire} : es el flujo masico de aire a través de la tubería que alimenta el tanque.

P_{if} : presión de la interface aire-limpiador.

P_{sl} : presión de salida del limpiador.

P_l : presión del limpiador en la tubería.

\dot{m}_l : es el flujo masico del limpiador a través de la tubería de salida.

H_l : altura de la columna de limpiador en el interior del tanque.

ρ : Densidad del limpiador = 1200 Kg/m³ a 25 °C

g : aceleración de la gravedad: 9,81 m/s²

\vec{V}_l : velocidad del limpiador en la tubería

D : diámetro de la tubería: 2 mm.

L : 120 mm.

Las consideraciones realizadas para el tanque de agua, también se pueden asumir para el tanque del limpiador químico, con la diferencia que hay que tomar en cuenta que existe una caída de presión a lo largo del tubo de 2,00 mm, por lo tanto se debe calcular la presión $P_{if_{abs}}$ que debe existir en el interior del tanque del limpiador químico que sea capaz de vencer las perdidas y asegurar el flujo de limpiador hacia el caudal de la tubería de agua asegurando que el caudal de limpiador químico sea una decima parte del caudal de agua, por lo tanto

$$P_{sl} \approx P_{if_{abs}}$$

$P_{if_{abs}}$ = presión que da el compresor o contenida en el tanque (absoluta)

Ahora se tiene que:
$$P_{if_{abs}} = P_o + \rho_l * \frac{\vec{v}_l^2}{2} + f * \frac{L}{D} * \frac{\vec{v}_l^2}{2} * \rho_l$$

A partir de los datos calculados del caudal de agua a través de la tubería y sabiendo que el caudal de limpiador químico debe ser la decima parte del caudal de agua se puede calcular la velocidad del limpiador a lo largo de la tubería delgada y de esta forma ubicar las perdidas por fricción en el diagrama de Moody, para luego calcular la presión en el interior del tanque contenedor de limpiador químico.

De esta forma queda determinada la velocidad del limpiador químico en la tubería que lo transporta al mezclador y la presión a la que debe operar el tanque que lo contiene.

Esta tabla es de gran importancia para el operador del equipo ya que con ella se va a regular el diferencial de presión entre los tanques de agua y limpiador químico para que la proporción volumétrica de mezcla de 10 litros de agua por cada litro de limpiador sea correcta.

TABLA N°3.7 Comportamiento del limpiador químico en el interior del equipo

Pif a (psi)	Pifa (Kpa)	Qa(m3/s)	QL (m3/s)	\vec{V}_{limp} (m/s)	Factor de fricción (f)	Pifl (Kpa)	Pifl (psi)
10	81,611	9,728E-06	9,728E-07	0,310	0,0521	8,185E+01	10,53
20	163,222	1,376E-05	1,376E-06	0,438	0,0368	1,636E+02	20,95
30	244,833	1,686E-05	1,686E-06	0,537	0,0301	2,453E+02	31,06
40	326,444	1,947E-05	1,947E-06	0,620	0,0260	3,270E+02	41,70
50	408,055	2,176E-05	2,176E-06	0,693	0,0233	4,087E+02	52,08
60	489,666	2,384E-05	2,384E-06	0,759	0,0212	4,905E+02	63,10
70	571,277	2,575E-05	2,575E-06	0,820	0,0197	5,722E+02	73,11
80	652,888	2,753E-05	2,753E-06	0,876	0,0184	6,539E+02	85,12
90	734,499	2,920E-05	2,920E-06	0,930	0,0173	7,356E+02	95,13
100	816,11	3,078E-05	3,008E-06	0,958	0,0168	8,172E+02	104,1
110	897,721	3,228E-05	3,228E-06	1,028	0,0157	8,990E+02	116,2
120	979,332	3,372E-05	3,372E-06	1,074	0,0150	9,806E+02	126,2

(Fuente: Referencia N°1)

3.9.1.4- Análisis en el tanque acumulador de aire comprimido.

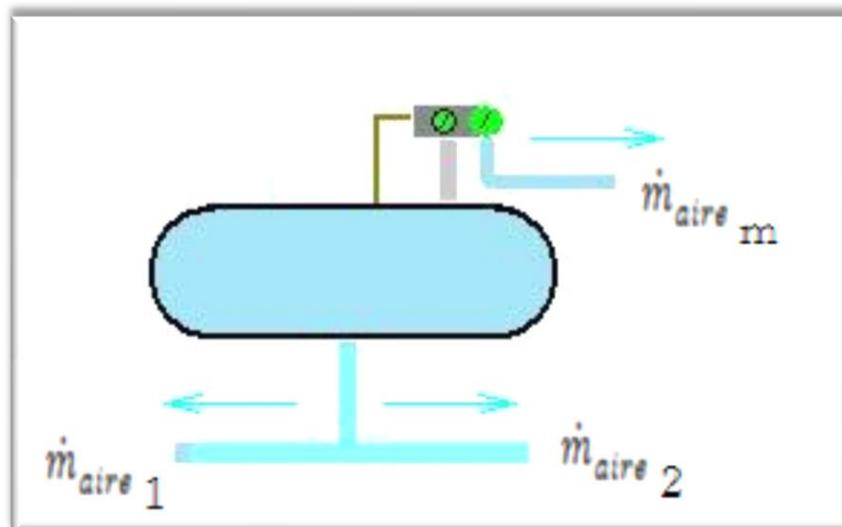


Figura N°3.7 Balance de masas en el tanque de aire (Fuente: Referencia N°1)

En este estudio nos interesa conocer las propiedades del flujo de aire comprimido que se dirige desde el regulador hasta el tanque mezclador:

Donde:

P_{aire} : es la presión del aire comprimido en el tanque.

\dot{m}_{aire} : es el flujo másico de aire a través de la tubería que conecta el tanque acumulador de aire y el tanque mezclador.

P_o : presión de aire en la tubería.

ρ : Densidad del aire = 7,69 Kg/m³ a 25 °C y 80 psi

\vec{V}_{aire} : velocidad del aire en la tubería

d: diámetro de la tubería: 4,5 mm (1/4 de pulgada).

L: 470 mm

$$P_{aire} = P_o + \rho_{aire} * \frac{\vec{V}_{aire}^2}{2} + f * \frac{L}{D} * \frac{\vec{V}_{aire}^2}{2} * \rho_{aire}$$

$$P_{aire} = P_o + \left(\rho_{aire} * \frac{\vec{V}_{aire}^2}{2} * \left(1 + f * \frac{L}{D} \right) \right)$$

$$\vec{V}_{aire} = \sqrt{2 \frac{P_{aire} - P_o}{\rho_{aire} * \left(1 + f * \frac{L}{D} \right)}}$$

$$\dot{m}_{aire} = \rho_{aire} * A_{aire} * \vec{V}_{aire}$$

Conociendo los datos e introduciendo sus valores en las ecuaciones se construye la siguiente tabla de resultados. El factor de fricción se halla con el número de Reynolds y el diagrama de Moody. Es de hacer notar el hecho de que el cálculo es iterativo, por lo que se supone un valor inicial del factor de fricción que hay que ir ajustando para aproximar los resultados a un valor preciso.

TABLA N°3.8 Comportamiento del aire en el interior del equipo

Pif (psi)	Pif (Kpa)	$\overrightarrow{V_{aire}}$ (m/s)	Re	Factor de fricción (f)	Q (m3/s)
10	81,611	1,852	777986,941	0,033	2,945E-05
20	163,222	2,621	1100644,649	0,031	4,167E-05
30	244,833	3,210	1348174,176	0,031	5,104E-05
40	326,444	3,707	1556832,866	0,031	5,894E-05
50	408,055	4,144	1740656,065	0,031	6,590E-05
60	489,666	4,540	1906839,925	0,031	7,219E-05
70	571,277	4,904	2059658,580	0,031	7,797E-05
80	652,888	5,243	2201896,553	0,031	8,336E-05
90	734,499	5,561	2335487,828	0,031	8,841E-05
100	816,11	5,862	2461840,441	0,031	9,320E-05
110	897,721	6,148	2582017,297	0,031	9,775E-05
120	979,332	6,421	2696844,135	0,031	1,021E-04

(Fuente: Referencia N°1)

Todos los valores de las tablas calculados nos dan la información del comportamiento de los fluidos en el interior del equipo. En ellos se puede observar como varia la mezcla, el flujo y las velocidades en las tuberías cuando se cambian los parámetros de construcción de la unidad. Es de hacer notar el hecho de que todos los diámetros de tuberías fueron escogidos en pruebas realizadas en campo y simplemente me limito a demostrar el funcionamiento de la unidad con las medidas de longitudes y diámetros escogidos experimentalmente. Las pruebas realizadas se describen posteriormente.

3.9.2 – DISEÑO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA.

Este tanque tiene una capacidad de 22 litros, capacidad que fue determinada experimentalmente. Su construcción será a partir de un tubo 200 mm formado de una lámina de acero inoxidable AISI 304 el cual será cortada a la medida y se le anexaran los casquetes elipsoidales en las puntas mediante el proceso de soldadura TIG (Tungsten Inert Gas). En la parte superior del tanque se le soldaron dos soportes en lámina de 3mm de

espesor de acero inoxidable donde reposara el sistema de compresión (tanque de aire y compresor). En la parte inferior se le soldaran dos soportes en lámina de acero inoxidable de 3mm de espesor, los cuales tendrán instalados las ruedas de transporte y los ejes de las mismas. En la parte superior se le van a instalar tres conexiones que se describen a continuación: La primera consiste en una conexión de 21,33 mm ($\frac{1}{2}$ pulgada) con rosca en uno de sus extremos, en la cual se va a instalar una válvula de bola y un embudo y su función será la de recibir el agua con el cual se va a llenar el tanque. La segunda es una conexión de 13,72 mm ($\frac{1}{4}$ de pulgada) con rosca interna, en la cual se va a instalar una válvula de seguridad de sobrecarga de presión y un manómetro para medir la presión interna en el tanque. La tercera conexión que también es de 13,72 mm ($\frac{1}{4}$ de pulgada) y rosca interna se instalará la conexión para la tubería que va a suministra el aire comprimido que proviene del tanque acumulador del sistema de compresión.

En la parte central e inferior del tanque se instalará una conexión de 17,15 mm ($\frac{3}{8}$ de pulgada) de rosca interna, donde se instalará la conexión de la tubería que llevara el agua a presión hasta el tanque mezclador. En un extremo superior del tanque se va a soldar una guía para introducir una palanca cuya función será la de facilitar el transporte de la unidad cuando se encuentre en servicio y adicionalmente en la zona superior del extremo posterior se soldara una manilla que servirá cuando el equipo deba ser elevado del piso. El diseño general del tanque es el que se muestra en la figura:

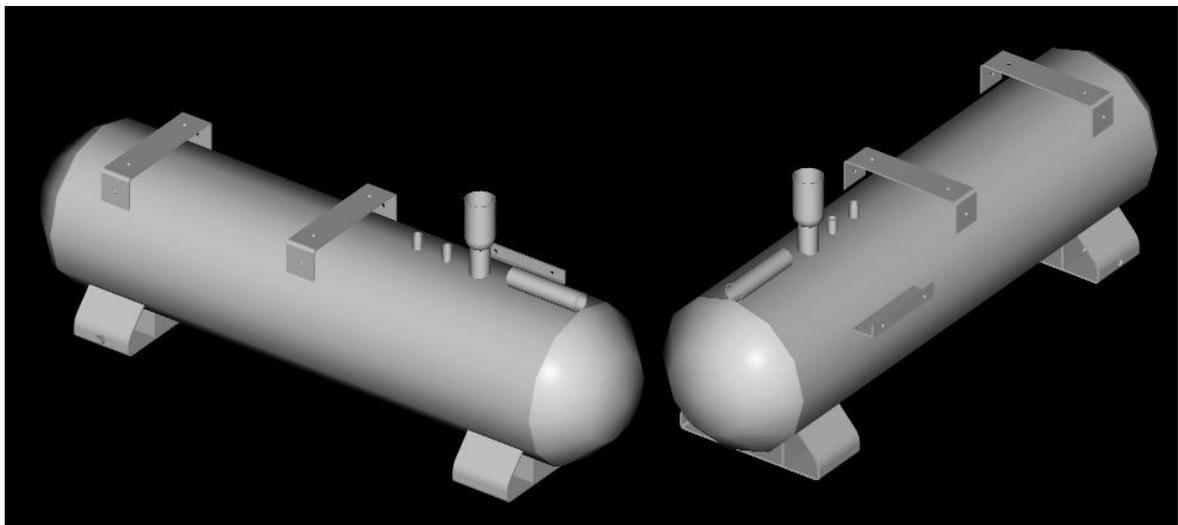


Figura N°3.8 Tanque de agua
(Fuente: Referencia N°1)

A un lado lleva soldado una lámina de acero inoxidable con dos agujeros donde se soportará el tanque mezclador.

3.9.2.1 – Cálculo de las dimensiones del tanque.

Por medidas experimentales se sabe que con un volumen de 22 litros de agua se puede realizar un mantenimiento de los serpentines de los condensadores y evaporadores de tres unidades acondicionadoras de aire de cinco toneladas. Por la ecuación:

$$V = \text{Area de la base} * \text{Longitud}$$

$$V = \frac{1}{4} * \pi * d^2 * L$$

Por razones de estética y para conservar la condición de ser un equipo portátil se escoge un cilindro de 200 mm de diámetro interno para el cuerpo del tanque. Esta medida además de estar estandarizada proporciona el ancho suficiente para instalar las bases del sistema de compresión. Por lo tanto se procede a calcular la longitud del tanque:

$$L = \frac{4 * V}{\pi * d^2}$$

$$L = \frac{4 * 22 * 10^{-3} \text{ m}^3}{\pi * (0,20 \text{ m})^2} \Rightarrow L = 0,70 \text{ m (700 mm)}$$

De esta forma se sabe que el cilindro del tanque tiene las siguientes dimensiones:

$$V = 22,00 \text{ litros}$$

$$\text{Diametro interno} = 200,00 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud} = 700,00 \text{ mm}$$

Las tapas del tanque son de forma elipsoidal por razones de la maquinaria disponible para su fabricación, aunque para recipientes de diámetros pequeños y medianos se pueden usar de forma hemisférica.

$$V = \frac{\frac{4}{3} * \pi * r^2 * h}{2}$$

Esta ecuación es válida para el cálculo del volumen de un casquete elipsoidal, siendo **r** el radio del casquete y **h** la profundidad

$$V = \frac{\frac{4}{3} * \pi * (0,1 \text{ m})^2 * 0,05 \text{ m}}{2} \Rightarrow V = 0,00104 \text{ m}^3$$

Ahora el volumen total del tanque de agua está dado por:

$$V_{total} = 0,022 \text{ m}^3 + (2 * 0,00104 \text{ m}^3) \Rightarrow V_{total} = 0,02409 \text{ m}^3$$

El tanque posee una capacidad de 24,09 litros de agua.

3.9.2.2 – Cálculo del espesor de la pared del tanque.

La presión uniforme interna, induce en la costura longitudinal un esfuerzo unitario igual al doble del que obra en la costura circunferencial, por la geometría misma del cilindro. Cuando otras fuerzas no son factores importantes, un recipiente sujeto a presión, debe resistir la deformación circunferencial. Las normas establecen el método de diseño para tal requisito.

La presión máxima de operación del tanque está estimada en 150 psi, sin embargo para el diseño se va a trabajar con una presión de 250 psi con el fin de dejar un margen que va a funcionar como el factor de seguridad del sistema.

Entonces conociendo que:

Esfuerzo de fluencia (S_y): $227,61 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ o $227,61 \text{ Mpa}$

Presión de diseño (P_d): 250 Psi o $1724352,75 \text{ N/m}^2$ o $1,72 \text{ Mpa}$

Diámetro interno del cilindro (d): 200 mm o $0,20 \text{ m}$

Eficiencia de la junta e : $0,6$ (eficiencia de las juntas a tope de un solo cordón de soldadura sin tira de respaldo del casco cilíndrico y la tapa elipsoidal)

Espesor de la pared (t)

Esfuerzo calculado (σ_{cal})

Esfuerzo admisible (σ_{adm})

Se calcula el esfuerzo:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{cal}} &\leq \sigma_{\text{adm}} = 0,6 S_y \\ \sigma_{\text{adm}} &= 0,6 * 227,61 * 10^6 \text{ N/m}^2 \\ \sigma_{\text{cal}} &= \sigma_{\text{adm}} = 136566000,00 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

Para calcular el espesor de la pared del casco cilíndrico se utiliza la siguiente ecuación:

$$t = \frac{P_d * \frac{d}{2}}{(\sigma_{\text{cal}} * e) - 0,6 * P_d}$$
$$t = \frac{1724352,75 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * \frac{0,20 \text{ m}}{2}}{\left(136566000,00 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0,6\right) - \left(0,6 * 1724352,75 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)} \Rightarrow t = 0,00268 \text{ m}$$

El espesor de la pared del cilindro calculada es $0,00268 \text{ m}$ o $2,68 \text{ mm}$, por lo que en la construcción se va a utilizar una lámina normalizada de $3,00 \text{ mm}$ de espesor ya que es el estándar en el mercado luego de $2,50 \text{ mm}$

Cuando el espesor de la pared excede de la mitad del radio interior o la presión de diseño excede de $0,385 * \sigma_f * e$ se aplicaran las ecuaciones dadas en el apéndice del código 1-2.

Entonces:

$$\frac{1}{2} * \frac{d}{2} = \frac{1}{2} * 0,1 \text{ m} = 0,05 \text{ m} > 0,00268 \text{ m}$$

$$0,385 * \sigma_{\text{cal}} * e = 0,385 * 136566000,00 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0,6 = 31546746,00 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} > 1724352,75 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Por lo tanto, el cálculo anterior es correcto.

Para calcular el espesor de la pared del casco elipsoidal de las tapas, se utiliza la siguiente expresión:

$$t = \frac{P_d * d}{2(\sigma_{\text{cal}} * e) - 0,2 * P_d}$$

$$t = \frac{1724352,75 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0,20 \text{ m}}{2 \left(136566000,00 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0,6 \right) - (0,2 * 1724352,75 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})} \Rightarrow t = 0,00241 \text{ m}$$

El espesor de la pared del casquete calculada es 0,00241 m o 2,41 mm . Por razones de economía a la hora de adquirir el material, para la construcción de las tapas se va a utilizar la misma lámina del cilindro, es decir 3,00 mm.

El casquete elipsoidal tiene una relación de medida diámetro vs profundidad 2:1. Para las cabezas elipsoidales cuya relación del eje mayor al eje menor sea diferente de 2:1 se utilizan las ecuaciones de apéndice 1-4 de las normas.

3.9.2.3 – Cálculo del esfuerzo en las soldaduras del tanque.

El cilindro del tanque principal fue construido con una lámina de acero inoxidable de 3,00 mm de espesor cortada a la medida y doblada en un tren de rodillos Roll-Forming. Para unir ambas secciones de la lámina se utilizó el proceso de soldadura TIG (tungsten inert gas), el cual es un proceso de soldadura por arco que utiliza un arco entre un electrodo de tungsteno no consumible y el charco de material fundido. El proceso se emplea con un

gas protector y sin aplicación de presión y la adición de material de aporte es opcional, ya que el charco de soldadura se genera a partir del propio material base. El gas de protección utilizado fue Argón y las varillas utilizadas como material de aporte fueron de acero AISI 304.

Para unir las secciones de la lámina con la cual se fabricó el cilindro se utilizó una preparación de bordes recta para realizar una soldadura a tope. Este cordón de soldadura va a estar sometido a cargas de tracción cuando el cilindro contenga presión. Para cargas de tracción, el esfuerzo normal esta dado por:

$$\sigma = \frac{F}{h * l}$$

Donde F es la carga de tracción, h es la garganta de la soldadura y l la longitud de la soldadura, como en la figura. El valor de h no incluye el refuerzo, el cual es deseable, pero varia un poco y produce concentración de esfuerzos en el punto A de la figura. Si existen cargas de fatiga se debe maquinar el refuerzo.

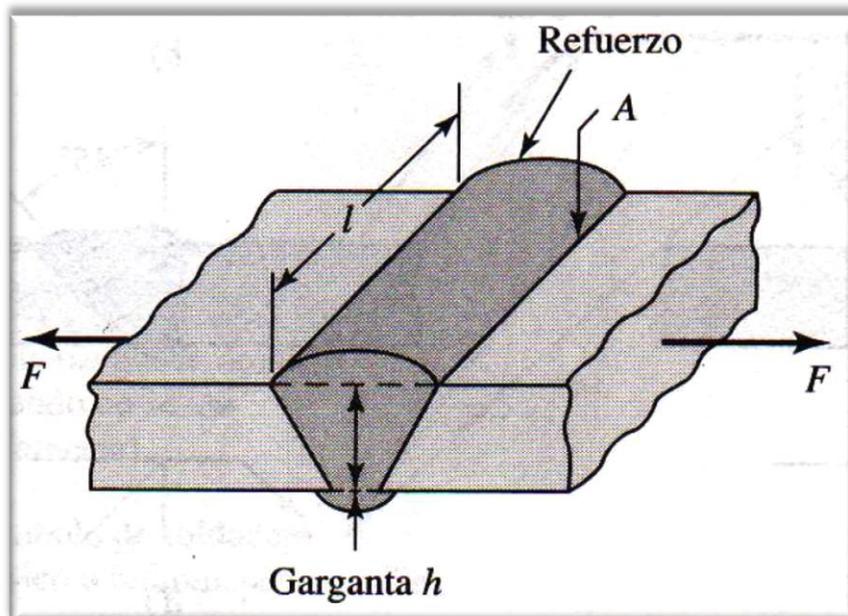


Figura N°3.9 Diseño del cordón de soldadura

(Fuente: Referencia N°1)

El esfuerzo determinado para comprobar la resistencia del cordón de soldadura, corresponde al cálculo del esfuerzo circunferencial σ_1 , el cual se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\sigma_1 = \frac{p * r}{t}$$

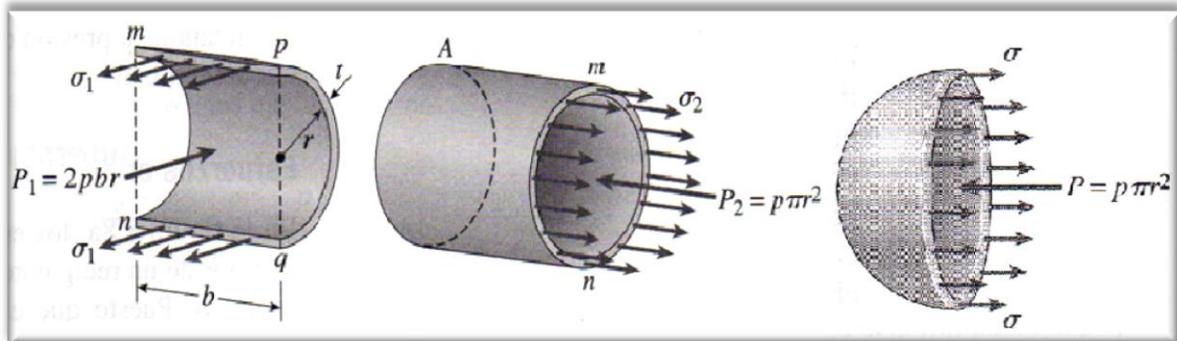


Figura N°3.10 Esfuerzos en los recipientes a presión

(Fuente: Referencia N°1)

Donde p es la presión de diseño, r el radio interior del cilindro y t el espesor de la pared del tanque. Entonces sustituyendo valores se obtiene que:

$$\sigma_1 = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * 0,1 \text{ m}}{0,003 \text{ m}}$$

$$\sigma_1 = 57478425,00 \text{ N/m}^2$$

Este es el esfuerzo circunferencial al que va a estar sometido el cilindro cuando se encuentre a la presión de diseño. Ahora bien, para comprobar que el cordón de soldadura longitudinal va a resistir la presión de diseño del cilindro, hay que calcular el esfuerzo circunferencial utilizando la ecuación para el cálculo del esfuerzo normal en la soldadura a tope:

$$\sigma = \frac{F}{h * l}$$

Siendo la carga de tensión F:

$$F = 2 * p * l * r$$
$$F = 2 * 1724352,75 \frac{N}{m^2} * 0,70m * 0,1m$$
$$F = 241409,38 N$$

Entonces, calculando el esfuerzo en el cordón de soldadura se tiene:

$$\sigma = \frac{241409,38 N}{0,003m * 0,70m}$$
$$\sigma = 114956847,6 N/m^2$$

Este resultado implica que la resistencia del cordón de soldadura es mucho mayor al esfuerzo generado por la presión de diseño del cilindro y por lo tanto el proceso de fabricación es aceptable

El factor de seguridad contra falla de la soldadura se determina a través de la teoría de esfuerzo cortante máximo:

$$\sigma \leq \frac{S_y}{\psi} \Rightarrow \psi = \frac{S_y}{\sigma} \Rightarrow \psi = \frac{227,61 * 10^6 N/m^2}{114956847,6 N/m^2} \Rightarrow \psi = 2,98$$

Este es el valor de factor de seguridad que previene contra la fluencia en la unión soldada.

Luego de haber calculado y verificado la soldadura longitudinal del cilindro, hay que calcular las soldaduras de las tapas elípticas y el cilindro del tanque. Ambos casquetes van a ser unidos al cilindro mediante el mismo proceso de soldadura (TIG) y con el mismo material de aporte y juntas a tope. Para ello se utiliza la misma ecuación anterior para el esfuerzo en la junta a tope.

El esfuerzo determinado para comprobar la resistencia del cordón de soldadura, corresponde al cálculo del esfuerzo longitudinal σ_2 , el cual se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\sigma_2 = \frac{p * r}{2t}$$

Donde p es la presión de diseño, r el radio interior del cilindro y t el espesor de la pared del tanque. Entonces sustituyendo valores se obtiene que:

$$\sigma_2 = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * 0,1 \text{ m}}{2 * 0,003 \text{ m}}$$
$$\sigma_2 = 28739212,50 \text{ N/m}^2$$

Este es el esfuerzo longitudinal al que va a estar sometido el cilindro cuando se encuentre a la presión de diseño. Ahora bien, para comprobar que el cordón de soldadura radial va a resistir la presión de diseño del cilindro, hay que calcular el esfuerzo longitudinal utilizando la ecuación para el cálculo del esfuerzo normal en la soldadura a tope:

$$\sigma = \frac{F}{h * l}$$

Siendo la carga de tensión F :

$$F = p * \pi * r^2$$
$$F = 1724352,75 \text{ N/m}^2 * \pi * (0,1 \text{ m})^2$$
$$F = 541721,39 \text{ N}$$

Entonces, calculando el esfuerzo en el cordón de soldadura se tiene:

$$\sigma = \frac{541721,39 \text{ N}}{0,003\text{m} * 2 * \pi * 0,1\text{m}}$$

$$\sigma = 287392125,00 \text{ N/m}^2$$

Este resultado implica que la resistencia del cordón de soldadura es mayor al esfuerzo generado por la presión de diseño del cilindro y por lo tanto el proceso de fabricación es aceptable.

El factor de seguridad contra falla de la soldadura se determina a través de la teoría de esfuerzo cortante máximo:

$$\sigma \leq \frac{S_y}{\psi} \Rightarrow \psi = \frac{S_y}{\sigma} \Rightarrow \psi = \frac{227,61 * 10^6 \text{ N/m}^2}{287392125,00 \text{ N/m}^2} \Rightarrow \psi = 9,17$$

Este es el valor de factor de seguridad que previene contra la fluencia en la unión soldada.

3.9.2.4 – Cálculo de la deformación del tanque debida a la presión.

Con los esfuerzos principales calculados se puede hallar las deformaciones circunferencial y longitudinal del tanque. Dado que los esfuerzos son bastante menores que el esfuerzo de fluencia del acero, se puede suponer que la ley de Hooke es aplicable en la pared del recipiente. Entonces se puede obtener las deformaciones en las direcciones x y y con las siguientes ecuaciones para el estado biaxial de esfuerzos:

$$\epsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y) \quad \epsilon_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - \nu\sigma_x)$$

Se observa que la deformación principal ϵ_x es la misma que la deformación principal ϵ_2 en la dirección longitudinal y que la deformación ϵ_y es la misma que la deformación

principal ϵ_1 en la dirección circunferencial. Además, el esfuerzo σ_x es el mismo esfuerzo σ_2 y el esfuerzo σ_y es el mismo esfuerzo σ_1 ; por lo tanto, las dos ecuaciones anteriores pueden escribirse de la siguiente manera:

$$\epsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} (1 - 2\nu) = \frac{p * r}{2 * t * E} (1 - 2\nu)$$

$$\epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} (2 - \nu) = \frac{p * r}{2 * t * E} (2 - \nu)$$

Sustituyendo y calculando:

$$\epsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} (1 - 2\nu) = \frac{28739212,50 \text{ N/m}^2}{1,938 \times 10^{15} \text{ N/m}^2} (1 - 2(0,30)) \Rightarrow \epsilon_2 = 5,0 \times 10^{-9} \text{ m}$$

$$\epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} (2 - \nu) = \frac{57478425,00 \text{ N/m}^2}{1,938 \times 10^{15} \text{ N/m}^2} (2 - (0,30)) \Rightarrow \epsilon_2 = 5,0 \times 10^{-8} \text{ m}$$

Todos estos cálculos han sido comprobados utilizando el Software MDSolids v3.2. A continuación se muestra una copia del cuadro de dialogo mostrado al realizar el cálculo del recipiente a presión de pared delgada con los siguientes datos de entrada: Diámetro interno del recipiente, espesor de pared, presión de operación y modulo de elasticidad del material de construcción.

Como se puede observar en los datos suministrados en el cuadro de dialogo, los resultados calculados por el programa son muy parecidos a los cálculos realizados manualmente ya que se arrastra un pequeño margen de error debido a las transformaciones de unidades y decimales omitidos, sin embargo este margen de error no es significativo por lo que se puede asumir que el procedimiento de cálculo fue realizado con bastante precisión.

Dirigirse a Anexo 2 Tabla N°3.8 Datos suministrados por el software MDSolids en el cálculo del recipiente a presión.

3.9.2.5 – Cálculo del esfuerzo en las soldaduras de las tomas y registros.

Cuando hay tuberías externas conectadas al recipiente, las normas consideran lo siguiente:

- La conexión soldada de extremo para la primera junta circunferencial en uniones soldadas.
- La primera junta roscada para conexiones roscadas.
- La cara de la primera brida para conexiones bridadas, unidas mediante pernos.
- La primera superficie de sellado para conexiones o accesorios de conexiones patentados, norma U-1.

FORMA DE LOS REGISTROS

Los registros de inspección en los recipientes sujetos a presión deben ser de preferencia circulares, elípticos u oblongos. Un registro oblongo es el formado por dos lados paralelos y extremos semicirculares. La abertura para un tubo o una tobera circular cuyo eje no sea perpendicular a la pared o a la cabeza del recipiente, puede tomarse, para fines de diseño, como registro elíptico.

TAMAÑO DE LOS REGISTROS

Las aberturas reforzadas correctamente no tienen limitaciones en cuanto a tamaño, pero cuando un registro en la cabeza de un casco cilíndrico sea mayor de la mitad del diámetro interior de la cabeza, se recomienda usar secciones de reducción del casco en lugar de cabezas.

ESPESOR DEL CUELLO DE UNA BOQUILLA

Para recipientes sujetos a presión interna, el espesor de la pared del cuello de la boquilla o de otra conexión no deberá ser menor que el valor mayor de lo siguiente:

- El espesor calculado para las cargas aplicables sobre el cuello de la boquilla (presión, reacción de la tubería).
- El valor menor de lo siguiente:
 - ✚ El espesor de la cabeza o casco (a donde esta conectada la boquilla) necesario para soportar la presión interna (suponiendo $e = 1,0$) mas el margen por corrosión, pero para recipientes soldados en ningún caso deberá ser menor que 1,60 mm (1/16 pulgadas). $e = 0,8$ si el registro esta en un recipiente que no va a ser radiografiado.
 - ✚ El espesor mínimo de la pared del tubo estándar más el margen por corrosión.

El espesor mínimo de un tubo (ANSI B36.10-1979) es el espesor de pared menos 12.5% de tolerancia permitida.

La ubicación preferible de las aberturas de inspección pequeñas es en cada cabeza o cerca de ellas. No se requieren registros de inspección en recipientes de 305,00 mm (12 pulgadas) de diámetro o menores, si tienen por lo menos dos conexiones para tubos de 21,33 mm (½ pulgada) como mínimo.

Para el caso que compete, se van a instalar cuatro conexiones en el tanque, tal como lo indica el plano. La primera conexión soldada es un niple de acero inoxidable de 21,33 mm (½ pulgada) con rosca externa NPT y en la cual se va a instalar la válvula de bola para el llenado con agua y el embudo. La segunda y tercera conexión corresponden respectivamente a una válvula de paso de aire donde se va a conectar el suministro de aire comprimido que proviene del tanque del sistema de compresión de aire y al conjunto de manómetro de medición de presión interna y a la válvula de escape de seguridad. Ambas conexiones son anillos soldados de 13,72 mm (¼ de pulgada) con rosca interna NPT. En la

parte inferior del tanque se va a instalar un anillo de 17,15 mm (3/8 de pulgada) con rosca NPT para la salida del agua a presión. Se escogió un diámetro mayor para evitar el estrangulamiento del agua a presión en la salida del tanque y de esta manera disminuir las pérdidas.

Debido a que el material de construcción no se corroe y apegado a la norma donde en recipientes de 305 mm (12 pulgadas) de diámetro o menores no se requieren registros de inspección si se le instalan conexiones removibles, entonces se evita la colocación de las mismas para disminuir los costos en la fabricación. El tipo de conexión soldada utilizada son las siguientes:

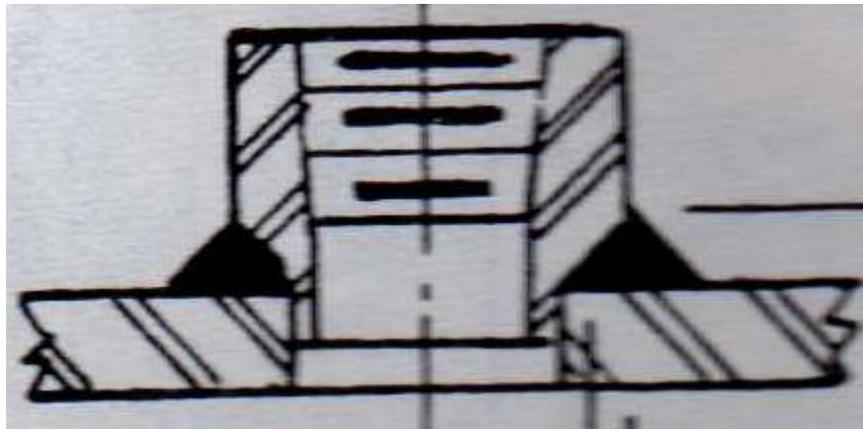


Figura N°3.11 Anillo con rosca NPT instalado en el tanque de agua
(Fuente: Referencia N°5)

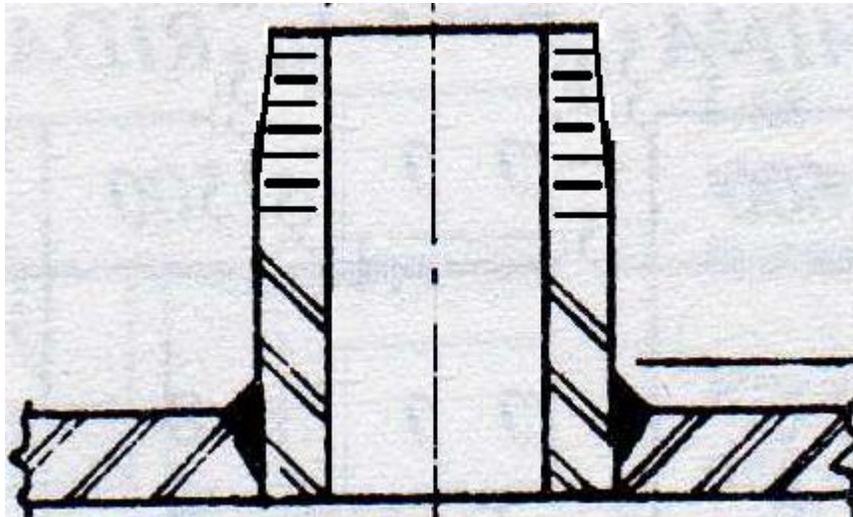


Figura N°3.12 Niple con rosca NPT instalado en el tanque de agua
(Fuente: Referencia N°5)

3.9.2.5.1 – Cálculo del espesor de la soldadura para la presión de diseño en el niple de ½ pulgada.

Datos del niple: Diámetro exterior (d_o) = 0,840 pulg o 0,0213 m

Diámetro interior (d) = 0,622 pulg o 0,0157 m

Espesor de pared (t_n) = 0,109 pulg o 0,00276 m

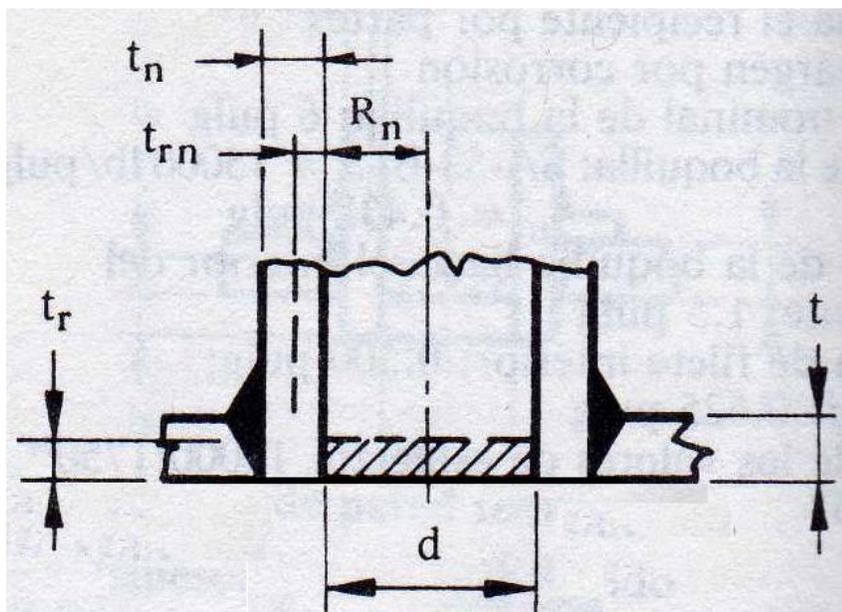


Figura N°3.13 Esquema del diseño de la soldadura del niple de ½ pulgada instalado en el tanque de agua. (Fuente: Referencia N°5)

Espesor de la pared del tanque:

$$t = \frac{P_d * \frac{d}{2}}{(\sigma_{cal} * E) - 0,6 * P_d}$$

$$t = \frac{1724352,75 \frac{N}{m^2} * \frac{0,20 m}{2}}{\left(136566000,00 \frac{N}{m^2} * 0,6\right) - (0,6 * 1724352,75 \frac{N}{m^2})} \Rightarrow t = 0,00268 m$$

Espesor de la pared de la boquilla (Niple):

$$t_{rn} = \frac{P_d * \frac{d}{2}}{(\sigma_{cal} * E) - 0,6 * P_d}$$

$$t_{rn} = \frac{1724352,75 \frac{N}{m^2} * \frac{0,0157 m}{2}}{\left(136566000,00 \frac{N}{m^2} * 1,0\right) - (0,6 * 1724352,75 \frac{N}{m^2})} \Rightarrow t_{rn} = 0,00099 m$$

Área de refuerzo requerido:

$$A = d * t_r = 0,0157 m * 0,00268 m \Rightarrow A = 0,0000421 m^2$$

Área de refuerzo disponible:

$A_1 =$ (exceso en el espesor de pared) De estos dos resultados se utiliza el mayor

$$(t - t_r) * d = (0,003 m - 0,00268 m) * 0,0157 m = 0,000005024 m^2$$

$$(t - t_r) * (t_n + t) * 2 = (0,003 m - 0,00268 m) * (0,00138 m + 0,003 m) * 2 = 0,000002803 m^2$$

$A_2 =$ (exceso en el cuello de la boquilla) De estos dos resultados se utiliza el menor

$$(t_n - t_{rn}) * 5 * t = (0,00138 m - 0,00099 m) * 5 * 0,003 m = 0,00000585 m^2$$

$$(t_n - t_m) * 5 * t_n = (0,00138 \text{ m} - 0,00099 \text{ m}) * 5 * 0,00138 \text{ m} = 0,00000269 \text{ m}^2$$

$$A_3 = (\text{extensión hacia el interior}) = 0 \text{ m}^2$$

A_4 = Área de la soldadura de filete exterior.

$$A_5 = \text{Área de la soldadura de filete interior} = 0 \text{ m}^2$$

Entonces sumando las áreas y despejando el área del cordón de soldadura de filete exterior se tiene que:

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 = 0,0000421 \text{ m}^2$$

$$A_4 = 0,0000421 \text{ m}^2 - (A_1 + A_2 + A_3 + A_5)$$

$$A_4 = 0,0000421 \text{ m}^2 - (0,000005024 \text{ m}^2 + 0,00000269 \text{ m}^2 + 0 \text{ m}^2 + 0 \text{ m}^2)$$

$$A_4 = 0,00003438 \text{ m}^2$$

Para hallar el tamaño del cateto de la soldadura de filete:

$$A_4 = \frac{1}{2} C^2 = 0,00003438 \text{ m}^2$$

$$C = 0,00429 \text{ m o } 4,29 \text{ mm}$$

Verificación de la resistencia de sujeción de la carga de la boquilla que ha de ser soportada por la soldadura:

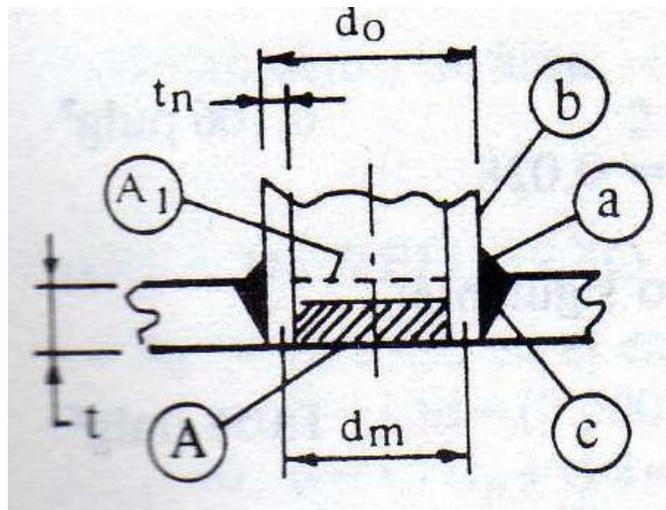


Figura N° 3.14 Posibles puntos de falla de la soldadura

(Fuente: Referencia N°5)

Carga que debe soportar la soldadura:

$$(A-A_1) * \sigma_{adm} = (0,0000421 \text{ m}^2 - 0,000005024 \text{ m}^2) * 136566000,00 \text{ N/m}^2 = 5163,2 \text{ N}$$

Valor de esfuerzo de la soldadura: es el valor de esfuerzo del material más débil unido por la soldadura, multiplicado por los factores siguientes:

- Soldadura de ranura a tracción 0,74
- Soldadura de ranura a corte 0,60
- Soldadura de filete a corte 0,49

Soldadura de filete a corte: $0,49 * 136566000,00 \text{ N/m}^2 = 68237400,00 \text{ N/m}^2$

Soldadura de ranura a tracción: $0,74 * 136566000,00 \text{ N/m}^2 = 103052400,00 \text{ N/m}^2$

Valor de esfuerzo de la pared de la boquilla al corte:

$$0,70 * 136566000,00 \text{ N/m}^2 = 97482000,00 \text{ N/m}^2$$

Resistencia de la soldadura y del cuello de la boquilla:

Soldadura de fileta al corte $\frac{\pi * d_o}{2} \times \text{cateto soldadura} \times 68237400,00 \text{ N/m}^2 \Rightarrow$

$$0,0335 \text{ m} * 0,00429 \text{ m} * 68237400,00 \text{ N/m}^2 = 9810,90 \text{ N}$$

Pared de la boquilla al corte $\frac{\pi * d_m}{2} \times t_n \times 97482000,00 \text{ N/m}^2 \Rightarrow$

$$0,0291 \text{ m} * 0,00138 \text{ m} * 97482000,00 \text{ N/m}^2 = 3914,60 \text{ N}$$

Soldadura de ranura a tracción $\frac{\pi * d_o}{2} \times \text{cateto soldadura} \times (103052400,00 \text{ Kg/m}^2 -$

$$97482000,00 \text{ Kg/m}^2) \times 0,003 \text{ m} \times 103052400,00 \text{ N/m}^2 \Rightarrow$$

$$0,0335 \text{ m} * 0,00429 \text{ m} * 5570400,00 \text{ N/m}^2 * 0,003 \text{ m} * 103052400,00 \text{ N/m}^2 =$$

$$24749580,76 \text{ N}$$

Posibles puntos de falla:

Por *a* y *b* $9810,90 \text{ N} + 3914,60 \text{ N} = 13725,50 \text{ N}$

Por *a* y *c*

$$9810,90 \text{ N} + 24749580,76 \text{ N} = 24759391,66 \text{ N}$$

Ambas trayectorias tienen más resistencia que la requerida: 5163,20 N

3.9.2.5.2 – Cálculo del espesor de la soldadura para la presión de diseño en los anillos de ¼ pulgada.

Datos del anillo: Diámetro exterior (d_o) = 0,540 pulg o 0,0137 m

Diámetro interior (d) = 0,364 pulg o 0,00924 m

Espesor de pared (t_n) = 0,088 pulg o 0,00223 m

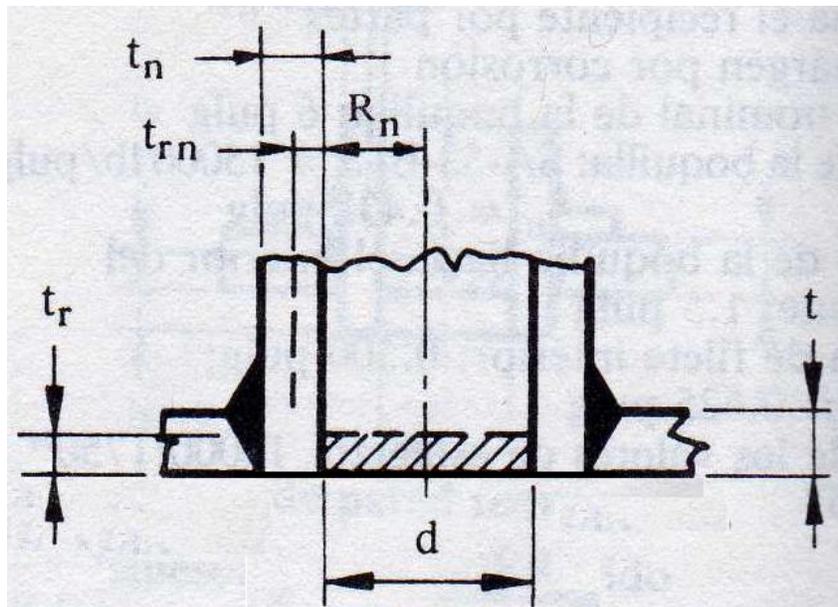


Figura N°3.15 Esquema del diseño de la soldadura de los anillos de ¼ de pulgada instalados en el tanque de agua. (Fuente: Referencia N°5)

Espesor de la pared del tanque:

$$t = \frac{P_d * \frac{d}{2}}{(\sigma_{cal} * E) - 0,6 * P_d}$$

$$t = \frac{1724352,75 \frac{N}{m^2} * \frac{0,20 m}{2}}{\left(136566000,00 \frac{N}{m^2} * 0,6\right) - \left(0,6 * 1724352,75 \frac{N}{m^2}\right)} \Rightarrow t = 0,00268 m$$

Espesor de la pared de la boquilla (Anillo):

$$t_{rn} = \frac{P_d * \frac{d}{2}}{(\sigma_{cal} * E) - 0,6 * P_d}$$

$$t_{rn} = \frac{1724352,75 \frac{N}{m^2} * \frac{0,0092 m}{2}}{\left(136566000,00 \frac{N}{m^2} * 1,0\right) - \left(0,6 * 1724352,75 \frac{N}{m^2}\right)} \Rightarrow t_{rn} = 0,00059 m$$

Área de refuerzo requerido:

$$A = d * t_r = 0,0092 m * 0,00268 m \Rightarrow A = 0,0000246 m^2$$

Área de refuerzo disponible:

$A_1 =$ (exceso en el espesor de pared) De estos dos resultados se utiliza el mayor

$$(t - t_r) * d = (0,003 m - 0,00268 m) * 0,0092 m = 0,000002944 m^2$$

$$(t - t_r) * (t_n + t) * 2 = (0,003 m - 0,00268 m) * (0,00223 m + 0,003 m) * 2 = 0,000003347 m^2$$

$A_2 =$ (exceso en el cuello de la boquilla) De estos dos resultados se utiliza el menor

$$(t_n - t_{rn}) * 5 * t = (0,00223 m - 0,00059 m) * 5 * 0,003 m = 0,0000246 m^2$$

$$(t_n - t_{rn}) * 5 * t_n = (0,00223 m - 0,00059 m) * 5 * 0,00223 m = 0,0000182 m^2$$

$A_3 =$ (extensión hacia el interior) = 0 m²

$A_4 =$ Área de la soldadura de filete exterior.

$A_5 =$ Área de la soldadura de filete interior = 0 m²

Entonces sumando las áreas y despejando el área del cordón de soldadura de filete exterior se tiene que:

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 = 0,0000246 \text{ m}^2$$

$$A_4 = 0,0000246 \text{ m}^2 - (A_1 + A_2 + A_3 + A_5)$$

$$A_4 = 0,0000246 \text{ m}^2 - (0,000003347 \text{ m}^2 + 0,0000182 \text{ m}^2 + 0 \text{ m}^2 + 0 \text{ m}^2)$$

$$A_4 = 0,0000031 \text{ m}^2$$

Para hallar el tamaño del cateto de la soldadura de filete:

$$A_4 = \frac{1}{2} C^2 = 0,0000031 \text{ m}^2$$

$$C = 0,00247 \text{ m o } 2,47 \text{ mm}$$

Verificación de la resistencia de sujeción de la carga de la boquilla que ha de ser soportada por la soldadura:

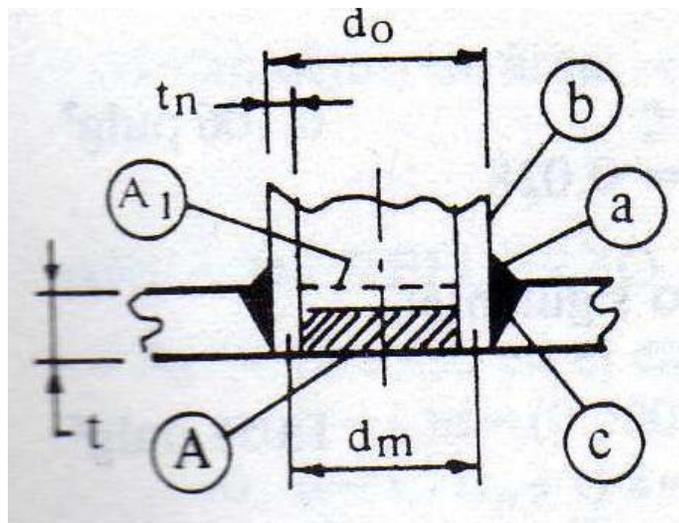


Figura N°3.16 Posibles puntos de falla de la soldadura
(Fuente: Referencia N°5)

Carga que debe soportar la soldadura:

$$(A-A_1) * \sigma_{adm} = (0,0000246m^2 - 0,000003347 m^2) * 136566000,00 \frac{N}{m^2} = 3015,80 N$$

Valor de esfuerzo de la soldadura: es el valor de esfuerzo del material más débil unido por la soldadura, multiplicado por los factores siguientes:

- Soldadura de ranura a tracción 0,74
- Soldadura de ranura a corte 0,60
- Soldadura de filete a corte 0,49

Soldadura de filete a corte: $0,49 * 136566000,00 \frac{N}{m^2} = 68237400,00 N$

Soldadura de ranura a tracción: $0,74 * 136566000,00 \frac{N}{m^2} = 103052400,00 N$

Valor de esfuerzo de la pared de la boquilla al corte:

$$0,70 * 136566000,00 \frac{N}{m^2} = 97482000,00 N$$

Resistencia de la soldadura y del cuello de la boquilla:

Soldadura de filete al corte $\frac{\pi * d_o}{2}$ x cateto soldadura x 68237400,00 N =>

$$0,0215 m * 0,00247 m * 68237400,00 N = 3623,70 N$$

Pared de la boquilla al corte $\frac{\pi * d_m}{2}$ x t_n x 97482000,00 N =>

$$0,0180 m * 0,002235 m * 97482000,00 N = 3922,10 N$$

Soldadura de ranura a tracción $\frac{\pi * d_o}{2}$ x cateto soldadura x (103052400,00 N –

$$97482000,00 N) x 0,003m x 103052400,00 N =>$$

$$0,0215 m * 0,00247 m * 5570400,00 N * 0,003m * 103052400,00 N = 9145367,40 N$$

Posibles puntos de falla:

Por a y b $3623,70 N + 3922,10 N = 7545,80 N$

Por a y c $3623,70 N + 9145367,40 N = 9148991,10 N$

Ambas trayectorias tienen más resistencia que la requerida: 3015,80 N

3.9.2.5.3 – Cálculo del espesor de la soldadura para la presión de diseño en el anillo de 3/8 de pulgada.

Datos del anillo: Diámetro exterior (d_o) = 0,675 pulg o 0,0171 m

Diámetro interior (d) = 0,493 pulg o 0,0125 m

Espesor de pared (t_n) = 0,091 pulg o 0,00231 m

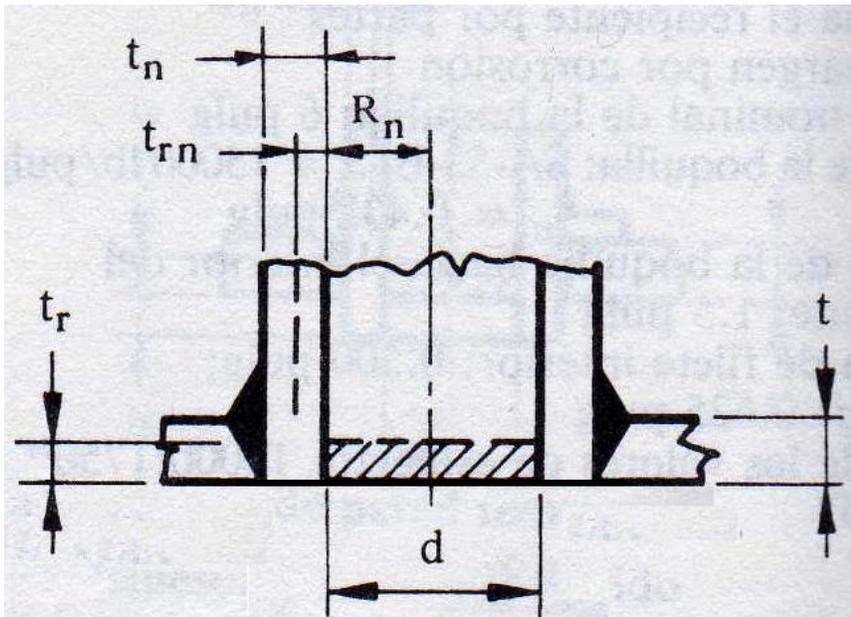


Figura N°3.17 Esquema del diseño de la soldadura de los anillos de 3/8 de pulgada instalados en el tanque de agua. (Fuente: Referencia N°5)

Espesor de la pared del tanque:

$$t = \frac{P_d * \frac{d}{2}}{(\sigma_{cal} * E) - 0,6 * P_d}$$

$$t = \frac{1724352,75 \frac{N}{m^2} * \frac{0,20 m}{2}}{\left(136566000,00 \frac{N}{m^2} * 0,6\right) - \left(0,6 * 1724352,75 \frac{N}{m^2}\right)} \Rightarrow t = 0,00268 m$$

Espesor de la pared de la boquilla (Anillo):

$$t_{rn} = \frac{P_d * \frac{d}{2}}{(\sigma_{cal} * E) - 0,6 * P_d}$$

$$t_{rn} = \frac{1724352,75 \frac{N}{m^2} * \frac{0,0125 m}{2}}{\left(136566000,00 \frac{N}{m^2} * 1,0\right) - \left(0,6 * 1724352,75 \frac{N}{m^2}\right)} \Rightarrow t_{rn} = 0,00079 m$$

Área de refuerzo requerido:

$$A = d * t_r = 0,0125 m * 0,00268 m \Rightarrow A = 0,0000335 m^2$$

Área de refuerzo disponible:

$A_1 =$ (exceso en el espesor de pared) De estos dos resultados se utiliza el mayor

$$(t-t_r)*d = (0,003 m - 0,00268 m) * 0,0125 m = 0,0000040 m^2$$

$$(t-t_r) * (t_n+t) * 2 = (0,003 m - 0,00268 m) * (0,00231 m + 0,003 m) * 2 = 0,000003398 m^2$$

$A_2 =$ (exceso en el cuello de la boquilla) De estos dos resultados se utiliza el menor

$$(t_n-t_{rn}) * 5 * t = (0,00231 m - 0,00079 m) * 5 * 0,003 m = 0,0000228 m^2$$

$$(t_n-t_{rn}) * 5 * t_n = (0,00231 m - 0,00079 m) * 5 * 0,00231 m = 0,0000175 m^2$$

$A_3 =$ (extensión hacia el interior) = 0 m²

$A_4 =$ Área de la soldadura de filete exterior.

$A_5 =$ Área de la soldadura de filete interior = 0 m²

Entonces sumando las áreas y despejando el área del cordón de soldadura de filete exterior se tiene que:

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 = 0,0000246 \text{ m}^2$$

$$A_4 = 0,0000246 \text{ m}^2 - (A_1 + A_2 + A_3 + A_5)$$

$$A_4 = 0,0000246 \text{ m}^2 - (0,0000040 \text{ m}^2 + 0,0000175 \text{ m}^2 + 0 \text{ m}^2 + 0 \text{ m}^2)$$

$$A_4 = 0,0000031 \text{ m}^2$$

Para hallar el tamaño del cateto de la soldadura de filete:

$$A_4 = \frac{1}{2} C^2 = 0,0000031 \text{ m}^2$$

$$C = 0,00248 \text{ m o } 2,48 \text{ mm}$$

Verificación de la resistencia de sujeción de la carga de la boquilla que ha de ser soportada por la soldadura:

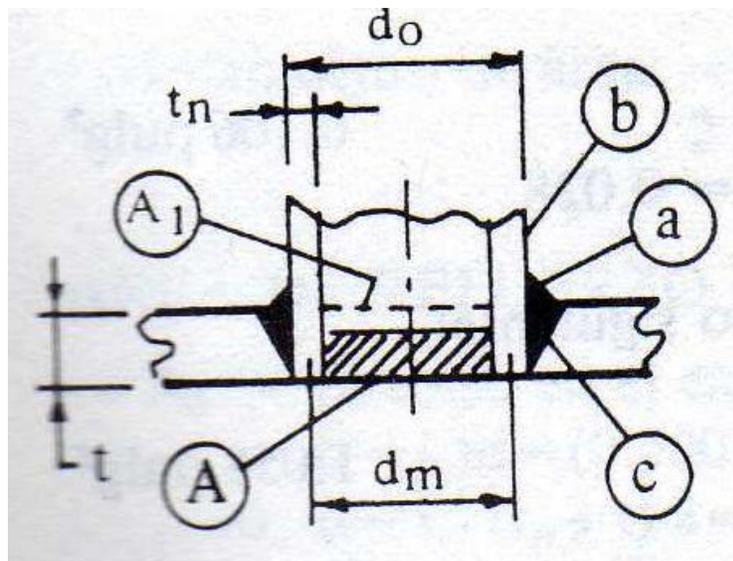


Figura N°3.18 Posibles puntos de falla de la soldadura
(Fuente: Referencia N°5)

Carga que debe soportar la soldadura:

$$(A - A_1) * \sigma_{adm} = (0,0000335 \text{ m}^2 - 0,0000040 \text{ m}^2) * 136566000,00 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 4108,20 \text{ N}$$

Valor de esfuerzo de la soldadura: es el valor de esfuerzo del material mas débil unido por la soldadura, multiplicado por los factores siguientes:

- Soldadura de ranura a tracción 0,74
- Soldadura de ranura a corte 0,60
- Soldadura de filete a corte 0,49

Soldadura de filete a corte: $0,49 * 136566000,00 \frac{N}{m^2} = 68237400,00 N$

Soldadura de ranura a tracción: $0,74 * 136566000,00 \frac{N}{m^2} = 103052400,00 N$

Valor de esfuerzo de la pared de la boquilla al corte:

$$0,70 * 136566000,00 \frac{N}{m^2} = 97482000,00 N$$

Resistencia de la soldadura y del cuello de la boquilla:

$$\begin{aligned} \text{Soldadura de filete al corte } \frac{\pi * d_o}{2} \times \text{cateto soldadura} \times 68237400,00 N \Rightarrow \\ 0,0269 \text{ m} * 0,00248 \text{ m} * 68237400,00 N = 4557,50 N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Pared de la boquilla al corte } \frac{\pi * d_m}{2} \times t_n \times 97482000,00 N \Rightarrow \\ 0,0233 \text{ m} * 0,00231 \text{ m} * 97482000,00 N = 2246,70 N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Soldadura de ranura a tracción } \frac{\pi * d_o}{2} \times \text{cateto soldadura} \times (103052400,00 N - \\ 97482000,00 N) \times 0,003 \text{ m} \times 103052400,00 N \Rightarrow \\ 0,0269 \text{ m} * 0,00248 \text{ m} * 5570400,00 N * 0,003 \text{ m} * 103052400,00 N = 11488668,80 N \end{aligned}$$

Posibles puntos de falla:

Por *a* y *b* $4557,50 N + 2246,70 N = 6804,20 N$

Por *a* y *c* $4557,50 N + 11488668,80 N = 11493226,30 N$

Ambas trayectorias tienen mas resistencia que la requerida: 4108,20 N

3.9.2.6 – Bases y soportes instaladas en el tanque.

El tanque posee instalado en la parte superior dos soportes donde se va a acoplar el sistema de compresión (tanque de aire y compresor), los cuales consisten en dos láminas de 3 mm de espesor dobladas adecuadamente y soldadas en el cilindro del tanque por medio del proceso de soldadura TIG. Sobre estos soportes se acoplan las bases del sistema de compresión mediante cuatro tornillos tipo Allen de 4 mm de diámetro, arandela y tuerca. En el espacio comprendido entre los soportes del tanque y las bases del sistema de compresión se instalan cuatro gomas de apoyo, cuya función es la de absorber las vibraciones provenientes del sistema de compresión cuando se encuentre en operación y de esta manera evitar daños a largo plazo en las soldaduras del tanque por fatiga.

Debido a que el peso ejercido por el sistema de compresión (16 Kg) es apreciable en relación a la posición de los dos soportes soldados al tanque, se realiza el cálculo de los mismos. Es de hacer notar el hecho de que para ahorrar costos en materiales, la lámina utilizada para la fabricación de estos soportes, es la misma con la cual se construyó el tanque en su totalidad, pero si se desea construir el modelo en serie, se puede disminuir el espesor de dicha lámina para ahorrar en gastos de materiales.

En la parte inferior del tanque se instalan dos bases cuya función es la de que soportar todo el sistema armado. Estas bases en forma de “silla” están construidas con lámina de acero inoxidable de 3 mm de espesor y van soldadas a la parte inferior del tanque y cerca de los extremos. La ubicación de las bases la determina a veces la situación de aberturas, tomas, etc. En el fondo del recipiente, sin embargo, pueden situarse en puntos estáticamente óptimos. Los recipientes de pared delgada y diámetros grandes se soportan mejor en los extremos. El ángulo de contacto mínimo sugerido por el código ASME es de 120°, excepto en recipientes muy pequeños. Los tanques soportados por bases tipo “silla” están sujetos a:

- Esfuerzo flexionante longitudinal.
- Esfuerzo cortante tangencial.
- Esfuerzo circunferencial.

Los métodos de diseño de soporte para recipientes horizontales se basan en el análisis presentado en 1951 por L. P. Zick. La ASME publicó el trabajo de Zick (Pressure Vessel and Piping Design) como practica recomendada. La norma 2510 de API hace también referencia al análisis de Zick. La norma británica 1515 adoptó este método con ligeras modificaciones y mayor refinamiento.

Un recipiente horizontal montado sobre soportes tipo “silla” actúa como una viga, con las siguientes diferencias:

- Las condiciones de carga son diferentes para el recipiente total o parcialmente lleno.
- Los esfuerzos sobre el recipiente varían según el ángulo formado por la base.
- La carga del recipiente solo se combina con las demás cargas.

CARGAS:

- 1) Reacción de las bases. La práctica recomendada es diseñar el recipiente para una carga completa de agua por lo menos.
- 2) Presión interna. Como el esfuerzo longitudinal sobre el recipiente es la mitad del esfuerzo circunferencial, la mitad del espesor de la placa que se usa es suficiente para resistir la carga del peso.
- 3) Presión externa. Si el recipiente para vacío completo no se diseña por considerar que el vacío ocurrirá ocasionalmente, debe instalarse una válvula de alivio de vacío, especialmente cuando la descarga del recipiente este conectada a una bomba.
- 4) Carga de impacto. La experiencia demuestra que, durante el embarque y el traslado, se producen cargas de impacto difícilmente estimables que pueden dañar los recipientes. Al diseñar el ancho de los soportes y los tamaños de las soldaduras, debe tomarse en cuenta estas circunstancias.

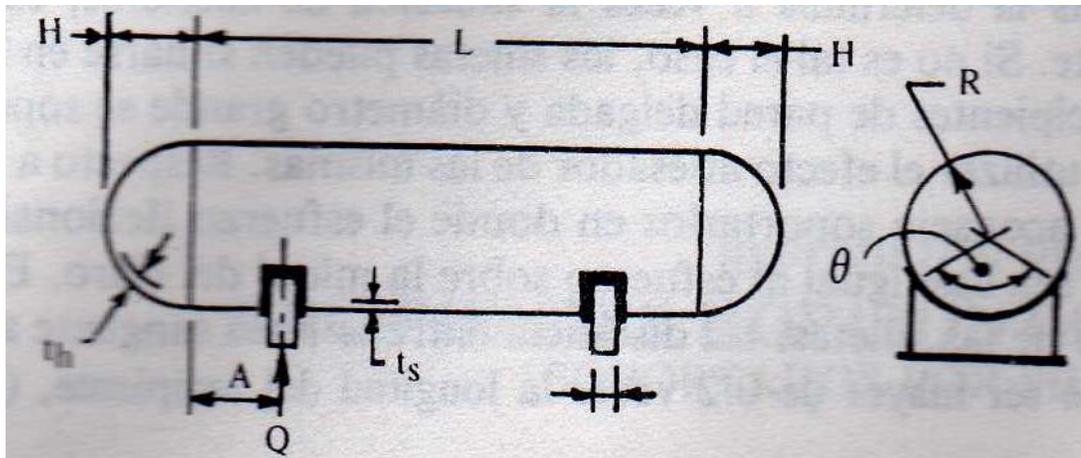


Figura N°3.19 Bases y soportes del tanque

(Fuente: Referencia N°5)

3.9.2.7- FLEXIÓN LONGITUDINAL.

El esfuerzo flexionante máximo σ_2 puede ser de tracción o compresión. Al calcular el esfuerzo de tracción, en la ecuación de σ_2 deben usarse los valores de K_1 para el factor K. Para calcular el esfuerzo de compresión, en la ecuación de σ_2 deben usarse los valores de K_8 para el factor K.

El esfuerzo de compresión no es factor de importancia en un recipiente de acero en el que $t/R \geq 0,005$, y el recipiente se diseña para soportar el máximo de esfuerzo por presión interna.

A continuación se muestra el diagrama de cuerpo libre del tanque cuando se encuentra unida al resto de los componentes de la unidad. R_1 y R_2 son las reacciones en los puntos de apoyo con el piso del sistema; P_1 y P_2 son las fuerzas ejercidas por el peso del sistema de compresión y el tanque del limpiador químico; P_3 y P_4 son las fuerzas ejercidas por el peso de las tapas aplicadas en el centroide de cada una y P_d es el peso total del tanque y la carga de agua completa representado como una carga distribuida.

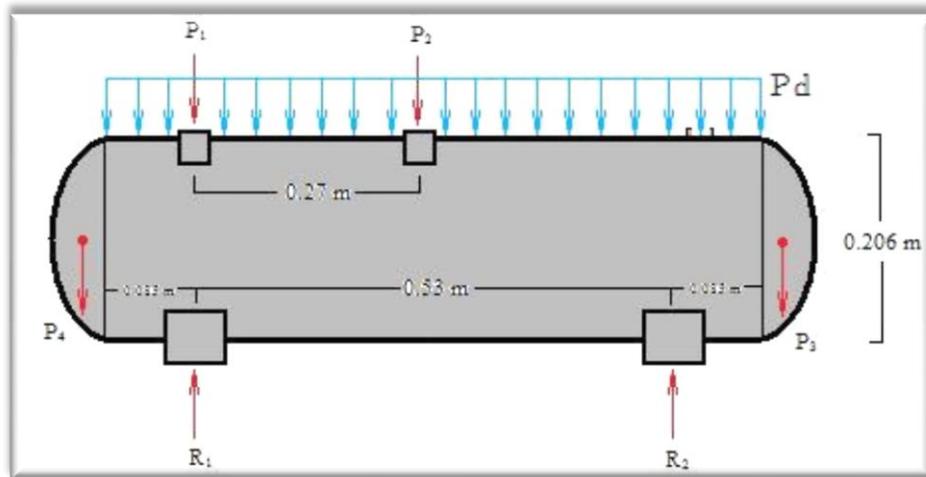


Figura N°3.20 Diagrama de cuerpo libre del tanque
(Fuente: Referencia N°1)

Peso de las tapas del tanque y del volumen de agua contenida en ellas:

$$P_3 = P_4 = P_{tapa} + P_{agua} = 34,80 \text{ N} + 10,40 \text{ N} = 45,20 \text{ N}$$

Punto de aplicación de la carga en la tapa:

$$\bar{z} = \frac{\pi * h}{8} = \frac{\pi * 0,206 \text{ m}}{8} \Rightarrow \bar{z} = 0,081 \text{ m}$$

Peso del cilindro del tanque y del volumen de agua contenida en el:

$$P_{tanque} = P_{cilindro} + P_{agua} = 104,80 \text{ N} + 220,00 \text{ N} = 324,80 \text{ N}$$

$$P_d = \frac{P_{tanque}}{L} = \frac{324,80 \text{ N}}{0,700 \text{ m}} = 464,00 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

El cálculo de la deflexión del tanque se puede asumir como el cálculo de una viga estáticamente determinada. Para ello se sustituye la fuerza ejercida por el peso de las tapas del tanque como una fuerza y un momento aplicado en los extremos de la viga.

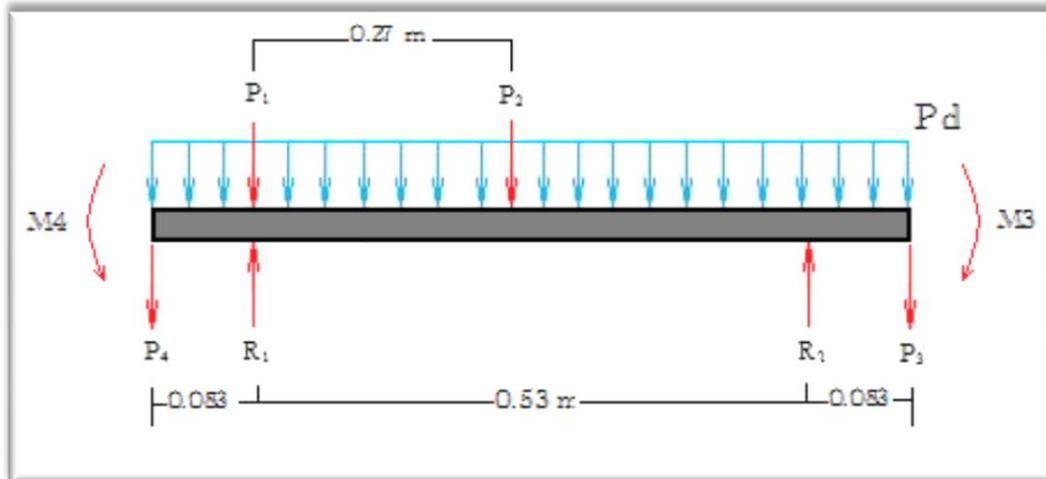


Figura N°3.21 Diagrama de cuerpo libre del tanque asumido como una viga
(Fuente: Referencia N°1)

Cálculo de las reacciones R_1 y R_2 en los soportes de la viga:

$$\begin{aligned}
 +\downarrow \sum F_y = 0 &\Rightarrow P_4 + P_1 - R_1 + P_2 - R_2 + P_3 + P_d = 0 \\
 &\Rightarrow 45,20N + 98,00N - R_1 + 62,00N - R_2 + 45,20N + 324,80N = 0 \\
 &\Rightarrow R_1 + R_2 = 575,20N \quad (1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 +\curvearrowleft \sum M_1 = 0 &\Rightarrow M_4 + (P_4 * 0,083m) - (P_2 * (0,350m - 0,083m)) + (R_2 * 0,530m) - \\
 &- ((P_3 * 0,700m - 0,083m)) - M_3 - (P_d * (0,350m - 0,083m)) = 0
 \end{aligned}$$

$$M_3 = M_4 = 45,20N * (0,350m - 0,083m) = 3,70 \text{ N*m}$$

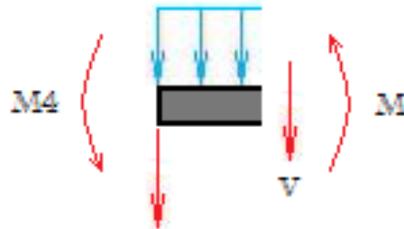
$$\begin{aligned}
 (45,20N * 0,083m) - (62,00N * 0,267m) + (R_2 * 0,530m) - (45,20N * 0,617m) \\
 - (324,80N * 0,267m) = 0 \\
 R_2 = 240,37N
 \end{aligned}$$

Sustituyendo en la ecuación (1) se tiene que:

$$R_1 = 334,83N$$

Ahora se realizan cortes en la sección de la viga para hallar las ecuaciones que describen la fuerza de corte y el momento flector.

Corte 1-1: ($0 < z < 0,083m$)



$$+\downarrow \sum F_y = 0 \Rightarrow P_4 + V + P_d * z = 0 \Rightarrow V = -P_4 - P_d * z$$

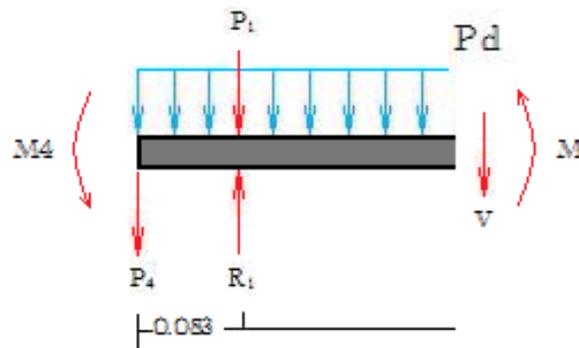
$$\Rightarrow \boxed{V = -45,20 - (464,00 * z)}$$

$$+\curvearrowleft \sum M = 0 \Rightarrow M_4 + (P_4 * z) + M + \left(P_d * z * \frac{z}{2}\right) = 0$$

$$\Rightarrow M = -\left(M_4 + (P_4 * z) + \left(P_d * z * \frac{z}{2}\right)\right)$$

$$\Rightarrow \boxed{M = -(3,70 + (45,20 * z) + (232,00 * z^2))}$$

Corte 2-2: ($0,083 < z < 0,350m$)



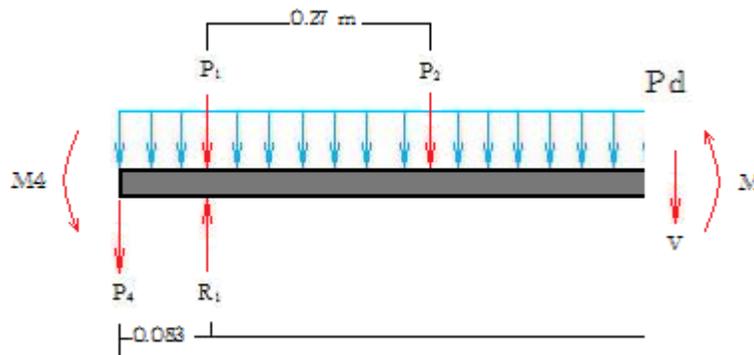
$$+\downarrow \sum F_y = 0 \Rightarrow P_4 + P_1 - R_1 + V + P_d * z = 0 \Rightarrow V = -P_4 - P_1 + R_1 - P_d * z$$

$$\Rightarrow V = -45,20 - 98,00 + 334,83 - (464,00 * z)$$

$$\Rightarrow \boxed{V = 191,60 - (464,00 * z)}$$

$$\begin{aligned}
 + \downarrow \sum M = 0 &\Rightarrow M_4 + (P_4 * z) + P_1 * (z - 0,083) - R_1 * (z - 0,083) + M + \\
 &\quad \left(P_d * z * \frac{z}{2} \right) = 0 \\
 \Rightarrow &\boxed{M = -(3,70 + (45,20 * z) - 236,80 * (z - 0,083) + (232,00 * z^2))}
 \end{aligned}$$

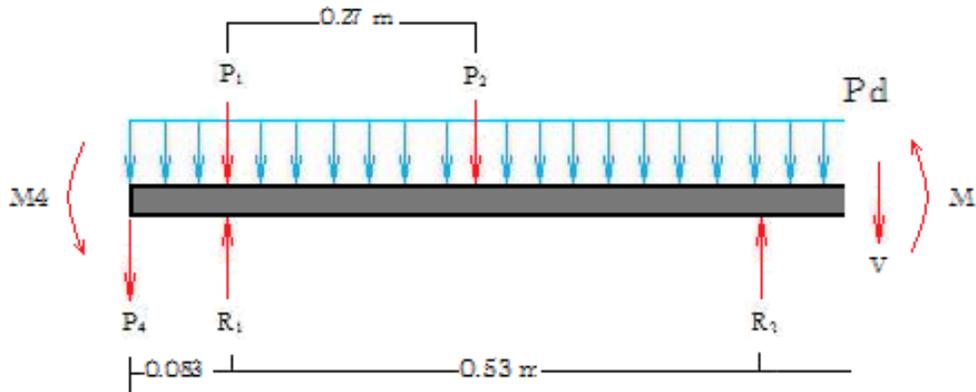
Corte 3-3: (0,350 < z < 0,617m)



$$\begin{aligned}
 + \downarrow \sum F_y = 0 &= P_4 + P_1 - R_1 + P_2 + V + P_d * z = 0 \Rightarrow V = -P_4 - P_1 + R_1 - P_2 - P_d * z \\
 \Rightarrow V &= -45,20 - 98,00 + 334,83 - 62,00 - (464,00 * z) \\
 \Rightarrow &\boxed{V = 129,63 - (464,00 * z)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 + \downarrow \sum M = 0 &\Rightarrow M_4 + (P_4 * z) + P_1 * (z - 0,083) - R_1 * (z - 0,083) + M + \\
 &\quad P_2 * (z - 0,350) + \left(P_d * z * \frac{z}{2} \right) = 0 \\
 \boxed{M = -(3,70 + (45,20 * z) - 236,80 * (z - 0,083) + 62,00 * (z - 0,350) +} \\
 &\quad \boxed{(232,00 * z^2))}
 \end{aligned}$$

Corte 4-4: ($0,617 < z < 0,700\text{m}$)



$$+\downarrow \sum F_y = 0 \Rightarrow P_4 + P_1 - R_1 + P_2 - R_2 + V + P_d * z = 0 \Rightarrow V = -P_4 - P_1 + R_1 - P_2 - P_d * z$$

$$\Rightarrow V = -45,20 - 98,00 + 334,83 - 62,00 + 240,37 - (464,00 * z)$$

$$\Rightarrow \boxed{V = 370,00 - (464,00 * z)}$$

$$+\left\{ \sum M = 0 \Rightarrow M_4 + (P_4 * z) + P_1 * (z - 0,083) - R_1 * (z - 0,083) + M + P_2 * (z - 0,350) - R_2 * (z - 0,617) + \left(P_d * z * \frac{z}{2} \right) = 0 \right.$$

$$\boxed{M = -(3,70 + (45,20 * z) - 236,80 * (z - 0,083) + 62,00 * (z - 0,350) - 240,37 * (z - 0,617) + (232,00 * z^2))}$$

Ahora se aplica el método de la segunda derivada para estimar cual es la deflexión en el tanque debido a las cargas aplicadas.

$$\frac{d^2y}{dz^2} = \frac{(3,70 + (45,20 * z) - 236,80 * (z - 0,083) + 62,00 * (z - 0,350) - 240,37 * (z - 0,617) + (232,00 * z^2))}{E * I}$$

$$\frac{dy}{dz} = \frac{\left((3,70 * z) + \left(45,20 * \frac{z^2}{2} \right) - 236,80 * \frac{(z - 0,083)^2}{2} + 62,00 * \frac{(z - 0,350)^2}{2} - 240,37 * \frac{(z - 0,617)^2}{2} + \left(232,00 * \frac{z^3}{3} \right) \right)}{E * I} + C_1$$

$$Y = \frac{\left(3,70 * \frac{z^2}{2} + \left(45,20 * \frac{z^3}{6}\right) - 236,80 * \frac{(z-0,083)^3}{6} + 62,00 * \frac{(z-0,350)^3}{6} - 240,37 * \frac{(z-0,617)^3}{6} + \left(232,00 * \frac{z^4}{12}\right)\right)}{E * I} + C_1 * z + C_2$$

Las condiciones de borde del problema son las siguientes:

$$Z = 0,083 \text{ m} \rightarrow Y = 0 \quad (\text{i})$$

$$Z = 0,617 \text{ m} \rightarrow Y = 0 \quad (\text{ii})$$

Aplicando las condiciones de borde se obtiene:

$$C_1 = \frac{1,208}{E * I}$$

$$C_2 = -\frac{0,692}{E * I}$$

Por lo tanto, la ecuación para estimar la deflexión del tanque queda de la siguiente forma:

$$Y = \frac{\left(3,70 * \frac{z^2}{2} + \left(45,20 * \frac{z^3}{6}\right) - 236,80 * \frac{(z-0,083)^3}{6} + 62,00 * \frac{(z-0,350)^3}{6} - 240,37 * \frac{(z-0,617)^3}{6} + \left(232,00 * \frac{z^4}{12}\right) + 1,208 * z - 0,692\right)}{E * I}$$

Modulo de elasticidad del material:

$$E = 193 \text{ Gpa} = 19,68 \text{ N/m}^2$$

Calculo de la inercia de la sección transversal del tanque:

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$$

$$I = \frac{\pi}{64} (0,206^4 - 0,200^4)$$

$$I = 9,857 * 10^{-6} \text{ m}^4$$

Los cálculos fueron comprobados utilizando el software MDSolids v3.2 el cual arrojó los diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y deflexión, los cuales se muestran a continuación:

Tabla N° 3.9 Datos de entrada de MDSolids para generar los diagramas

(Fuente: Referencia N°6)

X Axis Properties			
From bottom to centroid	y (bot)	103	mm
From centroid to top	y (top)	103	mm
Area of shape	A	1913,229926	mm ²
Moment of Inertia	Ix	9857438,886	mm ⁴
Section Modulus	Sx	95703,29016	mm ³
Section Modulus (bottom)	S (bot)	95703,29016	mm ³
Section Modulus (top)	S (top)	95703,29016	mm ³
Radius of Gyration	Rx	71,77917525	mm
Plastic Modulus	Zx	123636	mm ³
Shape Factor		1,291867811	
From bottom to plastic n.a.	yp (bot)	103	mm
From plastic n.a. to top	yp (top)	103	mm
Y Axis Properties			
From left to centroid	x (left)	103	mm
From centroid to right	x (right)	103	mm
Area of shape	A	1913,229926	mm ²
Moment of Inertia	Iy	9857438,886	mm ⁴
Section Modulus	Sy	95703,29016	mm ³
Section Modulus (left)	S (left)	95703,29016	mm ³
Section Modulus (right)	S (right)	95703,29016	mm ³
Radius of Gyration	Ry	71,77917525	mm
Plastic Modulus	Zy	123636	mm ³
Shape Factor		1,291867811	
From left to plastic n.a.	xp (left)	103	mm
From plastic n.a. to right	xp (right)	103	mm
Other Properties			
Elastic Modulus	E	193	Gpa
Polar Moment of Inertia	J	19714877,77	mm ⁴
Product of Inertia	Ixy	0	mm ⁴
Maximum Moment of Inertia	Imax	9857438,886	mm ⁴
Minumum Moment of Inertia	Imin	9857438,886	mm ⁴
Angle from x axis to Imax axis	β	0	deg Clockwise
Angle from y axis to Imax axis	β	90	deg Countercloc

Figura N° 3.22 Diagrama de cuerpo libre

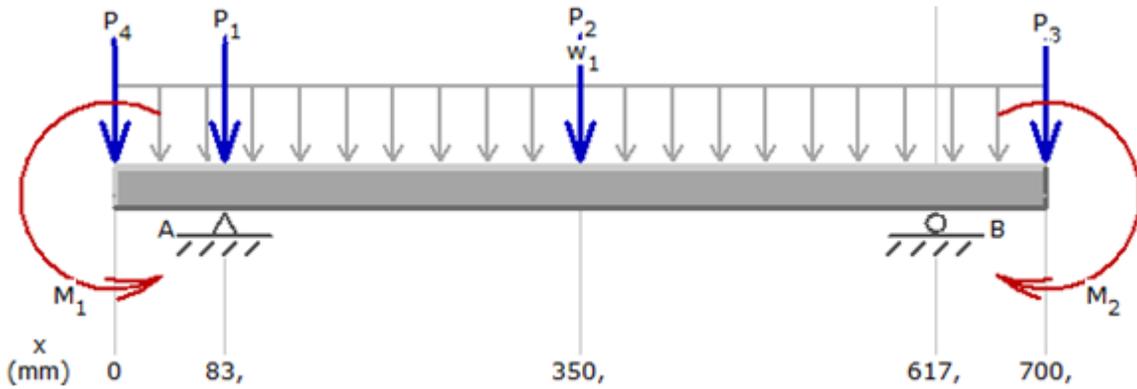


Figura N° 3.23 Diagrama de fuerza cortante

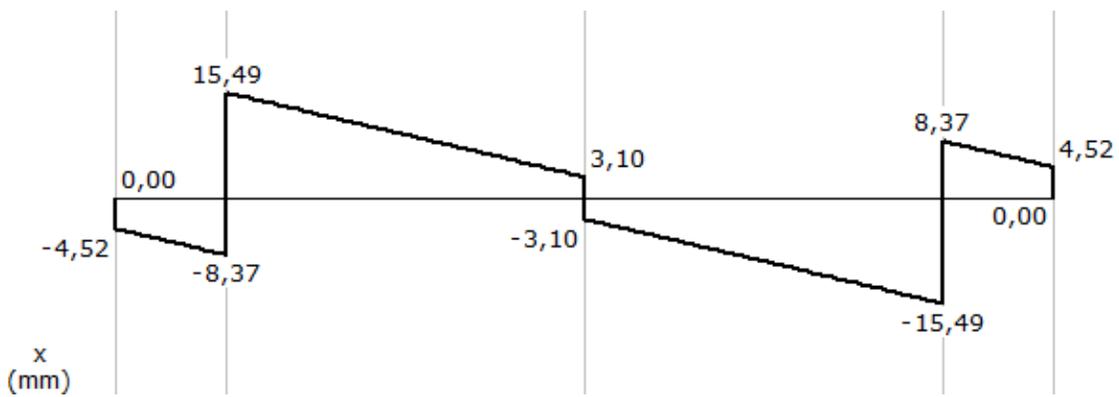


Figura N° 3.24 Diagrama de momento flexionante

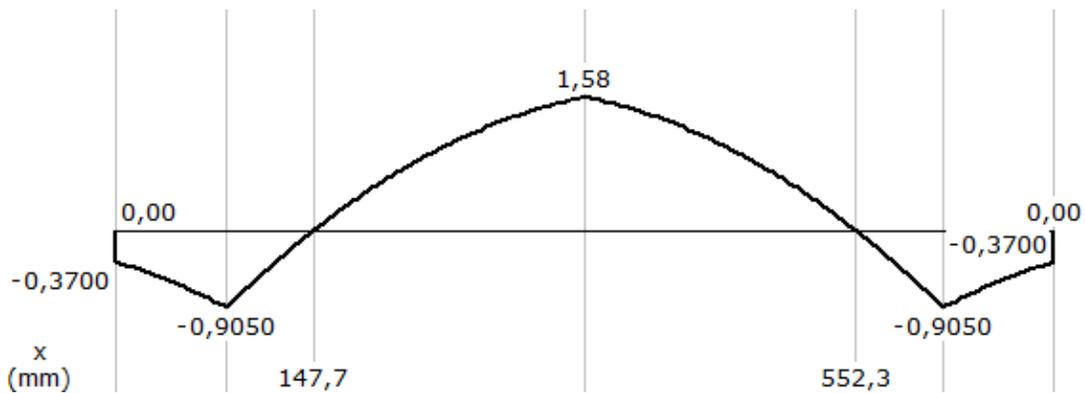


Figura N° 3.25 Diagrama de deflexión

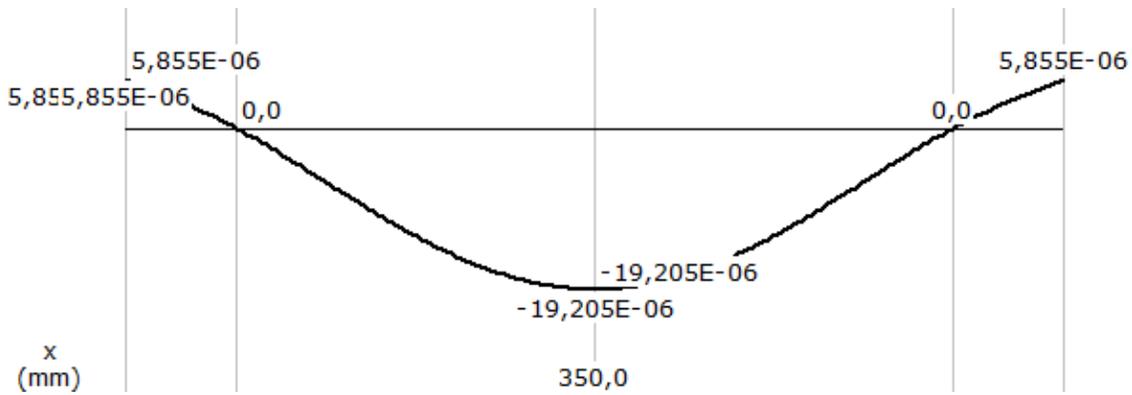
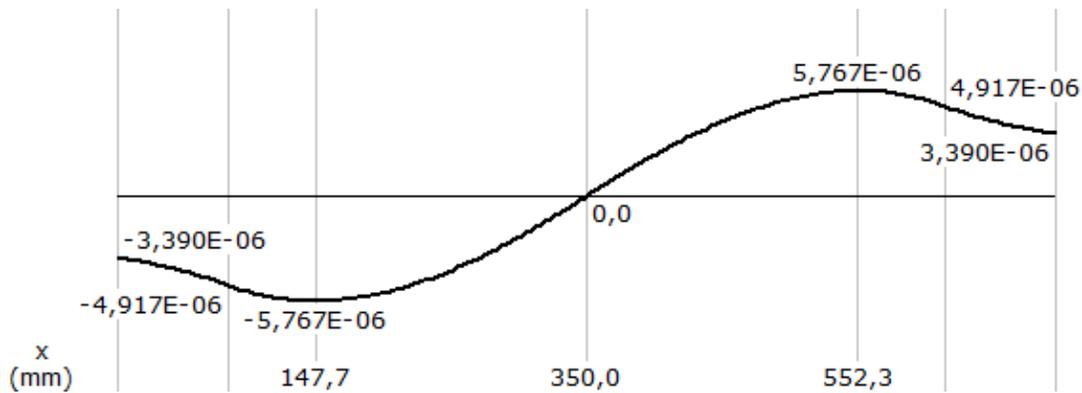


Figura N° 3.26 Diagrama de ángulo de pendiente



Como se puede observar en los diagramas, la dureza del material es tal que los esfuerzos a los que se encuentra sometido el tanque estructuralmente son insignificantes. Tal afirmación se verifica observando las diminutas deformaciones y ángulos de pendientes originadas por las fuerzas que actúan a lo largo del cuerpo del tanque.

A continuación, tomando en cuenta que en el cuerpo del tanque algunas fibras internas, no sólo están en tracción, sino también en corte, es que se procede a verificar que

estas no fallen a través de la teoría de esfuerzo cortante máximo; entonces, se debe verificar que:

$$\tau = \frac{V}{A} \leq \frac{S_Y}{2 \times \psi}$$

$$\frac{V}{A} = 124711,20 \text{ N/m}^2$$

$$\frac{S_Y}{2 \times \psi} = 46420000,00 \text{ N/m}^2$$

Por lo tanto, se verifica que $\tau = \frac{V}{A} \leq \frac{S_Y}{2 \times \psi}$

Como punto final de evaluación, se procede a verificar la deflexión que se produce en el mismo, la cual no debe exceder un valor máximo.

A partir de lo establecido por el AISC, en donde el límite de la deflexión se determina a partir del cociente: $\frac{L}{360}$; en donde L es la longitud máxima del tanque y 360 es un valor establecido por el AISC en función del tipo de acero utilizado, es decir, que este cociente establece el valor máximo que la deflexión no debe exceder.

Límite de Deflexión:

$$Y_{\max} = \frac{L}{360} = \frac{700\text{mm}}{360} = 1,94 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta que la deflexión del tanque calculada es $Y = 19,20 * 10^{-6} \text{ mm}$, entonces se demuestra que $Y < Y_{\max}$

Por lo tanto, el tanque principal no fallará por flexión.

3.9.3 – DISEÑO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DEL LIMPIADOR QUIMICO.

Este tanque tiene una capacidad de 1,00 litro, capacidad que fue determinada por la presentación comercial con la que se pueden adquirir los diferentes productos de limpieza. Su construcción será a partir de un tubo 80,00 mm de diámetro interno de acero inoxidable AISI 304 el cual será cortado a la medida y se le anexaran los casquetes elipsoidales en las puntas mediante el proceso de soldadura TIG (Tungsten Inert Gas). A un lado del tanque se le soldaran dos soportes en lámina de 3mm de espesor de acero inoxidable donde se unirá al tanque de agua mediante tornillos en las mismas bases donde reposa el sistema de compresión. En la parte superior se le van a instalar dos conexiones que se describen a continuación: La primera consiste en una conexión de 21,33 mm ($\frac{1}{2}$ pulgada) con rosca en uno de sus extremos, en la cual se va a instalar una válvula de bola y un embudo y su función será la de recibir el limpiador químico con el cual se va a llenar el tanque. La segunda es una conexión de 13,72 mm ($\frac{1}{4}$ de pulgada) con rosca interna, en la cual se va a instalar una válvula de bloqueo del paso de aire y a la cual se le conecta la tubería que va a suministra el aire comprimido que proviene del tanque acumulador del sistema de compresión. En la parte central e inferior del tanque se instalará una conexión de 13,72 mm ($\frac{1}{4}$ de pulgada) de rosca interna, donde se instalará la conexión de la tubería que llevara el limpiador químico puro a presión hasta el tanque mezclador. El diseño general del tanque es el que se muestra en la figura:

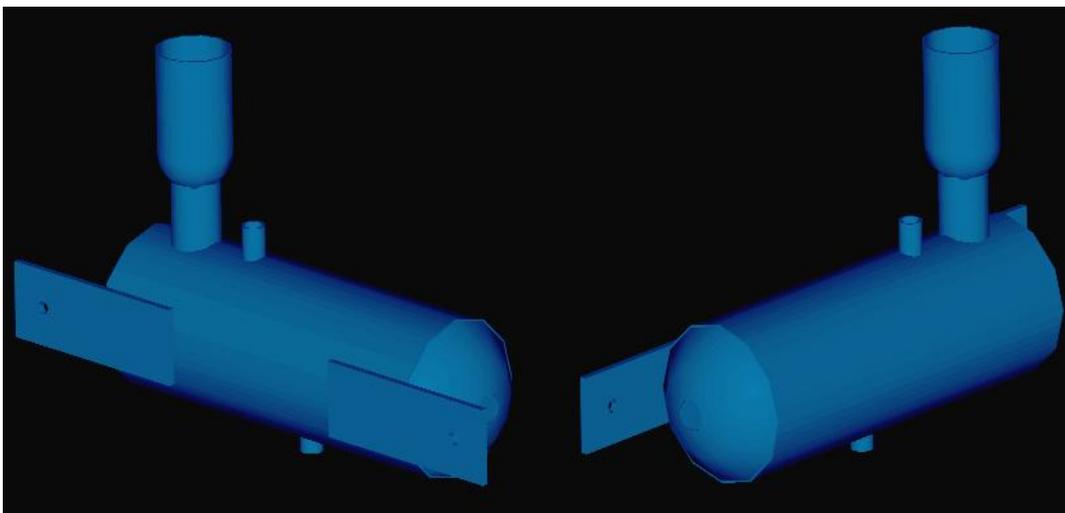


Figura N° 3.27 Tanque de limpiador químico

(Fuente: Referencia N°1)

3.9.3.1 – Cálculo de las dimensiones del tanque.

Se sabe que con un volumen de 1,00 litro de limpiador químico se puede realizar un mantenimiento de los serpentines de los condensadores y evaporadores de tres unidades acondicionadoras de aire de cinco toneladas. Por la ecuación:

$$V = \text{Area de la base} * \text{Longitud}$$

$$V = \frac{1}{4} * \pi * d^2 * L$$

Por razones de existencia de material se escoge un tubo de 80 mm de diámetro interno para el cuerpo del tanque. Esta medida además de estar estandarizada proporciona el ancho suficiente para instalar los soportes de sujeción. Por lo tanto se procede a calcular la longitud del tanque:

$$L = \frac{4 * V}{\pi * d^2}$$

$$L = \frac{4 * 1,00 \times 10^{-3} \text{ m}^3}{\pi * (0,08 \text{ m})^2} \Rightarrow L = 0,189 \text{ m}$$

De esta forma se sabe que el cilindro del tanque tiene las siguientes dimensiones:

$$V = 1,00 \text{ litro}$$

$$\text{Diámetro interno} = 80,00 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud} = 189,00 \text{ mm}$$

Las tapas del tanque son de forma elipsoidal por razones de la maquinaria disponible para su fabricación, aunque para recipientes de diámetros pequeños y medianos se pueden usar de forma hemisférica.

$$V = \frac{\frac{4}{3} * \pi * r^2 * h}{2}$$

Esta ecuación es válida para el cálculo del volumen de un casquete elipsoidal, siendo **r** el radio del casquete y **h** la profundidad

$$V = \frac{\frac{4}{3} * \pi * (0,04 \text{ m})^2 * 0,02 \text{ m}}{2} \Rightarrow V = 0,000067 \text{ m}^3$$

Ahora el volumen total del tanque de agua está dado por:

$$V_{total} = 0,001 \text{ m}^3 + (2 * 0,000067 \text{ m}^3) \Rightarrow V_{total} = 0,001134 \text{ m}^3$$

El tanque posee una capacidad de 1,134 litros de agua.

3.9.3.2 – Cálculo del espesor de la pared del tanque.

La presión uniforme interna, induce en la costura longitudinal un esfuerzo unitario igual al doble del que obra en la costura circunferencial, por la geometría misma del cilindro. Cuando otras fuerzas no son factores importantes, un recipiente sujeto a presión, debe resistir la deformación circunferencial. Las normas establecen el método de diseño para tal requisito.

La presión máxima de operación del tanque está estimada en 150 psi, sin embargo para el diseño se va a trabajar con una presión de 250 psi con el fin de dejar un margen que va a funcionar como el factor de seguridad del sistema.

Entonces conociendo que:

Esfuerzo de fluencia (S_y): $227,61 * 10^6 \text{ N/m}^2$ o 227,61 Mpa

Presión de diseño (P_d): 250 Psi o $1724352,75 \text{ N/m}^2$ o 1,72 Mpa

Diámetro interno del cilindro (d): 80 mm o 0,08 m

Eficiencia de la junta e : 1,0 (eficiencia del tubo sin costura)

Espesor de la pared (t)

Esfuerzo calculado (σ_{cal})

Esfuerzo admisible (σ_{adm})

Se calcula el esfuerzo:

$$\begin{aligned}\sigma_{cal} &\leq \sigma_{adm} = 0,6 S_y \\ \sigma_{adm} &= 0,6 * 227,61 * 10^6 \text{ N/m}^2 \\ \sigma_{cal} &= \sigma_{adm} = 136566000,00 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

Para calcular el espesor de la pared del casco cilíndrico se utiliza la siguiente ecuación:

$$t = \frac{P_d * \frac{d}{2}}{(\sigma_{cal} * e) - 0,6 * P_d}$$
$$t = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * \frac{0,08 \text{ m}}{2}}{(136566000,00 \text{ N/m}^2 * 1,0) - (0,6 * 1724352,75 \text{ N/m}^2)} \Rightarrow t = 0,00158 \text{ m}$$

El espesor de la pared del cilindro calculada es 0,001508 m o 1,58 mm, por lo que en la construcción se va a utilizar un tubo normalizado de 2,00 mm de espesor ya que es el estándar en el mercado luego de 1,50 mm

Cuando el espesor de la pared excede de la mitad del radio interior o la presión de diseño excede de $0,385 * \sigma_f * e$ se aplicaran las ecuaciones dadas en el código 1-2

Entonces:

$$\begin{aligned}\frac{1}{2} * \frac{d}{2} &= \frac{1}{2} * 0,04 \text{ m} = 0,02 \text{ m} > 0,00158 \text{ m} \\ 0,385 * \sigma_{cal} * e &= 0,385 * 136566000,00 \text{ N/m}^2 * 1,0 = 53615100,00 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} > 1724352,75 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

Por lo tanto, el cálculo anterior es correcto.

Para calcular el espesor de la pared del casco elipsoidal de las tapas, se utiliza la siguiente expresión:

$$t = \frac{P_d * d}{2(\sigma_{cal} * e) - 0,2 * P_d}$$

$$t = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * 0,08 \text{ m}}{2(136566000,00 \text{ N/m}^2 * 0,6) - (0,2 * 1724352,75 \text{ N/m}^2)} \Rightarrow t = 0,000843 \text{ m}$$

El espesor de la pared del casquete calculada es 0,000843 m o 0,84 mm . Por razones de economía y de existencia del material, para la construcción de las tapas se va a utilizar lamina estandarizada de 2,00 mm.

El casquete elipsoidal tiene una relación de medida diámetro vs profundidad 2:1. Para las cabezas elipsoidales cuya relación del eje mayor al eje menor sea diferente de 2:1 se utilizan las ecuaciones de apéndice 1-4 de las normas.

3.9.3.3 – Cálculo del esfuerzo en las soldaduras del tanque.

El cilindro del tanque del limpiador químico fue construido con un tubo de acero inoxidable de 2,00 mm de espesor cortado a la medida. Para unir las cabezas elipsoidales se utilizó el proceso de soldadura TIG (tungsten inert gas), el cual es un proceso de soldadura por arco que utiliza un arco entre un electrodo de tungsteno no consumible y el charco de material fundido. El proceso se emplea con un gas protector y sin aplicación de presión y la adición de material de aporte es opcional, ya que el charco de soldadura se genera a partir del propio material base. El gas de protección utilizado fue Argón y las varillas utilizadas como material de aporte fueron de acero AISI 304.

Para unir las secciones se utilizo una preparación de bordes recta para realizar una soldadura a tope (según norma UW-11). Como el tubo utilizado no tiene costura ni cordón de soldadura longitudinal, se omite el cálculo de la resistencia de la unión soldada, sin embargo, se puede calcular el esfuerzo circunferencial.

$$\sigma_1 = \frac{p * r}{t}$$

Donde p es la presión de diseño, r el radio interior del cilindro y t el espesor de la pared del tanque. Entonces sustituyendo valores se obtiene que:

$$\sigma_1 = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * 0,04 \text{ m}}{0,002\text{m}}$$
$$\sigma_1 = 35155000,00 \text{ N/m}^2$$

Este es el esfuerzo circunferencial al que va a estar sometido el cilindro cuando se encuentre a la presión de diseño.

Ahora hay que calcular las soldaduras de las tapas elípticas y el cilindro del tanque. Ambos casquetes van a ser unidos al cilindro mediante el mismo proceso de soldadura (TIG) y con el mismo material de aporte y juntas a tope. Para ello se utiliza la ecuación para el esfuerzo en la junta a tope.

El esfuerzo determinado para comprobar la resistencia del cordón de soldadura, corresponde al cálculo del esfuerzo longitudinal σ_2 , el cual se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\sigma_2 = \frac{p * r}{2t}$$

Donde p es la presión de diseño, r el radio interior del cilindro y t el espesor de la pared del tanque. Entonces sustituyendo valores se obtiene que:

$$\sigma_2 = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * 0,04 \text{ m}}{2 * 0,002\text{m}}$$
$$\sigma_2 = 17577500,00 \text{ N/m}^2$$

Este es el esfuerzo longitudinal al que va a estar sometido el cilindro cuando se encuentre a la presión de diseño. Ahora bien, para comprobar que el cordón de soldadura radial va a resistir la presión de diseño del cilindro, hay que calcular el esfuerzo longitudinal utilizando la ecuación para el cálculo del esfuerzo normal en la soldadura a tope:

$$\sigma = \frac{F}{h * l}$$

Siendo la carga de tensión F:

$$F = p * \pi * r^2$$
$$F = 1724352,75 \text{ N/m}^2 * \pi * (0,04\text{m})^2$$
$$F = 8835,40 \text{ N}$$

Entonces, calculando el esfuerzo en el cordón de soldadura se tiene:

$$\sigma = \frac{8835,40 \text{ N}}{0,002\text{m} * 2 * \pi * 0,04\text{m}}$$

$$\sigma = 17577469,80 \text{ N/m}^2$$

Este resultado implica que la resistencia del cordón de soldadura es mayor al esfuerzo generado por la presión de diseño del cilindro y por lo tanto el proceso de fabricación es aceptable.

El factor de seguridad contra falla de la soldadura se determina a través de la teoría de esfuerzo cortante máximo:

$$\sigma \leq \frac{S_y}{\psi} \Rightarrow \psi = \frac{S_y}{\sigma} \Rightarrow \psi = \frac{227,61 * 106\text{N/m}^2}{17577469,80 \text{ N/m}^2} \Rightarrow \psi = 13.20$$

Este es el valor de factor de seguridad que previene contra la fluencia en la unión soldada.

3.9.3.4 – Cálculo de la deformación del tanque debida a la presión.

Con los esfuerzos principales calculados se puede hallar las deformaciones circunferencial y longitudinal del tanque. Dado que los esfuerzos son bastante menores que el esfuerzo de fluencia del acero, se puede suponer que la ley de Hooke es aplicable en la pared del recipiente. Entonces se puede obtener las deformaciones en las direcciones x y y con las siguientes ecuaciones para el estado biaxial de esfuerzos:

$$\epsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y) \quad \epsilon_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - \nu\sigma_x)$$

Se observa que la deformación principal ϵ_x es la misma que la deformación principal ϵ_2 en la dirección longitudinal y que la deformación ϵ_y es la misma que la deformación principal ϵ_1 en la dirección circunferencial. Además, el esfuerzo σ_x es el mismo esfuerzo σ_2 y el esfuerzo σ_y es el mismo esfuerzo σ_1 ; por lo tanto, las dos ecuaciones anteriores pueden escribirse de la siguiente manera:

$$\epsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E}(1 - 2\nu) = \frac{p * r}{2 * t * E}(1 - 2\nu)$$
$$\epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E}(2 - \nu) = \frac{p * r}{2 * t * E}(2 - \nu)$$

Sustituyendo y calculando:

$$\epsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E}(1 - 2\nu) = \frac{17577500,00 \text{ N/m}^2}{19,68 \times 10^{14} \text{ N/m}^2}(1 - 2(0,30)) \Rightarrow \epsilon_2 = 3,00 \times 10^{-9} m$$

$$\epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E}(2 - \nu) = \frac{35155000,00 \text{ N/m}^2}{19,68 \times 10^{14} \text{ N/m}^2}(2 - (0,30)) \Rightarrow \epsilon_2 = 3,00 \times 10^{-8} m$$

Todos estos cálculos han sido comprobados utilizando el Software MDSolids v3.2. A continuación se muestra una copia del cuadro de dialogo mostrado al realizar el cálculo del recipiente a presión de pared delgada con los siguientes datos de entrada: Diámetro interno

del recipiente, espesor de pared, presión de operación y modulo de elasticidad del material de construcción.

Dirigirse al Anexo 2, Tabla N°3.10 Datos suministrados por el software MDSolids en el cálculo del recipiente a presión.

Como se puede observar en los datos suministrados en el cuadro de dialogo, los resultados calculados por el programa son muy parecidos a los cálculos realizados manualmente ya que se arrastra un pequeño margen de error debido a las transformaciones de unidades y decimales omitidos, sin embargo este margen de error no es significativo por lo que se puede asumir que el procedimiento de cálculo fue realizado con bastante precisión.

3.9.3.5 – Cálculo del esfuerzo en las soldaduras de las tomas y registros.

Se van a instalar tres conexiones en el tanque, tal como lo indica el plano. La primera conexión soldada es un niple de acero inoxidable de 21,33 mm ($\frac{1}{2}$ pulgada) con rosca externa NPT y en la cual se va a instalar la válvula de bola para el llenado con agua y el embudo. La segunda y tercera conexión corresponden respectivamente a una válvula de paso de aire conde se va a conectar el suministro de aire comprimido que proviene del tanque del sistema de compresión de aire y a la salida del limpiador químico a presión. Ambas conexiones son anillos soldados de 13,72 mm ($\frac{1}{4}$ de pulgada) con rosca interna NPT.

Debido a que el material de construcción no se corroe y apegado a la norma donde en recipientes de 12 pulgadas de diámetro o menores no se requieren registros de inspección si se le instalan conexiones removibles, entonces se evita la colocación de las mismas para disminuir los costos en la fabricación. Los tipos de conexiones soldadas utilizadas son iguales a las soldadas en el tanque de agua

3.9.3.5.1 – Cálculo del espesor de la soldadura para la presión de diseño en el niple de ½ pulgada.

Datos del niple: Diámetro exterior (d_o) = 0,840 pulg o 0,0213 m

Diámetro interior (d) = 0,622 pulg o 0,0157 m

Espesor de pared (t_n) = 0,109 pulg o 0,00276 m

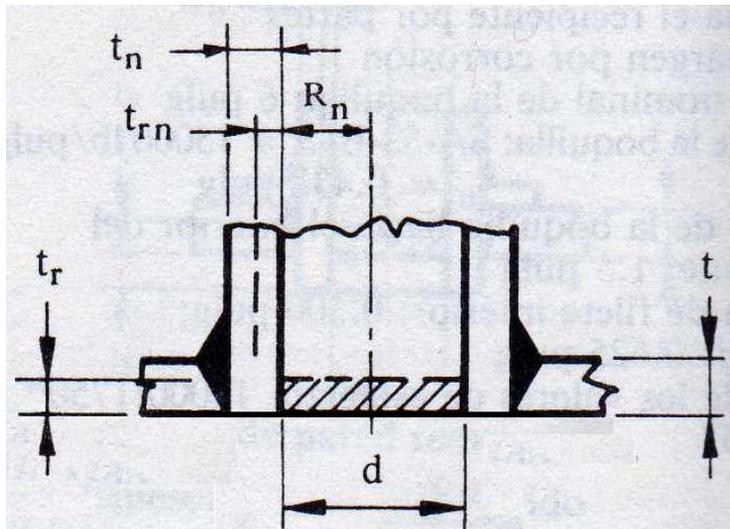


Figura N°3.28 Esquema del diseño de la soldadura del niple de ½ pulgada instalado en el tanque de agua. (Fuente: Referencia N°5)

Espesor de la pared del tanque:

$$t = \frac{P_d * \frac{d}{2}}{(\sigma_{cal} * e) - 0,6 * P_d}$$

$$t = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * \frac{0,08 \text{ m}}{2}}{(136566000,00 \text{ N/m}^2 * 1,0) - (0,6 * 1724352,75 \text{ N/m}^2)} \Rightarrow t = 0,00158 \text{ m}$$

Espesor de la pared de la boquilla (Niple):

$$t_{rn} = \frac{P_d * \frac{d}{2}}{(\sigma_{cal} * e) - 0,6 * P_d}$$

$$t_{rn} = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * \frac{0,0157 \text{ m}}{2}}{(136566000,00 \text{ N/m}^2 * 1,0) - (0,6 * 1724352,75 \text{ N/m}^2)} \Rightarrow t_{rn} = 0,00099 \text{ m}$$

Área de refuerzo requerido:

$$A = d * t_r = 0,0157 \text{ m} * 0,00158 \text{ m} \Rightarrow A = 0,0000248 \text{ m}^2$$

Área de refuerzo disponible:

A_1 = (exceso en el espesor de pared) De estos dos resultados se utiliza el mayor

$$(t-t_r)*d = (0,002 \text{ m}-0,00158 \text{ m})*0,0157 \text{ m} = 0,000006594 \text{ m}^2$$

$$(t-t_r)* (t_n+t)*2 = (0,002 \text{ m}-0,00158 \text{ m})* (0,00138 \text{ m}+0,002 \text{ m})*2 = 0,000002803 \text{ m}^2$$

A_2 = (exceso en el cuello de la boquilla) De estos dos resultados se utiliza el menor

$$(t_n-t_m)*5*t = (0,00138 \text{ m}-0,00099 \text{ m})*5*0,002 \text{ m} = 0,0000039 \text{ m}^2$$

$$(t_n-t_m)*5*t_n = (0,00138 \text{ m}-0,00099 \text{ m})* 5*0,00138 \text{ m} = 0,00000269 \text{ m}^2$$

A_3 = (extensión hacia el interior) = 0 m²

A_4 = Área de la soldadura de filete exterior.

A_5 = Área de la soldadura de filete interior = 0 m²

Entonces sumando las áreas y despejando el área del cordón de soldadura de filete exterior se tiene que:

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 = 0,0000421 \text{ m}^2$$

$$A_4 = 0,0000421 \text{ m}^2 - (A_1 + A_2 + A_3 + A_5)$$

$$A_4 = 0,0000248 \text{ m}^2 - (0,000006594 \text{ m}^2 + 0,00000269 \text{ m}^2 + 0 \text{ m}^2 + 0 \text{ m}^2)$$

$$A_4 = 0,00001552 \text{ m}^2$$

Para hallar el tamaño del cateto de la soldadura de filete:

$$A_4 = \frac{1}{2} C^2 = 0,00001552 \text{ m}^2$$

$$C = 0,00357 \text{ m o } 3,57 \text{ mm}$$

Verificación de la resistencia de sujeción de la carga de la boquilla que ha de ser soportada por la soldadura:

Carga que debe soportar la soldadura:

$$(A-A_1) * \sigma_{adm} = (0,0000248 \text{ m}^2 - 0,000006594 \text{ m}^2) * 136566000,00 \text{ N/m}^2 = 2535,30 \text{ N}$$

Valor de esfuerzo de la soldadura: es el valor de esfuerzo del material mas débil unido por la soldadura, multiplicado por los factores siguientes:

- Soldadura de ranura a tracción 0,74
- Soldadura de ranura a corte 0,60
- Soldadura de filete a corte 0,49

Soldadura de filete a corte: $0,49 * 136566000,00 \text{ N/m}^2 = 68237400,00 \text{ N/m}^2$

Soldadura de ranura a tracción: $0,74 * 136566000,00 \text{ N/m}^2 = 103052400,00 \text{ N/m}^2$

Valor de esfuerzo de la pared de la boquilla al corte:

$$0,70 * 136566000,00 \text{ N/m}^2 = 97482000,00 \text{ N/m}^2$$

Resistencia de la soldadura y del cuello de la boquilla:

Soldadura de filete al corte $\frac{\pi * d_o}{2}$ x cateto soldadura x $68237400,00 \text{ N/m}^2 \Rightarrow$

$$0,0335 \text{ m} * 0,00429 \text{ m} * 68237400,00 \text{ N/m}^2 = 9810,90 \text{ N}$$

Pared de la boquilla al corte $\frac{\pi * d_m}{2}$ x t_n x $97482000,00 \text{ N/m}^2 \Rightarrow$

$$0,0291 \text{ m} * 0,00138 \text{ m} * 97482000,00 \text{ N/m}^2 = 3914,60 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} &\text{Soldadura de ranura a tracción } \frac{\pi \cdot d_o}{2} \times \text{cateto soldadura} \times (103052400,00 \text{ N/m}^2 - \\ &97482000,00 \text{ N/m}^2) \times 0,003 \text{ m} \times 103052400,00 \text{ N/m}^2 \Rightarrow \\ &0,0335 \text{ m} * 0,00429 \text{ m} * 5570400,00 \text{ N/m}^2 * 0,003 \text{ m} * 103052400,00 \text{ N/m}^2 = \\ &24749580,76 \text{ N} \end{aligned}$$

Posibles puntos de falla:

Por *a* y *b* $9810,90 \text{ N} + 3914,60 \text{ N} = 13725,50 \text{ N}$

Por *a* y *c* $9810,90 \text{ N} + 24749580,76 \text{ N} = 24759391,66 \text{ N}$

Ambas trayectorias tienen más resistencia que la requerida: 2535,30 N

3.9.3.5.2 – Cálculo del espesor de la soldadura para la presión de diseño en los anillos de ¼ pulgada.

Datos del anillo: Diámetro exterior (*d*_o) = 0,540 pulg o 0,0137 m

Diámetro interior (*d*) = 0,364 pulg o 0,00924 m

Espesor de pared (*t*_n) = 0,088 pulg o 0,00223 m

Espesor de la pared del tanque:

$$t = \frac{P_d * \frac{d}{2}}{(\sigma_{cal} * e) - 0,6 * P_d}$$

$$t = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * \frac{0,08 \text{ m}}{2}}{(136566000,00 \text{ N/m}^2 * 1,0) - (0,6 * 1724352,75 \text{ N/m}^2)} \Rightarrow t = 0,00158 \text{ m}$$

Espesor de la pared de la boquilla (Anillo):

$$t_{rn} = \frac{P_d * \frac{d}{2}}{(\sigma_{cal} * e) - 0,6 * P_d}$$

$$t_{rn} = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * \frac{0,0092 \text{ m}}{2}}{(136566000,00 \text{ N/m}^2 * 1,0) - (0,6 * 1724352,75 \text{ N/m}^2)} \Rightarrow t_{rn} = 0,00059 \text{ m}$$

Área de refuerzo requerido:

$$A = d * t_r = 0,0092 \text{ m} * 0,00158 \text{ m} \Rightarrow A = 0,0000175 \text{ m}^2$$

Área de refuerzo disponible:

$A_1 =$ (exceso en el espesor de pared) De estos dos resultados se utiliza el mayor

$$(t-t_r)*d = (0,002 \text{ m} - 0,00158 \text{ m}) * 0,0092 \text{ m} = 0,000003864 \text{ m}^2$$

$$(t-t_r) * (t_n+t)^*2 = (0,002 \text{ m} - 0,00158 \text{ m}) * (0,00223 \text{ m} + 0,002 \text{ m}) * 2 = 0,000003553 \text{ m}^2$$

$A_2 =$ (exceso en el cuello de la boquilla) De estos dos resultados se utiliza el menor

$$(t_n-t_m)*5*t = (0,00223 \text{ m} - 0,00059 \text{ m}) * 5 * 0,002 \text{ m} = 0,0000164 \text{ m}^2$$

$$(t_n-t_m)*5*t_n = (0,00223 \text{ m} - 0,00059 \text{ m}) * 5 * 0,00223 \text{ m} = 0,0000182 \text{ m}^2$$

$A_3 =$ (extensión hacia el interior) = 0 m²

$A_4 =$ Área de la soldadura de filete exterior.

$A_5 =$ Área de la soldadura de filete interior = 0 m²

Entonces sumando las áreas y despejando el área del cordón de soldadura de filete exterior se tiene que:

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 = 0,0000246 \text{ m}^2$$

$$A_4 = 0,0000246 \text{ m}^2 - (A_1 + A_2 + A_3 + A_5)$$

$$A_4 = 0,0000175 \text{ m}^2 - (0,000003864 \text{ m}^2 + 0,0000164 \text{ m}^2 + 0 \text{ m}^2 + 0 \text{ m}^2)$$

$$A_4 = 0,00000276 \text{ m}^2$$

Para hallar el tamaño del cateto de la soldadura de filete:

$$A_4 = \frac{1}{2} C^2 = 0,00000276 \text{ m}^2$$

$$C = 0,00234 \text{ m o } 2,34 \text{ mm}$$

Verificación de la resistencia de sujeción de la carga de la boquilla que ha de ser soportada por la soldadura:

Carga que debe soportar la soldadura:

$$(A-A_1) * \sigma_{adm} = (0,0000175 \text{ m}^2 - 0,000003864 \text{ m}^2) * 136566000,00 \text{ N/m}^2 = 1898,90 \text{ N}$$

Valor de esfuerzo de la soldadura: es el valor de esfuerzo del material mas débil unido por la soldadura, multiplicado por los factores siguientes:

- Soldadura de ranura a tracción 0,74
- Soldadura de ranura a corte 0,60
- Soldadura de filete a corte 0,49

Soldadura de filete a corte: $0,49 * 136566000,00 \text{ N/m}^2 = 68237400,00 \text{ N/m}^2$

Soldadura de ranura a tracción: $0,74 * 136566000,00 \text{ N/m}^2 = 103052400,00 \text{ N/m}^2$

Valor de esfuerzo de la pared de la boquilla al corte:

$$0,70 * 136566000,00 \text{ N/m}^2 = 97482000,00 \text{ N/m}^2$$

Resistencia de la soldadura y del cuello de la boquilla:

Soldadura de filete al corte $\frac{\pi * d_o}{2}$ x cateto soldadura x $68237400,00 \text{ N/m}^2 \Rightarrow$

$$0,0215 \text{ m} * 0,00247 \text{ m} * 68237400,00 \text{ N/m}^2 = 3623,70 \text{ N}$$

Pared de la boquilla al corte $\frac{\pi * d_m}{2}$ x t_n x $97482000,00 \text{ N/m}^2 \Rightarrow$

$$0,0180 \text{ m} * 0,002235 \text{ m} * 97482000,00 \text{ N/m}^2 = 3922,10 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} & \text{Soldadura de ranura a tracción } \frac{\pi \cdot d_o}{2} \times \text{cateto soldadura} \times (103052400,00 \text{ N/m}^2 - \\ & 97482000,00 \text{ N/m}^2) \times 0,003\text{m} \times 103052400,00 \text{ N/m}^2 \Rightarrow \\ & 0,0215 \text{ m} \times 0,00247 \text{ m} \times 5570400,00 \text{ N/m}^2 \times 0,003\text{m} \times 103052400,00 \text{ N/m}^2 = \\ & 9145367,40 \text{ N} \end{aligned}$$

Posibles puntos de falla:

Por a y b $3623,70 \text{ N} + 3922,10 \text{ N} = 7545,80 \text{ N}$

Por a y c $3623,70 \text{ N} + 9145367,40 \text{ N} = 9148991,10 \text{ N}$

Ambas trayectorias tienen mas resistencia que la requerida: 1898,90 N

3.9.4 – DISEÑO DEL TANQUE MEZCLADOR.

Este tanque tiene una capacidad suficiente para permitir que la dosificación que entra de agua y limpiador se mezcle correctamente mediante un flujo de burbujas de aire que accede perpendicularmente al fluido y donde se genera una turbulencia y un flujo bifásico. Su construcción será a partir de un tubo 42,00 mm de diámetro interno de acero inoxidable AISI 304 el cual será cortado a la medida y se le anexaran un casquete elipsoidal y un casquete cónico en las puntas mediante el proceso de soldadura TIG (Tungsten Inert Gas). A un lado del tanque se le soldara unos soportes en lámina de 3 mm de espesor de acero inoxidable para sujetarlo al soporte soldado al tanque de agua mediante tornillos. En la punta de cada casquete y a un costado se le van a instalar las conexiones que se describen a continuación: La primera consiste en una conexión de 13,72 mm (¼ pulgada) con rosca interna NPT, en la cual se va a instalar una válvula de bola a la cual se conecta el tubo dosificador de agua y limpiador químico a presión. La segunda es una conexión de 13,72 mm (¼ de pulgada) con rosca interna instalada en la zona media del cilindro, en la cual se va a instalar una válvula de bloqueo del paso de aire y a la cual se le conecta la tubería que proviene del regulador y que va a suministra el aire comprimido que proviene del juego de manómetros del tanque acumulador del sistema de compresión; esta tubería es la encargada de transportar el aire que va a mezclar los dos fluidos. En la punta del casquete

cónico se instalará una conexión de 13,72 mm (1/4 de pulgada) de rosca interna, donde se instalará la espiga de bronce para la conexión de la manguera de alta presión que llevara la dosificación de la mezcla final hasta la cánula de servicio. El diseño general del tanque es el que se muestra en la figura:

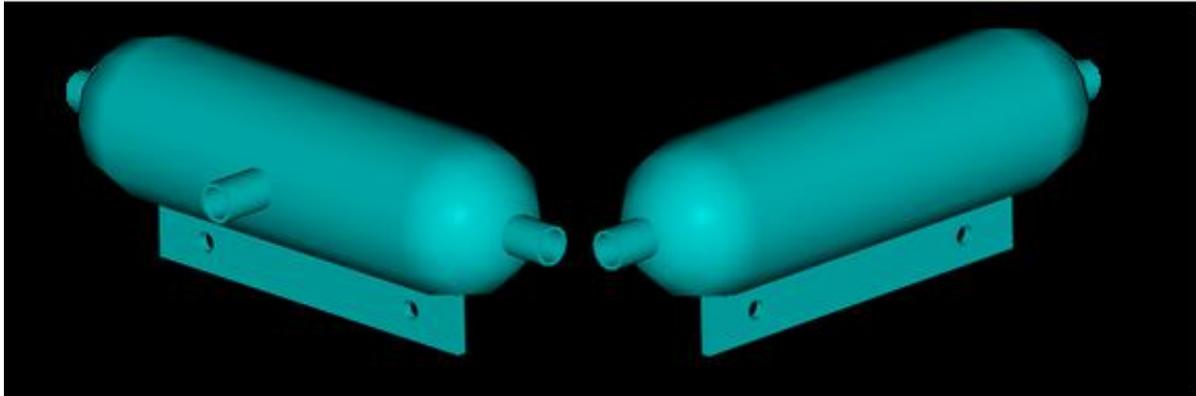


Figura N°3.29 Tanque mezclador
(Fuente: Referencia N°1)

3.9.4.1 – Cálculo de las dimensiones del tanque.

El volumen del mezclador esta determinado con unas dimensiones tales que permitan la mezcla completa de la dosificación de agua y limpiador químico que aunque ambos fluidos son completamente miscibles, con estas dimensiones se asegura que no se permita la salida del limpiador químico sin ser mezclado ya que de lo contrario se pudieran originar daños en algunas de las superficies que entren en contacto con el y de las cuales no sea removido. Las dimensiones mínimas fueron escogidas mediante pruebas realizadas experimentalmente con un modelo fabricado. Por la ecuación:

$$V = \text{Area de la base} * \text{Longitud}$$

$$V = \frac{1}{4} * \pi * d^2 * L$$

Por razones de existencia de material se escoge un tubo de 42,00 mm de diámetro interno para el cuerpo del tanque. Esta medida además de estar estandarizada proporciona

el diámetro suficiente para soldar el cono estandarizado que va a ser la función de tobera convergente para transformar parte de la presión del fluido en velocidad y de esta forma vencer las perdidas generadas por la longitud de la manguera de alta presión:

$$V = \frac{1}{4} * \pi * (0,042m)^2 * 0,12 m \Rightarrow V = 0,000166m^3$$

De esta forma se sabe que el cilindro del mezclador tiene las siguientes dimensiones:

$$V = 0,166 \text{ litros}$$

$$\text{Diametro interno} = 42,00 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud} = 120,00 \text{ mm}$$

Una de las tapas del mezclador es de forma elipsoidal por razones de la maquinaria disponible para su fabricación, aunque para recipientes de diámetros pequeños y medianos se pueden usar de forma hemisférica.

$$V = \frac{\frac{4}{3} * \pi * r^2 * h}{2}$$

Esta ecuación es valida para el cálculo del volumen de un casquete elipsoidal, siendo **r** el radio del casquete y **h** la profundidad

$$V = \frac{\frac{4}{3} * \pi * (0,021 m)^2 * 0,01 m}{2} \Rightarrow V = 0,0000092 m^3$$

La otra tapa es de forma cónica y va a funcionar como una tobera convergente para acelerar el fluido de salida.

$$V = (A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 * A_2}) * h$$

Donde A_1 y A_2 son las áreas de las bases del cono y h la altura del mismo

$$A_1 = \pi * (0,0046m)^2 \Rightarrow A_1 = 0,000066 m^2$$

$$A_2 = \pi * (0,021m)^2 \Rightarrow A_2 = 0,00138 m^2$$

$$V = \left(0,000066 m^2 + 0,00138 m^2 + \sqrt{0,000066 m^2 * 0,00138 m^2} \right) * 0,05m \Rightarrow$$

$$V = 0,0000873 m^3$$

Ahora el volumen total del tanque de agua está dado por:

$$V_{total} = 0,000166m^3 + 0,0000092 m^3 + 0,0000873 m^3 \Rightarrow$$

$$V_{total} = 0,0002625 m^3$$

El tanque posee una capacidad de 0,2625 litros.

3.9.4.2 – Cálculo del espesor de la pared del tanque.

La presión máxima de operación del tanque está estimada en 150 psi, sin embargo para el diseño se va a trabajar con una presión de 250 psi con el fin de dejar un margen que va a funcionar como el factor de seguridad del sistema.

Entonces conociendo que:

Esfuerzo de fluencia (S_y): $227,61 * 10^6 N/m^2$ o 227,61 Mpa

Presión de diseño (P_d): 250 Psi o $1724352,75 N/m^2$ o 1,72 Mpa

Diámetro interno del cilindro (d): 200 mm o 0,20 m

Eficiencia de la junta e : 1,0 (eficiencia del tubo sin costura)

Espesor de la pared (t)

Esfuerzo calculado (σ_{cal})

Esfuerzo admisible (σ_{adm})

Se calcula el esfuerzo:

$$\sigma_{cal} \leq \sigma_{adm} = 0,6 S_y$$

$$\sigma_{adm} = 0,6 * 227,61 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{cal} = \sigma_{adm} = 136566000,00 \text{ N/m}^2$$

Para calcular el espesor de la pared del casco cilíndrico se utiliza la siguiente ecuación:

$$t = \frac{P_d * \frac{d}{2}}{(\sigma_{cal} * e) - 0,6 * P_d}$$

$$t = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * \frac{0,042 \text{ m}}{2}}{(136566000,00 \text{ N/m}^2 * 1,0) - (0,6 * 1724352,75 \text{ N/m}^2)} \Rightarrow t = 0,00126 \text{ m}$$

El espesor de la pared del cilindro calculada es 0,00126 m o 1,26 mm, por lo que en la construcción se va a utilizar un tubo de 1,50 mm de espesor ya que es el estándar en el mercado.

Para calcular el espesor de la pared del casco elipsoidal de las tapas, se utiliza la siguiente expresión:

$$t = \frac{P_d * d}{2(\sigma_{cal} * e) - 0,2 * P_d}$$

$$t = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * 0,042 \text{ m}}{2(136566000,00 \text{ N/m}^2 * 0,6) - (0,2 * 1724352,75 \text{ N/m}^2)} \Rightarrow t = 0,000443 \text{ m}$$

El espesor de la pared del casquete calculada es 0,000443 m o 0,44 mm . Por razones de economía y de existencia del material, para la construcción de las tapas se va a utilizar lámina normalizada de 1,50 mm.

Para calcular el espesor de la pared del casco cónico de las tapas, se utiliza la siguiente expresión:

$$t = \frac{P_d * d}{2 * \cos \alpha * (S * e - 0.6P_d)}$$

Donde α es el ángulo que forma el vértice del cono con su eje y el cual no debe ser mayor de 30° .

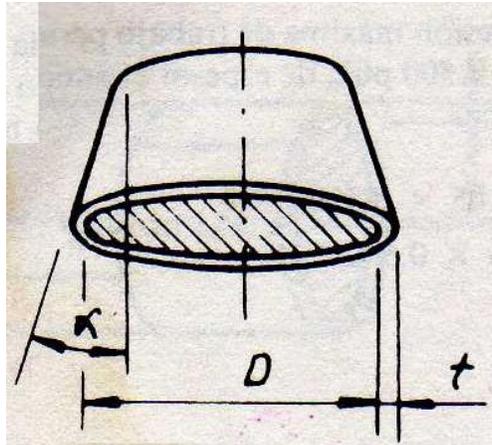


Figura N°3.30 Cono Reductor

(Fuente: Referencia N°5)

$$t = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * 0,042 \text{ m}}{2 * \cos 25^\circ * ((136566000,00 \text{ N/m}^2 * 0,6) - (0,6 * 1724352,75 \text{ N/m}^2))} \Rightarrow$$
$$t = 0,00049 \text{ m}$$

El espesor de la pared del casquete calculada es 0,00049 m o 0,49 mm . Por razones de existencia del material en el mercado, el cono adquirido tiene un espesor de pared de 1,50 mm.

3.9.4.3 – Cálculo del esfuerzo en las soldaduras del tanque.

El cilindro del tanque mezclador fue construido con un tubo de acero inoxidable de 1,50 mm de espesor cortado a la medida. Para unir las tapas se utilizó el proceso de soldadura TIG (tungsten inert gas), el cual es un proceso de soldadura por arco que utiliza un arco entre un electrodo de tungsteno no consumible y el charco de material fundido. El

proceso se emplea con un gas protector y sin aplicación de presión y la adición de material de aporte es opcional, ya que el charco de soldadura se genera a partir del propio material base. El gas de protección utilizado fue Argón y las varillas utilizadas como material de aporte fueron de acero AISI 304.

Para unir las secciones se utilizó una preparación de bordes recta para realizar una soldadura a tope (según norma UW-11). Como el tubo utilizado no tiene costura ni cordón de soldadura longitudinal, se omite el cálculo de la resistencia de la unión soldada, sin embargo, se puede calcular el esfuerzo circunferencial.

$$\sigma_1 = \frac{p * r}{t}$$

Donde p es la presión de diseño, r el radio interior del cilindro y t el espesor de la pared del tanque. Entonces sustituyendo valores se obtiene que:

$$\sigma_1 = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * 0,021 \text{ m}}{0,0015 \text{ m}}$$
$$\sigma_1 = 24608500,00 \text{ N/m}^2$$

Este es el esfuerzo circunferencial al que va a estar sometido el cilindro cuando se encuentre a la presión de diseño.

Ahora hay que calcular las soldaduras de las tapas y el cilindro del tanque. Ambas van a ser unidas al cilindro mediante el mismo proceso de soldadura (TIG) y con el mismo material de aporte y juntas a tope. Para ello se utiliza la ecuación para el esfuerzo en la junta a tope.

El esfuerzo determinado para comprobar la resistencia del cordón de soldadura, corresponde al cálculo del esfuerzo longitudinal σ_2 , el cual se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\sigma_2 = \frac{p * r}{2t}$$

Donde p es la presión de diseño, r el radio interior del cilindro y t el espesor de la pared del tanque. Entonces sustituyendo valores se obtiene que:

$$\sigma_2 = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * 0,021 \text{ m}}{2 * 0,0015\text{m}}$$
$$\sigma_2 = 12304250,00 \text{ N/m}^2$$

Este es el esfuerzo longitudinal al que va a estar sometido el cilindro cuando se encuentre a la presión de diseño. Ahora bien, para comprobar que el cordón de soldadura radial va a resistir la presión de diseño del cilindro, hay que calcular el esfuerzo longitudinal utilizando la ecuación para el cálculo del esfuerzo normal en la soldadura a tope:

$$\sigma = \frac{F}{h * l}$$

Siendo la carga de tensión F :

$$F = p * \pi * r^2$$
$$F = 1724352,75 \text{ N/m}^2 * \pi * (0,021\text{m})^2$$
$$F = 2435,30 \text{ N}$$

Entonces, calculando el esfuerzo en el cordón de soldadura se tiene:

$$\sigma = \frac{2435,30 \text{ N}}{0,0015\text{m} * 2 * \pi * 0,021\text{m}}$$
$$\sigma = 12303445,40 \text{ N/m}^2$$

Este resultado implica que la resistencia del cordón de soldadura es mayor al esfuerzo generado por la presión de diseño del cilindro y por lo tanto el proceso de fabricación es aceptable.

El factor de seguridad contra falla de la soldadura se determina a través de la teoría de esfuerzo cortante máximo:

$$\sigma \leq \frac{S_y}{\psi} \Rightarrow \psi = \frac{S_y}{\sigma} \Rightarrow \psi = \frac{227,61 * 106 \text{ N/m}^2}{12303445,40 \text{ N/m}^2} \Rightarrow \psi = 18.86$$

Este es el valor de factor de seguridad que previene contra la fluencia en la unión soldada.

3.9.4.4 – Cálculo de la deformación del tanque debida a la presión.

Con los esfuerzos principales calculados se puede hallar las deformaciones circunferencial y longitudinal del mezclador. Dado que los esfuerzos son bastante menores que el esfuerzo de fluencia del acero, se puede suponer que la ley de Hooke es aplicable en la pared del recipiente. Entonces se puede obtener las deformaciones en las direcciones x y y con las siguientes ecuaciones para el estado biaxial de esfuerzos:

$$\epsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y) \quad \epsilon_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - \nu\sigma_x)$$

Se observa que la deformación principal ϵ_x es la misma que la deformación principal ϵ_2 en la dirección longitudinal y que la deformación ϵ_y es la misma que la deformación principal ϵ_1 en la dirección circunferencial. Además, el esfuerzo σ_x es el mismo esfuerzo σ_2 y el esfuerzo σ_y es el mismo esfuerzo σ_1 ; por lo tanto, las dos ecuaciones anteriores pueden escribirse de la siguiente manera:

$$\epsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E}(1 - 2\nu) = \frac{p * r}{2 * t * E}(1 - 2\nu)$$
$$\epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E}(2 - \nu) = \frac{p * r}{2 * t * E}(2 - \nu)$$

Sustituyendo y calculando:

$$\epsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} (1 - 2\nu) = \frac{12304250,00 \text{ N/m}^2}{19,68 \times 10^{14} \text{ N/m}^2} (1 - 2(0,30)) \Rightarrow \epsilon_2 = 2,00 \times 10^{-9} m$$

$$\epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} (2 - \nu) = \frac{24608500,00 \text{ N/m}^2}{19,68 \times 10^{14} \text{ N/m}^2} (2 - (0,30)) \Rightarrow \epsilon_2 = 2,00 \times 10^{-8} m$$

Todos estos cálculos han sido comprobados utilizando el Software MDSolids v3.2. A continuación se muestra una copia del cuadro de dialogo mostrado al realizar el cálculo del recipiente a presión de pared delgada con los siguientes datos de entrada: Diámetro interno del recipiente, espesor de pared, presión de operación y modulo de elasticidad del material de construcción.

Dirigirse al anexo 2, Tabla N°3.11 Datos suministrados por el software MDSolids en el cálculo del recipiente a presión.

Como se puede observar en los datos suministrados en el cuadro de dialogo, los resultados calculados por el programa son muy parecidos a los cálculos realizados manualmente ya que se arrastra un pequeño margen de error debido a las transformaciones de unidades y decimales omitidos, sin embargo este margen de error no es significativo por lo que se puede asumir que el procedimiento de cálculo fue realizado con bastante precisión.

3.9.4.5 – Cálculo del esfuerzo en las soldaduras de las tomas y registros.

Se van a instalar tres conexiones tipo anillo de ¼ de pulgada con rosca interna NPT en el tanque, tal como lo indica el plano. La primera conexión soldada se va a soldar en la tapa elipsoidal y en ella se va a instalar la válvula de bola que controla la entrada de mezcla en el tanque mezclador. La segunda conexión corresponden respectivamente a una válvula

de paso de aire donde se va a conectar el suministro de aire comprimido que proviene del tanque del sistema de compresión de aire que va a generar el mezclado de los fluidos. En la tercera conexión que va ubicada en el extremo del codo se va a instalar la espiga para la conexión de la manguera de alta presión.

Debido a que el material de construcción no se corroe y apegado a la norma donde en recipientes de 12 pulgadas de diámetro o menores no se requieren registros de inspección si se le instalan conexiones removibles, entonces se evita la colocación de las mismas para disminuir los costos en la fabricación.

3.9.4.5.1 – Cálculo del espesor de la soldadura para la presión de diseño en los anillos de ¼ pulgada.

Datos del anillo: Diámetro exterior (d_o) = 0,540 pulg o 0,0137 m

Diámetro interior (d) = 0,364 pulg o 0,00924 m

Espesor de pared (t_n) = 0,088 pulg o 0,00223 m

Espesor de la pared de la boquilla (Anillo):

$$t_{rn} = \frac{P_d * \frac{d}{2}}{(\sigma_{cal} * E) - 0,6 * P_d}$$

$$t_{rn} = \frac{1724352,75 \text{ N/m}^2 * \frac{0,0092 \text{ m}}{2}}{(136566000,00 \text{ N/m}^2 * 1,0) - (0,6 * 1724352,75 \text{ N/m}^2)} \Rightarrow t_{rn} = 0,00059 \text{ m}$$

Área de refuerzo requerido:

$$A = d * t_r = 0,0092m * 0,00126 m \Rightarrow A = 0,0000116 m^2$$

Área de refuerzo disponible:

$A_1 =$ (exceso en el espesor de pared) De estos dos resultados se utiliza el mayor

$$(t-t_r)*d = (0,0015 m-0,00126 m)*0,0092m = 0,000002208 m^2$$

$$(t-t_r)* (t_n+t)*2 = (0,0015 m-0,00126 m)* (0,00223m+0,0015m)*2 = 0,00000179 m^2$$

$A_2 =$ (exceso en el cuello de la boquilla) De estos dos resultados se utiliza el menor

$$(t_n-t_{rn})*5*t = (0,00223 m-0,00059 m)*5*0,0015m = 0,0000123 m^2$$

$$(t_n-t_{rn})*5*t_n = (0,00223 m-0,00059 m)* 5*0,00223m = 0,0000182 m^2$$

$A_3 =$ (extensión hacia el interior) = 0 m²

$A_4 =$ Área de la soldadura de filete exterior.

$A_5 =$ Área de la soldadura de filete interior = 0 m²

Entonces sumando las aéreas y despejando el área del Cordón de soldadura de filete exterior se tiene que:

$$A_1 + A_2+A_3+A_4+A_5 = 0,0000116 m^2$$

$$A_4 = 0,0000116 m^2 - (A_1 + A_2 + A_3 + A_5)$$

$$A_4 = 0,0000116 m^2 - (0,000002208 m^2 + 0,0000123 m^2 + 0 m^2 + 0 m^2)$$

$$A_4 = 0,00000259 m^2$$

Para hallar el tamaño del cateto de la soldadura de filete:

$$A_4 = \frac{1}{2} C^2 = 0,00000259 m^2$$

$$C = 0,00227 m \text{ o } 2,27 \text{ mm}$$

Verificación de la resistencia de sujeción de la carga de la boquilla que ha de ser soportada por la soldadura:

Carga que debe soportar la soldadura:

$$(A-A_1) * \sigma_{adm} = (0,0000116 \text{ m}^2 - 0,000002208 \text{ m}^2) * 139260000,00 \text{ N/m}^2 = 1307,90 \text{ N}$$

Valor de esfuerzo de la soldadura: es el valor de esfuerzo del material más débil unido por la soldadura, multiplicado por los factores siguientes:

- Soldadura de ranura a tracción 0,74
- Soldadura de ranura a corte 0,60
- Soldadura de filete a corte 0,49

Soldadura de filete a corte: $0,49 * 139260000,00 \text{ N/m}^2 = 68237400,00 \text{ N/m}^2$

Soldadura de ranura a tracción: $0,74 * 139260000,00 \text{ N/m}^2 = 103052400,00 \text{ N/m}^2$

Valor de esfuerzo de la pared de la boquilla al corte:

$$0,70 * 139260000,00 \text{ N/m}^2 = 97482000,00 \text{ N/m}^2$$

Resistencia de la soldadura y del cuello de la boquilla:

Soldadura de filete al corte $\frac{\pi * d_o}{2}$ x cateto soldadura x $68237400,00 \text{ N/m}^2 \Rightarrow$

$$0,0215 \text{ m} * 0,00227 \text{ m} * 68237400,00 \text{ N/m}^2 = 3330,30 \text{ N}$$

Pared de la boquilla al corte $\frac{\pi * d_m}{2}$ x t_n x $97482000,00 \text{ N/m}^2 \Rightarrow$

$$0,0180 \text{ m} * 0,002235 \text{ m} * 97482000,00 \text{ N/m}^2 = 3922,10 \text{ N}$$

Soldadura de ranura a tracción $\frac{\pi * d_o}{2}$ x cateto soldadura x $(103052400,00 \text{ N/m}^2 -$

$$97482000,00 \text{ N/m}^2) \times 0,003 \text{ m} \times 103052400,00 \text{ N/m}^2 \Rightarrow$$

$$0,0215 \text{ m} * 0,00227 \text{ m} * 5570400,00 \text{ N/m}^2 * 0,003 \text{ m} * 103052400,00 \text{ N/m}^2 =$$

$$8404851,80 \text{ N}$$

Posibles puntos de falla:

Por a y b $3330,30 \text{ N} + 3922,10 \text{ N} = 7252,40 \text{ N}$

Por a y c $3330,30 \text{ N} + 8404851,80 \text{ N} = 8408182,10 \text{ N}$

Ambas trayectorias tienen más resistencia que la requerida: 1307,90 N

3.9.5 – Cálculo del diámetro de los pernos pasadores de las ruedas.

El equipo va soportado por cuatro ruedas de acero recubiertas de goma. Estas van a ser instaladas en dos soportes soldados en la zona inferior del tanque principal, una en cada lado, y cuya función es la de permitir el fácil traslado de la unidad cuando se encuentre cargada con agua, limpiador químico y aire. Se prevee que las ruedas tengan un diámetro de 16 cm ya que son las más comerciales que se consiguen en el mercado y cuyo tamaño permite que el equipo pueda atravesar por terrenos no uniformes sin que roce contra el suelo. No se instalaron ruedas direccionales en la zona delantera del equipo debido a que no existen, al menos en el mercado nacional común, un diseño de rueda giratoria que se pueda acoplar al diseño del equipo correctamente sin modificar los soportes o la altura, razón por la que se puede perder la estabilidad de la unidad. De todas formas el peso durante el traslado en el suelo no es exagerado, razón por la que el operador pueda levantar un poco el frente del equipo por el asa soldada cuando requiera cambiar de dirección. El asa de transporte se encuentra diseñada para tal fin.

El perno tiende a cortarse en un plano, es decir, en el plano que se encuentra entre el soporte estructural soldado al tanque principal y la bocina de la rueda; por lo tanto, el esfuerzo cortante promedio en el perno es igual a la carga total aplicada al pasador dividida entre su área transversal, y además sabiendo a través de la teoría de esfuerzo normal máximo, se tiene que:

$$\tau_{\text{pas}} \leq \frac{S_y}{\Psi}$$

$$\tau_{pas} = \frac{F}{\pi * \frac{(d_{pas})^2}{4}} \Rightarrow d_{pas} = \sqrt{\frac{4 * F}{\pi * \tau_{pas}}}$$

$$d_{pas} = \sqrt{\frac{4 * \frac{R1}{2}}{\pi * \tau_{pas}}}$$

$$d_{pas} = \sqrt{\frac{2 * 16,742 \text{ kgf} * \frac{9,80665 \text{ N}}{1 \text{ kgf}}}{\pi * \frac{340 * 10^6 \text{ N/m}^2}{2}}}$$

$$d_{pas} = 0,000784 \text{ m} \approx 8,00 \text{ mm}$$

Este diámetro se ha calculado para el caso más crítico de carga que pertenece al aplicado en las ruedas de la base trasera. Por lo tanto el diámetro del perno para el caso más crítico de carga es 8,00 mm, pero las ruedas vienen de fabrica con bocinas y pernos de 10,00 mm, por lo tanto se van a utilizar los pernos que traen de fábrica por lo que el diseño queda sobre-dimensionado.

3.9.6 – Cálculo de la soldadura de las asas de transporte.

Se debe recordar que todas las uniones de los tanques y componentes soldados en el tanque principal se van a realizar las uniones por medio del proceso de soldadura de arco TIG (Tungsten Inert gas) Y que se va a utilizar como material de aporte varillas de acero inoxidable AISI-304 cuyo esfuerzo admisible es $227,61 * 10^6 \text{ N/m}^2$.

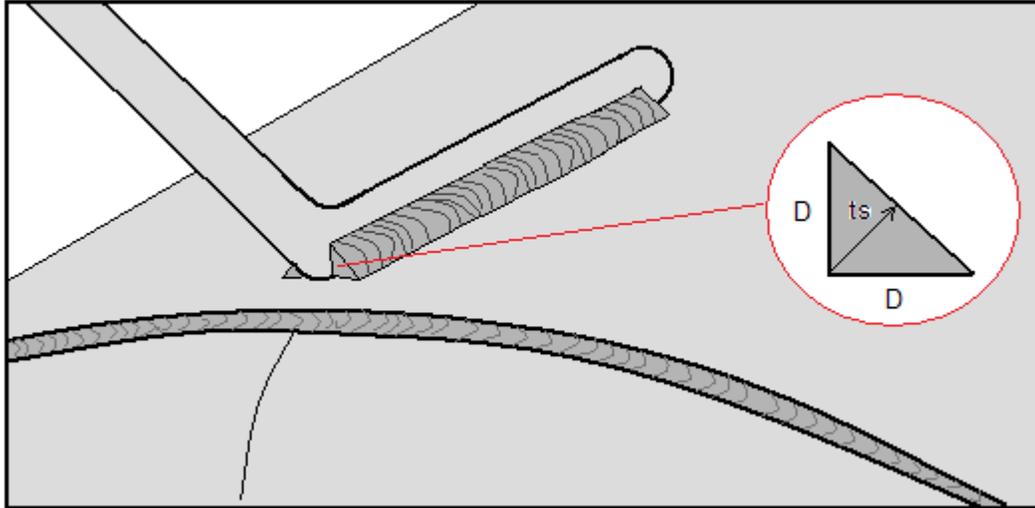


Figura N°3.31 Soldadura de filete
(Fuente: Referencia N°1)

El tipo de unión que se usará es a filete; este tipo de unión es una de las más usadas en obras de ingeniería. Las soldaduras de filete se caracterizan por su sección transversal triangular, que une las caras de los miembros colocadas en ángulo recto. Su tamaño queda definido por la menor dimensión de sus lados, los cuales se ejecutan por lo común iguales, de longitud D .

La garganta de la soldadura de filete que se aplicará es la distancia t_s desde la raíz a la recta que une los extremos de D , y representa el espesor que resiste al corte.

$$t_s = D \times \frac{\sqrt{2}}{2}$$

El tamaño máximo del cordón de soldadura de filete está determinado por exigencias prácticas. Definidos los espesores máximos y mínimos de los cordones de soldadura de filete, se debe elegir el más conveniente; por lo general, en la práctica, es común seleccionar el mayor espesor permisible, siempre que no supere el de la plancha más delgada.

Para el caso del asa delantera se tiene que para cada cordón de soldadura la carga es:

$$F = \frac{57,520 \text{ kgf}}{2} = 28,760 \text{ kgf} * \frac{9,80665 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} = 282,039 \text{ N}$$

El área de cada garganta es:

$$A = \frac{\sqrt{2}}{2} * D * L_g$$

$$A = \frac{\sqrt{2}}{2} * 4,00 \text{ mm} * 85,00 \text{ mm}$$

$$A = 240,41 \text{ mm}^2 = 2,404 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Por lo tanto el esfuerzo de corte en la soldadura del asa delantera es:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{282,039 \text{ N}}{2,404 * 10^{-4} \text{ m}^2} \Rightarrow \tau = 1173207,155 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Por la teoría de esfuerzo cortante máximo se tiene que:

$$\tau \leq \frac{S_y}{2 * \psi} \Rightarrow \psi = \frac{S_y}{2 * \tau} \Rightarrow \psi = 9,4$$

Este es el valor de factor de seguridad que previene contra la fluencia en la unión soldada.

Para el caso del asa trasera se tiene que para cada cordón de soldadura la carga es:

$$F = \frac{57,520 \text{ kgf}}{4} = 14,380 \text{ kgf} * \frac{9,80665 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} = 141,019 \text{ N}$$

El área de cada garganta es:

$$A = \frac{\sqrt{2}}{2} * D * L_g$$

$$A = \frac{\sqrt{2}}{2} * 4,00 \text{ mm} * 40,00 \text{ mm}$$

$$A = 113,13 \text{ mm}^2 = 1,131 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Por lo tanto el esfuerzo de corte en la soldadura del asa trasera es:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{141,019 \text{ N}}{1,131 * 10^{-4} \text{ m}^2} \Rightarrow \tau = 1246852,34 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Por la teoría de esfuerzo cortante máximo se tiene que:

$$\tau \leq \frac{S_y}{2 * \psi} \Rightarrow \psi = \frac{S_y}{2 * \tau} \Rightarrow \psi = 8,7$$

Este es el valor de factor de seguridad que previene contra la fluencia en la unión soldada.

3.9.7 – Cálculo de la soldadura de las platinas de soporte de las ruedas

La unión se va a realizar por medio del proceso de soldadura de arco TIG (Tungsten Inert gas) y se va a utilizar como material de aporte varillas de acero inoxidable AISI-304 cuya resistencia ultima es $227,61 \cdot 10^6 \text{N/m}^2$.

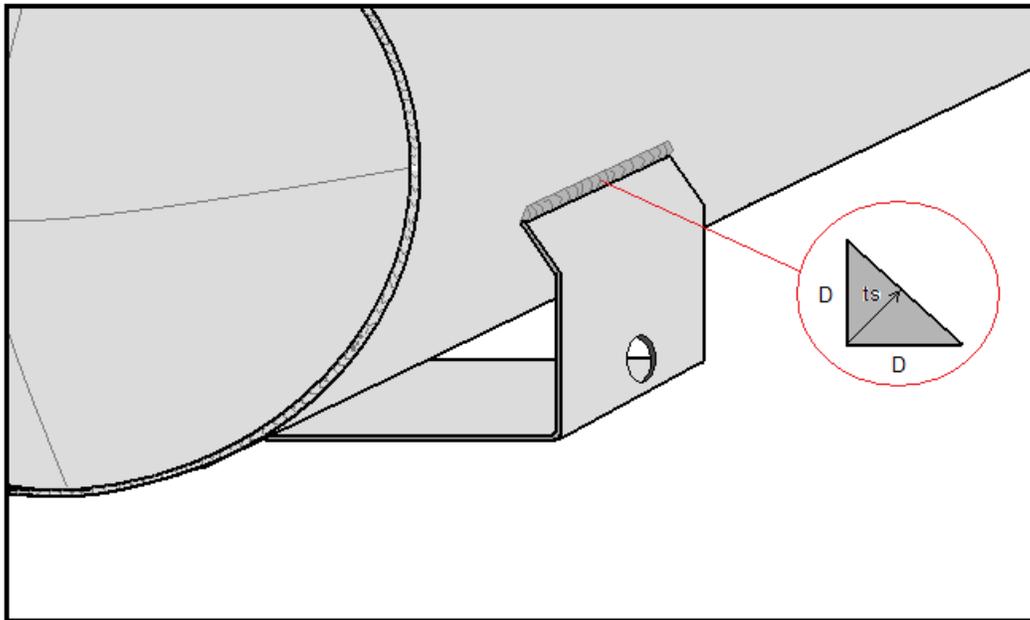


Figura N°3.32 Soldadura de filete de los soportes de las ruedas

(Fuente: Referencia N°1)

La garganta de la soldadura de filete que se aplicará es la distancia t_s desde la raíz a la recta que une los extremos de D , y representa el espesor que resiste al corte.

$$t_s = D \times \frac{\sqrt{2}}{2}$$

El tamaño máximo del cordón de soldadura de filete está determinado por exigencias prácticas. Definidos los espesores máximos y mínimos de los cordones de soldadura de filete, se debe elegir el más conveniente; por lo general, en la práctica, es común seleccionar el mayor espesor permisible, siempre que no supere el de la plancha más delgada.

Solo se va a realizar el cálculo para el caso crítico donde el peso de la maquina cargada recaea solo en una de las ruedas traseras, entonces:

$$F = 57,520 \text{ kgf} * \frac{9,80665 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} = 564,078 \text{ N}$$

El área de la garganta es:

$$A = \frac{\sqrt{2}}{2} * D * L_g$$

$$A = \frac{\sqrt{2}}{2} * 2,00 \text{ mm} * 80,00 \text{ mm}$$

$$A = 113,137 \text{ mm}^2 = 1,131 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Por lo tanto el esfuerzo de corte en la soldadura del soporte es:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{564,078 \text{ N}}{1,131 * 10^{-4} \text{ m}^2} \Rightarrow \tau = 4987427,056 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Por la teoría de esfuerzo cortante máximo se tiene que:

$$\tau \leq \frac{S_y}{2 * \psi} \Rightarrow \psi = \frac{S_y}{2 * \tau} \Rightarrow \psi = 3,32$$

Este es el valor de factor de seguridad que previene contra la fluencia en la unión soldada. Es de hacer notar el hecho de que cada soporte fue diseñado para reducir el máximo las deflexiones laterales debido al peso del equipo ya que el peso se distribuye en las dos ruedas que componen cada soporte.

3.9.8 – Cálculo de la soldadura de las platinas de soporte del compresor.

El peso del compresor va a ser soportado por dos platinas soldadas en la zona superior del tanque principal. Solo se van a calcular los cordones de soldadura de la platina trasera ya que es la que soporta el peso mayor del compresor. Para este caso se tiene que para cada cordón de soldadura la carga es:

$$F = \frac{9,800 \text{ kgf}}{2} = 4,900 \text{ kgf} * \frac{9,80665 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} = 48,052 \text{ N}$$

El área de cada garganta es:

$$A = \frac{\sqrt{2}}{2} * D * L_g$$

$$A = \frac{\sqrt{2}}{2} * 2,00 \text{ mm} * 40,00 \text{ mm}$$

$$A = 56,568 \text{ mm}^2 = 0,565 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Por lo tanto el esfuerzo de corte en la soldadura del asa trasera es:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{48,052 \text{ N}}{0,565 * 10^{-4} \text{ m}^2} \Rightarrow \tau = 849447,376 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Por la teoría de esfuerzo cortante máximo se tiene que:

$$\tau \leq \frac{S_y}{2 * \psi} \Rightarrow \psi = \frac{S_y}{2 * \tau} \Rightarrow \psi = 13,66$$

Este es el valor de factor de seguridad que previene contra la fluencia en la unión soldada.

3.10 – Cálculo y selección del sistema de compresión.

Se visitaron varias casas de venta de compresores y se seleccionó un sistema de compresión que estuviera de acorde al diseño del equipo. Como punto de partida para seleccionar los componentes que integran el sistema de compresión, se tienen los siguientes datos:

- Presión máxima de trabajo: 0,8 Mpa o 815781,38 N/m² (120 psi)
- Presión neta de trabajo: 0,55 Mpa o 562587,90 N/m² (80 psi)
- Revoluciones del motor: 3450 rpm.
- Caudal volumétrico Qc: 143 lt/min

Presión Neta de Trabajo:

$$P_{NT} = \frac{P_{FAB}}{\psi} \Rightarrow \psi = \frac{P_{FAB}}{P_{NT}} \Rightarrow \psi = 1,5.$$

El grupo motor-compresor, toma como valores iniciales el caudal volumétrico y la presión neta de trabajo. A partir de estos valores, se determinará el desplazamiento del compresor, considerando un motor eléctrico monofásico, tipo jaula de ardilla, el cual tiene una velocidad de 3450 rpm.

Desplazamiento:

$$\text{Desp} = \frac{Qc}{\text{rpm}} = \frac{143,00 \text{ lt/min}}{3450,00 \text{ rpm}} = 0,041 \text{ lt/rev}$$

El tanque de almacenamiento de aire tiene una capacidad de 8 litros, entonces para conocer el número de revoluciones que debe dar el compresor para llenar el tanque se determina por:

$$\text{rev} = \frac{8,00 \text{ lt}}{0,041 \text{ lt}} = 195,121 \text{ revoluciones}$$

Se conoce que el caudal de salida a la presión de operación es $Q_o: 1,400 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{seg}$ o $0,51 \text{ lt}/\text{min}$

Entonces el tiempo de encendido del compresor para suministrar el aire necesario para llenar el tanque acumulador queda determinado por:

$$t_c = \frac{Q_c - Q_o}{V} \Rightarrow t_c = 1,48 \text{ min}$$

Para conocer la frecuencia máxima de arranques del compresor en una hora se tiene que:

$$F_{max} = \frac{0,25 * 143 \text{ lt}/\text{min}}{8 \text{ lt}} = 4,48 \text{ arranques por hora}$$

Aunque el tanque acumulador de aire comprimido tiene una capacidad de 8 litros, se debe conocer cual es el consumo real de aire utilizado en cada ciclo de arranque del compresor, entonces la relación entre el volumen utilizable y el volumen total del tanque se puede calcular de la siguiente manera:

$$\%V_u = \frac{90 * (P_{max} - P_{min})}{P_{max}} = \frac{90 * (80 \text{ psi} - 60 \text{ psi})}{80 \text{ psi}} \Rightarrow \%V_u = 22,50\%$$

El volumen útil del tanque es: $V_u = \frac{8,00 \text{ lt} * 22,50\%}{100\%} = 1,80 \text{ lt}$

Para la selección del motor eléctrico, se determinará la potencia necesaria, para un rendimiento estimado de 75%. Esta potencia será calculada tomando en cuenta los litros por minuto necesarios para desplazar la carga total en un tiempo considerable.

Rendimiento estimado del Accionamiento Mecánico; $\eta=75\%$

Potencia del Motor Eléctrico:

Se tiene que para la puesta en marcha de un compresor, la potencia requerida por el motor eléctrico viene dada por:

$$HP = \frac{1000 \times Q \times \gamma \times H}{76 \times \eta}$$

A partir de esto, el fabricante nos entrega:

$$HP = 0,0007 \times 14,04 \text{ GPM} \times 120,00 \text{ psi} = 1,18 \text{ hp}$$

Por lo que se requiere un motor de 1,25 hp para que el sistema de compresión funcione correctamente.

A continuación se realiza una síntesis a cerca del diseño y resultados del equipo como logros obtenidos:

La máquina diseñada tiene capacidad para alojar 24,090 litros de agua y 1,134 litros de limpiador químico de serpentines que se almacenan dentro de tanques de acero inoxidable para evitar el deterioro, por lo tanto no se requiere que en el lugar de trabajo exista una fuente de agua donde se deba recargar de agua ni de limpiador el equipo ya que se puede transportar con la carga en su interior.

La estructura y todos los soportes de los tanques fueron construidos en acero inoxidable AISI-304. La pared del tanque de agua fue construida con lámina de 3,00 mm de espesor, la pared del tanque de limpiador químico fue construida con lámina de 2,00 mm de espesor y el tanque mezclador con lamina de 1,50 mm de espesor. El resto de la estructura conformada por los soportes de los tanques y las bases donde se apoyan las ruedas fueron construidas con lámina de 3,00 mm de espesor.

La máquina puede llevar a cabo cinco operaciones de limpieza, como ya se ha mencionado antes, el primero es el que se realiza utilizando solo agua, el segundo utilizando la dosificación de limpiador químico, la tercera y cuarta utilizando agua o dosificación con flujo de aire para generar aspersion del flujo de salida con ondas de choque generadas por las burbujas de aire y la quinta utilizando solo aire.

El equipo fue diseñado para minimizar la cantidad de hombres laborando y horas de trabajo. Solo se requiere de un operador para manipular la máquina durante las labores de mantenimiento y de un ayudante a la hora de cargarla. Además permite que el tiempo de trabajo se reduzca al mínimo incrementando de esta forma la efectividad de las labores realizadas.

Para activar el compresor, se utilizó un motor eléctrico de 110 voltios que posee una potencia de 940 W a 3450 r.p.m. acoplado directamente mediante un eje al cigüeñal del compresor, el cual es del tipo reciprocante.

La extensión de la manguera de alta presión y la longitud de la cánula de servicio permite el mantenimiento de equipos unitarios de ventana que se encuentran ubicados en alturas de 2,50 metros sin la necesidad de ser desincorporados del lugar donde están operando.

La dosificación de agua y limpiador químico se realiza en forma automática dentro del equipo y de esta manera se evita el contacto del operador con el líquido y por la configuración de la unidad se evita el contacto de este con los elementos móviles y se evita su deterioro.

Estos son algunos de los logros obtenidos en base al diseño y cálculos del equipo y su aplicación práctica será explicada con mayor profundidad en el capítulo siguiente donde se pondrá a prueba el funcionamiento de la unidad en un campo de trailers y bajo condiciones de trabajo específicas.

CAPÍTULO IV

Capítulo IV: Construcción y prueba del equipo.

4.1- Elección del sistema de compresión.

Como primera etapa en la construcción del equipo se busca en el mercado un sistema de compresión que pueda cumplir con las siguientes condiciones:

- Que sea lo suficientemente pequeño como para permitir que el diseño final sea portátil, es decir, con un volumen aceptable para poder ser transportado y con un bajo peso.
- La potencia del compresor debe ser tal que pueda elevar la presión del sistema hasta la máxima presión de operación.
- Que venga provisto de los manómetros medidores de presión interna, el sistema de arranque automático o presostato y la válvula de seguridad de sobrepresión.
- El acople entre el compresor y el motor eléctrico debe ser directo a través de un eje y no mediante correas y poleas para mejor operación y seguridad del operador del equipo.
- El motor eléctrico del compresor debe operar con 110 voltios, ya que es la corriente común de la red eléctrica.
- Debe incluir el filtro de aire.
- El compresor debe tener todos los elementos necesarios que permitan aislar el calor generado en el compresor, en el motor eléctrico y en la tubería de descarga de aire comprimido y de esta forma proteger al operador de posibles quemaduras originadas durante la manipulación de equipo.

En base a estas condiciones se procedió a visitar diferentes lugares tales como ferreterías y tiendas de partes eléctricas, así como casas especializadas en venta de equipos industriales. Es importante recorrer diferentes lugares ya que siempre se consiguen diferentes marcas y modelos de equipos y de esta forma poder realizar una comparación

exhaustiva hasta encontrar el modelo ideal para el diseño propuesto También al realizar un recorrido amplio se puede hacer una comparación en la relación precio-calidad ofrecida por diferentes casas.

Luego de hacer un amplio recorrido, en una misma casa encontramos tres modelos de sistemas de compresión que resultaron atractivos para el diseño propuesto. Dos de ellos poseían compresores de 2 HP y tanques de 42 litros y 25 litros respectivamente y un tercer compresor de 1-1/4 de HP con un pequeño tanque de 8 litros.



Figura N°4.1 Sistema de compresión de aire

(Fuente: Referencia N°1)

Se procedió a realizar diferentes pruebas de encendido dentro de la tienda y carga de presión y se pudo comprobar que los tres sistemas de compresión podían elevar la presión dentro de sus tanques de aire comprimido fácilmente hasta la presión media de operación de 80 Psi e incluso podían elevar hasta la presión máxima de trabajo de 150 psi pero con una gran diferencia en cuanto al tamaño de las unidades. Claro está que los dos compresores de 2 HP manejaban caudales mayores de aire comprimido por lo que elevaban las presiones tan rápidamente en sus tanques como la hacia el compresor de 1-1/4 HP con su tanque mas pequeño, pero debido a que los caudales de operación del equipo a construir son pequeños con relación a las capacidades de carga de fluidos, esto no fue un factor determinante. Al final se decidió adquirir el compresor más pequeño por su adaptabilidad en el diseño propuesto y por su construcción un poco más robusta. Otro factor importante a

la hora de escoger este compresor fue la facilidad de conseguir en el mercado local los repuestos, esto debido a la marca.

Luego de adquirido el sistema de compresión y en base a sus características estructurales tales como tamaño del tanque acumulador de aire y bases de apoyo, se procedió a diseñar los soportes que lo van a sujetar al tanque mayor del sistema y se realizaron los planos de cada pieza y elemento que componen el diseño propuesto. Con los planos realizados, se llevaron al taller metalmecánico especializado en elaboración de estructuras y equipos de acero inoxidable llamado Inoxtanq, donde se procedió a la construir cada pieza y cada tanque que compone el sistema.

4.2- Construcción de tanques y elementos en acero inoxidable.

Como se dijo anteriormente, todos los tanques y elementos que componen el equipo fueron fabricados en acero inoxidable AISI 304. Debido a la dureza del material se requirieron maquinarias especiales para su maquinado y procesos de soldadura especiales que no se consiguen con facilidad y que en cualquier taller metalmecánico no se realizan, por lo tanto, se acudió al taller Inoxtanq ya que su especialidad es la construcción de estructuras y equipos en acero inoxidable. Ellos aportaron el material y elementos necesarios para la construcción de los tanques.

4.2.1- Construcción del tanque de agua.

El primer tanque construido fue el que contiene al agua. Para su construcción se procedió a cortar una lámina de 3 mm de espesor utilizando una cizalladora plana hidráulica con las siguientes medidas 0,70 m de largo por 0,63 m de ancho, medidas que corresponden con la longitud y al perímetro de la sección circular del cilindro. Lugo la lámina cortada a la medida se paso a través de una maquina de rodillos de Roll-forming en la cual mediante tres pasadas se le dio a la lámina plana la forma cilíndrica. Mediante el proceso de soldadura TIG (Tungsten Inert Gas) y realizando una junta a tope recta sin entalle se procede a unir los extremos con un cordón de soldadura externo con una máxima penetración para brindar una mayor rigidez. Se realizaron dos pasadas con la antorcha: En

la primera se fundió el material base de ambos lados para formar la unión y en la segunda se agregó material de aporte para formar un cordón más resistente.



Figura N°4.2 Construcción del tanque de agua
(Fuente: Referencia N°1)

Luego de construido el cilindro se abrieron los agujeros para las tomas y conexiones con el uso de brocas de acero rápido (HSS) de 20,0 mm para los anillos de $\frac{1}{4}$ de pulgada y de 23,0 mm para los nipples de $\frac{1}{2}$ pulgada. Este proceso se debe realizar con velocidades de corte muy bajas y penetración media y taladrina como fluido lubricante y refrigerante para proteger los filos de corte de las brocas. En los agujeros realizados se sueldan cada una de las piezas utilizando material de aporte y siguiendo el tamaño del cordón según el diseño previamente realizado. En este punto es de mucha importancia tener en cuenta la opinión de los técnicos y soldadores ya que su experiencia y habilidad ayuda a concretar el trabajo final.

Se cortaron dos chapas que mediante el proceso de martillado se fueron moldeando con forma elipsoidal hasta conseguir la forma correcta de las tapas del tanque y luego se cortaron en forma circular. Es de hacer notar el hecho de que la fabricación de las tapas de todos los tanques se realizó de esta misma forma la cual es artesanal para disminuir los costos en enviar el material y fabricar las piezas en otro taller donde existieran tanto la prensa como los moldes a la medida. Se realizó una junta a tope recta entre el cilindro y las tapas y se unieron con cordones de soldadura externos por toda la periferia con máxima penetración. En la segunda pasada se utilizó material de aporte para generar un cordón de soldadura resistente.



Figura N°4.3 Aplicación del proceso de soldadura TIG con material de aporte
(Fuente: Referencia N°1)

Con lámina de 3 mm se cortan con la cizalla y se doblan las platinas para los soportes del sistema de compresión y del equipo completo los cuales van soldados al cuerpo del tanque principal como lo indica el plano. A un lado de los soportes del sistema de compresión se abren dos agujeros de 5 mm, uno en cada base, donde se van a ubicar los tornillos para los soportes del tanque del limpiador químico.

Finalmente se dobla y se suelda al extremo del tanque un tramo de cabilla pulida de $\frac{1}{2}$ pulgada de acero inoxidable cuya función es la de servir como mango para el agarre y traslado de la unidad y se pule el tanque terminado con un cepillo giratorio de acero.

4.2.2- Construcción del tanque del limpiador químico.

Para la construcción de este tanque se utilizó un tubo de acero inoxidable AISI 304 de 80 mm de diámetro interno y con pared de 2 mm de espesor para el cilindro principal. El tubo se corto con una longitud de 0,189 m utilizando una maquina esmeriladora con un disco de corte ya que se evito el uso de la sierra por la dureza del material. Al cilindro se le abrieron los agujeros para insertar el niple de $\frac{1}{2}$ pulgada y los anillos de $\frac{1}{4}$ de pulgada según la posición que indica el plano utilizando brocas de acero rápido (HSS) de 20,0 mm para los anillos de $\frac{1}{4}$ de pulgada y de 23,0 mm para los niples de $\frac{1}{2}$ pulgada. Este proceso se debe realizar con velocidades de corte muy bajas y penetración media y taladrina como fluido lubricante y refrigerante para proteger los filos de corte de las brocas. En los agujeros realizados se sueldan cada una de las piezas utilizando material de aporte y siguiendo el tamaño del cordón según el diseño previamente realizado.

Se cortaron dos chapas que mediante el proceso de martillado se fueron moldeando con forma elipsoidal hasta conseguir la forma correcta de las tapas del tanque y luego se cortaron en forma circular. Se realizo una junta a tope recta entre el cilindro y las tapas y se unieron con cordones de soldadura externos por toda la periferia con máxima penetración. En la segunda pasada se utilizo material de aporte para generar un cordón de soldadura resistente.

Con lámina de 3 mm se cortan con la cizalla y se doblan las platinas para los soportes del tanque, los cuales van soldados al cilindro como lo indica el plano. A un lado de los soportes se abren dos agujeros de 5 mm, uno en cada base, donde se van a ubicar los tornillos para los soportes del tanque de agua. Es de hacer notar el hecho de que estos agujeros deben coincidir con los agujeros abiertos en los soportes del sistema de compresión del tanque principal.

Finalmente se pule el tanque con un cepillo giratorio de acero para darle el acabado brillante que caracteriza al acero inoxidable.



Figura N°4.4 Tanque de limpiador químico sin los soportes
(Fuente: Referencia N°1)

4.2.3- Construcción del tanque mezclador.

La construcción de este tanque es similar a la construcción de los demás tanques antes mencionados. La sección cilíndrica se toma de un tubo de 42 mm de diámetro 1,5 mm de espesor de pared y se fabrica un solo casquete elipsoidal ya que en el otro extremo se le suelda un cono cuya función es la de acelerar el fluido de salida, es decir, opera como una tobera convergente. Este cono se une al cilindro mediante soldadura TIG y en el extremo con diámetro menor se le suelda el anillo de $\frac{1}{4}$ de pulgada. Para poder unir el anillo al cono hubo que realizar un proceso de reducción de diámetro del extremo para alcanzar el diámetro del anillo donde se va a roscar la espiga de bronce a la cual se va a unir la manguera de servicio



Figura N°4.5 Tanque Mezclador a media construcción

(Fuente: Referencia N°1)

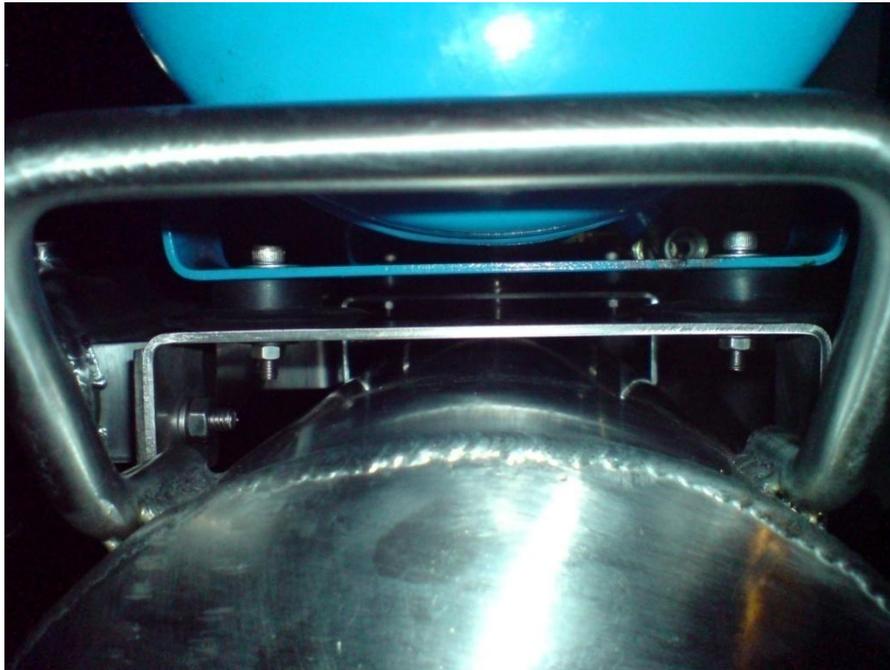
Como se puede observar en la imagen, el proceso de reducción de diámetro del extremo hay que completarlo con varias pasadas de soldadura las cuales se deben esmerilar una tras otra hasta conseguir la forma y estética deseada. También se puede apreciar acabado superficial con el que viene de fabrica el tubo del cilindro, por tal motivo hay que cepillar la pieza acabada y lustrar el material.

En la parte inferior del tanque se adiciona una platina soldada con dos agujeros de 5 mm de diámetro y cuya función será la de servir de soporte y fijar el tanque mezclador a la base soldada en el tanque principal.

4.2.4- Ensamblaje de los elementos que conforman el sistema.

Luego de que todos los tanques fueron construidos, se procede a ensamblar el sistema de tanques, utilizando los tornillos correspondientes en las bases soldadas a cada tanque.

Seguidamente se monta el sistema de compresión y se sujeta con tornillos de acero inoxidable de 4 mm a las bases soldadas en el tanque principal. Se incluyen unas gomas amortiguadoras entre las bases del tanque acumulador de aire y los soportes del tanque principal cuya función será la de absorber las vibraciones generadas por el compresor y evitar que se generen ruidos por resonancia de los tanques y posibles fallas por fatiga.



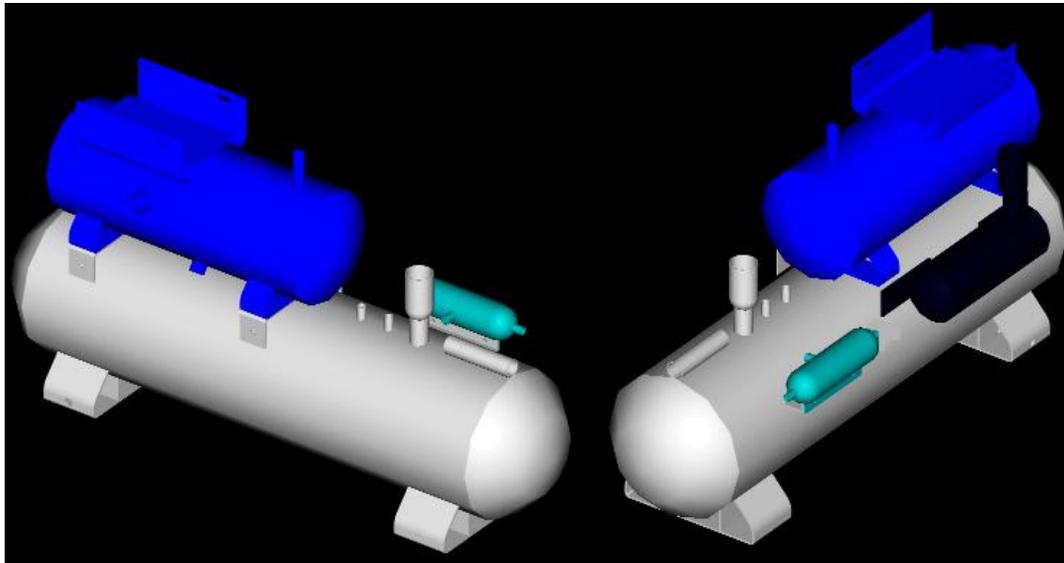


Figura N°4.6 Ensamble del sistema de compresión y el tanque de agua (Fuente: Referencia N°1)

Luego de instalado el sistema de compresión, se arman las tuberías que van a transportar el aire comprimido hasta los tanques de almacenaje, para ello se utiliza tubería de cobre de 3/8 de pulgada rígida y flexible dependiendo del caso. La tubería rígida se utilizo en aquellas zonas donde se ameritaba el uso de codos soldables debido a los giros cortos que no se pueden construir con tubería flexible. La conexión hacia el tanque del limpiador químico se realiza con tubería flexible ya que los amplios radios de giro permiten su uso y de esta forma el ahorro en el empleo del proceso de soldadura. Todas las uniones se llevan a cabo utilizando conexiones y accesorios de cobre y aunque estas conexiones están diseñadas para sellar las fugas cuando se encuentran bien ajustadas, se utiliza cinta de teflón para sellar las posibles fugas en las roscas.



Figura N°4.7 Detalle de ensamble de tuberías y accesorios de bronce (Fuente: Referencia N°1)

En los nipples de ½ pulgada soldados a los tanques se instalan válvulas de bola que permiten la apertura de los tanques en el momento de ser llenados con sus respectivos contenidos, agua y limpiador respectivamente y que luego se cierran para permitir que se comprima el aire en el interior de los tanques. Las válvulas y conexiones de bronce soportan una presión máxima de 600 psi y la tubería de cobre cerca de 1000 psi por lo tanto todos los accesorios están dimensionados para soportar las operaciones de funcionamiento máximas del equipo. Adicionalmente se roscan dos embudos en la parte superior de las válvulas y tienen la finalidad de permitir el llenado de los tanques sin que se ocasionen derrames que puedan afectar tanto las partes eléctricas de la unidad con la estructura, en especial derrames del limpiador químico. También se puede decir que este embudo en especial protege al usuario y evita que por medio de un derrame el limpiador caiga en las manos o brazos del operador, aunque este debería llevar los implementos de seguridad correspondientes: mascarilla, lentes de seguridad y guantes de goma.

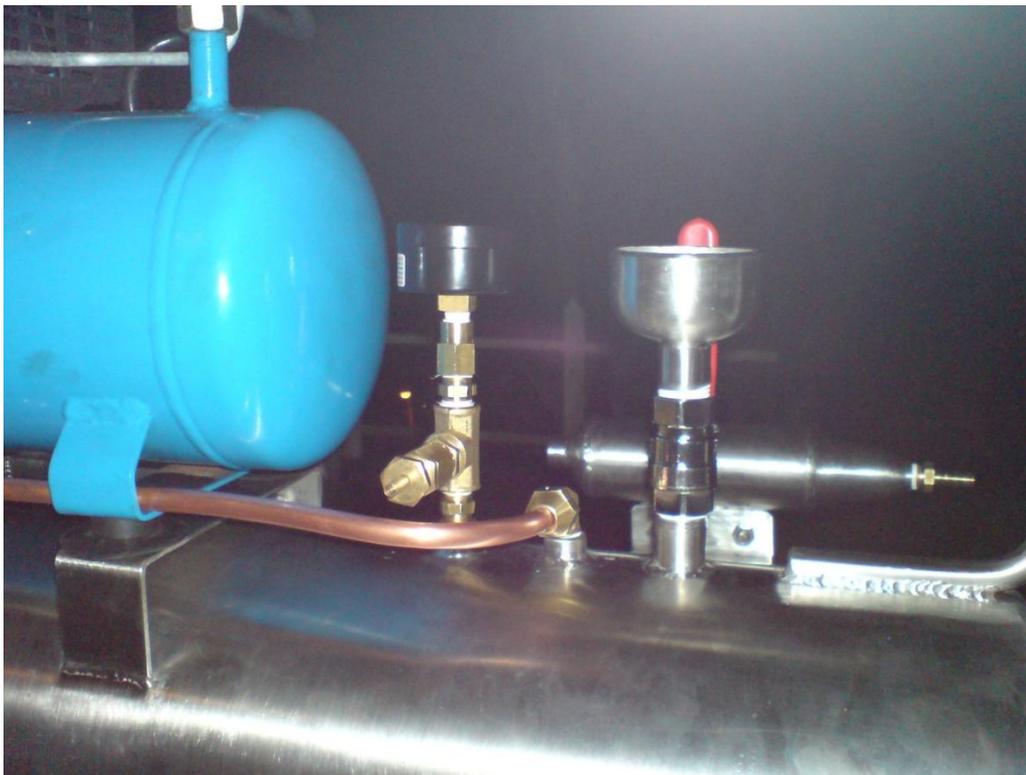


Figura N°4.8 Detalle del ensamble de la válvula de bola y el embudo y el conjunto del manómetro y la válvula de seguridad. (Fuente: Referencia N°1)

En la primera toma del tanque principal se ensambla un conjunto compuesto por la válvula de seguridad de sobrepresión y un manómetro, el cual se instala en forma horizontal y no vertical como de costumbre, ya que la unidad se encuentra a un nivel cercano al piso esta posición facilita a que el operador de la unidad visualice la presión del sistema sin tener que agacharse o cambiar de la posición normal de mantenimiento para visualizarlo. Sin embargo, el presostato y el regulador poseen manómetros en posición vertical.



Figura N°4.9 Tubería de aire y regulador
(Fuente: Referencia N°1)

En la salida del regulador de aire que va unido al presostato, se instala la tubería que transporta el aire comprimido hacia el tanque mezclador junto con una válvula de paso. Debido a que las cantidades de aire que se requieren para el mezclado son menores que las utilizadas para empujar los fluidos se utiliza una tubería de $\frac{1}{4}$ de pulgada, la cual por tener

un diámetro menor transporta menos cantidad de aire y a menor presión aunque a mayor velocidad. Este efecto ayuda a acelerar la mezcla hacia la salida y a la vez da mayor energía a la salida de las burbujas de aire que van a originar el fenómeno de las ondas de choque contra el serpentín para desincrustar el sucio. El regulador va a cumplir la función de controlar la presión de salida del aire y de esta forma la cantidad de burbujas en el mezclador. Esta es una de las regulaciones para la puesta a punto de la unidad para su buen funcionamiento.

En las bases inferiores del tanque principal se instalan las ruedas para el transporte de la unidad. Para ello se perfora el lateral de la base con una broca de 10 mm, donde se va a insertar el perno que soporta la rueda y donde se adicionara una arandela y la tuerca. Como es evidente, los pernos de 10 mm de diámetro que soportan las ruedas van a quedar sometidos a esfuerzos de corte, pero el peso total del equipo cargado no es suficiente como para ejercer alguna esfuerzo que afecte los pernos y que genere algún tipo de falla.



Figura N°4.10 Ensamble de ruedas de transporte
(Fuente: Referencia N°1)

Finalmente se instala la manguera de alta presión de 2,50 metros en la espiga del tanque mezclador y la cánula de servicio cuya finalidad será la de proveer la distancia suficiente para que el operador tenga movilidad y la extensión necesaria para realizar el

mantenimiento a equipos de ventana que se encuentren a 2,50 metros de altura. Esto dependiendo de la altura del operador.



Figura N°4.11 Vista preliminar del equipo armado (Fuente: Referencia N°1)

4.2.5- Construcción de la sección de tubo donde se van a unir el flujo de agua y el flujo del limpiador químico.

Esta sección de tubería fue construida con tubo de cobre de 3/8 de pulgada la cual se secciono mediante un cortador rotatorio en cuatro tramos que se unieron con codos de 90° utilizando soldadura autógena de acetileno y oxigeno y varillas de material de aporte de plata al 15%. Se utiliza este tipo de material de aporte con este porcentaje de plata debido a que es dúctil y permite absorber las vibraciones generadas por el compresor sin riesgo de fractura o falla por fatiga. Este tramo de tubería conecta el tanque de agua por la parte inferior al tanque mezclador y su función principal es la de transportar el agua a alta presión para ser mezclada con el limpiador químico.

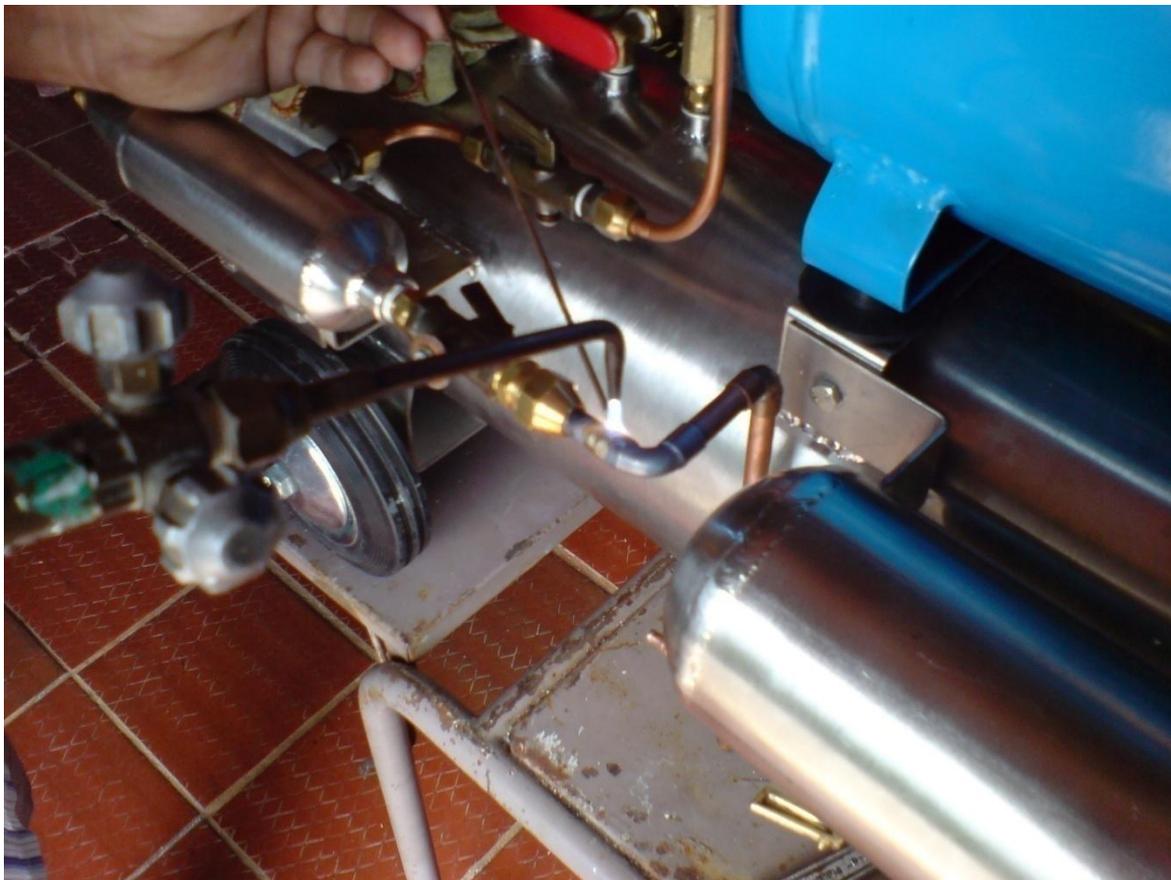


Figura N°4.12 Aplicación de soldadura autógena
(Fuente: Referencia N°1)

Se utiliza tubería con diámetro de 3/8 de pulgada debido a que es lo suficientemente grande como para transportar el caudal de líquido requerido en la salida y a la vez lo suficientemente compacta para ser instalada sin generar estorbos ni molestias en la condición de ser un equipo compacto.

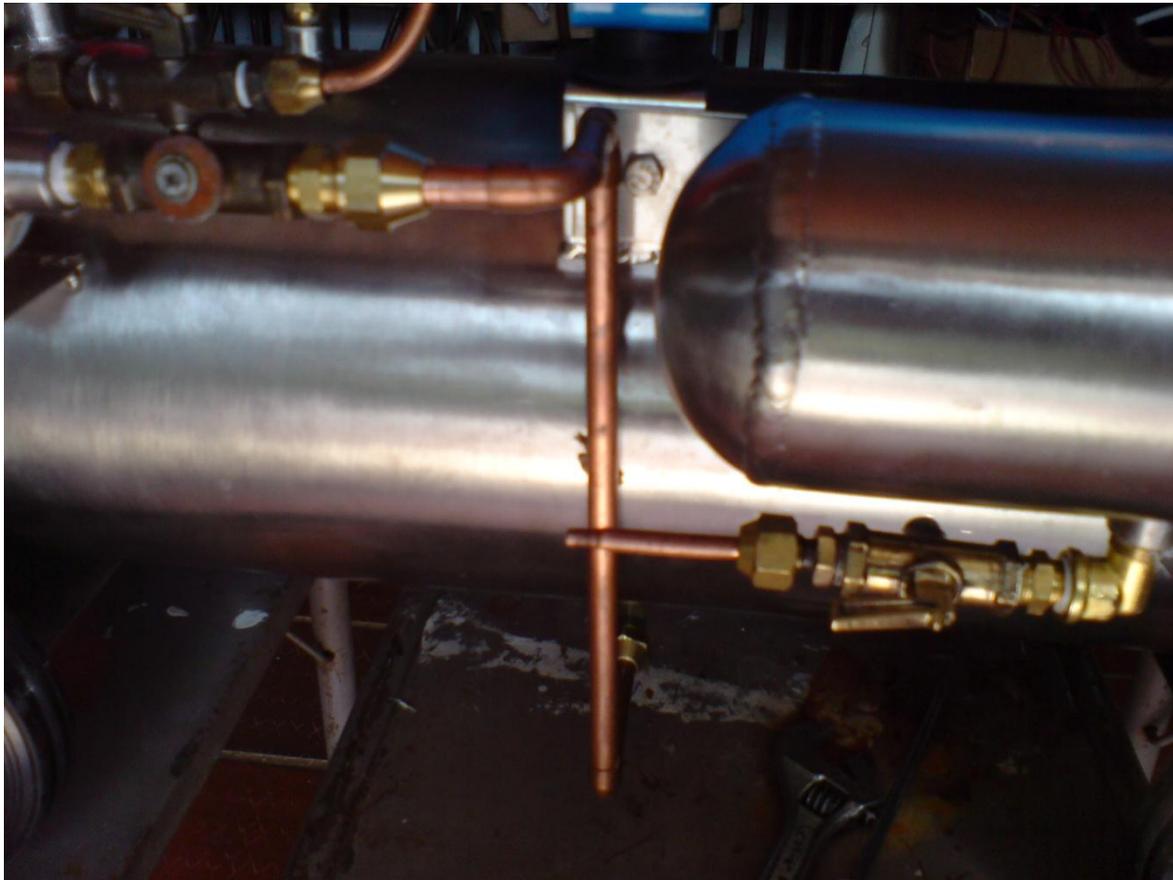


Figura N°4.13 Detalle de la tubería de agua y de limpiador químico
(Fuente: Referencia N°1)

Para generar el diseño de la boquilla de inyección de limpiador químico en la corriente de agua a alta presión se realizaron diferentes pruebas con diferentes productos existentes en el mercado para regular el flujo de un fluido. En un principio se esperaba que

en el diseño se incluiría algún tipo de regulador de caudal manual el cual permitiera al usuario controlar la concentración de la mezcla del producto final, pero tomando en cuenta que el operador le va a ser un poco complicado realizar la regulación, se pensó en la idea de que tal regulación fuera fija.

Para poder concretar esta idea tuve que realizar un sondeo en los diferentes comercios donde se pueden adquirir diferentes limpiadores químicos para serpentines y en especial observando cual era la proporción de mezcla de cada uno de ellos y su densidad. El resultado encontrado es que casi todos los limpiadores químicos comerciales tienen una proporción de mezcla en la preparación de 10:1, es decir, diez litros de agua por cada litro de limpiador químico y las diferentes densidades no variaban en forma significativa en las diferentes marcas de productos químicos.

Lo antes descrito me ayudo a concretar la idea de que la regulación del flujo de limpiador químico en la tubería de agua fuera fija y de este modo facilitar el uso de la unidad. Entonces se buscaron en el mercado los diferentes accesorios para regular caudal; y los mas comunes y económicos encontrados fueron las placa-orificio y los tubos capilares. A continuación se describen las pruebas realizadas para escoger el accesorio ideal:

1) Placa orificio:

Se adquirió un dispositivo con cuatro placas-orificio con las siguientes medidas: 0,73 mm, 0,90 mm, 1,5 mm, 2,00 mm. Estas medidas son las pocas que se pueden encontrar en las diferentes casas especializadas, por lo tanto tuve que abstenerme a estas medidas.



Figura N°4.14 Placa orificio de 0.90 mm
(Fuente: Referencia N°1)

La prueba realizada consistió en medir los tiempos de vaciado de ambos tanques, tanto el de agua como el del limpiador. Para ello se adquirió un galón de un limpiador de serpentines de uso común llamado GRIMEX con el cual se llenó el tanque correspondiente con un litro. El tanque de agua se llenó con diez litros de agua y se instalaron válvulas de apertura en el anillo de salida de cada tanque, con la diferencia de que en el tanque del limpiador se instaló luego de la válvula una unión roscada para poder cambiar los diferentes dispositivos. Se prendió el compresor y se permitió que los tanques se presurizaran hasta 80 psi, luego se abrió cada válvula por separado y se cronometraron los tiempos de vaciado del contenido de cada tanque. La idea es que el contenido del tanque del limpiador se vacíe con un tiempo similar al contenido del tanque de agua, tomando en cuenta los diferentes volúmenes en cada uno. Al conseguir este resultado se puede asegurar que el mismo fenómeno va a ocurrir en el interior de la tubería y que el resultado de la mezcla final va a tener la concentración correcta.



Figura N°4.15 Instalación de válvulas para realizar pruebas
(Fuente: Referencia N°1)



Figura N°4.16 Dispositivo para insertar la placa orificio instalado
(Fuente: Referencia N°1)

Como se puede observar en la imagen se instaló el dispositivo que contiene la placa orificio en el tanque del limpiador y en el cual se pueden cambiar las diferentes placas orificio adquiridas. Las pérdidas originadas por la tubería de 3/8 de pulgada instalada antes y después del dispositivo no se toman en cuenta debido a que sus longitudes son muy cortas, además de esto el bronce genera un bajo coeficiente de roce con el fluido por lo que el valor de dichas pérdidas es insignificante para el flujo que se maneja.

Los resultados obtenidos de las pruebas realizadas fueron los siguientes:

Tabla N°4.1 Tiempo de vaciado de tanques con placa orificio

	t1 (seg)	t2 (seg)	t3 (seg)	t4 (seg)	t pro (seg)
Tanque H2O	23,95	24,00	24,02	24,00	23,99
Tanque(L.Q)					
PO – 0.73	40,00	40,23	40,17	39,90	40,08
PO – 0.90	37,04	37,14	37,12	37,10	37,10
PO – 1.50	15,45	15,41	15,00	15,27	15,28
PO – 2.00	10,00	10,07	10,10	10,02	10,05

(Fuente: Referencia N°1)

Como se puede observar en los resultados obtenidos, ninguna de las placas orificios cumplió con la condición propuesta para el diseño que permita que ambos tanques se vacíen al mismo tiempo, por lo tanto este dispositivo debe ser descartado debido a que es difícil conseguir en el mercado nacional placas orificios con otros diámetros.

2) Tubo delgado (comercialmente conocido como capilar):

El siguiente dispositivo adquirido para controlar el caudal del limpiador de serpentines fue un tubo de 2,00 mm de diámetro interno o como comúnmente se conoce como tubo capilar. Se escogió este tipo de tubo debido a que es el más grande que se consigue en el mercado y al tener un mayor diámetro es menor la posibilidad de que se

obstruya con algún tipo de suciedad, por ende es fácil deducir de que se debe instalar un filtro en la salida del tanque y antes de la entrada al tubo para evitar que partículas contenidas en el limpiador químico pasen hacia el interior del mismo.

Como es lógico pensar, en esta prueba es fundamental jugar con la longitud del tubo ya que de esta forma se pueden controlar las pérdidas por fricción entre el flujo y las paredes del tubo y así obtener el tiempo de vaciado ideal para el diseño propuesto. Por lo tanto la prueba consistió en ir recortando la longitud del tubo hasta obtener el tiempo de vaciado esperado.



Figura N°4.17 Instalación de tubo de 2.0 mm completo
(Fuente: Referencia N°1)

Los resultados obtenidos fueron los siguientes:

Tabla N°4.2 Tiempo de vaciado de tanques con tubos de diferentes medidas

	t1 (seg)	t2 (seg)	t3 (seg)	t4 (seg)	t pro (seg)
Tanque H2O	23,95	24,00	24,02	24,00	23,99
Tanque(L.Q)					
TC – 0.70	58,00	56,13	56,89	56,54	56,89
TC – 0.50	37,04	37,14	37,12	37,10	37,10
TC – 0.25	28,37	29,45	29,40	29,94	29,29
TC – 0.12	24,38	25,33	24,00	24,66	23,84
TC – 0.06	11,67	10,78	11,10	10,90	11,11

(Fuente: Referencia N°1)

Como se puede observar en la tabla de resultados, el tiempo de vaciado del tanque del limpiador químico con el tubo capilar de 2 mm de diámetro interno y 12 cm de longitud fue de 23,84 segundos, tiempo muy similar al vaciado del tanque de agua 23,99 segundos, por lo tanto ya se tienen las dimensiones del tubo para ser instalado en la tubería del equipo.

Ahora bien, con estos resultados hay que diseñar una forma de unión entre ambas tuberías, de tal forma que permita que ambos fluidos sean pre-mezclados antes de entrar al tanque mezclador. El diseño propuesto fue el mostrado en la figura.

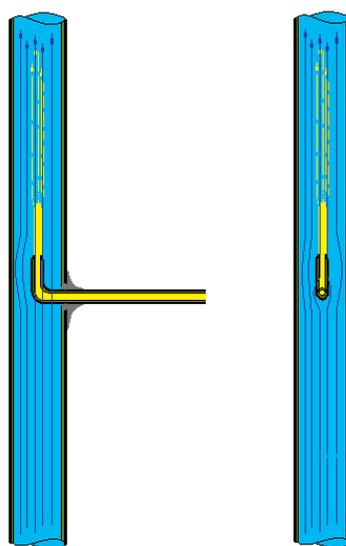


Figura N°4.18 Unión entre la tubería de agua y el tubo capilar (Fuente: Referencia N°1)

Esta unión nos da como ventaja que el flujo del limpiador químico es liberado en el centro del flujo de agua a presión y se aprovecha la turbulencia del flujo para propiciar una pre-mezcla.

La sección del tubo delgado que se encuentra dentro del tubo de agua donde se descarga el limpiador produce un flujo en sus inmediaciones parecido al que se muestra en la figura. Aparecerá un patrón de líneas de corriente tal que ocurrirá una presión relativamente alta en los lados de corriente arriba del tubo de descarga y una presión relativamente baja en el lado de corriente abajo, en la abertura del tubo delgado. En consecuencia, dado que la curvatura de las líneas de corriente se alejan de la descarga del limpiador químico, se facilita la entrada del flujo dentro de la corriente de agua sin riesgo de que exista la posibilidad de contra flujo dentro del tubo delgado.

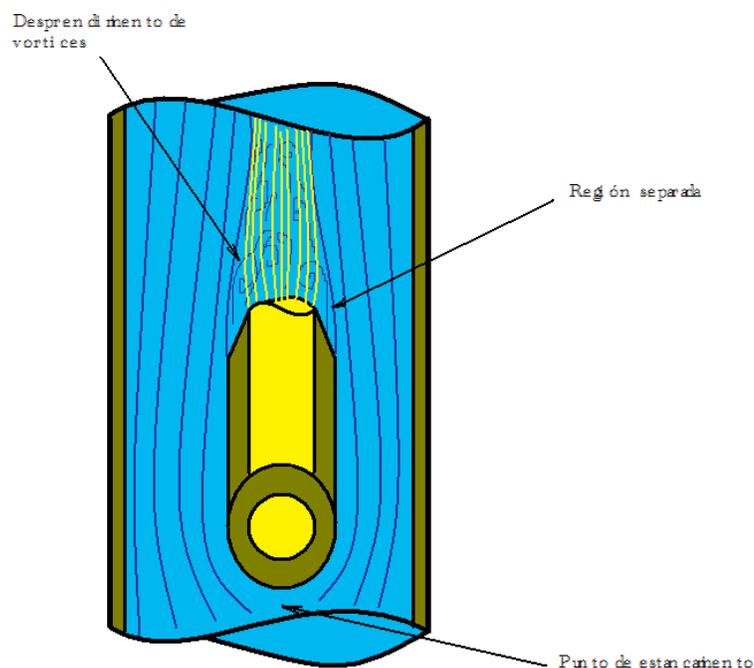


Figura N°4.19 Detalle del flujo en la unión de mezcla
(Fuente: Referencia N°1)

La región separada aparece cuando el flujo de corriente de agua abandona el cuerpo sumergido, es decir, el tubo delgado. La posición del punto de separación depende de la geometría del cuerpo. Si el cuerpo tiene un cambio brusco en su geometría, tal como la sección de la punta de descarga, existe separación en el cambio brusco o cerca de él. Además habrá una unión en algún punto. Se puede observar que la separación ocurre cuando el flujo se aproxima a una región de estancamiento donde la velocidad es baja y la presión es alta. A medida que el flujo pasa alrededor del cuerpo sumergido, se acelera el flujo y disminuye la presión hasta llegar a la región separada donde existe una caída de presión. Esta caída de presión se aprovecha para descargar el flujo de limpiador químico.

Ya con las dimensiones del tubo delgado, se dobla de tal manera que pueda ocupar la distancia comprendida entre la tubería de agua y la válvula de descarga del limpiador químico.

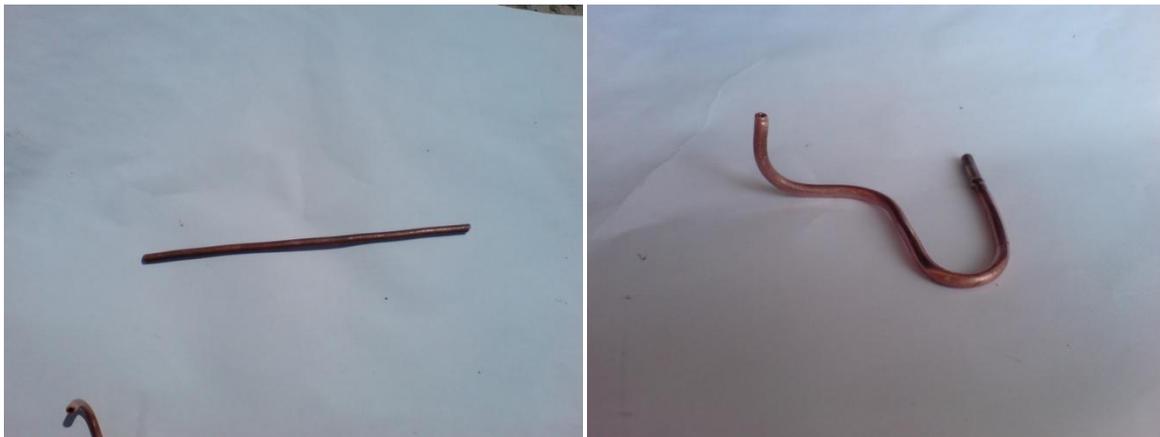


Figura N°4.20 Doblado del tubo de inyección del limpiador

(Fuente: Referencia N°1)

Se suelda con soldadura autógena y varilla de plata al 15% a la reducción de $\frac{1}{4}$ de pulgada con la cual se va a unir a la válvula del tanque mediante una copa de $\frac{1}{4}$. Luego de este procedimiento, se instala la pieza antes de ser terminada y se mide de nuevo el tiempo de vaciado y comprobar si existe alguna modificación. El resultado es que el tiempo de vaciado no varía y se procede a la culminación de la pieza final.



Figura N°4.21 Prueba de funcionamiento del tubo delgado que se va a instalar
(Fuente: Referencia N°1)

Se abre un orificio con la broca de 4 mm en la tubería de agua y se inserta la punta del tubo delgado y luego se unen mediante soldadura. De esta forma queda terminada la pieza y lista para ser instalada.



Figura N°4.22 Instalación de tubo delgado en la tubería de agua (Fuente: Referencia N°1)

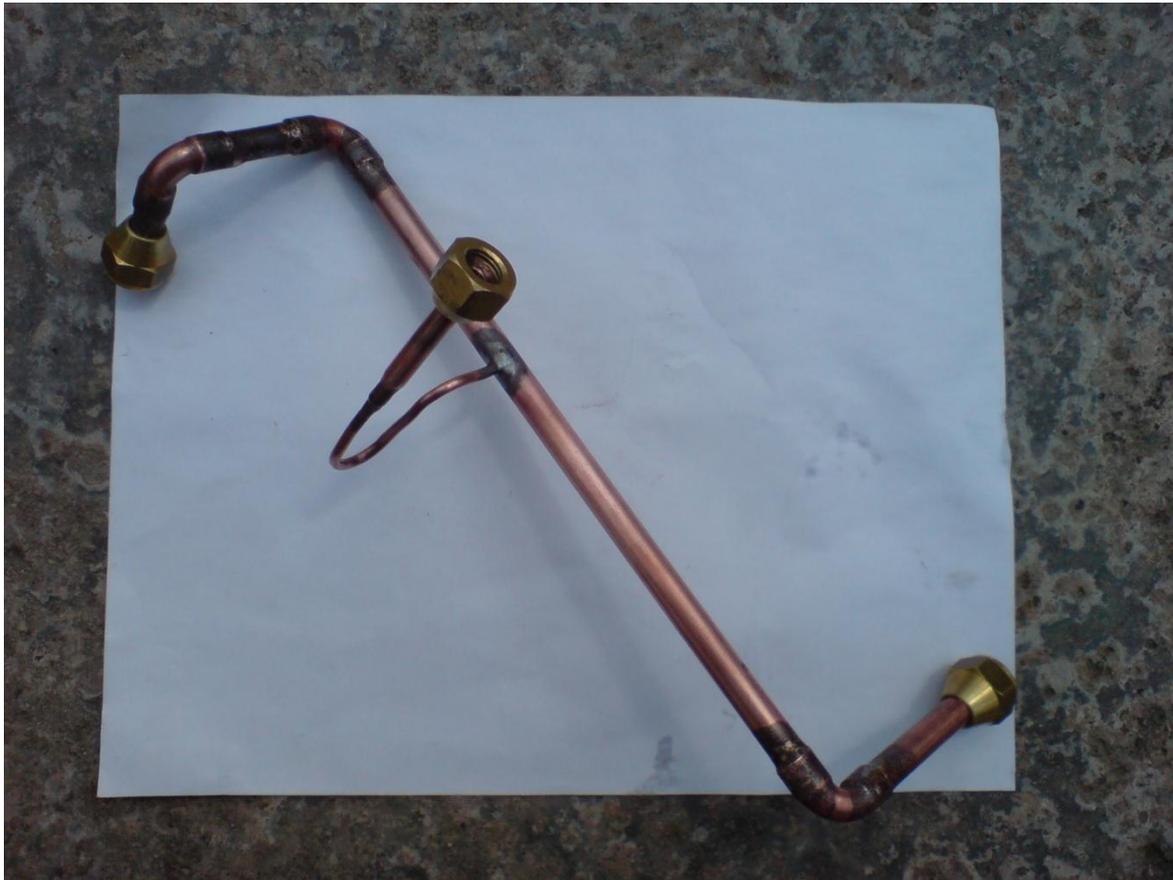


Figura N°4.23 Tuberías de mezcla ensambladas.

(Fuente: Referencia N°1)

Ahora bien, para que este diseño funcione correctamente, se debe producir un diferencial entre las presiones del tanque de agua y el tanque del limpiador químico para que la presión del agua no venza la presión a la salida del tubo delgado y se retorne el fluido hacia el tanque del limpiador. Este fenómeno es producido por la acción capilar del tubo delgado, por lo que para permitir la mezcla de los dos fluidos se debe corregir la pérdida de presión ocasionada utilizando la tabla N° 3.7 y el regulador que alimenta el tanque principal. Para este procedimiento el operador se debe guiar por los manómetros instalados en la unidad de presostato.

4.3 – Prueba de funcionamiento en campo y puesta a punto del equipo limpiador de serpentines.

El equipo terminado se trasladó al campo de trailers de inspección del Consorcio Metro Los Teques ubicado sobre la salida de la trinchera de la estación Alí Primera en el Tambor. En este Campo se encuentran ubicadas cuatro oficinas móviles que contienen tres unidades de ventana de 18000 BTU/Hora cada uno y que se encuentran expuestos a un ambiente con altas concentraciones de polvos, arenas y cementos que se acumulan en el interior de los serpentines y de la unidad en general, y en este caso en particular la contaminación generada por el paso del río San Pedro, lo que lo hace el escenario perfecto para poner a prueba el equipo y comprobar su funcionamiento y su fiabilidad. Adicionalmente y como lo muestra la imagen anexa, la fuente mas cercana de agua se encuentra a una distancia prolongada del lugar donde se van a realizar las labores de mantenimiento, por lo que el diseño de tanques acumuladores resulta idóneo para trasladar la carga de agua que se va a utilizar.



Figura N°4.24 Transporte del equipo al lugar de prueba.

(Fuente: Referencia N°1)

El equipo fué trasladado al sitio de trabajo en un vehículo pick-up tal como se había previsto en la etapa de diseño, donde se propuso realizar un equipo de bajo perfil para poder ser transportado con facilidad en cualquier tipo de vehículo. Como se puede observar, el diseño final permite dar una alta estabilidad al equipo, haciendo falta solo los

amarres comunes que se requieren para inmovilizar la unidad y protegerla de los movimientos del vehículo. En este momento la unidad se encuentra solo con la carga completa de limpiador químico con el fin de disminuir el peso.

Una vez descargada del vehículo, se agrega la carga de agua en el lugar indicado en la figura anterior y se lleva al lugar de mantenimiento. Las labores se inician en el interior de las oficinas y consisten en los siguientes pasos:

- Desconectar la unidad de la red eléctrica para eliminar el riesgo de choque eléctrico.
- Retirar los filtros purificadores de aire alojados en el frontal plástico.
- Retirar el frontal de plástico para tener acceso al serpentín del evaporador.
- Limpiar el serpentín del evaporador con el equipo, rociando la dosificación del limpiador químico sobre las aletas intercambiadoras de calor. Esto se puede realizar de dos maneras dependiendo del grado de suciedad contenida en el serpentín, la primera con un flujo continuo de la dosificación del limpiador sobre el serpentín y esperando la reacción correspondiente y la segunda utilizando el modo de flujo con choque para eliminar las incrustaciones más difíciles y esperando la reacción correspondiente. Finalmente se rocía agua a presión sobre el serpentín para eliminar el limpiador químico y la suciedad los cuales salen de la unidad a través del drenaje.
- Limpiar los filtros purificadores de aire y el frontal plástico utilizando un flujo moderado de la dosificación del limpiador químico o de agua pura.
- Se procede a limpiar el serpentín de condensación con el mismo procedimiento explicado anteriormente.
- Se verifica que no halla caído algún tipo de humedad en el panel de control para evitar choques eléctricos a la hora de conectar la unidad a la red eléctrica.
- Se arma de nuevo el equipo acondicionador de aire y se conecta a la red eléctrica.
- Puesta en funcionamiento.

Descritos los pasos a seguir para realizar el mantenimiento se procede a llevar la unidad al interior de las oficinas. Por su tamaño compacto es muy fácil trasladar el equipo entre el inmobiliario hasta el lugar donde se encuentra instalado el sistema acondicionador de aire,

además, la subida en las escaleras no es incomoda debido a las manillas instaladas para su transporte.



Figura N°4.25 Movilidad de equipo en el interior de las oficinas.

(Fuente: Referencia N°1)

Con el equipo de limpieza en el lugar de trabajo se procede a desconectar la unidad acondicionadora de aire de la red eléctrica y se retiran los filtros purificadores de aire y el frontal de plástico para tener acceso al serpentín del evaporador. Luego se procedió a conectar el equipo limpiador a la red eléctrica de 110 voltios para activar el compresor y de esta forma llenar el sistema hidroneumático con aire comprimido.

Una vez encendido el compresor se empiezan a variar las presiones de operación en el control diferencial del presostato y en el control regulador de presión del tanque de agua, dejando como valor principales 80 psi para realizar limpiezas básicas con limpiador químico donde no se necesita una gran potencia del flujo de salida y 75 psi dentro del tanque principal para garantizar la mezcla correcta (para fines prácticos se controló la presión máxima de apagado del compresor en 80 y se utilizó la tabla N° 3.7). Por lo tanto, se limpia el serpentín del evaporador rociando la dosificación del limpiador químico sobre las aletas intercambiadoras de calor utilizando el modo de flujo con choque para eliminar la suciedad incrustada. Se espera un tiempo de aproximadamente 3 minutos para que el limpiador químico genere la reacción correspondiente con el aluminio, la cual desprende las incrustaciones y la suciedad de la superficie de las aletas y finalmente se

rocía agua a presión sobre el serpentín para eliminar el limpiador químico y la suciedad los cuales salen de la unidad a través del drenaje.



Figura N°4.26 Mantenimiento del evaporador.
(Fuente: Referencia N°1)

Ya que el limpiador químico utilizado es un detergente antibacterial, también se utiliza para limpiar los filtros purificadores de aire y el frontal de plástico y de esta forma se evita la proliferación de hongos y bacterias que puedan generar enfermedades o alergias. También se puede utilizar solo el flujo de agua a presión que proporciona el equipo para eliminar la tierra y polvos acumulados en el filtro y de esta forma ahorrar el consumo del limpiador químico.

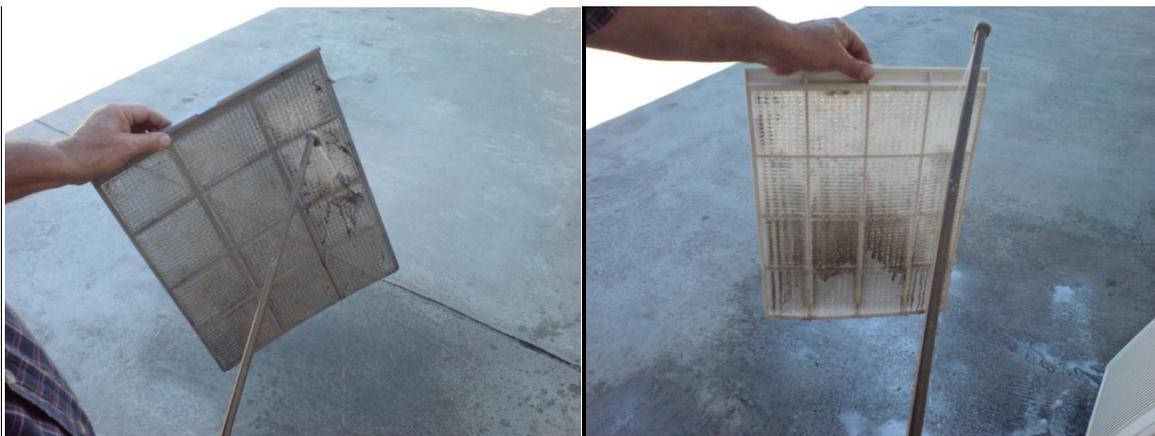


Figura N°4.27 Limpieza de filtros purificadores de aire.
(Fuente: Referencia N°1)



Figura N°4.28 Limpieza del frontal.

(Fuente: Referencia N°1)

Finalizada las labores de mantenimiento en el interior de los trailers, se procede a limpiar los serpentines de condensación. En este caso se realizan los mantenimientos por separado para evitar tener que mover constantemente el equipo limpiador, que aunque fue diseñado para el uso continuo y en condiciones de trabajo extremas no esta de más mantenerlo sin darle sacudidas fuertes ni golpes en operaciones con movimiento. En la imagen anexa se muestra parte del grupo de unidades acondicionadoras de aire instaladas en el campo de trailers.



Figura N°4.29 Distribución de unidades y condiciones de trabajo de las mismas.

(Fuente: Referencia N°1)

Al igual que en los serpentines de evaporación, los serpentines de condensación se rocían con la dosificación del limpiador químico con el sistema hidroneumático operando a una presión de 80 psi y en modo de flujo de choque, se espera a que la reacción se lleve a cabo y se retira el limpiador con agua a presión. Un factor importante durante la realización de esta prueba fue la longitud de la cánula de servicio y la de la manguera ya que como se había previsto, permitió alcanzar la altura a la que se encontraban ubicados los equipos, que ciertamente era considerable (2,5 mts). Además de esto la alta movilidad de la maquina sumado al tipo y tamaño de ruedas permitió un desplazamiento muy cómodo a través de todo el lugar y no se percibieron problemas a la hora de pasar a través de las irregularidades del terreno.



Figura N°4.30 Detalle del flujo de la dosificación sobre el serpentín de condensación.

(Fuente: Referencia N°1)

Como se puede observar en las imágenes, la cánula de servicio permite alcanzar una gran altura para realizar las labores de mantenimiento, Labor que seria tediosa si no se contara con al mismo. De igual forma, la posición del pico de salida del fluido en forma de “L” permite el acceso de la cánula a zonas donde por la posición de la unidad acondicionadora de aire es difícil realizar de trabajo de mantenimiento. Tal es el caso visto en la figura N°4.31.

Al finalizar la prueba, se ha realizado el mantenimiento de doce unidades de 18.000 BTU/Hora en menos de una hora y media, lo que indica que el equipo limpiador a optimizado una labor que antes tomaba medio día en completarse. Adicionalmente debido a las características del equipo diseñado el consumo de agua ha disminuido considerablemente comparándolo con el uso de un hidro-jet o una manguera común. Al término solo se ha consumido $\frac{1}{4}$ de tanque del limpiador químico y $\frac{3}{4}$ del tanque de agua.



Figura N°4.31 Trabajo de mantenimiento en un serpentín de condensación de difícil acceso.
(Fuente: Referencia N°1)

4.4 – Manual de operación y mantenimiento.

4.4.1 – Introducción

A continuación se presentan las instrucciones generales del procedimiento esencial para lograr una correcta operación y mantenimiento del equipo limpiador de serpentines. Es importante que sean leídas cuidadosamente antes de poner en funcionamiento la máquina

para lograr mejores resultados, y deben guardarse estas instrucciones en buenas condiciones para futuras consultas.

Este manual incluye procedimientos recomendados para obtener el máximo rendimiento de la unidad, pero su uso implica el control y manipulación de un gran número de factores y en ciertas circunstancias, diferentes procedimientos pueden ser necesarios. Además se establecen los procedimientos de mantenimiento necesarios para conservar la máquina en buenas condiciones, de modo de garantizar el funcionamiento adecuado de la misma.

El equipo limpiador de serpentines está compuesto de dos unidades principales: la unidad de compresión de aire compuesta por el compresor de aire, el tanque acumulador de aire comprimido y el sistema eléctrico de encendido y control; y la unidad de almacenamiento y dosificación, compuesta por el tanque principal de agua, el tanque del limpiador químico, el mezclador todos comunicados mediante un conjunto de tuberías y válvulas y la cánula de servicio junto a la manguera de alta presión.

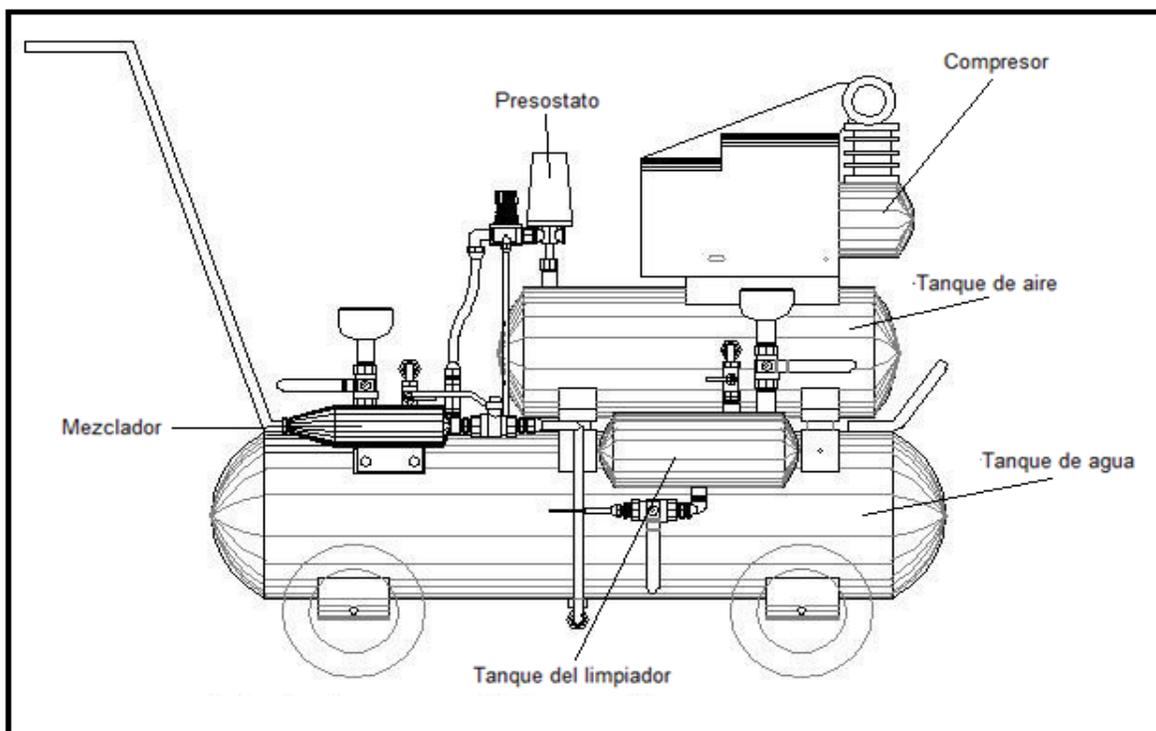


Figura N°4.32 Partes del equipo

(Fuente: Referencia N°1)

4.4.2- Localización.

El equipo ofrecerá mejores resultados si se localiza sobre un piso plano y en un ambiente de operación con generosa ventilación.

IMPORTANTE: El equipo nunca debe ser colocado en una posición donde no se encuentre horizontal o al menos apoyado sobre sus cuatro ruedas.

4.4.3 - Operación del equipo limpiador de serpentines.

Este prototipo realiza esencialmente cinco operaciones de limpieza, como ya se ha mencionado antes, el primero es el que se realiza utilizando solo agua, el segundo utilizando la dosificación de limpiador químico, la tercera y cuarta utilizando agua o dosificación con flujo de aire para generar aspersion del flujo de salida con ondas de choque generadas por las burbujas de aire y la quinta utilizando solo aire. Sólo se requiere un operario para manejar el equipo.

4.4.4 – Pasos a seguir antes de poner en funcionamiento el equipo.

Es importante verificar el estado de todos los componentes del equipo antes de ponerlo en marcha y hay que revisar que en el área donde se van a realizar las labores de mantenimiento lo siguiente:

1. Verificar que hay suministro de energía eléctrica.
2. Verificar que hay suministro de agua potable.
3. Revisar el sistema de operación del equipo.
 - Ver que ningún objeto impida el movimiento de sus partes.
 - Chequear el estado de todos los componentes del mecanismo que acciona el sistema de compresión y asegurarse que se encuentran en condiciones de operación.

-
-
4. Revisar el sistema de tratamiento de aire.
 - Verificar el correcto funcionamiento del ventilador que enfría el compresor.
 - Verificar que el cartucho del filtro de aire está limpio permitiendo el paso del aire a través del mismo.
 - Verificar que no exista ningún objeto obstruyendo el paso de aire hacia el ventilador que enfría el sistema de compresión y el motor eléctrico.
 5. Verificar el sistema de control.
 - Verificar el buen funcionamiento del presostato.
 - Verificar que la lectura de presiones de los manómetros son las correctas.
 - Verificar que las válvulas de seguridad de sobre-presión estén libres y sin deterioros.
 6. Verificar las válvulas.
 - Verificar que todas las válvulas se encuentren cerradas.
 - Verificar que la válvula mariposa de drenaje del tanque acumulador de aire se encuentre cerrada.
 - Verificar el buen funcionamiento de la válvula de la cánula de servicio.

Una vez chequeados todos los sistemas del equipo y verificado su adecuado funcionamiento, se pone a funcionar la máquina de forma segura, subiendo las presiones poco a poco sin forzar la unidad, de esta forma se pueden prevenir accidentes, ya que hay que recordar que los componentes trabajan a alta presión. Se debe regular el diferencial de presiones entre el tanque de limpiador químico y el tanque de agua utilizando la tabla N° 3.7 para que se lleve a cabo la dosificación correcta utilizando los manómetros instalados en la unidad del presostato y regulador.

NOTA: Antes de comenzar a operar el equipo, es necesario que los operadores lleven puestos los implementos de seguridad necesarios: lentes de seguridad, mascarilla y guantes de goma.

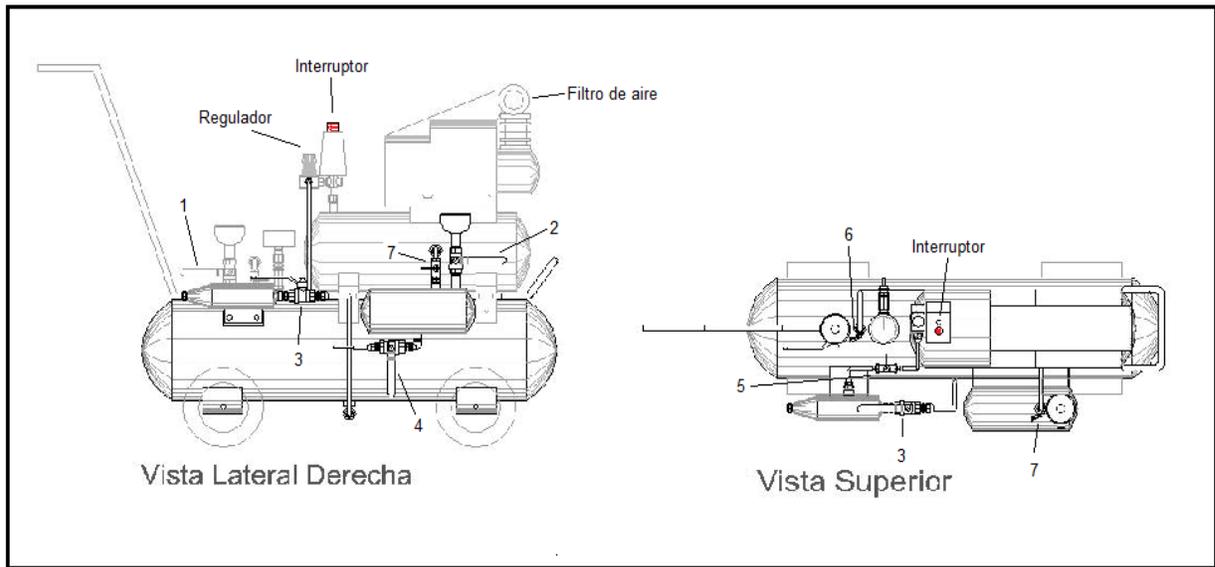


Figura N°4.33 Número y posición de cada válvula.

(Fuente: Referencia N°1)

4.4.5- Pasos a seguir para cargar y poner en funcionamiento el equipo la unidad:

- 1) Abrir la válvula N°1 y llenar el tanque principal con agua limpia. Para ello se puede utilizar una manguera conectada a una toma de agua o una jarra. La copa sobre la válvula se encuentra diseñada para guiar el flujo de líquido al interior del tanque y de esta forma evitar posibles derrames. Luego se cierra la válvula N°1.
- 2) Abrir la válvula N°2 y llenar el tanque con limpiador químico para serpentines vaciando todo el contenido de una botella de 1 litro en la copa. Luego se cierra La válvula N°2.
- 3) Conectar el cable de alimentación de corriente eléctrica a una toma común de 110 voltios.
- 4) Encender el compresor halando el interruptor de color rojo ubicado en la zona superior de la cubierta del presostato.
- 5) Regular las presiones de encendido y apagado automático de la unidad de compresión. Para ello se debe retirar la cubierta del presostato para acceder

al tornillo de regulación. Para incrementar la presión de operación se debe ajustar el tornillo y para disminuirla se debe aflojar.

- 6) Una vez encendido el compresor, se debe esperar a que la unidad almacene aire hasta llegar a la presión a la cual fue regulado el presostato ya que una vez llegada a ella el compresor apagará automáticamente.
- 7) Realizar las operaciones que se describen a continuación según el tipo de lavado a realizar.

4.4.5.1- Procedimiento a seguir para obtener un flujo de agua pura:

- 1) Debido a que el flujo de salida posee una gran velocidad, no se debe apuntar a ninguna persona con la cánula de servicio cuando el equipo se encuentre en operación.
- 2) Con el sistema cargado con aire comprimido, abrir la válvula N°6 para permitir el paso de aire hacia el tanque de agua. Dependiendo del nivel de agua que exista en el tanque el compresor puede encender nuevamente debido a la disminución de la presión generada por el incremento del volumen.
- 3) Abrir la válvula N°3 para permitir el paso de agua hacia el tanque mezclador, el cual está conectado a la manguera de alta presión y a la cánula de servicio.
- 4) Dirigir el pico de la cánula de servicio hacia la superficie del serpentín a limpiar y luego pulsar el gatillo para permitir la salida del fluido.
- 5) Esparcir el fluido a través de toda la superficie del serpentín realizando movimientos con el pico de la cánula de servicio de arriba hacia abajo.

4.4.5.2- Procedimiento a seguir para obtener un flujo de agua pura con intervalos de choque de aire:

- 1) Debido a que el flujo de salida posee una gran velocidad, no se debe apuntar a ninguna persona con la cánula de servicio cuando el equipo se encuentre en operación.
- 2) Con el sistema cargado con aire comprimido, abrir la válvula N°6 para permitir el paso de aire hacia el tanque de agua. Dependiendo del nivel de agua que exista en el

tanque el compresor puede encender nuevamente debido a la disminución de la presión generada por el incremento del volumen.

- 3) Abrir la válvula N°5 para permitir el paso de aire hacia el mezclador.
- 4) Abrir la válvula N°3 para permitir el paso de agua hacia el tanque mezclador, el cual está conectado a la manguera de alta presión y a la cánula de servicio.
- 5) Dirigir el pico de la cánula de servicio hacia la superficie del serpentín a limpiar y luego pulsar el gatillo para permitir la salida del fluido.
- 6) Esparcir el fluido a través de toda la superficie del serpentín realizando movimientos con el pico de la cánula de servicio de arriba hacia abajo.
- 7) Mover el regulador que se encuentra al lado del presostato para graduar la cantidad de aire que entra al mezclador y que se dirige hacia la salida de la cánula de servicio.

4.4.5.3- Procedimiento a seguir para obtener un flujo de dosificación de agua y limpiador químico:

- 1) Debido a que el flujo de salida posee una gran velocidad, no se debe apuntar a ninguna persona con la cánula de servicio cuando el equipo se encuentre en operación. Adicionalmente, el producto de salida es altamente dañino para las personas por lo que se recomienda no rociar el producto en lugares donde exista acceso al público.
- 2) Con el sistema cargado con aire comprimido, abrir la válvula N°6 para permitir el paso de aire hacia el tanque de agua. Dependiendo del nivel de agua que exista en el tanque el compresor puede encender nuevamente debido a la disminución de la presión generada por el incremento del volumen.
- 3) Abrir la válvula N°7 para permitir el paso de aire comprimido hacia el tanque del limpiador químico.
- 4) Abrir la válvula N°4 para permitir el paso del limpiador químico puro hacia la tubería donde se va a mezclar en proporción 1:10 con el agua.
- 5) Abrir la válvula N°3 para permitir el paso de la pre-mezcla hacia el tanque mezclador, el cual está conectado a la manguera de alta presión y a la cánula de servicio.

-
-
- 6) Abrir la válvula N°5 para permitir el paso de aire hacia el mezclador y de esta forma propiciar la mezcla de los fluidos dentro del tanque.
 - 7) Dirigir el pico de la cánula de servicio hacia la superficie del serpentín a limpiar y luego pulsar el gatillo para permitir la salida del fluido.
 - 8) Esparcir el fluido a través de toda la superficie del serpentín realizando movimientos con el pico de la cánula de servicio de arriba hacia abajo.

4.4.5.4- Procedimiento a seguir para obtener un flujo de aire a alta presión:

El flujo de aire es utilizado para eliminar la humedad que halla podido ingresar a los paneles eléctricos y de control de las unidades de acondicionamiento de aire.

- 1) Verificar que la válvula N°3 se encuentra cerrada.
- 2) Con el sistema cargado con aire comprimido, solo se debe abrir la válvula N°5 para permitir el paso de aire hacia el mezclador.
- 3) Dirigir el pico de la cánula de servicio hacia la superficie donde se desee eliminar la humedad y luego pulsar el gatillo para permitir la salida del fluido.

NOTA: Si previamente se utilizó el equipo para alguna operación de limpieza utilizando dosificación o agua pura, el tanque mezclador va a desalojar los fluidos contenidos en el antes de obtener solo aire.

4.4.6- Procedimiento a seguir para la recarga de los tanques durante las labores de mantenimiento:

El equipo fue diseñado para contener las cantidades suficientes de agua y limpiador químico utilizados en amplias labores de mantenimiento. Pero si se requiere la recarga de alguno de los tanques se deben seguir los siguientes pasos:

4.4.6.1- Procedimiento a seguir para la recarga del tanque de agua:

- 1) Cerrar las válvulas N°3 y N° 4.
- 2) Cerrar la válvula N°6 para permitir el almacenaje de aire comprimido en el tanque de aire. El cierre de válvulas tiene la función de permitir solo la pérdida de aire del tanque que se va a recargar y de esta forma evitar la pérdida de la mayor parte de aire comprimido. De esta forma el compresor dura menos tiempo encendido y se ahorra el consumo eléctrico.
- 3) Abrir la válvula N°1. En este paso hay que tener en cuenta que el tanque se encuentra presurizado, por lo que al abrir la válvula el aire comprimido va a salir a través de esta. Se recomienda no colocar el rostro en el escape de aire.
- 4) Agregar agua al tanque.
- 5) Cerrar la válvula N°1.
- 6) Abrir la válvula N°6 para presurizar el tanque.
- 7) Abrir las válvulas de acuerdo al procedimiento de limpieza a seguir.

4.4.6.2- Procedimiento a seguir para la recarga del tanque de limpiador químico:

- 1) Cerrar las válvulas N°3 y N° 4.
- 2) Cerrar la válvula N°7 para permitir el almacenaje de aire comprimido en el tanque de aire. El cierre de válvulas tiene la función de permitir solo la pérdida de aire del tanque que se va a recargar y de esta forma evitar la pérdida de la mayor parte de aire comprimido. De esta forma el compresor dura menos tiempo encendido y se ahorra el consumo eléctrico.
- 3) Abrir la válvula N°2. En este paso hay que tener en cuenta que el tanque se encuentra presurizado, por lo que al abrir la válvula el aire comprimido va a salir a través de esta. Se recomienda no colocar el rostro en el escape de aire. Para este paso es imperativo el uso de los implementos de seguridad correspondiente (Lentes de seguridad y mascarilla).
- 4) Agregar el limpiador químico al tanque.
- 5) Cerrar la válvula N°2.

4.4.8 – Mantenimiento del equipo.

Para establecer los procedimientos de mantenimiento del equipo limpiador de serpentines, se hará un listado de los componentes discriminándolos en sistemas, para luego elaborar una clasificación de los mismos en mantenibles y desechables. En base a esta clasificación se proponen las actividades de mantenimiento a realizar.

4.4.8.1- Información general.

El equipo limpiador de serpentines esta constituido por los siguientes sistemas y componentes:

4.4.8.1.1 – Sistema de compresión de aire.

- Compresor de aire.
- Motor eléctrico.
- Componentes de alimentación eléctrica.
- Filtro purificador de aire.
- Tubería de transporte de aire.
- Caja plástica de protección.
- Presostato.
- Manómetros.
- Regulador.
- Soportes del compresor.
- Tanque acumulador de aire comprimido
- Bases del tanque.
- Gomas aislantes de vibraciones.
- Asa de acero con protección de goma.

4.4.8.1.2 – Sistema de almacenamiento y dosificación.

- Tanque principal de agua.
- Tanque de limpiador químico.
- Mezclador.
- Válvulas de selección de procesos.
- Soportes para el sistema de compresión.
- Soportes para las ruedas.
- Ruedas.
- Copas anti-derrame.
- Conjunto de tuberías.
- Tubo capilar.
- Manguera de alta presión.
- Cánula de servicio.
- Conjunto de conexiones de bronce.
- Asas para el transporte.

4.4.8.2- Clasificación de los componentes

Tabla N° 4.3: Clasificación de los componentes del equipo.

Número	Cantidad	Nombre del componente	Desechable	Mantenible
Sistema de compresión de aire				
1	1	Compresor de aire		✓
2	1	Motor eléctrico		✓
3	2	Condensadores de arranque	✓	
4	1	Filtro purificador de aire	✓	
5	1	Tubería de transporte de		✓

Tabla N° 4.3: Clasificación de los componentes del equipo.

Número	Cantidad	Nombre del componente	Desechable	Mantenible
		aire		
6	1	Caja plástica de protección	✓	
7	1	Presostato	✓	
8	3	Manómetros	✓	
9	1	Regulador	✓	
10	1	Soporte del compresor		✓
11	1	Tanque acumulador de aire comprimido		✓
12	2	Bases del tanque		✓
13	4	Gomas aislantes de vibraciones	✓	
14	1	Asa de acero con protección de goma		✓

Sistema de almacenamiento y dosificación

15	1	Tanque principal de agua		✓
16	3	Tanque del limpiador químico		✓
17	1	Mezclador		✓
18	1	Válvulas de selección de procesos	✓	
19	1	Soportes para el sistema de compresión		✓

Tabla N° 4.3: Clasificación de los componentes del equipo.

Número	Cantidad	Nombre del componente	Desechable	Mantenible
20	1	Soportes para las ruedas		✓
21	1	Ruedas		✓
22	2	Copas anti-derrame		✓
23	5	Conjunto de tuberías		✓
24	2	Tubo capilar		✓
25	5	Manguera de alta presión	✓	
26	1	Cánula de servicio		✓
27	2	Conjunto de conexiones de bronce		✓
28	3	Asas para el transporte		✓

Fuente: Referencia N°1

4.4.8.3 – Mantenimiento del equipo.

4.4.8.3.1 – Mantenimiento del sistema de compresión de aire.

El mantenimiento del sistema de compresión de aire contempla las siguientes operaciones:

- Antes de proceder a realizar las labores de mantenimiento del equipo debe verificar que se encuentre desconectado del suministro eléctrico.
- Retirar la carcasa de plástico que cubre el motor eléctrico y el compresor.
- Completar el nivel de aceite del Carter del compresor o si se requiere, realizar el cambio del mismo. Para tal fin se puede utilizar aceite con densidad SAE 10-30.

-
-
- Debido a que los devanados y el rotor del motor eléctrico que impulsan el compresor se encuentran expuestos al medio ambiente, se debe realizar una limpieza dieléctrica del mismo, utilizando para tal fin los productos de limpieza existentes en el mercado.
 - Limpiar el ventilador que se encarga del enfriamiento del motor eléctrico y del compresor.
 - Lubricar los puntos de rodamiento y bocinas del motor eléctrico.
 - Retirar el filtro de aire de la culata del compresor y extraer la almohadilla de filtrado del soporte para realizar su sustitución.
 - Instalar de nuevo el filtro.
 - Realizar la limpieza interna y externa de la carcasa plástica con agua y jabón detergente. Secar e instalar nuevamente
 - Retirar la tapa del presostato y limpiar el mecanismo con producto dieléctrico si es necesario.
 - Lubricar todas las piezas móviles del presostato utilizando aceite liviano en espray. Instalar la tapa nuevamente.
 - Revisar visualmente el tanque acumulador de aire comprimido. En el caso de la existencia de corrosión se debe lijar la zona afectada y pintar con fondo anticorrosivo. Si se considera que existe un daño en el material se debe sustituir el tanque.
 - Revisar el ajuste de todas las conexiones de las tuberías.
 - Verificar el buen funcionamiento de las válvulas de seguridad y lubricar el mecanismo de las mismas utilizando aceite liviano en espray.
 - Si algún componente del sistema resulta con desperfectos se debe sustituir inmediatamente.

La Tabla N° 4.4 muestra las labores de mantenimiento preventivo para el sistema de compresión de aire.

Tabla N° 4.4: Mantenimiento preventivo para el sistema de compresión de aire

	Componente	Cantidad	Observaciones
1	Compresor	1	Cambio de aceite anual
2	Motor eléctrico	1	Limpieza dieléctrica y lubricación anual
3	Filtro de aire	1	Cambio cada seis meses
4	Presostato	1	Limpiar y lubricar anualmente
5	Tanque de aire comprimido	1	Revisión cada seis meses. Corregir fallas de ser necesario
6	Conexiones	16	Revisión y ajuste cada seis meses
7	Válvulas de seguridad	2	Revisión, ajuste y lubricación cada seis meses

Fuente: Referencia N°1

Nota: Cuando se necesite realizar el mantenimiento del presostato:

- **No se debe limar ni engrasar los contactos.**
- **No se deben reemplazar los contactos.**
- **No tocar las bobinas de corte.**

Debe tomar en cuenta que los componentes seleccionados para el sistema de control son libres de mantenimiento hasta el fin de su vida útil.

4.4.8.3.2 – Mantenimiento del sistema de almacenamiento y dosificación.

El mantenimiento del sistema de almacenamiento y dosificación contempla las siguientes operaciones:

- Antes de proceder a realizar las labores de mantenimiento del equipo debe verificar que se encuentre desconectado del suministro eléctrico.
- Inyectar agua a presión con una manguera en el interior de cada tanque y utilizar una solución jabonosa para remover la suciedad interna.

-
-
- Dejar actuar la solución jabonosa mientras se remueven los tanques para desprender la suciedad y las calcificaciones formadas.
 - Retirar la conexión inferior de los tanques de almacenamiento de agua y limpiador químico.
 - Vaciar los tanques y utilizar agua a presión para remover la solución jabonosa y la suciedad.
 - Instalar nuevamente las conexiones inferiores.
 - El tanque mezclador se puede retirar quitando las conexiones y los tornillos de la base utilizando una llave de 10 mm con el fin de realizar la limpieza interna con mayor facilidad.
 - Limpiar el filtro del tubo capilar retirando la copa a la conexión de la válvula N°4 y extrayéndolo del equipo para retirar cualquier tipo de partícula.
 - En el caso de que exista alguna obstrucción en el interior del tubo capilar, esta se puede retirar siguiendo el paso anterior, luego se llena el tanque principal con agua y se carga la unidad con aire presurizado, luego abriendo solo en el siguiente orden las válvulas: N°6, N°4, de esta forma la presión de agua en dirección contraria a través del tubo capilar retirará la obstrucción.
 - Instalar de nuevo el filtro y la conexión del tubo capilar. Reajustar todas las conexiones.
 - Verificar el estado de la manguera de alta presión. .
 - Realizar la limpieza externa de los tanques con agua y jabón detergente.
 - Lubricar los puntos de rodamiento y bocinas de las ruedas.

 - Retirar la tapa del pico de la cánula de servicio y retirar cualquier tipo de suciedad o partículas que puedan afectar la salida del flujo.

 - Revisar el ajuste de todas las conexiones de las tuberías.
 - Verificar el buen funcionamiento de las válvulas de seguridad y lubricar el mecanismo de las mismas utilizando aceite liviano en spray.
 - Si algún componente del sistema resulta con desperfectos se debe sustituir inmediatamente.

La Tabla N° 4.5 muestra las labores de mantenimiento preventivo para el sistema de almacenamiento y dosificación.

Tabla N° 4.4: Mantenimiento preventivo para el sistema de almacenamiento y dosificación

	Componente	Cantidad	Observaciones
1	Tanque de agua	1	Mantenimiento anual
2	Tanque de limpiador químico	1	Mantenimiento anual
3	Mezclador	1	Mantenimiento anual
4	Filtro del tubo capilar	1	Limpieza mensual o cada vez que se necesite
5	Tubo capilar	1	Limpieza cada seis meses
6	Conexiones	27	Revisión y ajuste cada seis meses
7	Válvulas	7	Revisión, ajuste y lubricación cada seis meses
8	Manguera de alta presión	1	Revisión cada seis meses
9	Cánula de servicio	1	Limpieza mensual o cada vez que se necesite

Fuente: Referencia N°1

Nota: Aunque el sistema de almacenamiento y dosificación se encuentra diseñado para operar con poco mantenimiento, se deben seguir los pasos explicados con anterioridad para que el equipo opere en óptimas condiciones.

CONCLUSIONES

Conclusiones y recomendaciones.

CONCLUSIONES

El diseño aquí desarrollado es un prototipo de equipo para la limpieza de serpentines a partir de un sistema de compresión de aire adaptado a unas condiciones de trabajo y requerimientos específicos.

Todo equipo diseñado que opere con un sistema hidroneumático debe estar conformado por las siguientes partes: Un sistema propulsor que puede ser una bomba o un compresor, un tanque de aire comprimido y un tanque con el fluido que se piensa manipular en el proceso.

Las características del diseño del equipo incluyeron la forma de transporte y el como se relaciona el operador con las diferentes funciones de la unidad y por sus cualidades posee una alta versatilidad que puede ser utilizado en sitios donde las condiciones son adversas al trabajo a realizar.

Se obtuvo un equipo portátil con un tamaño reducido y compacto y cuyo diseño permitió su reposo en el piso mientras se encuentra en operación.

La máquina diseñada tiene capacidad para alojar 24,090 litros de agua y 1,134 litros de limpiador químico de serpentines que se almacenan dentro de tanques de acero inoxidable para evitar el deterioro, por lo tanto no se requiere que en el lugar de trabajo exista una fuente de agua donde se deba recargar de agua ni de limpiador el equipo ya que se puede transportar con la carga en su interior.

La estructura y todos los soportes de los tanques fueron construidos en acero inoxidable AISI-304. La pared del tanque de agua fue construida con lamina de 3,00 mm de espesor, la pared del tanque de limpiador químico fue construida con lamina de 2,00 mm de

espesor y el tanque mezclador con lamina de 1,50 mm de espesor. El resto de la estructura conformada por los soportes de los tanques y las bases donde se apoyan las ruedas fueron construidas con lámina de 3,00 mm de espesor.

El equipo posee una alta estabilidad estructural y es capaz de resistir prolongados y fatigantes usos antes de ser necesaria una parada de mantenimiento.

La máquina puede llevar a cabo cinco operaciones de limpieza, como ya se ha mencionado antes, el primero es el que se realiza utilizando solo agua, el segundo utilizando la dosificación de limpiador químico, la tercera y cuarta utilizando agua o dosificación con flujo de aire para generar aspersion del flujo de salida con ondas de choque generadas por las burbujas de aire y la quinta utilizando solo aire.

El proceso de encendido y apagado del compresor se lleva a cabo automáticamente y es gobernado por el presostato. Este control cuenta con la regulación de encendido y apagado de la unidad así como del diferencial de cambio de presión.

El equipo permite realizar el mantenimiento de los serpentines de condensación y evaporación de al menos doce unidades de aire acondicionado de ventana de 18.000 BTU/Hora en menos de una hora y media, lo que indica que el equipo limpiador a optimizado una labor que antes tomaba medio día en completarse. Adicionalmente debido a las características del equipo diseñado el consumo de agua ha disminuido considerablemente comparándolo con el uso de un hidro-jet o una manguera común. Al término solo se ha consumido $\frac{1}{4}$ de tanque del limpiador químico y $\frac{3}{4}$ del tanque de agua.

El equipo fue diseñado para minimizar la cantidad de hombres laborando y horas de trabajo. Solo se requiere de un operador para manipular la máquina durante las labores de mantenimiento y de un ayudante a la hora de cargarla. Además permite que el tiempo de trabajo se reduzca al mínimo incrementando de esta forma la efectividad de las labores realizadas.

La presión de operación del equipo es lo suficientemente alta como para lograr una limpieza efectiva sin deformar las aletas que conforman la superficie de intercambio de calor del serpentín.

Para activar el compresor, se utilizó un motor eléctrico de 110 voltios que posee una potencia de 940 W a 3450 r.p.m. acoplado directamente mediante un eje al cigüeñal del compresor, el cual es del tipo recíprocante.

La extensión de la manguera de alta presión y la longitud de la cánula de servicio permite el mantenimiento de equipos unitarios de ventana que se encuentran ubicados en alturas de 2,50 metros sin la necesidad de ser desincorporados del lugar donde están operando.

La dosificación de agua y limpiador químico se realiza en forma automática dentro del equipo y de esta manera se evita el contacto del operador con el líquido y por la configuración de la unidad se evita el contacto de este con los elementos móviles y se evita su deterioro.

El filtro de aire está constituido por una malla de fibra de un material filtrante contenida dentro de una caja de plástico con orificios y es capaz de retener todas las partículas de suciedad que intentan pasar a través de él y dependiendo de las condiciones de trabajo de la unidad este debe ser reemplazado cada vez que se encuentre saturado para evitar el deterioro del compresor.

Todos los componentes de la unidad son de fácil adquisición en casas especializadas aunque no sean fabricados en el país (a excepción de los tanques que fueron construidos, aunque el material de construcción es importado), lo que garantiza una alta disponibilidad operativa.

Aunque se ha diseñado un equipo específico para cumplir una función como es la de limpiar serpentines, no se ha perdido la función inicial del compresor de aire y su

aplicación en otras actividades es posible agregando solo una conexión rápida en el regulador y donde se pueda conectar una manguera de alta presión.

Se elaboró un manual de operación de fácil comprensión, en el que se explican de forma clara y sencilla los pasos a seguir para manipular la máquina. También se redactó un manual de mantenimiento, en el cual se especifican las labores de mantenimiento que se deben realizar a la máquina, para garantizar el correcto funcionamiento de todos los componentes que conforman el sistema.

Se estudiaron algunos de los modelos de hidro-lavadoras que ofrece el mercado nacional e internacional y se puede establecer que el diseño propuesto supera las ofertas analizadas.

Como en todo diseño, este prototipo está sujeto a pequeñas modificaciones de acuerdo si así lo requiere el o los usuarios del equipo, atendiendo principalmente a cuestiones relacionadas con la ergonomía y seguridad del operador.

En vista de que la unidad provee todas las funciones necesarias para realizar las labores de limpieza de unidades de aire acondicionado de cualquier tipo, el diseño propuesto puede ser usado por cualquier técnico o empresa especializada en la rama y de esta forma puede incrementar su eficiencia y productividad.

Desde un punto de vista general, una de los problemas que tienen los técnicos y profesionales que laboran en esta área es el hecho de no contar con un equipo apropiado para realizar las labores de mantenimiento en los serpentines de las unidades, sobre todo cuando el área de transferencia de calor es muy amplia como en los Chillers enfriados por aire. Es por ello que se busca incorporar el diseño de este equipo en las labores de mantenimiento, ya que se encuentra acorde con las necesidades del mismo.

El diseño y construcción del equipo limpiador de serpentines a partir de un sistema de compresión de aire es un proyecto realizado que tiene como base y fundamento los ejes

principales de la ingeniería mecánica, los cuales son: el estudio de los procesos de energética, la realización del diseño y el estudio de las condiciones dadas para su construcción y producción, además el proyecto en si cumple con todos los objetivos planteados al inicio, lo cual me llena se satisfacción, en especial cuando se trata de un prototipo que a futuro podría construirse y suplir tanto el mercado nacional como internacional.

RECOMENDACIONES

Es primordial, que la persona que vaya a operar la unidad se encuentre entrenada en el uso de las funciones del equipo ya que su mal uso podría causar daños en el operador y en otras personas, por lo tanto se recomienda la inducción en pro de que el equipo sea operado por personal capacitado para realizar las funciones básicas del sistema. Además, para disminuir el riesgo de accidentes, el operador debe llevar todos los implementos de seguridad necesarios para este tipo de tarea.

Seguir las instrucciones de servicio establecidas en el manual de mantenimiento para obtener mejores resultados durante la operación del equipo y prolongar la vida útil de todos los componentes.

Leer detalladamente el manual de operación del equipo y seguir los pasos establecidos, de manera de lograr el mejor funcionamiento de la máquina y obtener un óptimo funcionamiento.

Realizar otro trabajo de investigación para probar el equipo bajo diferentes condiciones de trabajo, tomando en cuenta un cambio de temperatura n la estructura de los tanques.

BIBLIOGRAFÍA

BALESTRINI, Miriam: **Procedimientos Técnicos de la Investigación**, Caracas, Editorial PANAPO, 1987.

BECERRIL, Enrique. **Hidromecánica**. Editorial Dossat S.A, Madrid, España, 1977

CABRERA Víctor, Stamitti Claudio. 2005. **Diseño y construcción de un sistema para mejorar la adherencia de los neumáticos en superficies húmedas**. Tesis, Facultad de Ingeniería, Escuela de ingeniería mecánica, Universidad Central de Venezuela.

CARNECIER Royo, E. **Aire comprimido; Neumática Convencional**. Editorial Gustavo Gili, Barcelona, España, 1980.

CARNECIER Royo, E. **Aire comprimido; Teoría y Cálculo de las Instalaciones**. Editorial Gustavo Gili, Barcelona, España, 1980.

CASTRO Ricardo, Youssef George. 1997. **Estudio de las soluciones de los sistemas hidroneumáticos de agua CNP y agua filtrada para una empresa cervecera**. Tesis, Facultad de Ingeniería, Escuela de ingeniería mecánica, Universidad Central de Venezuela.

CENGEL, Yunus y Boles M. **“Termodinámica”**. Edit. Mc. Graw Hill. 2^{da} Edición. Nueva York. 1998.

GROOVER, Mikell: **Fundamentos de Manufactura Moderna**, México, Editorial Prentice-Hall, 1997.

HAMANA, Salazar. 1989. **Técnicas de Mantenimiento Organizado**, Facultad de Ingeniería, Escuela de ingeniería Mecánica, Universidad Central de Venezuela.

HIBBELER, R. **“Mecánica de Materiales”**. 3^{ra} Edición. Edit. Prentice-Hall. México D. F. 1998.

HUDSON, Ralph G: **The Engineers Manual**, 2da Edición. Editorial John Wiley & Sons, New York, 1969.

MATAIX, Claudio. **Mecánica de fluidos y Maquinas Hidráulicas**. Editorial Harper & Row Publishers, New York, Estados Unidos, 1988

MEGYESY, Eugene F. **Manual de recipientes a presión; Diseño y Cálculo**. Editorial Limusa, S.A. de C.V. México, D.F. 1992

MILANI, Rodolfo. **“Diseño para nuestra realidad”**. Edit. Equinoccio. Caracas. (S.F.)

MOTT, Robert: **Diseño de Elementos de Máquinas**, México, Editorial Prentice-Hall, 1992.

POTTER, Merle: **Mecánica de fluidos**, Editorial Prentice-Hall, México, 1998.

REINA Gómez: **Soldadura de los Aceros. Aplicaciones**, Editorial Lormo, España, 1988.

REXRROTH: **El Hidráulico. Técnicas de Transmisión, Técnicas de Control y Mando y Técnicas de Regulación**, España, 1980.

SABINO, Carlos: **Cómo Hacer una Tesis y Elaborar Todo Tipo de Escritos**, Caracas, Editorial PANAPO, 1994.

SHIGLEY, Joseph y Mischke C: **Diseño en Ingeniería Mecánica**, México, Editorial McGraw Hill, 1990.

SPERRY VICKERS: **Industrial Hydraulics Catalog**, Michigan, Estados Unidos.

TIMOSHENKO, Stephen y Gere James: **Mecánica de Materiales**, México, Editorial ITE, 1998.

VAN WYLEN, G. “**Fundamentos de Termodinámica**”. 2^{da} Edición. Edit. Limusa. México D. F. 1999.

VICKERS SYSTEM: **Manual de Oleohidráulica Industrial**, España, 1990.

REFERENCIAS DE FIGURAS Y TABLAS

Referencia N°1: Padrón C., Guillermo J.

Referencia N°2: Bronz – Glow.

Referencia N°3: Peerles pump división.

Referencia N°4: Milani Rodolfo.

Referencia N°5: Megyesy, Eugene F.

Referencia N°6: MDSolids.

PÁGINAS WEB CONSULTADAS

<http://www.constru-sur.com>

<http://www.mgbcapital.hypermart.net>

<http://www.sishica.com>

<http://www.fabelec.com>

<http://www.bms.com/higienizacion/sist.aire.acond>

<http://www.itc.com>

<http://www.dixie.com>

<http://www.koninsa.com>

<http://www.bronz-glow.com>

<http://www.google.com>

<http://www.carrier.com>

<http://www.vencraftve.com>



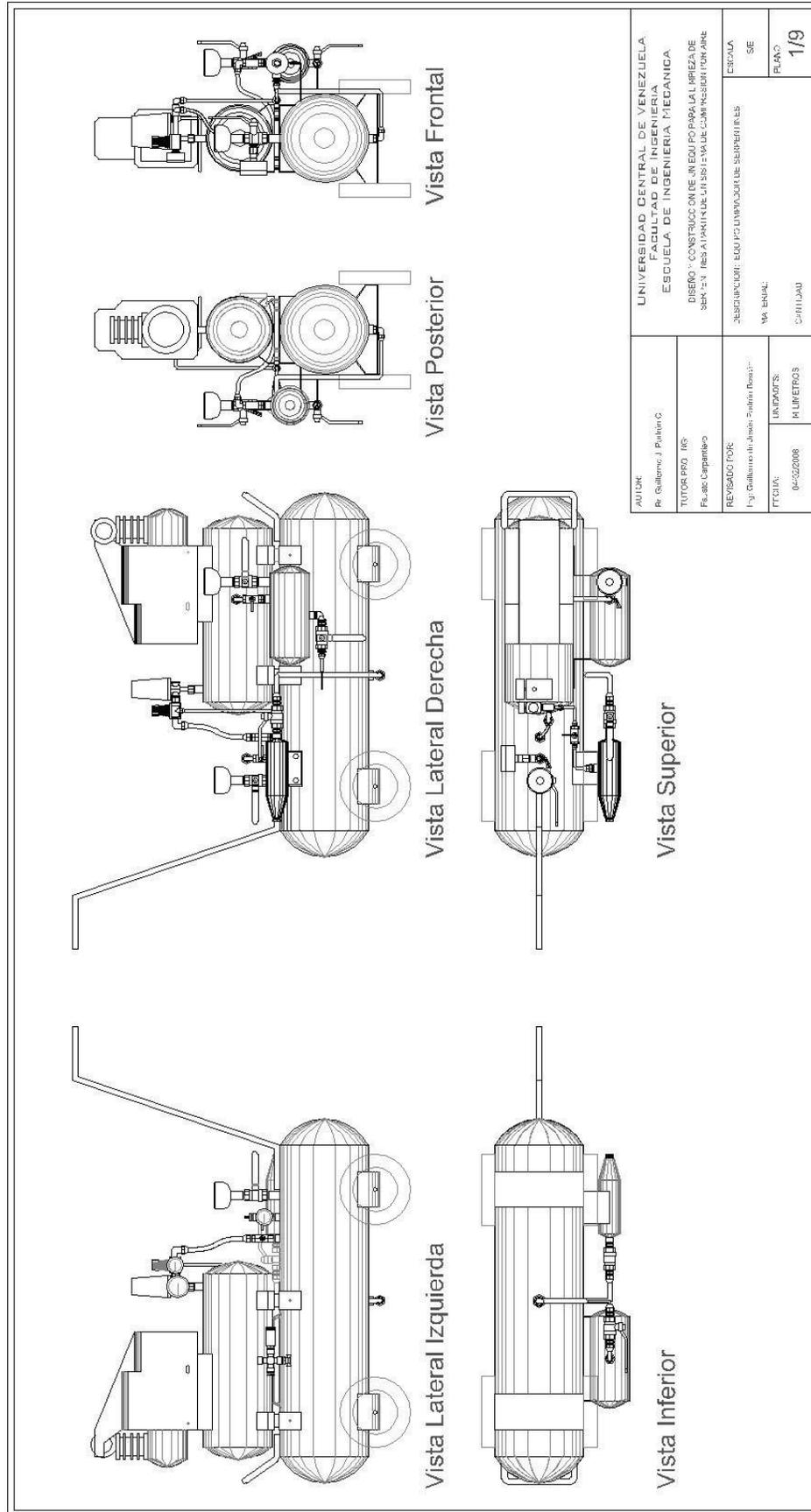
ANEXOS



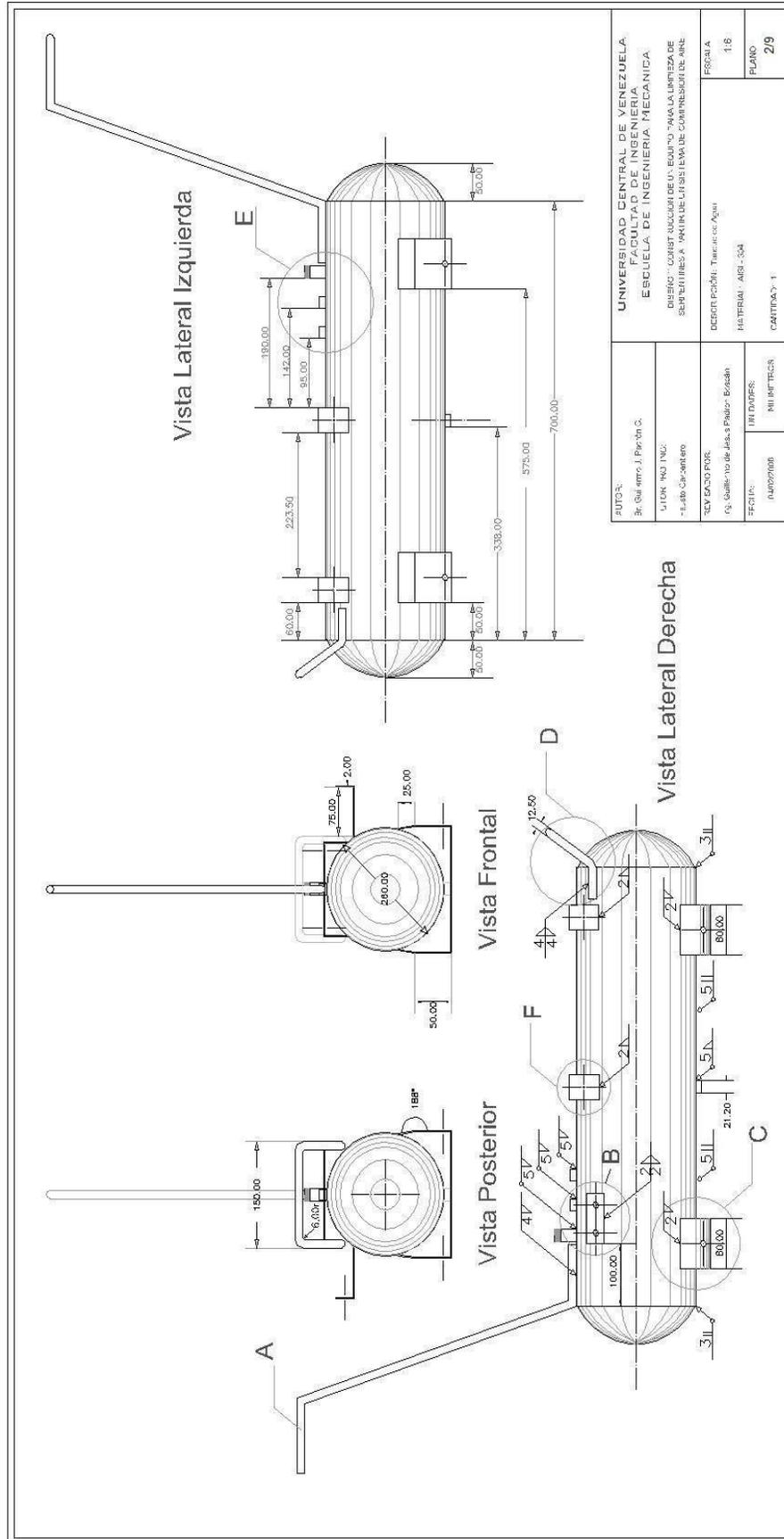
ANEXO 1

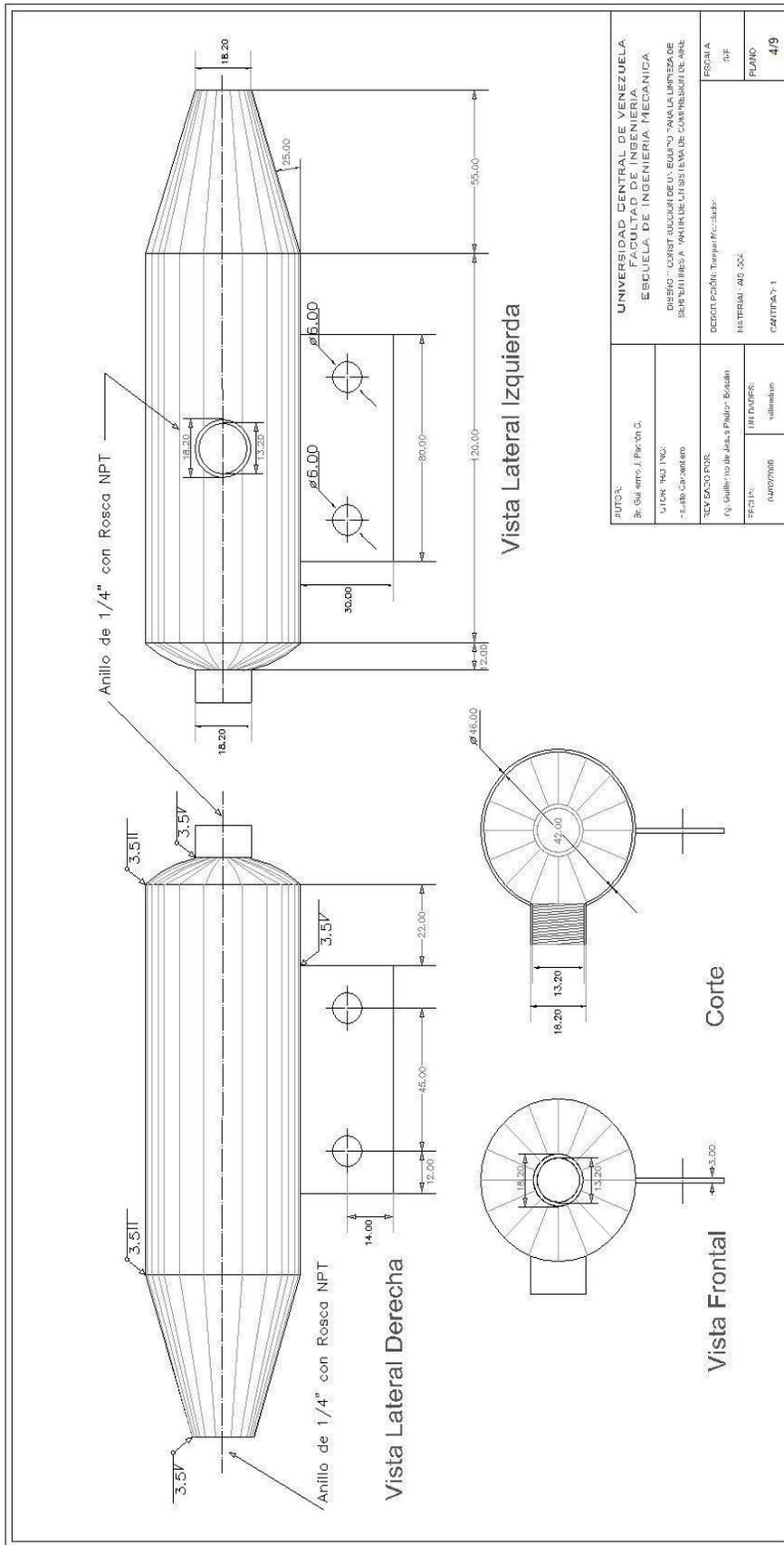
PLANOS

Los planos presentados en este Anexo han sido elaborados en formato de hoja tamaño carta, por razones de economía, no todos los planos están en escala normalizada. Para subsanar esto los mismos serán entregados con un respaldo en formato digital a las partes interesadas.

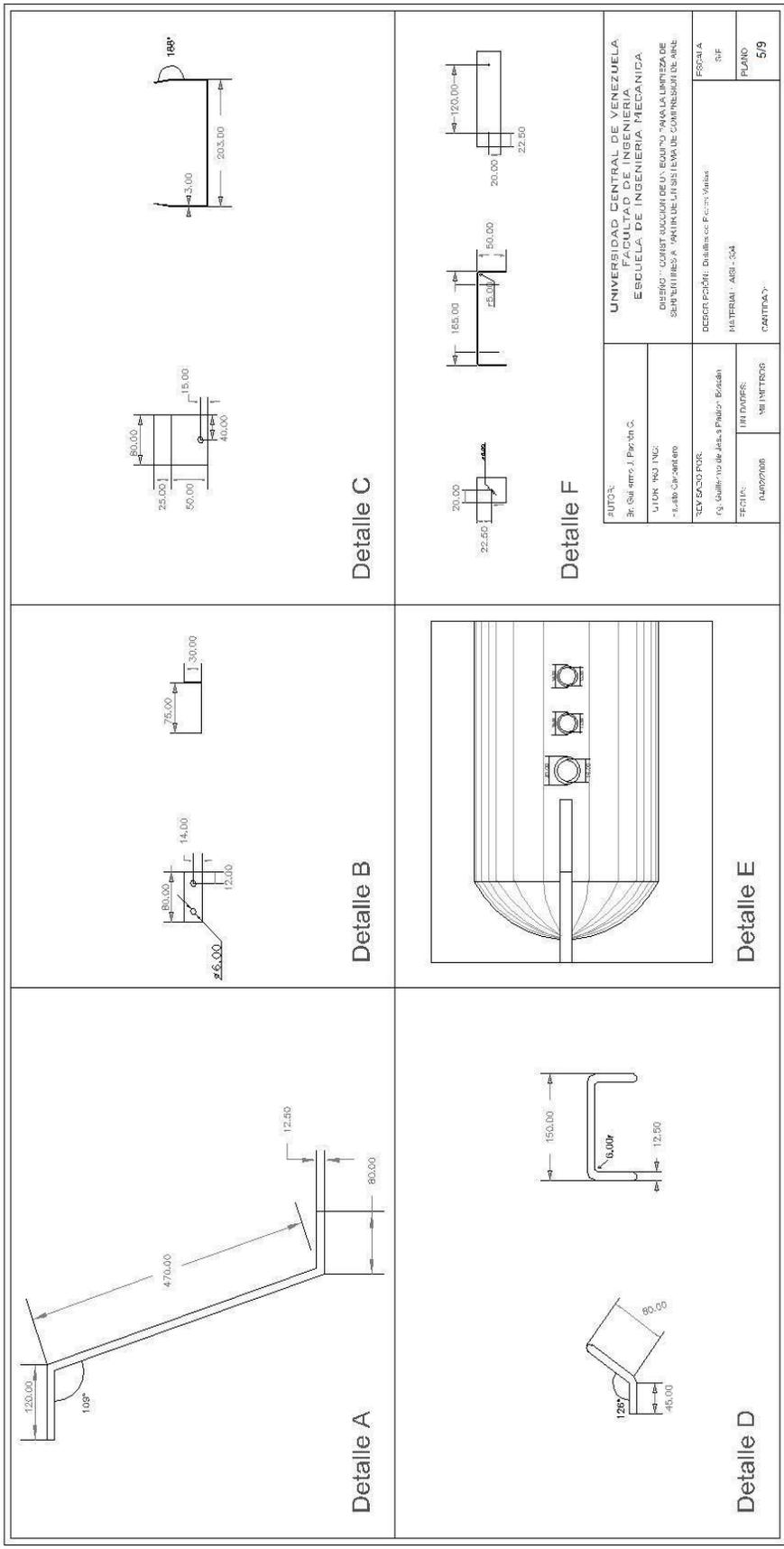


AULIC: R: Guillermo J. Pablico C		UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
TUTOR PRO. IIS: Fulvio Carpantero		DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO PARA LA LUBRICA DE SERVA EN RESERVATORIO DE VISIÓN EN UN COMBUSTION AREA	
REVISADO POR: Fy: Guillermo H. Amador Padilla Basso		DESCRIPCION: EQUIPO PARA LUBRIFICAR DE SERBENTILES	
FECHA: 04-02-2008	UNIDADES: M. LUMETROS	ESCALA: 1:1	SE
			PLANO: 1/19





AUTOR: Dr. Guillermo J. Prieto G.		UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
LUGAR Y FECHA: Caracas, Venezuela		CARRERA: INGENIERIA MECANICA	
TEMA: Diseño de un eje de transmisión		MATERIA: MATERIALES	
FECHA: 04/07/2008		ESCALA: 1:1	
DISEÑADO POR: Ing. Guillermo J. Prieto G.		PROFESOR: MATERIALES	
DIBUJADO POR: villalobos		PLANO: 419	



Detalle A

Detalle B

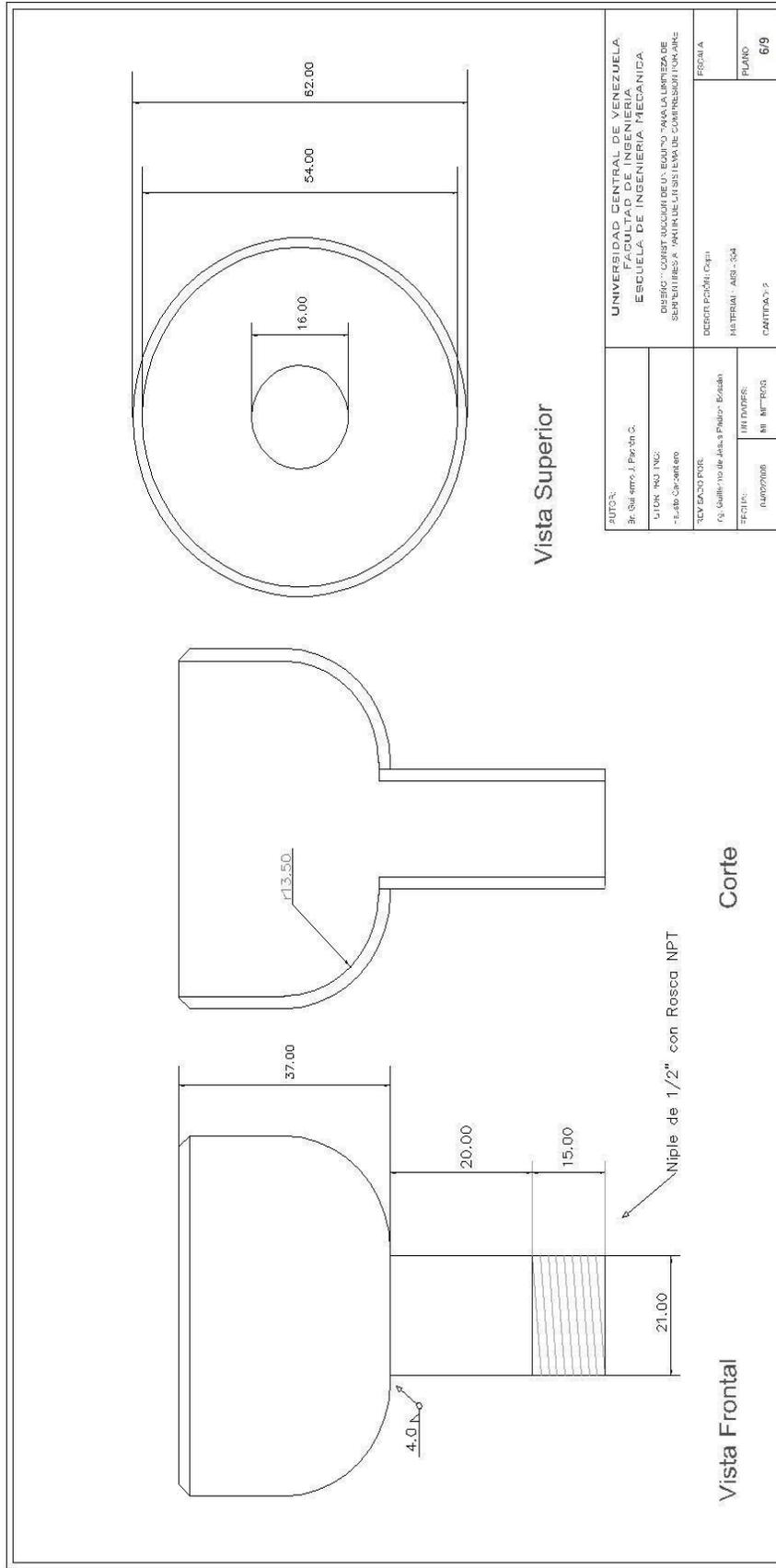
Detalle C

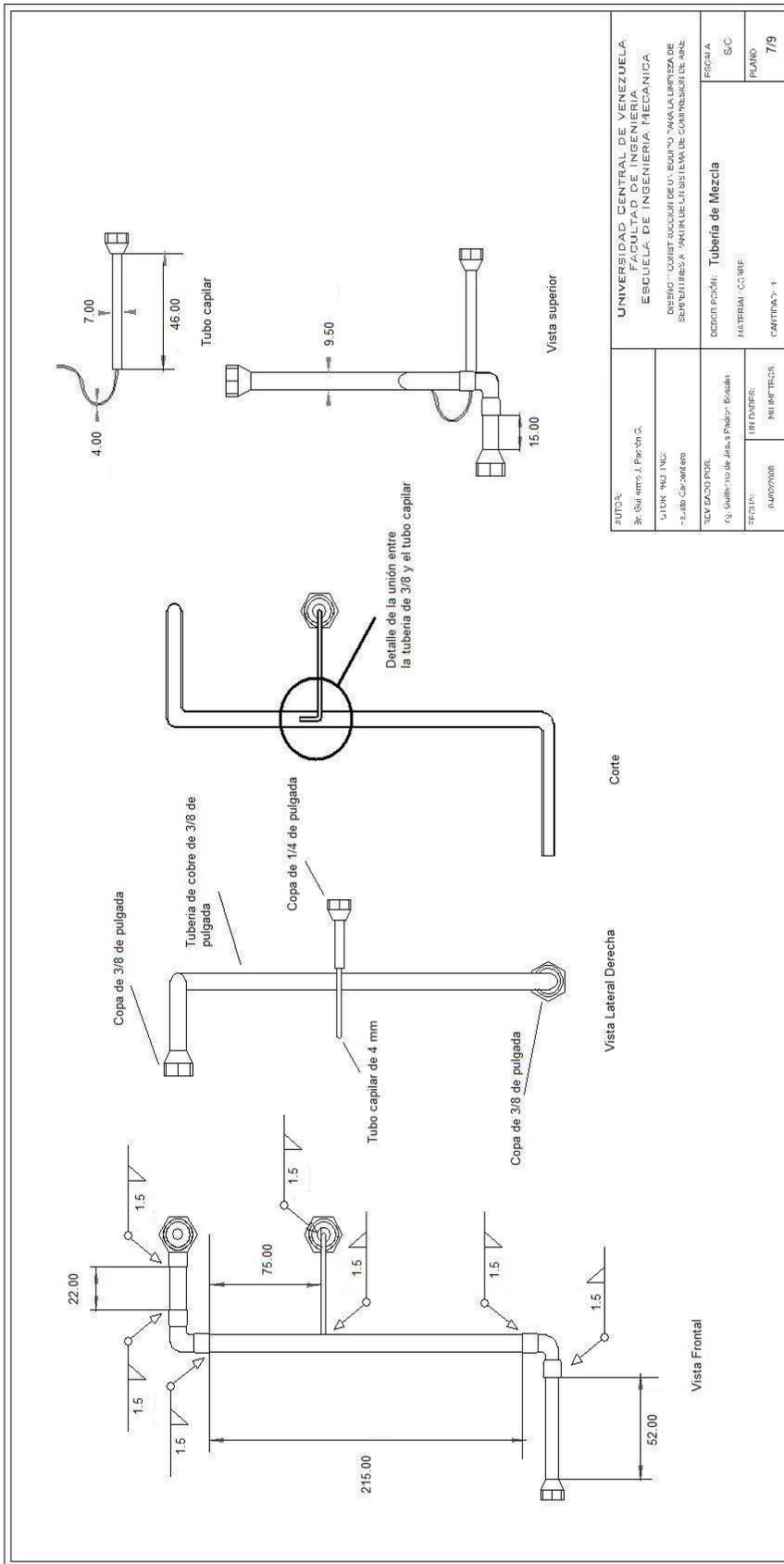
Detalle D

Detalle E

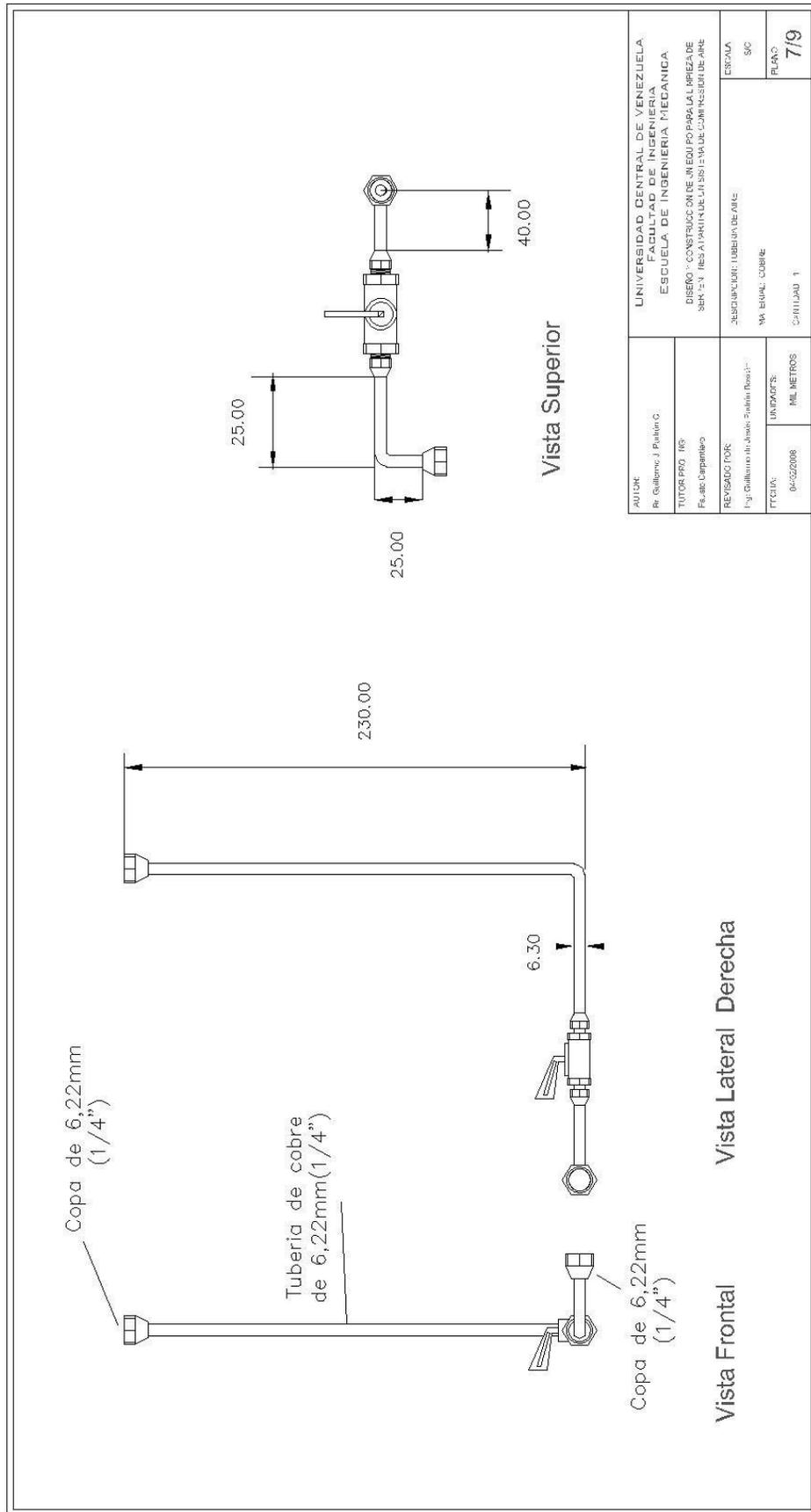
Detalle F

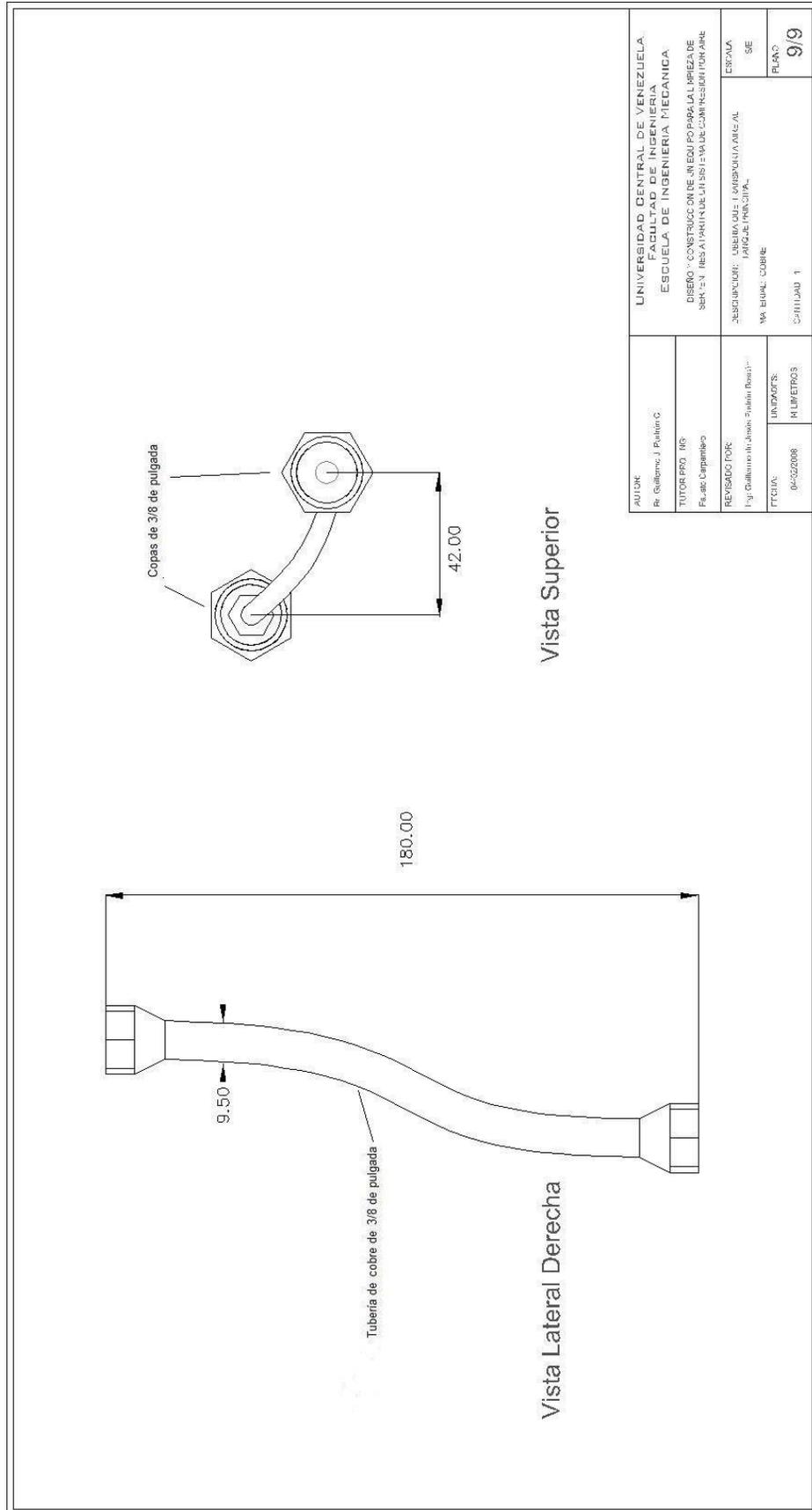
AUTOR: Ingeniero J. Parra G.		UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
TUTOR: ING. INCI: Eduardo Chacabarro		DISEÑO: CONSULTORIA DE UN EQUIPO PARA LA LIMPieza DE SERVICIOS A PARTIR DE LA SISTEMAS DE COMPRESION DE AIRE	
REVISOR POR: Ing. Guillermo de Jesus Pardo - Exáctid		DESCRIPCIÓN: Detalles F. 5/9	
FECHA: 04/02/2008	UNIDADES: MM METRICO	Escala: 1:1	
MATERIAL: AISI 304		PLANO: 5/9	
CANTIDAD:			





AUTOR: Efr. Salazar, J. Páez G.		UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA LA LIMPIEZA DE SUPERFICIES A PARTIR DE LA SÍNTESIS DE COMBUSTIBLE DE ABE.		DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA LA LIMPIEZA DE SUPERFICIES A PARTIR DE LA SÍNTESIS DE COMBUSTIBLE DE ABE.	
REVISADO POR: ING. Salazar, J. Páez G.		DESCRIPCIÓN: Tubería de Mezcla	
FECHA: 04/02/2008		MATERIAL: COPPER	
DISEÑADOR: INGENIEROS		FIGURA: S/C	
CANTIDAD: 1		PLANO: 7/9	





AUTOR: Rt. Guillermo J. Puellos C		UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
TUTOR PRO. DR. Flavio Campaño		DISEÑO: CONSTRUCCION DE UN EQUIPO PARA LA LUBRIZACION DE SERVICIOS EN REPARACIONES EN LA UNIV. COMISION DE INGENIERIA	
REVISADO POR: Fg. Guillermo de Jesus - Javier Rosales		DESCRIPCION: ANILLO DE SUSPENSION/AL PARQUE MECANICA.	
FECHA: 04-02-2008		MATERIAL: COBRE	
UNIDADES: MILIMETROS		ESCALA: SE	
		FOLIO: 9/9	

Anexo 2

Tablas de cálculos realizados en el software MDSolids V3.2

Tabla N°3.8 Datos suministrados por el software MDSolids en el cálculo del Tanque de agua.

(Fuente: Referencia N°1)

Introduction

The **hoop stress** (i.e., the stress in the circumferential direction) is computed from $\sigma = pr/t$. The **axial stress** is computed from $\sigma = pr/2t$.

Normal stresses in the cylinder wall

Using an inside radius of $r = 100,00$ mm, a wall thickness of $t = 3,00$ mm, and an internal pressure of $p = 250,00$ psi, the **hoop stress** in this cylinder is $\sigma_h = pr/t = (250,00 \text{ psi})(100,00 \text{ mm})/(3,00 \text{ mm}) = 8.333,33 \text{ psi}$ ($5860288,32 \text{ Kg/m}^2$). The **axial stress** parallel to the longitudinal axis of the closed cylinder is $\sigma_a = pr/2t = (250,00 \text{ psi})(100,00 \text{ mm})/(2 \times 3,00 \text{ mm}) = 4.166,67 \text{ psi}$ ($2930147,67 \text{ Kg/m}^2$).

The hoop and axial stresses are the in-plane principal stresses for the cylinder. The third principal stress acts in a radial direction. On the outer surface of the cylinder, the (gage) pressure is zero; consequently, the radial stress is $\sigma_r = 0$. On the inner surface, the radial stress is $\sigma_r = -p$, since the pressure pushes on the inside surface. The magnitude of the radial stress is much smaller than the in-plane stresses, and it is often ignored. If the radial stress is considered, a state of **triaxial stress** exists on the inner surface of the cylinder, and $\sigma_r = -p$ is the third principal stress. This non-zero principal stress affects the magnitude of the absolute maximum shear stress.

Shear stresses in the cylinder wall

The **absolute maximum shear stress** on the outside surface of a closed cylindrical pressure vessel occurs in an out-of-plane direction. This shear stress is given by $\tau_{\max} = pr/4t = (250,00 \text{ psi})(100,00 \text{ mm})/(4 \times 3,00 \text{ mm}) = 2.083,33 \text{ psi}$. The maximum shear stress in the plane of the cylinder wall (**in-plane shear stress**) is given by $\tau = pr/4t = (250,00 \text{ psi})(100,00 \text{ mm})/(4 \times 3,00 \text{ mm}) = 2.083,33 \text{ psi}$.

On the inside surface of a closed cylindrical pressure vessel, the absolute maximum shear stress must account for the radial stress created directly by the pressure. The most positive principal stress is the hoop stress, $\sigma_1 = \sigma_h$, and the most negative principal stress is the radial stress, $\sigma_3 = \sigma_r = -p$. Therefore, the absolute maximum shear stress on the inside surface of the cylinder is $\tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3) / 2 = [8.333,33 \text{ psi} - (-250,00 \text{ psi})] = 4.291,67 \text{ psi}$.

Stresses on a weld

The normal and shear stresses acting **perpendicular** to the specified welded joint (that is, in the n-direction) are $\sigma_n = 8.333,33 \text{ psi}$ and $\tau_{nt} = 0,00 \text{ psi}$ (CW on the n face), respectively. The normal and shear stresses acting **parallel** to the specified welded joint (i.e., in the t-direction) are $\sigma_t = 4.166,67 \text{ psi}$ ($2930147,67 \text{ kg/m}^2$) and $\tau_{tn} = 0,00 \text{ psi}$, respectively.

Force transmitted across a seam

With an internal pressure of $p = 250,00$ psi, a distributed force of $(8.333,33 \text{ psi})(3,00 \text{ mm}) = 11.811,02 \text{ lb/ft}$ acts across a longitudinal seam, and a distributed force of $(4.166,67 \text{ psi})(3,00 \text{ mm}) = 5.905,51 \text{ lb/ft}$ acts across a circumferential seam.

Tabla N° 3.9 Datos de entrada de MDSolids para generar los diagramas

(Fuente: Referencia N°6)

X Axis Properties			
From bottom to centroid	y (bot)	103	mm
From centroid to top	y (top)	103	mm
Area of shape	A	1913,229926	mm ²
Moment of Inertia	Ix	9857438,886	mm ⁴
Section Modulus	Sx	95703,29016	mm ³
Section Modulus (bottom)	S (bot)	95703,29016	mm ³
Section Modulus (top)	S (top)	95703,29016	mm ³
Radius of Gyration	Rx	71,77917525	mm
Plastic Modulus	Zx	123636	mm ³
Shape Factor		1,291867811	
From bottom to plastic n.a.	yp (bot)	103	mm
From plastic n.a. to top	yp (top)	103	mm
Y Axis Properties			
From left to centroid	x (left)	103	mm
From centroid to right	x (right)	103	mm
Area of shape	A	1913,229926	mm ²
Moment of Inertia	Iy	9857438,886	mm ⁴
Section Modulus	Sy	95703,29016	mm ³
Section Modulus (left)	S (left)	95703,29016	mm ³
Section Modulus (right)	S (right)	95703,29016	mm ³
Radius of Gyration	Ry	71,77917525	mm
Plastic Modulus	Zy	123636	mm ³
Shape Factor		1,291867811	
From left to plastic n.a.	xp (left)	103	mm
From plastic n.a. to right	xp (right)	103	mm
Other Properties			
Elastic Modulus	E	193	Gpa
Polar Moment of Inertia	J	19714877,77	mm ⁴
Product of Inertia	Ixy	0	mm ⁴
Maximum Moment of Inertia	Imax	9857438,886	mm ⁴
Minumum Moment of Inertia	Imin	9857438,886	mm ⁴
Angle from x axis to Imax axis	β	0	deg Clockwise
Angle from y axis to Imax axis	β	90	deg Countercloc

Tabla N°3.10 Datos suministrados por el software MDSolids en el cálculo del Tanque del limpiador químico.

(Fuente: Referencia N°6)

Introduction

The **hoop stress** (i.e., the stress in the circumferential direction) is computed from $\sigma = pr/t$. The **axial stress** is computed from $\sigma = pr/2t$.

Normal stresses in the cylinder wall

Using an inside radius of $r = 40,00$ mm, a wall thickness of $t = 2,00$ mm, and an internal pressure of $p = 250,00$ psi, the **hoop stress** in this cylinder is $\sigma_h = pr/t = (250,00 \text{ psi})(40,00 \text{ mm})/(2,00 \text{ mm}) = 5.000,00 \text{ psi}$ ($3516174,70 \text{ kg/m}^2$). The **axial stress** parallel to the longitudinal axis of the closed cylinder is $\sigma_a = pr/2t = (250,00 \text{ psi})(40,00 \text{ mm})/(2 \times 2,00 \text{ mm}) = 2.500,00 \text{ psi}$ ($1758087,20 \text{ kg/m}^2$).

The hoop and axial stresses are the in-plane principal stresses for the cylinder. The third principal stress acts in a radial direction. On the outer surface of the cylinder, the (gage) pressure is zero; consequently, the radial stress is $\sigma_r = 0$. On the inner surface, the radial stress is $\sigma_r = -p$, since the pressure pushes on the inside surface. The magnitude of the radial stress is much smaller than the in-plane stresses, and it is often ignored. If the radial stress is considered, a state of **triaxial stress** exists on the inner surface of the cylinder, and $\sigma_r = -p$ is the third principal stress. This non-zero principal stress affects the magnitude of the absolute maximum shear stress.

Shear stresses in the cylinder wall

The **absolute maximum shear stress** on the outside surface of a closed cylindrical pressure vessel occurs in an out-of-plane direction. This shear stress is given by $\tau_{\max} = pr/4t = (250,00 \text{ psi})(40,00 \text{ mm})/(4 \times 2,00 \text{ mm}) = 1.250,00 \text{ psi}$. The maximum shear stress in the plane of the cylinder wall (**in-plane shear stress**) is given by $\tau = pr/4t = (250,00 \text{ psi})(40,00 \text{ mm})/(4 \times 2,00 \text{ mm}) = 1.250,00 \text{ psi}$.

On the inside surface of a closed cylindrical pressure vessel, the absolute maximum shear stress must account for the radial stress created directly by the pressure. The most positive principal stress is the hoop stress, $\sigma_1 = \sigma_h$, and the most negative principal stress is the radial stress, $\sigma_3 = \sigma_r = -p$. Therefore, the absolute maximum shear stress on the inside surface of the cylinder is $\tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3) / 2 = [5.000,00 \text{ psi} - (-250,00 \text{ psi})] / 2 = 2.625,00 \text{ psi}$.

Stresses on a weld

The normal and shear stresses acting **perpendicular** to the specified welded joint (that is, in the n-direction) are $\sigma_n = 5.000,00 \text{ psi}$ and $\tau_{nt} = 0,00 \text{ psi}$ (CW on the n face), respectively. The normal and shear stresses acting **parallel** to the specified welded joint (i.e., in the t-direction) are $\sigma_t = 2.500,00 \text{ psi}$ and $\tau_{tn} = 0,00 \text{ psi}$, respectively.

Force transmitted across a seam

With an internal pressure of $p = 250,00$ psi, a distributed force of $(5.000,00 \text{ psi})(2,00 \text{ mm}) = 68.947,56 \text{ N/m}$ acts across a longitudinal seam, and a distributed force of $(2.500,00 \text{ psi})(2,00 \text{ mm}) = 34.473,78 \text{ N/m}$ acts across a circumferential seam.

Tabla N°3.11 Datos suministrados por el software MDSolids en el cálculo del tanque mezclador.

(Fuente: Referencia N°6)

Introduction

The **hoop stress** (i.e., the stress in the circumferential direction) is computed from $\sigma = pr/t$. The **axial stress** is computed from $\sigma = pr/2t$.

Normal stresses in the cylinder wall

Using an inside radius of $r = 21,00$ mm, a wall thickness of $t = 1,50$ mm, and an internal pressure of $p = 250,00$ psi, the **hoop stress** in this cylinder is $\sigma_h = pr/t = (250,00 \text{ psi})(21,00 \text{ mm})/(1,50 \text{ mm}) = 3.500,00$ psi ($2461322,08 \text{ kg/m}^2$). The **axial stress** parallel to the longitudinal axis of the closed cylinder is $\sigma_a = pr/2t = (250,00 \text{ psi})(21,00 \text{ mm})/(2 \times 1,50 \text{ mm}) = 1.750,00$ psi ($1230661,04 \text{ kg/m}^2$).

The hoop and axial stresses are the in-plane principal stresses for the cylinder. The third principal stress acts in a radial direction. On the outer surface of the cylinder, the (gage) pressure is zero; consequently, the radial stress is $\sigma_r = 0$. On the inner surface, the radial stress is $\sigma_r = -p$, since the pressure pushes on the inside surface. The magnitude of the radial stress is much smaller than the in-plane stresses, and it is often ignored. If the radial stress is considered, a state of **triaxial stress** exists on the inner surface of the cylinder, and $\sigma_r = -p$ is the third principal stress. This non-zero principal stress affects the magnitude of the absolute maximum shear stress.

Shear stresses in the cylinder wall

The **absolute maximum shear stress** on the outside surface of a closed cylindrical pressure vessel occurs in an out-of-plane direction. This shear stress is given by $\tau_{\max} = pr/4t = (250,00 \text{ psi})(21,00 \text{ mm})/(4 \times 1,50 \text{ mm}) = 875,00$ psi. The maximum shear stress in the plane of the cylinder wall (**in-plane shear stress**) is given by $\tau = pr/4t = (250,00 \text{ psi})(21,00 \text{ mm})/(4 \times 1,50 \text{ mm}) = 875,00$ psi.

On the inside surface of a closed cylindrical pressure vessel, the absolute maximum shear stress must account for the radial stress created directly by the pressure. The most positive principal stress is the hoop stress, $\sigma_1 = \sigma_h$, and the most negative principal stress is the radial stress, $\sigma_3 = \sigma_r = -p$. Therefore, the absolute maximum shear stress on the inside surface of the cylinder is $\tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3) / 2 = [3.500,00 \text{ psi} - (-250,00 \text{ psi})] = 1.875,00$ psi.

Stresses on a weld

The normal and shear stresses acting **perpendicular** to the specified welded joint (that is, in the n-direction) are $\sigma_n = 3.500,00$ psi and $\tau_{nt} = 0,00$ psi (CW on the n face), respectively. The normal and shear stresses acting **parallel** to the specified welded joint (i.e., in the t-direction) are $\sigma_t = 1.750,00$ psi and $\tau_{tn} = 0,00$ psi, respectively.

Force transmitted across a seam

With an internal pressure of $p = 250,00$ psi, a distributed force of $(3.500,00 \text{ psi})(1,50 \text{ mm}) = 36.197,47$ N/m acts across a longitudinal seam, and a distributed force of $(1.750,00 \text{ psi})(1,50 \text{ mm}) = 18.098,73$ N/m acts across a circumferential seam.

Anexo 3

Catálogo de productos de aceros inoxidable Vencraft

VENCRAFT

ACEROS INOXIDABLES



CATALOGO GENERAL

ACEROS INOXIDABLES *VENCRAFT*

Página

4	EJES	304	310 S	316 L	630	416
4	BARRAS					
	Hexagonales	304	-	316		
	Cuadradas	304	-	-		
5	PLETINAS Y ÁNGULOS	304	-	-		
6	LÁMINAS					
	De 0.4 a 6 mm (*2B)	304	-	316 L	409	410 S
	De 3 mm a 1 1/4" (*1)	304	-	316 L		
	(Acabado* 4) con PVC	304	-	-		
	Tipo espejo con PVC	-	-	-	430 BA	430/4
	Refractarias	-	310 S	-		
	Repujadas y Estriadas	304	-	-		
	Perforadas	304	409	-		
	Perforadas (Acero al carbono)					
	Bobinas	304	-	-	430 BA	
	Láminas de color	304 / n° 3				
10	TELA METÁLICA (Mallas)					
	Tejido Iso, REPS y Preonduladas			304		
11	TUBERÍA		AISI		Costura	
		304	304 L	316	316 L	
	Schedule 5 S	-	304 L	-	316 L	con
	10 S	-	304 L	-	316 L	con
	10 S	-	304 L	-	-	sin
	40 S	-	304 L	-	-	con
	40 S	-	304 L	-	316 L	sin
	80 S	-	304 L	-	316 L	sin
	Tubing (Instrumentación)	304	-	-	316 L	sin
	Sanitaria Pulida	304	-	-	-	con
13	TUBERÍA DECORATIVA					
	Ornamental	304	-	-	316 L	
	Rectangular	304	-	-	-	
	Cuadrada	304	-	-	-	
	Ovalada	304	-	-	-	
	Ranurada	304	-	-	-	
	Tapas domo	304	-	-	-	
14	CODOS Con costura					
	Schedule 5S, 10S y 40S	-	304 L	-	316 L	
	Sanitarios	304	-	-	-	
	Ornamental	304	-	-	-	
	Roscados	304	-	316	-	
	ALAMBRES	304	-	-	-	
	ELECTRODOS	-	-	308 L	-	
16	Tablas de conversión					



PLETINAS - ANGULOS

VENCRAFT

ACEROS INOXIDABLES

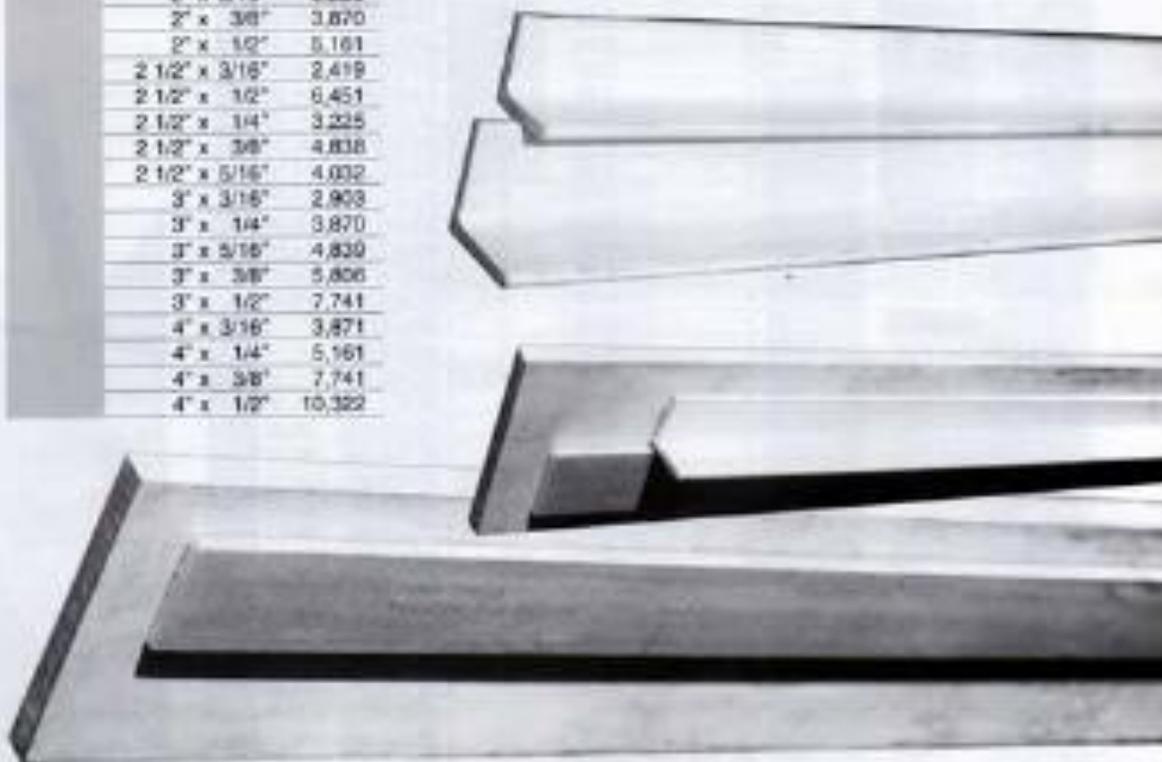
Laminados en Caliente
 Longitudes:
 Pletinas: 4,00 a 5,00 m
 Angulos: 6,00 m

PLETINAS

ASTI	Medida (pulgadas)	Peso (Kg/m)
304	1/2" x 1/8"	0,319
	3/4" x 1/8"	0,483
	3/4" x 3/16"	0,726
	3/4" x 1/4"	0,967
	1" x 1/8"	0,545
	1" x 3/16"	0,867
	1" x 1/4"	1,200
	1 1/4" x 1/8"	0,806
	1 1/4" x 3/16"	1,209
	1 1/4" x 1/4"	1,612
	1 1/2" x 1/8"	0,967
	1 1/2" x 3/16"	1,451
	1 1/2" x 1/4"	1,935
	1 1/2" x 5/16"	2,419
	1 1/2" x 3/8"	2,903
	1 1/2" x 1/2"	3,670
	2" x 1/8"	1,290
	2" x 3/16"	1,935
	2" x 1/4"	2,580
	2" x 5/16"	3,225
	2" x 3/8"	3,870
	2" x 1/2"	5,161
	2 1/2" x 3/16"	2,419
	2 1/2" x 1/2"	6,451
	2 1/2" x 1 1/4"	3,225
	2 1/2" x 3/8"	4,838
	2 1/2" x 5/16"	4,032
	3" x 3/16"	2,903
	3" x 1/4"	3,870
	3" x 5/16"	4,839
	3" x 3/8"	5,806
	3" x 1/2"	7,741
4" x 3/16"	3,871	
4" x 1/4"	5,161	
4" x 3/8"	7,741	
4" x 1/2"	10,322	

ANGULOS

ASTI	Medida (pulgadas)	Peso (Kg/m)
304	3/4" x 1/8"	0,680
	1" x 1/8"	1,200
	1" x 3/16"	1,750
	1" x 1/4"	2,250
	1 1/8" x 1/8"	1,530
	1 1/8" x 3/16"	2,240
	1 1/4" x 1/4"	2,900
	1 1/2" x 1/8"	1,850
	1 1/2" x 3/16"	2,722
	1 1/2" x 1/4"	3,548
	2" x 1/8"	2,499
	2" x 3/16"	3,669
	2" x 1/4"	4,839
	2 1/2" x 3/16"	4,657
	2 1/2" x 1/4"	6,129
3" x 1/4"	7,419	
3" x 1/2"	14,19	



ANSI	Acabado	espesor (mm)	calibre U.S.G.	dimensiones (metros)	Peso Kg/m2
304	2B	0.40	28	1.00 x 2.00	6.40
		0.40	28	1.22 x 2.44	9.53
		0.50	26	1.00 x 2.00	8.00
		0.50	26	1.22 x 2.44	11.92
		0.60	24	1.00 x 2.00	9.50
		0.60	24	1.22 x 2.44	14.29
		0.70	23	1.00 x 2.00	11.20
		0.70	23	1.22 x 2.44	16.67
		0.70	23	1.22 x 3.05	20.84
		0.80	22	1.00 x 2.00	12.80
		0.80	22	1.22 x 2.44	19.05
		0.90	21	1.00 x 2.00	14.40
		0.90	21	1.22 x 2.44	21.43
		1.00	20	1.00 x 2.00	16.00
		1.00	20	1.22 x 2.44	23.81
		1.20	18	1.00 x 2.00	19.20
		1.20	18	1.22 x 2.44	28.58
		1.50	16	1.00 x 2.00	24.00
		1.50	16	1.22 x 2.44	35.72
		1.50	16	1.50 x 3.00	54.00
		2.00	14	1.00 x 2.00	32.00
		2.00	14	1.22 x 2.44	47.63
		2.00	14	1.50 x 3.00	72.00
		2.50	12	1.00 x 2.00	40.00
		2.50	12	1.22 x 2.44	59.54
		2.50	12	1.50 x 3.00	90.00
		3.00	11	1.00 x 2.00	48.00
		3.00	11	1.22 x 2.44	71.44
3.00	11	1.50 x 3.00	108.00		
4.00	9	1.00 x 2.00	64.00		
4.00	9	1.22 x 2.44	95.26		
4.00	9	2.00 x 4.00	256.00		
4.00	9	1.50 x 3.00	144.00		
4.75	7	1.00 x 2.00	76.00		
4.75	7	1.22 x 2.44	113.12		
4.75	7	1.50 x 3.00	171.00		
6.00	4	1.00 x 2.00	96.00		
6.00	4	1.22 x 2.44	142.88		
6.00	4	1.50 x 3.00	216.00		
8.00	0	1.00 x 2.00	128.00		
8.00	0	1.22 x 2.44	190.52		
8.00	0	1.50 x 3.00	288.00		
3/8"	0.53	0/3	1.00 x 2.00	152.32	
3/8"	0.53	0/3	1.22 x 2.44	226.71	
1/2"	12.70	0/7	1.00 x 2.00	203.20	
1/2"	12.70	0/7	1.22 x 2.44	302.44	
5/8"	15.88	-	1.00 x 2.00	253.92	
5/8"	15.88	-	1.22 x 2.44	377.93	
3/4"	19.05	-	1.00 x 2.00	304.80	
3/4"	19.05	-	1.22 x 2.44	453.68	
1"	25.40	-	1.00 x 2.00	408.40	
1 1/4"	31.75	-	1.00 x 2.00	508.00	
1 1/2"	38.10	-	1.00 x 2.00	609.60	

ACABADOS

N1 Laminado en Caliente

Laminado en Frio

2B 304

4 Satinado con PVC

BA Tipo Espejo con PVC

BOBINAS

ANSI	espesor x ancho (mm)	calibre U.S.G.
304	0.40 x 1.20	28
	0.50 x 0.80	28
	0.50 x 1.20	26
	0.60 x 1.20	26
	0.80 x 1.20	22
	1.20 x 1.20	18

AlSi	Acabado	espesor pulgadas / mm	calibre U.S.G.	dimensiones (metros)	peso Kg/pza	
304	4	0,6	26	1,22 x 2,44	11,91	
		0,6	24	1,22 x 2,44	14,29	
		0,7	23	1,22 x 2,44	16,67	
		0,8	22	1,00 x 2,00	12,80	
		0,8	22	1,22 x 2,44	19,05	
		0,9	21	1,22 x 2,44	21,43	
		0,9	21	0,91 x 3,05	20,00	
		1,0	20	1,22 x 2,44	23,81	
		1,0	20	1,00 x 2,00	16,00	
		1,0	20	0,91 x 3,05	22,21	
		1,0	20	1,22 x 3,05	29,77	
		1,2	18	1,00 x 2,00	19,20	
		1,2	18	1,22 x 2,44	28,58	
		1,2	18	1,22 x 3,05	35,72	
		1,2	18	0,91 x 3,05	26,65	
		1,5	16	1,00 x 2,00	24,00	
		1,5	16	1,22 x 2,44	35,72	
		1,5	16	1,22 x 3,05	44,65	
2,0	14	1,22 x 2,44	47,63			
316 L	2B	1,25	18	1,00 x 2,00	20,00	
		1,25	18	1,22 x 2,44	29,77	
		1,50	16	1,00 x 2,00	24,00	
		1,50	16	1,22 x 2,44	35,72	
		2,00	14	1,00 x 2,00	32,00	
		2,00	14	1,22 x 2,44	47,63	
		2,50	12	1,00 x 2,00	40,00	
		2,50	12	1,22 x 2,44	59,54	
		2,50	12	1,50 x 3,00	90,00	
		3,00	11	1,00 x 2,00	48,00	
		3,00	11	1,22 x 2,44	71,44	
		3,00	11	1,50 x 3,00	108,00	
		3,00	11	2,00 x 4,00	192,00	
		4,00	9	1,00 x 2,00	64,00	
		4,00	9	1,22 x 2,44	95,26	
		4,00	9	1,50 x 3,00	144,00	
		4,00	9	2,00 x 4,00	256,00	
		316 L	N1	4,75	7	1,00 x 2,00
4,75	7			1,22 x 2,44	113,12	
4,75	7			1,50 x 3,00	171,00	
5,00	-			2,00 x 4,00	320,00	
6,00	4			1,00 x 2,00	96,00	
6,00	4			1,22 x 2,44	142,89	
6,00	4			1,50 x 3,00	216,00	
6,00	4			2,00 x 4,00	384,00	
8,00	0			1,22 x 2,44	190,52	
3/8"	9,53			0/3	1,00 x 2,00	152,32
3/8"	9,53			0/3	1,22 x 2,44	226,71
1/2"	12,70			0/7	1,00 x 2,00	203,20
1/2"	12,70			0/7	1,22 x 2,44	302,44
5/8"	15,88			-	1,22 x 2,44	377,93
3/4"	19,05			-	1,00 x 2,00	304,80
3/4"	19,05			-	1,22 x 2,44	453,66
1"	25,40			-	1,22 x 2,44	604,89
1 1/4"	31,75			-	1,00 x 2,00	508,00
1 1/2"	38,10	-	1,00 x 2,00	608,00		

REFRACTARIA

AISI	Acabado	espesor pulgadas / mm	calibre U.S.G.	dimensiones (metros)	peso Kg/pza	
310 5	N1	2B	1,5	16	1,00 x 2,00	24,00
			2,0	14	1,00 x 2,00	32,00
			3,0	11	1,00 x 2,00	48,00
			4,0	9	1,00 x 2,00	64,00
			5,0	-	1,00 x 2,00	80,00
			6,0	4	1,00 x 2,00	96,00
			8,0	0	1,00 x 2,00	128,00
			3/8"	-	1,00 x 2,00	152,32
			1/2"	-	1,00 x 2,00	203,20
			3/4"	-	1,00 x 2,00	304,80
			1"	-	1,00 x 2,00	406,40
				30,0	-	1,00 x 2,00

ACABADOS

N1 Laminado en Caliente

Laminado en Frío

2B Mate

4 Sateado con PVC

BA Tipo Espejo con PVC

TIPO ESPEJO

AISI	Acabado	espesor (mm)	calibre U.S.G.	dimensiones (metros)	peso Kg/pza	
430	BA	0,40	28	1,00 x 2,00	6,40	
		0,40	28	1,22 x 2,44	9,52	
		0,60	26	1,00 x 2,00	8,00	
		0,50	26	1,22 x 2,44	11,90	
		0,50	26	1,00 x 3,00	12,00	
	4	BA	0,60	24	1,22 x 2,44	14,28
			0,60	24	1,00 x 3,00	14,40
			0,60	22	1,22 x 2,44	19,05

BOBINAS

AISI acabado	espesor x ancho (mm)	calibre U.S.G.
430 BA	0,40 x 1,22	28
	0,50 x 1,00	26
	0,50 x 1,22	26

REPUJADA

AISI	espesor (mm)	modelo	dimensiones (metros)	peso Kg/pza
304	0,50	A	2,00 x 1,00	8,00
	2,00	B	2,00 x 1,00	32,00
	2,00	C	2,00 x 1,00	32,00
	2,00	D	2,00 x 1,00	32,00
	3,00	D	2,00 x 1,00	48,00
	2,00	E	2,00 x 1,00	32,00
	1,00	F	2,00 x 1,00	16,00

AISI	espesor (mm)	modelo	dimensiones (metros)	peso Kg/pza
304	3,00	Lagrizada	2,00 x 1,00	57,36
	6,00	Lagrizada	2,00 x 1,00	112,32

ESTRIADA

A COLOR

AISI	espesor	color	dimensiones (metros)	peso Kg/pza
304/3	0,60	Bronce	1,20 x 2,00	11,52
	0,80	Bronce	1,20 x 2,00	15,36
	0,60	Azul	1,20 x 2,00	11,52
	0,80	Azul	1,20 x 2,00	15,36
	0,60	Negro	1,20 x 2,00	11,52
	0,80	Negro	1,20 x 2,00	15,36
	0,60	Púrpura	1,20 x 2,00	11,52
	0,80	Púrpura	1,20 x 2,00	15,36

LISAS

AISI / acabado	espesor (mm)	calibre	dimensiones (metros)	peso Kg/pza	
409	2,00	14	1,22 x 3,05	59,64	
	3,00	11	1,22 x 3,05	86,00	
410 5	2B	1,50	16	1,22 x 2,44	35,72
		2,00	14	1,00 x 2,00	32,00
		3,00	11	1,22 x 2,44	71,44

Láminas repujadas

Láminas a color



TUBERIA

VENCRAFT

ACEROS INOXIDABLES

AISI 304 - 304 L - 316 - 316 L



TUBERIA de Acero Inoxidable Con costura
Recocido y decapado en blanco. (Longitudes: 6,10 m)

Schedule 5

AISI	dimensión nominal	diámetro ø (mm)		espesor (mm)	peso (Kg/m)	
		externo	interno			
304 L Con costura	316 L	2"	60,33	57,03	1,85	2,42
		3"	88,90	84,68	2,11	4,59
	Con costura	4"	114,30	110,08	2,11	5,93
		6"	168,30	162,76	2,77	11,47
	316 L	8"	219,10	213,56	2,77	16,00
		10"	273,10	266,30	2,40	22,95

Schedule 10

AISI	dimensión nominal	diámetro ø (mm)		espesor (mm)	peso (Kg/m)			
		externo	interno					
304 L Con costura	316 L	1/4"	13,72	10,42	1,65	0,49		
		3/8"	17,15	13,85	1,65	0,64		
		1/2"	21,34	17,12	2,11	1,02		
		3/4"	26,67	22,45	2,11	1,30		
		1"	33,40	27,86	2,77	2,13		
		1 1/4"	42,16	36,62	2,77	2,73		
	316 L	Con costura	1 1/2"	48,26	42,72	2,77	3,16	
			2"	60,33	54,79	2,77	3,99	
		316 L	Con costura	2 1/2"	73,03	66,93	3,05	5,34
				3"	88,90	82,60	3,05	6,56
				4"	114,30	102,60	3,05	8,50
				6"	168,30	161,48	3,40	14,04
8"	219,10	211,58	3,76	20,27				
10"	273,10	264,72	4,19	28,20				
12"	323,85	314,71	4,57	36,54				

TUBERIA de Acero Inoxidable Sin costura
Recocido y decapado en blanco. (Longitudes: 6,10 m)

Schedule 10

AISI	dimensión nominal	diámetro ø (mm)		espesor (mm)	peso (Kg/m)	
		externo	interno			
304 L Sin costura	316 L Sin costura	3/4"	26,67	22,45	2,11	1,30
		1"	33,40	27,86	2,77	2,13
		1 1/2"	48,26	42,72	2,77	3,16
		2"	60,33	54,79	2,77	3,99
		3"	88,90	82,60	3,05	6,56
4"	114,30	102,60	3,05	8,50		

VENCRAFT

ACEROS INOXIDABLES



Con y sin costura
Recocido y decapado
en blanco.
Longitud: 6,10 m.

Schedule 40		dimensión nominal	diámetro a (mm)		espesor (mm)	peso (Kg/m)
304 L	316 L		externo	interno		
Con y sin costura	Con y sin costura	1/4"	13,72	9,24	2,24	0,84
		3/8"	17,15	12,53	2,31	0,87
		1/2"	21,34	15,80	2,77	1,29
		3/4"	26,67	20,93	2,87	1,71
		1"	33,40	26,84	3,38	2,54
		1 1/4"	42,16	35,04	3,86	3,44
		1 1/2"	48,26	40,90	3,68	4,11
		2"	60,33	52,51	3,91	5,52
		2 1/2"	73,03	62,71	5,16	8,77
		3"	88,90	77,92	5,49	11,47
Sin costura	Sin costura	4"	114,30	102,26	6,02	16,32
		6"	168,30	154,00	7,11	26,69
		8"	219,10	202,74	8,18	43,22

Schedule 80		dimensión nominal	diámetro a (mm)		espesor (mm)	peso (Kg/m)
304 L	316 L		externo	interno		
Sin costura	Sin costura	1/4"	13,72	7,68	3,02	0,82
		3/8"	17,15	10,75	3,20	1,12
		1/2"	21,34	13,88	3,73	1,64
		3/4"	26,67	18,85	3,91	2,23
		1"	33,40	24,30	4,55	3,29
		1 1/2"	48,26	38,10	5,08	5,49
		2"	60,33	49,25	5,54	7,60
		3"	88,90	73,66	7,62	15,51
		4"	114,30	97,20	8,55	22,06
		6"	168,28	146,34	10,97	43,21

TUBING

Sin costura
Recocido y decapado
en blanco.
Longitud: 6 m



		diámetro exterior		espesor de pared		peso (Kg/m)
		pulgadas	mm	pulgadas	mm	
304	316 L	1/4"	6,35	0,032"	0,81	0,111
		1/4"	6,35	0,035"	0,88	0,120
		1/4"	6,35	0,042"	1,06	0,140
304	316 L	1/4"	6,35	0,049"	1,25	0,157
		1/4"	6,35	0,065"	1,65	0,190
		5/16"	7,94	0,036"	0,88	0,150
304	316 L	3/8"	9,53	0,035"	0,88	0,190
		3/8"	9,53	0,042"	1,06	0,240
		3/8"	9,53	0,049"	1,25	0,255
304	316 L	3/8"	9,53	0,065"	1,65	0,320
		1/2"	12,70	0,036"	0,88	0,260
		1/2"	12,70	0,042"	1,06	0,310
304	316 L	1/2"	12,70	0,049"	1,25	0,353
		1/2"	12,70	0,065"	1,65	0,449
		1/2"	12,70	0,083"	2,11	0,660
304		3/4"	19,05	0,049"	1,25	0,550
		3/4"	19,05	0,065"	1,65	0,730
		5/8"	16,88	0,049"	1,25	0,480
		1"	25,40	0,065"	1,65	0,808

SANITARIA

Con costura
Recocida y pulida
interior y exteriormente.
Longitud: 6 m

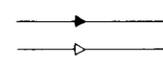
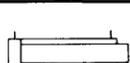
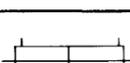
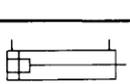
	diámetro exterior		espesor de pared		peso (Kg/m)	
	pulgadas	mm	pulgadas	mm		
304 Con costura		1"	25,40	0,049"	1,25	0,74
		1 1/2"	38,10	0,049"	1,25	1,15
		2"	50,80	0,049"	1,25	1,56
		2 1/2"	63,50	0,059"	1,50	2,33
		3"	76,20	0,079"	2,00	3,71
		4"	101,60	0,079"	2,00	5,10

Apéndice A

Hidráulica e hidroneumática

A continuación se presentan todas las tablas y datos técnicos que se utilizaron para la elección de componentes y tuberías.

Apéndice A-1: SÍMBOLOS GRÁFICOS NORMALIZADOS

Líneas y sus funciones		Bombas	
Estos símbolos corresponden a las especificaciones del AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE (ANSI). Los símbolos básicos pueden combinarse entre sí. No se intenta mostrar todas las combinaciones posibles.			
Línea principal		Bomba simple de desplazamiento fijo	
Línea piloto		Bomba simple de desplazamiento variable	
Línea de drenaje		Motores y cilindros	
Conexión		Motor rotativo, desplazamiento fijo	
Línea flexible		Motor rotativo, desplazamiento variable	
Líneas unidas		Motor oscilante	
Líneas cruzadas		Cilindro de simple efecto	
Dirección del caudal hidráulico y neumático		Cilindro de doble efecto	
Línea a tanque sobre el nivel del fluido y bajo el nivel de fluido		Cilindro diferencial	
Tapón de llenado y filtro de aire		Cilindro de doble vástago	
Tapón o línea bloqueada		Cilindro con amortiguadores	
Estrangulamiento fijo			
Estrangulamiento variable			

Otros elementos		Válvulas. Símbolos básicos (cont.)	
Dirección de rotación (vista por la parte del eje)		Válvula de dirección única normalmente abierta	
Envoltura		Válvula de seguridad	
Depósito		Símbolo básico para una válvula de tres posiciones	
Depósito presurizado		Paso de fluido bloqueado en la posición central	
Manómetro		Símbolo básico para una válvula de cuatro vías. (Las flechas indican la dirección del caudal)	
Termómetro		Ejemplos de válvulas	
Caudalímetro		Válvula de descarga con drenaje interno y pilotaje externo	
Motor eléctrico		Válvula de frenado, normalmente abierta	
Acumulador de muelle		Válvula de secuencia con pilotaje interno y drenaje externo	
Acumulador de gas		Válvula reductora	
Filtro o colador		Válvula de equilibraje con antirretorno incorporado	
Calentador		Regulador de caudal con compensación de presión y temperatura y con antirretorno incorporado	
Refrigerador		Válvula direccional de dos posiciones y tres vías	
Control de temperatura		Válvula direccional de tres posiciones y cuatro vías	
Multiplicador de presión		Válvula de infinitas posiciones (indicadas por las barras horizontales)	
Presostato			
Válvulas. Símbolos básicos			
Válvula antirretorno			
Válvula de paso manual			
Símbolo básico de una válvula			
Válvula de dirección única, normalmente cerrada			

Métodos de accionamiento		Métodos de accionamiento	
Compensador de presión		Palanca	
Retención mecánica		Presión piloto	
Manual		Solenoide	
Mecánico		Presión piloto controlada eléctricamente	
Pedal		Muelle	
Botón		Servo	

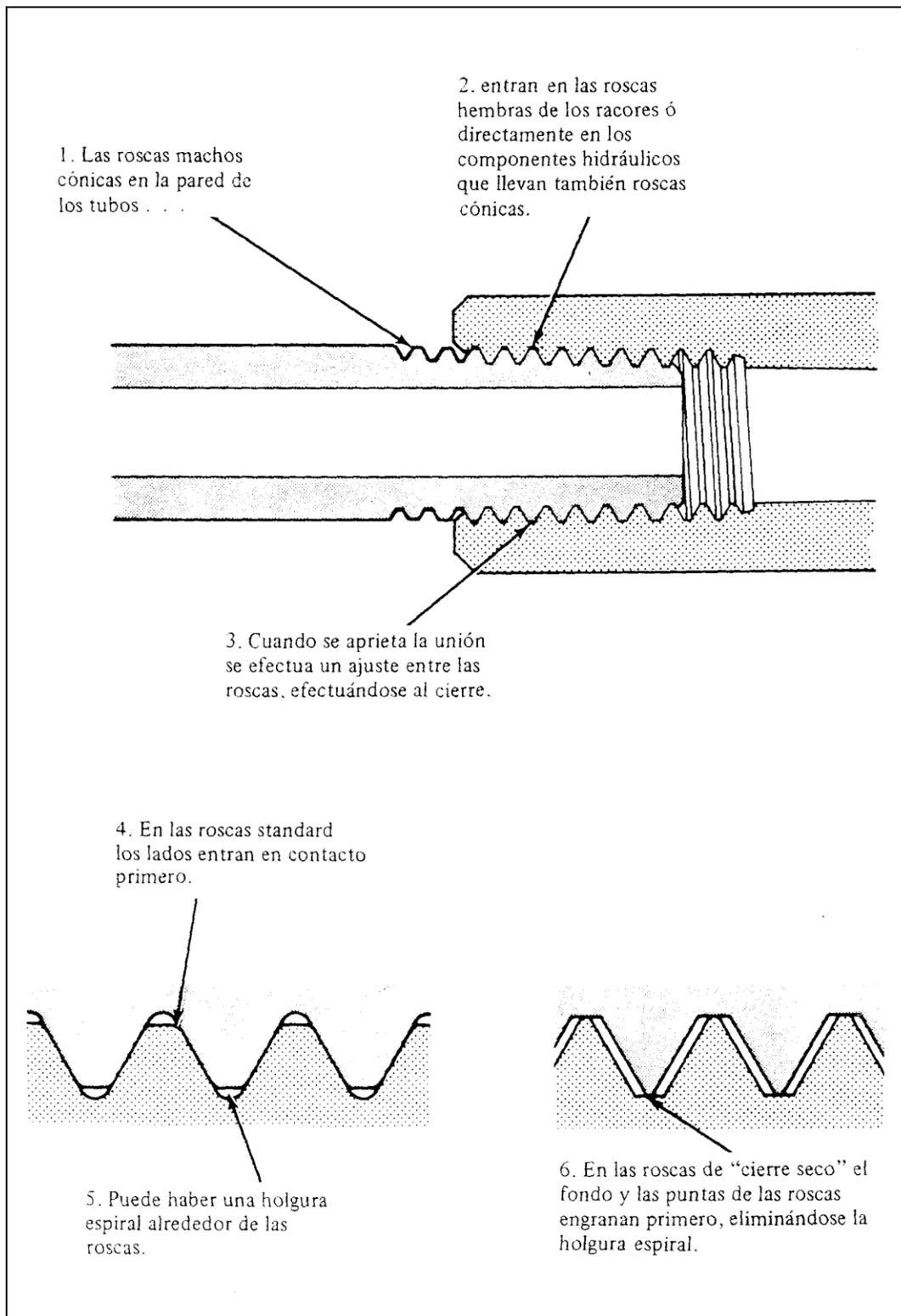
Apéndice A-2: CLASIFICACIÓN DE LAS TUBERÍAS SEGÚN EL NÚMERO SCHEDULE

(Estándar) (Extragrueso) (Comparación)

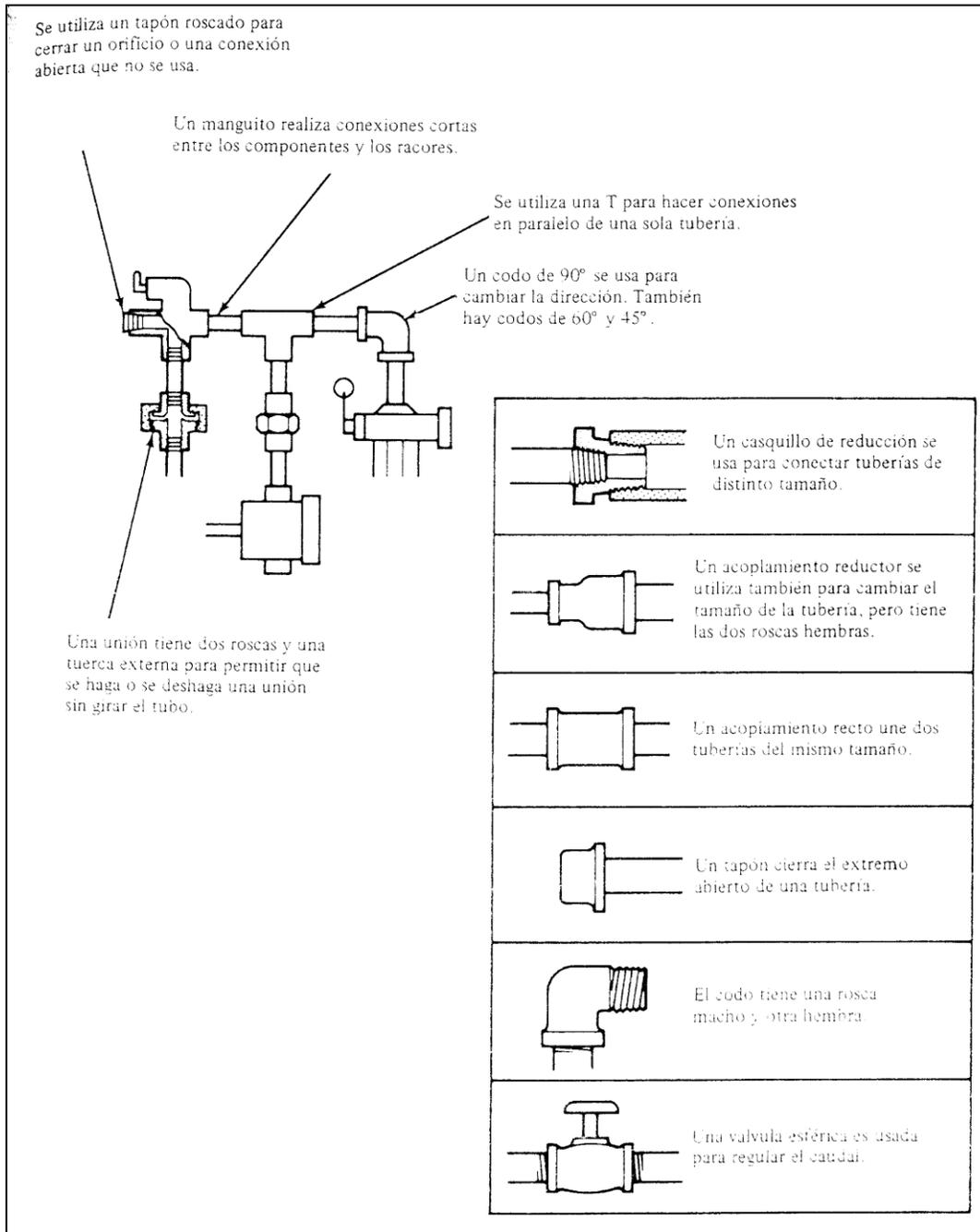
Schedule 40 Schedule 80 Schedule 160 Doble extragrueso

Tamaño nominal	Diam externo	Diámetro interno									
		SCHED. 10	SCHED. 20	SCHED. 30	SCHED. 40	SCHED. 60	SCHED. 80	SCHED. 100	SCHED. 120	SCHED. 140	SCHED. 160
1/8	.405				.269		.215				
1/4	.540				.364		.302				
3/8	.675				.493		.423				
1/2	.840				.622		.546				.466
3/4	1.050				.824		.742				.614
1	1.315				1.049		.957				.815
1-1/4	1.660				1.380		1.278				1.160
1-1/2	1.900				1.610		1.500				1.338
2	2.375				2.067		1.939				1.689
2-1/2	2.875				2.469		2.323				2.125
3	3.500				3.068		2.900				2.624
3-1/2	4.000				3.548		3.364				
4	4.500				4.026		3.826		3.624		3.438
5	5.563				5.047		4.813		4.563		4.313
6	6.625				6.065		5.761		5.501		5.189
8	8.625		8.125	8.071	7.981	7.813	7.625	7.439	7.189	7.001	6.813
10	10.750		10.250	10.136	10.020	9.750	9.564	9.314	9.064	8.750	8.500
12	12.750		12.250	12.090	11.934	11.626	11.376	11.064	10.750	10.500	10.126

Apéndice A-3: TIPOS DE ROSCAS EN LA TUBERÍA HIDRÁULICA (NPT)



Apéndice A-4: ELEMENTOS DE UNIÓN PARA LOS COMPONENTES LAS TUBERÍAS HIDRÁULICAS



Apéndice A-5: CARACTERÍSTICAS DE LOS TUBOS PARA SISTEMAS HIDRÁULICOS

De acero de alta calidad (por colada calmada), material St 35.4,
según DIN 2391/C, recocido brillante de normalizado (NBK), estirado en frío, sin soldadura.

Diám. ext. mm	Espesor de pared mm	Diám. int. mm	Presión de cálculo ¹⁾	Peso en kg/m	Diám. ext. mm	Espesor de pared mm	Diám. int. mm	Presión de cálculo	Peso en kg/m
4	0.5	3	313	0.043	20	1.5	17	212	0.684
4	0.75	2.5	409	0.063	20	2	16	282	0.888
4	1	2	522	0.074	20	2.5	15	353	1.079
5	0.75	3.5	376	0.083	20	3	14	373	1.258
5	1	3	432	0.099	20	3.5	13	426	1.424
6	0.75	4.5	333	0.103	20	4	12	478	1.578
6	1	4	389	0.123	22	1	20	128	0.518
6	1.5	3	549	0.166	22	1.5	19	192	0.758
6	2	2	692	0.197	22	2	18	256	0.986
6	2.25	1.5	757	0.208	22	2.5	17	320	1.202
8	1	6	333	0.173	22	3	16	385	1.406
8	1.5	5	431	0.240	25	2	21	226	1.134
8	2	4	549	0.296	25	2.5	20	282	1.387
8	2.5	3	658	0.339	25	3	19	338	1.628
10	1	8	282	0.222	25	4	17	394	2.072
10	1.5	7	373	0.314	25	4.5	16	437	2.275
10	2	6	478	0.395	25	5	15	478	2.466
10	2.5	5	576	0.462	28	1.5	25	151	0.980
10	3	4	666	0.518	28	2	24	201	1.282
12	1	10	235	0.271	28	2.5	23	252	1.572
12	1.5	9	353	0.388	28	3	22	302	1.850
12	2	8	409	0.493	28	4	20	403	2.368
12	2.5	7	495	0.586	28	5	18	434	2.836
12	3	6	576	0.666	30	2	26	188	1.381
12	3.5	5	651	0.734	30	2.5	25	235	1.695
14	1	12	201	0.321	30	3	24	282	1.998
14	1.5	11	302	0.462	30	4	22	376	2.565
14	2	10	403	0.592	30	5	20	409	3.083
14	2.5	9	434	0.709	35	2	31	161	1.628
14	3	8	507	0.814	35	2.5	30	201	2.004
14	3.5	7	576	0.906	35	3	29	242	2.367
14	4	6	641	0.986	35	4	27	322	3.058
15	1	13	188	0.345	35	5	25	403	3.699
15	1.5	12	282	0.499	35	6	23	419	4.291
15	2	11	376	0.641	38	2.5	33	186	2.189
15	2.5	10	409	0.771	38	3	32	223	2.589
15	3	9	478	0.888	38	4	30	297	3.354
16	1	14	176	0.370	38	5	28	371	4.069
16	1.5	13	264	0.536	38	6	26	390	4.735
16	2	12	353	0.691	38	7	24	446	5.352
16	2.5	11	386	0.832	42	2	38	134	1.973
16	3	10	452	0.962	42	3	36	201	2.885
18	1	16	157	0.419	42	4	34	269	3.749
18	1.5	15	235	0.610	50	6	38	338	6.511
18	2	14	313	0.789	50	9	32	437	9.100
18	2.5	13	392	0.956	65	8	49	347	11.246
18	3	12	409	1.110	80	10	60	353	17.263

Apéndice A-6: Resistencia de la tubería de cobre al ataque químico

TABLA 1.6

Resistencia del cobre al ataque por el contacto con algunas sustancias.

Agente agresivo	Comportamiento	Agente agresivo	Comportamiento
Acetileno	S	Cloruro de sodio	I
Acetona	E	Cloruro de zinc (sol)	A
Acido acético	I	Cloruro férrico (sol)	A
Acido bórico	E	Cloruro ferroso (sol)	I
Acido bromhídrico	S	Eter	E
Acido cianhídrico	S	Fenol	I
Acido cítrico	I	Freón	E
Acido clorhídrico	A	Gas natural	E
Acido fosfórico	S	Gasolina	E
Acido nítrico	S	Glicol etileno	E
Acido sulfhídrico (seco)	E	Glicol propileno	E
Acido sulfhídrico (húmedo)	E	Hidrocarburos (puros)	E
Acido sulfúrico 40 - 90 %	A	Hidrógeno	E
Agua de mar	A	Hidróxido de aluminio	E
Agua oxigenada	I	Hidróxido de amonio (sol)	S
Agua potable	E	Hidróxido de calcio (sol)	E
Alcohol etílico	E	Hidróxido de magnesio (sol)	E
Alcohol metílico	E	Hidróxido de potasio (sol)	I
Aluminato	I	Hidróxido de sodio (sol)	I
Alquitran	E	Hipoclorito de calcio (sol)	I
Amontaco (seco)	E	Hipoclorito de sodio (sol)	A
Amontaco (húmedo)	S	Hiposulfito de sodio (sol)	I
Anhidrido carbónico (gas seco)	E	Leche	E
Anhidrido carbónico (gas húmedo)	I	Magnesia	E
Anhidrido sulfuroso (seco)	E	Nitrato de amonio (sol)	S
Anhidrido sulfuroso (húmedo)	I	Nitrato de sodio (sol)	I
Anilina	S	Petróleo	I
Asfalto	E	Oxígeno	e
Atmósfera industrial, marina	E	Parafina	e
Atmósfera rural	E	Propano	e
Azoe	E	Sal de mercurio	S
Barniz	E	Sal de plata	S
Benceno	E	Solución de jabón	E
Bencina	E	Silicato de sodio	E
Bicarbonato de sodio (sol)	I	Soda cáustica	I
Bicromato de sodio (sol)	S	Sulfato de amonio (sol)	A
Bisulfato de sodio	I	Sulfato de magnesio (sol)	E
Bisulfito de sodio	I	Sulfato de sodio (sol)	E
Bisulfuro de calcio (sol)	I	Sulfato de zinc (sol)	I
Butano	E	Sulfato férrico (sol)	A
Café	E	Sulfato ferroso (sol)	I
Cal viva	E	Sulfito de sodio (sol)	A
carbonato de sodio (sol)	I	Sulfuro de sodio (sol)	A
Cerveza	E	Solvente para barnices	E
Cloro (seco)	E	Tetracloruro de carbono seco	E
Cloro (húmedo)	A	Tetracloruro de carbono húmedo	I
Cloruro de amonio (sol)	S	Tolueno	E
Cloruro de calcio (sol)	I	Vapor de agua	E
Cloruro de calcio (húmedo)	I	Vinagre	I
Cloruro de magnesio (sol)	I		

E = Excelente ; I = Idoneo ; A = Aceptable ; S = No aconsejado ; (sol) en solución

Apéndice A-7: Características de la tubería de cobre

TABLA 2.1 Dimensiones y pesos de los tubos de cobre de los tipos K, L, M y DWV en unidades inglesas

Tamaño Nominal pulgada	Diámetro Exterior, pulgada todos los tipos	Diámetro Interior pulgada				Espesor de Pared pulgada				Peso Teórico Libras por pie lineal			
		K	L	M	DWV	K	L	M	DWV	K	L	M	DWV
		1/4	0.375	0.305	0.315	-	-	0.035	0.030	-	-	0.145	0.126
3/8	0.500	0.402	0.430	0.450	-	0.049	0.035	0.025	-	0.269	0.198	0.145	-
1/2	0.625	0.527	0.545	0.569	-	0.049	0.040	0.029	-	0.344	0.295	0.204	-
5/8	0.750	0.652	0.666	-	-	0.049	0.042	-	-	0.418	0.362	-	-
3/4	0.875	0.745	0.785	0.811	-	0.065	0.045	0.032	-	0.641	0.455	0.328	-
1	1.125	0.995	1.025	1.065	-	0.065	0.050	0.035	-	0.939	0.655	0.465	-
1 1/4	1.375	1.245	1.265	1.291	1.295	0.065	0.055	0.042	0.040	1.04	0.864	0.682	0.650
1 1/2	1.625	1.481	1.505	1.527	1.541	0.072	0.060	0.049	0.042	1.36	1.14	0.940	0.909
2	2.125	1.959	1.985	2.009	2.041	0.083	0.070	0.058	0.042	2.06	1.75	1.460	1.07
2 1/2	2.625	2.435	2.465	2.495	-	0.095	0.080	0.065	-	2.93	2.48	2.030	-
3	3.125	2.907	2.945	2.981	3.030	0.109	0.090	0.072	0.045	4.00	3.33	2.680	1.69
3 1/2	3.625	3.385	3.425	3.459	-	0.120	0.100	0.083	-	5.12	4.29	3.580	-
4	4.125	3.857	3.905	3.935	4.009	0.134	0.110	0.095	0.058	6.51	5.39	4.680	2.87
5	5.125	4.805	4.875	4.907	4.981	0.160	0.125	0.109	0.072	9.67	7.61	6.660	4.43
6	6.125	5.741	5.845	5.881	5.959	0.192	0.140	0.122	0.083	13.9	10.2	8.920	6.10
8	8.125	7.583	7.725	7.785	7.907	0.271	0.200	0.170	0.109	25.9	19.3	16.500	10.6
10	10.125	9.449	9.625	9.701	-	0.338	0.250	0.212	-	40.3	30.1	25.600	-
12	12.125	11.315	11.565	11.617	-	0.405	0.280	0.254	-	57.8	40.4	36.700	-

(1) ASTM B 88-96

(2) ASTM B 306-96

* No disponible

Apéndice A-8: Características de la tubería de cobre

TABLA 2.2 Dimensiones y pesos de los tubos de cobre de los tipos K, L, M y DWV en unidades métricas

Designación Convencional (2)	Diámetro exterior			Espesores de pared						Masa Teórica de los Tubos en kg por metro		
	Dimensión mm	Tolerancia mm (1)		Tubos Tipo K		Tubos Tipo L		Tubos Tipo M		Tipo K	Tipo L	Tipo M
		Temple blando	Temple rígido (4)	Dimensión	Tolerancia	Dimensión	Tolerancia	Dimensión	Tolerancia			
1/4	9,52	0,05	0,03	0,89	0,10	0,76	0,09	-	-	0,215	0,186	-
3/8	12,70	0,06	0,03	1,24	0,10	0,89	0,09	0,64	0,06	0,397	0,294	0,216
1/2	15,88	0,06	0,03	1,24	0,10	1,02	0,09	0,71	0,06	0,507	0,423	0,301
5/8	19,05	0,08	0,03	1,24	0,10	1,07	0,09	-	-	0,617	0,537	-
3/4	22,22	0,09	0,03	1,65	0,11	1,14	0,10	0,81	0,08	0,948	0,671	0,484
1	28,58	0,10	0,04	1,65	0,11	1,27	0,10	-	0,09	1,24	-	0,688
1 1/4	34,92	0,11	0,04	1,65	0,11	1,40	0,10	1,07	0,10	1,53	1,31	1,01
1 1/2	41,28	0,13	0,05	1,83	0,13	1,52	0,11	1,24	0,15	2,02	1,69	1,39
2	53,98	0,13	0,05	2,11	0,18	1,78	0,15	1,47	0,15	3,06	2,59	2,16
2 1/2	66,68	0,13	0,05	2,41	0,18	2,03	0,15	1,65	0,15	4,33	3,67	3,00
3	79,38	0,13	0,05	2,77	0,18	2,29	0,18	1,83	0,15	5,93	4,93	3,96
3 1/2	92,08	0,13	0,05	3,05	0,20	2,54	0,18	2,11	0,18	7,58	6,35	5,30
4	104,78	0,13	0,05	3,40	0,25	2,79	0,23	2,41	0,23	9,63	7,95	6,89
5	130,18	0,13	0,05	4,06	0,25	3,18	0,25	2,77	0,23	14,3	11,3	9m86
6	155,58	0,13	0,05	4,88	0,30	3,56	0,28	3,10	0,25	20,5	15,1	14,20
8	206,38	0,15	+0,05 -0,10	6,88	0,41	5,08	0,36	4,32	0,36	38,3	28,6	24,4
10	257,18	0,20	+0,05 -0,15	8,58	0,46	6,35	0,41	5,38	0,38	59,6	44,5	37,8
12	307,98	0,20	+0,05	10,29	0,51	7,11	0,46	6,45	0,41	85,6	59,7	54,3

(1) Todas las tolerancias en esta tabla son "+ y -" a menos que se indique otra cosa

(2) La designación correcta es colocar después del número la letra K, L o M según el caso

(3) Esta tolerancia es la variación máxima permisible para el diámetro exterior promedio

(4) Estos templees son blando regular y rígido medio para tubos destinados a conducción de fluidos y blando regular y rígido fuerte para usos eléctricos

TABLA 2.3 Dimensiones y pesos de tubos de cobre sin costura de sección circular tipo DWV en unidades S.I. (Norma Chilena NCh 952)

Designación convencional	Dimensiones y tolerancias + y - en mm				Masa teórica kg/m
	Diámetro exterior		Espesor de pared		
	Dimensión	Tolerancia (1)	Dimensión	Tolerancia	
1 1/4 DWV	34,9	0,038	1,02	0,076	0,967
1 1/2 DWV	41,3	0,051	1,02	0,076	1,20
2 DWV	54,0	0,051	1,07	0,10	1,59
3 DWV	79,4	0,051	1,14	0,10	2,51
4 DWV	105	0,051	1,47	0,18	4,27
5 DWV	130	0,051	1,83	0,20	6,59
6 DWV	156	0,051	2,11	0,20	9,08
8 DWV	206	+ 0,051 y - 0,010	2,77	0,28	15,8

(1) Para el diámetro exterior promedio

Apéndice A-9: Características de la tubería de cobre

TABLA 2.4 Dimensiones y pesos de los tubos de cobre del tipo ACR en unidades inglesas (Norma ASTM B280-95a)

Tamaño nominal	Blando			Rigido (Duro)			Peso Teórico	
	Diámetro exterior	Diámetro interior	Espesor de pared	Diámetro exterior	Diámetro interior	Espesor de pared	Libras por pie lineal	
	pulgada	pulgada	pulgada	pulgada	pulgada	pulgada	Blando	Duro
1/8	0.125	0.065	0.030	-	-	-	0.0347	0.0347
3/16	0.187	0.127	0.030	-	-	-	0.0575	0.0575
1/4	0.250	0.190	0.030	-	-	-	0.0804	0.0804
5/16	0.312	0.248	0.032	-	-	-	0.109	0.109
3/8	0.375	0.311	0.032	0.375	-	-	0.134	0.126
1/2	0.500	0.436	0.032	0.500	-	-	0.182	0.198
5/8	0.625	0.555	0.035	0.625	-	-	0.251	0.285
3/4	0.750	0.680	0.035	-	-	-	0.305	*
3/4	0.750	0.666	0.042	0.750	0.666	0.042	0.362	0.362
7/8	0.875	0.785	0.045	0.875	0.785	0.045	0.455	0.455
1 1/8	1.125	1.025	0.050	1.125	1.025	0.050	0.655	0.655
1 3/8	1.375	1.265	0.055	1.375	1.265	0.055	0.88	0.88
1 5/8	1.625	1.505	0.060	1.625	1.505	0.060	1.14	1.14
2 1/8	-	-	-	2.125	1.985	0.070	1.75	1.75
2 5/8	-	-	-	2.625	2.465	0.080	2.48	2.48
3 1/8	-	-	-	3.125	2.945	0.090	3.33	3.33
3 5/8	-	-	-	3.625	3.425	0.100	4.29	4.29
4 1/8	-	-	-	4.125	3.905	0.110	5.38	5.38

(1) ASTM B 280-95a

* No disponible

TABLA 2.5 Dimensiones y pesos de los tubos de cobre del tipo G/GAS en unidades inglesas

Dimensión estándar	Diámetro exterior	Espesor de pared	Peso Teórico
pulgadas	pulgadas	pulgadas	Libras por pie lineal
3/8	0.375	0.030	0.126
1/2	0.500	0.035	0.198
5/8	0.625	0.040	0.285
3/4	0.750	0.042	0.362
7/8	0.875	0.045	0.455
1 1/8	1.125	0.050	0.655

También tienen importancia los tratamientos térmicos y el acabado de los tubos.

Estado físico. Los tubos de cobre de temple blando (recocido) y de temple duro o rígido, se reconocen fácilmente por su presentación, consistente en rollos y tiras respectivamente.

El estado físico se define por las características mecánicas del tubo, carga a la rotura y enervamiento, alargamiento, etc., las que determinan en términos prácticos características tales como la resistencia a la presión interna, la plasticidad, y en consecuencia la facilidad para la deformación en frío.

Apéndice A-10: Características de la tubería de cobre

TABLA 2.8 Presiones de ruptura y de trabajo de tubos de cobre milimétricos de la serie A (en MPa)

diám x espesor mm	Tubos de temple blando (recocidos)			Tubos rígidos o de temple duro			Contenido de agua en litros/metro	Largo en metros por litro contenido
	Presión de explosión	Presión de trabajo (ASTM)	Presión de trabajo (UNI)	Presión de explosión	Presión de trabajo (ASTM)	Presión de trabajo (UNI)		
6 x 0,75	52,28	13,07	10,01	75,23	18,81	35,02	0,0159	62,8931
8 x 0,75	39,21	9,80	7,50	56,42	14,11	26,27	0,0332	30,1205
10 x 0,75	31,37	7,84	6,00	45,14	11,29	21,01	0,0567	17,6367
12 x 0,75	26,14	6,54	5,00	37,61	9,40	17,51	0,0866	11,5473
14 x 0,75	22,40	5,60	4,29	32,24	8,06	15,01	0,1227	8,1500
15 x 0,75	20,91	5,23	4,00	30,09	7,52	14,01	0,1431	6,9881
16 x 0,75	19,60	4,90	3,75	28,21	7,05	13,13	0,1651	6,0569
18 x 0,75	17,43	4,36	3,34	25,08	6,27	11,67	0,2138	4,6773
22 x 1	19,01	4,75	3,64	27,35	6,84	12,74	0,3142	3,1827
28 x 1	14,04	3,74	2,86	21,49	5,37	10,01	0,5309	1,8836
35 x 1,2	14,34	3,59	2,74	20,63	5,16	9,61	0,8347	1,1980
42 x 1,2	11,95	2,99	2,29	17,19	4,30	8,00	1,2316	0,8120
54 x 1,5	11,62	2,91	2,22	16,72	4,18	7,78	2,0428	0,4895
64 x 2	13,07	3,27	2,50	18,81	4,70	8,76	2,8274	0,3537
76,1 x 2	10,99	2,75	2,10	15,82	3,96	7,36	4,0828	0,2449
88,9 x 2	9,41	2,35	1,80	13,54	3,39	6,30	5,6612	0,1766
108 x 2,5	9,68	2,42	1,85	13,93	3,48	6,49	83,323	0,1200

TABLA 2.9 Presiones de ruptura y de trabajo de tubos de cobre milimétricos de la serie B (en MPa).

diám x espesor mm	Tubos de temple blando (recocidos)			Tubos rígidos o de temple duro			Contenido de agua en litros /metro	Largo en metros por litro contenido
	Presión de explosión	Presión de trabajo (ASTM)	Presión de trabajo (UNI)	Presión de explosión	Presión de trabajo (ASTM)	Presión de trabajo (UNI)		
6 x 1	69,70	17,43	13,34	100,30	25,08	46,70	0,0126	79,3651
8 x 1	52,28	13,07	10,01	75,23	18,81	35,02	0,0283	35,3357
10 x 1	41,82	10,46	8,00	60,18	15,05	28,02	0,0503	19,8807
12 x 1	34,85	8,71	6,67	50,15	12,54	23,35	0,0785	12,7389
14 x 1	29,87	7,47	5,72	42,99	10,75	20,01	0,1131	8,8417
15 x 1	27,88	6,97	5,34	40,12	10,03	18,68	0,1327	7,5358
16 x 1	26,14	6,54	5,00	37,61	9,40	17,51	0,1539	6,4977
18 x 1	23,23	5,81	4,45	33,43	8,36	15,57	0,2011	4,9727
22 x 1,5	28,51	7,13	5,46	41,03	10,26	19,10	0,2835	3,5273
28 x 1,5	22,40	5,60	4,29	32,24	8,06	15,01	0,4909	2,0371
35 x 1,5	17,92	4,48	3,43	25,79	6,45	12,01	0,8042	1,2435
42 x 1,5	14,94	3,74	2,86	21,49	5,37	10,01	1,1946	0,8371
54 x 2	15,49	3,87	2,96	22,29	5,57	10,38	1,9635	0,5093
76,1 x 2,5	13,74	3,44	2,63	19,77	4,94	9,20	3,9703	0,2519
88,9 x 2,5	11,76	2,94	2,25	16,92	4,23	7,88	5,5286	0,1809
108 x 3	11,62	2,91	2,22	16,72	4,18	7,78	81,713	0,1224

Apéndice A-11: Características de la tubería de cobre

TABLA 2.15 Normas técnicas de fabricación de tubos de cobre

Producto	Material	Norma Técnica
Cañerías de cobre para conducción de agua y fluidos tipos K, L y M (sin costura)	Cobre DHP	ASTM-B 88 - 88a NCh 951
Tubería de cobre para desagüe Tipo DWV (sin costura)	Cobre DHP DLP	ASTM-B 306-88
Cañería standard de cobre SPS (sin costura)	Cobre DHP DLP	ASTM-B 42-88
Cañerías y tubos de cobre para uso eléctrico Redondos, cuadrados y rectangulares. (sin costura)	Cobre ETP DLP	ASTM-B 188 -88
Tubos de cobre para uso industrial (sin costura)	Cobre DHP DLP	ASTM-B 75-76
Tubos de cobre para refrigeración y aire acondicionado ACR (sin costura)	Cobre DHP	ASTM-B 280 88 ASTM-B 68 86
Tubos de latón de uso Industrial Tipo SPS (sin costura)	CuZn 85/15 UNS C-23000	ASTM-B 43 88
Tubos de latón de uso Industrial (sin costura)	CuZn 85/15	ASTM-B 135 86A
Tubos de latón almirantazgo y cuproniquel (sin costura)	CuNi 90/10 CuZnSn 30Cu29Zn1Sn C-4430	ASTM-B 111 88

Apéndice A-12: Características de los accesorios de la tubería de cobre

resistencia a la corrosión en relación con el uso que se le dé, y los clasifica en cuatro grupos que son:

- Grupo 1:** Cobre para elaboración en frío
– Cu-DHP UNI 5649/1
– CuS UNI 5649/2
- Grupo 2:** Latón para estampado en caliente
– P-CuZn 39 Pb 2 UNI 5706
– P-CuZn 40 Pb 2 UNI 5705
- Grupo 3:** Latón para elaboración de todos los utensillos
– P-CuZn 40 Pb 2 UNI 5705
- Grupo 4:** Latón fundido
– G-CuZn 38 Pb 2 UNI 5035
– G-CuZn 40 UNI 5033
- Grupo 5:** Bronce fundido
– G-CuSn 5 Zn 5 Pb 5 UNI 7013

3.3 Clasificación Según la Forma Geométrica.

En función de la geometría del accesorio este se clasifica en cuatro grupos que son:

- Manguito, normal y con reducción. Figura 3.4
- Curva a 45° 90° y 180°. Figura 3.5
- Derivación en T, normal y con reducción. Figura 3.6
- Codo a 90°. Figura 3.7



FIGURA 3.4. manguito con reducción hembra-hembra



FIGURA 3.5. curva de 90°



FIGURA 3.6. derivación en T normal para soldar

3.2.4 Clasificación Según el Tipo de Unión.

En función del tipo específico de conexión el accesorio puede subdividirse en:

- Accesorio o conexión para soldar
- Accesorio mixto
- Accesorio para unión mecánica

3.2.5 Clasificación Según Fabricación

De acuerdo con el procedimiento utilizado para su fabricación los accesorios se clasifican en dos grupos:

- Accesorios estampados
- Accesorios fundidos

Apéndice A-13: Características de los accesorios de bronce

En las Figuras 3.4, 3.5, 3.6 y 3.7 se muestran accesorios estampados y en las Figuras 3.8, 3.9, 3.10 y 3.11 se encuentran accesorios fundidos, con terminaciones mecanizadas.

3.2.6 Accesorios o Conexiones para Soldar.

Los accesorios para soldar pueden ser de cobre, bronce o latón, tienen extremos lisos y las uniones soldadas de los tubos de cobre se realizan con conexiones capilares donde el material de la soldadura, fundido, penetra por capilaridad bañando totalmente el extremo del tubo inserto en la conexión.

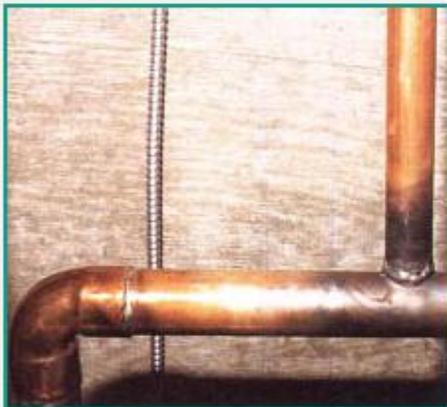


FIGURA 3.7. codo a 90° soldado con soldadura blanda

3.2.7 Accesorios Combinados o Mixtos.

Los accesorios combinados o mixtos tienen un extremo liso para soldar y otro roscado, con hilo. Se dividen en dos tipos:

- a) Para soldar / Con hilo
- b) Para soldar / Para unión mecánica

Ambos tipos son utilizados para conectar aparatos y para unir tubos de cobre con tubos de acero. Como estos accesorios se fabrican generalmente en bronce o en latón evitan el contacto directo del cobre con el acero.

Como el latón y el bronce tienen un potencial electroquímico intermedio entre el cobre y el acero su presencia en la conexión tiene el efecto de reducir

la diferencia de potencial entre estos dos metales. Debe recordarse que el fenómeno de la cople galvánica aparece cuando dos metales están en contacto y sumergidos en un fluido buen conductor de la electricidad.



FIGURA 3.8. manguito combinado roscado macho-hembra

La conductividad eléctrica del agua potable es baja, (2500 Ohm/cm a 20°C) y por lo tanto el fenómeno de corrosión electroquímica entre cobre y acero es raro cuando se transporta este tipo de fluido. Sin embargo, cuando se trata de aguas salobres o aciduladas la corrosión es elevada y en este caso es recomendable utilizar tubos de cuproníquel

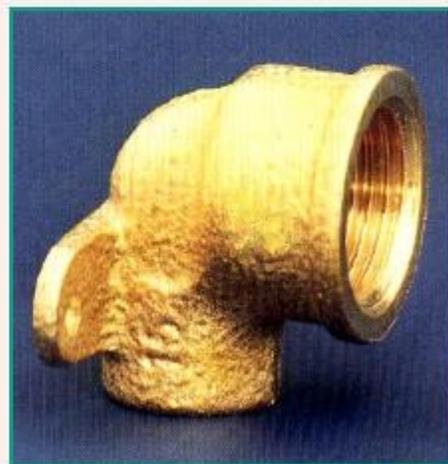


FIGURA 3.9. codo combinado con aletas de fijación

Apéndice A-14: Características de los accesorios de bronce



FIGURA 3.10. T hembra para soldar con derivación hembra roscada

El uso de juntas dieléctricas en redes de agua potable fría y caliente no es necesario. Sin embargo en redes de distribución de gas es obligatorio en muchos países.

En la Tabla 3.2 se muestran las presiones admisibles para las conexiones combinadas (mixtas) con hilo.



FIGURA 3.11. conexión americana cónica hembra con collar roscado hembra

TABLA 3.1 Presión de trabajo admisible para conexiones roscadas

Dimensiones	Presión de Trabajo en bar	
	fino a 120	fino a 225
1/4" a 3/4"	25	16
1" a 2"	26	10
2 1/2"	10	6

3.2.8 Conexiones Mecánicas. (Uniones Americanas)

Las conexiones mecánicas comprenden los siguientes tipos:

- Conexiones mecánicas de compresión con insertos de doble cono o bicónicos (metálicos o de PTFE) Figura 3.12.
- Conexión mecánica de compresión con anillos de cierre metálico. Figura 3.13.
- Conexión mecánica de compresión con guarnición plástica toroidal, sello tipo O-ring. Figura 3.14.
- Conexión mecánica con cuello plano.
- Conexión mecánica con cuello cónico.



FIGURA 3.12. conexión mecánica por compresión con inserto de doble cono

Para dar forma al cuello, ya sea plano o cónico, el extremo del tubo de temple duro debe ser recocido, porque de otro modo el extremo del tubo se rompe durante el embutido. El trabajo para dar forma al cuello se efectúa con una variedad de aparatos, por lo general de tipo manual.

Los accesorios con cuello recocido se emplean en circuitos de refrigeración o de distribución de gas como aire comprimido, gases medicinales, etc.



FIGURA 3.13. conexión mecánica de compresión con anillo de sello metálico



FIGURA 3.14. conexión mecánica por compresión con sello tipo O-ring

Apéndice A-15: Características de la soldadura en tubería de cobre

Los accesorios manufacturados se diseñan para dar una unión con profundidad y superficie adecuada, pero cuando la hembra se fabrica en terreno, la profundidad de la unión debe ser como mínimo la que se indica en la Tabla 3.4.

TABLA 3.3 Composición y características de fusión de soldaduras blandas

Tipo de soldadura	Contenido metálico	Rango de fusión		Temperatura práctica de soldadura
		sólidos	líquidos	
	%	°C	°C	°C
estano	100	232	232	350
antimonio	95/5	236	243	340
estano/plata	96.5/3.5	221	221	355
estano/cobre	99/1	230	235	350
estano/plomo	50/50	183	212	250

TABLA 3.4 Profundidad mínima de hembras para soldar con soldadura blanda

Diámetro del tubo en mm											
6	8	10	12	15	18	22	28	35	42	54	67
Profundidad de la unión en mm											
6	7	8	9	11	13	15	18	23	27	32	33

En general, en procesos de soldadura capilar, se usaba antiguamente aleación 50-50 Sn/Pb, la cual, ha sido reemplazada por aleaciones sin plomo, debido a las restricciones medioambientales que regulan la presencia de plomo en el agua.

Las soldaduras blandas libres de plomo disponibles actualmente contienen un alto porcentaje de estano, aleado con un segundo metal que se agrega para mejorar las propiedades de resistencia mecánica.

Para aplicaciones que requieren mayor resistencia o que tengan que resistir altas temperaturas de trabajo (de hasta 167°C) se usan soldaduras capilares de bronce. En cañerías de refrigeración se prefiere también a menudo este último tipo de soldadura.

TABLA 3.5 Composición de algunas soldaduras blandas según NCh 1462

Aleación	B-Sn50Pb	B-Sn50PbSb	B-Sn95Sb
Temperatura de fusión °C	185-215°C	183-215°C	230-240°C
% Sn	49,5-50,5	49,5-50,5	Resto
% Pb	Resto	Resto	0,20
% Sb	0,12	0,20-0,50	4,5-5,5
% Bi	0,25	0,25	0,15
% Cu	0,08	0,08	0,08
% Fe	0,02	0,02	0,04
% Al	0,005	0,005	0,005
% Zn	0,005	0,005	0,005
% As	0,025	0,025	0,05
% Otros	0,08	0,08	0,08

TABLA 3.6 Consumo de soldadura blanda

Dimensión de la Conexión		Cantidad de Soldadura para 100 Uniones	
(mm)	(pulg)	(Kg)	(lbs)
6	1/4	0.23	0.50
10	3/8	0.23	0.50
13	1/2	0.34	0.75
25	1	0.68	1.50
32	1 1/4	0.79	1.75
38	1 1/2	0.91	2.00
50	2	1.14	1.50
63	2 1/2	1.59	3.50
76	3	2.04	4.50
100	4	2.95	6.50
125	5	4.09	9.00

El espacio ocupado por los capilares entre el tubo y el accesorio es más efectivo para dimensiones entre 0,05 y 0,13 mm (0,002 a 0,005 pulgadas), pero puede ser hasta de 0,25 mm (0,010 pulgadas). La soldadura llena este hueco por capilaridad. El espaciamiento es crítico para que la soldadura fluya a través de capilar y forme una unión resistente. Puede tolerarse una cierta falta de ajuste entre las piezas macho y hembra, pero una falta de ajuste demasiado grande puede ocasionar serios problemas sobre todo en la unión de piezas grandes. Esto también origina un gran consumo de soldadura para rellenar los huecos pudiendo dar lugar a la formación de burbujas en el interior de la conexión.

Apéndice A-16: Instalación de la tubería de cobre

3.7 Instalación Práctica del Tubo de Cobre.

3.7.1 Operaciones para la Instalación.

1. Corte la cañería con sierra o con un cortador especial para tubos. Verifique que el corte sea perfectamente a escuadra.



FIGURA 3.25. corte del tubo de cobre

2. Lime el extremo del tubo y el corte para quitar todas las rebabas producidas por el mismo.



FIGURA 3.26. eliminación de rebabas

3. Limpie con lija o cepillo de alambre el interior de la válvula o conexión y la punta de la cañería que entra en ella, hasta que queden brillantes. Cuidado remover toda suciedad, grasa o manchas de óxido.



FIGURA 3.27. limpieza interior del accesorio



FIGURA 3.28. limpieza del extremo del tubo



FIGURA 3.29. aplicación del fundente

Apéndice A-17: Instalación de la tubería de cobre

4. Introduzca la cañería en la válvula o conexión hasta el tope. Gire en una y otra dirección para distribuir el fundente. Si se trata de una válvula, asegúrese que esté completamente abierta.



FIGURA 3.30. unión del tubo y el accesorio

5. Aplique la llama a la conexión para calentar la cañería. Pruebe la temperatura aplicando soldadura. Si se trata de una válvula, aplique primero el calor a la cañería y evite el calentamiento excesivo de la válvula.

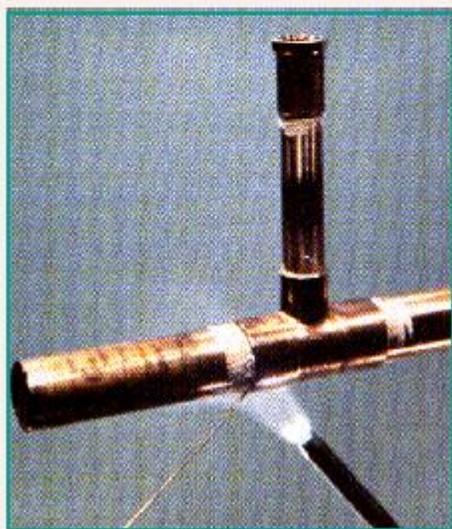


FIGURA 3.31. calentamiento del tubo

6. Logrado el calentamiento necesario, retire el soplete y aplique la soldadura. La cantidad correcta de soldadura es aproximadamente igual al diámetro de la conexión: $\frac{3}{4}$ " de soldadura para una conexión de $\frac{3}{4}$ ". Limpie la soldadura sobrante con un cepillo o pano seco mientras todavía esté pastosa, dejando un filete alrededor del extremo de la conexión a medida que se enfría.



FIGURA 3.32. limpieza de la soldadura

3.7.2 Dificultades.

Si la soldadura no fluye o tiende a hincharse, es porque existe oxidación en las superficies metálicas o faltó mayor calentamiento de las piezas que van a ser unidas. Si la pieza comienza a oxidarse al ser calentada, indica muy poco fundente o que está tiene muy poca resistencia. Si la soldadura se niega a entrar en la unión y tiende a escurrirse fuera de cualquiera de las partes de unión, indica que este accesorio está recalentado o que la cañería no está lo suficientemente caliente, o ambos. En los dos casos, debe interrumpirse la operación y hay que desarmar, volver a limpiar y aplicar de nuevo fundente en la unión.

El consumo de fundente es aproximadamente de 125 gramos por cada kg de soldadura 50Sn-50Pb o 95Sn- 5Sb.

Apéndice A-18: Resistencia al desgaste por flujo interno de la tubería de cobre

TABLA A.1.1 Resistencia a corrosión-erosión de aleaciones de cobre para distintas velocidades de circulación de aguas salinas, en m/s

Material	Velocidad del agua (m/seg)					
	0.9	0.9-1.5	1.5-1.8	1.8-2.7	2.7-3.6	>3.6
Cobre	G	R	Y	R	R	R
Latón almirantazgo	G	R	Y	R	R	R
Aleación C70600 - 90Cu10Ni	R	G	G	G	Y	Y
Aleación C71500 - 70 Cu30Ni	R	G	G	G	Y	Y
Aleación C72200-83Cu-16.5Ni-0.5Cr	R	G	G	G	G	G
70/30 CuNi-2Fe2Mn	R	Y	G	G	G	Y

R = Uso debe evitarse
 Y = Puede ser satisfactoria
 G = Comportamiento bueno en general

En Europa, la modificación 2Fe-2Mn de la aleación UNS C71500 ha demostrado una excelente resistencia a la corrosión del extremo de la entrada. Una vez que se ha formado una película protectora madura, los tubos de cuproniquel resistirán considerables excursiones de velocidad, sin una erosión de entrada significativa.

Las aleaciones de cobre níquel toleran las velocidades de diseño más altas en agua dulce sin sedimento. En la práctica europea se emplea 3 m/s como velocidad de diseño comúnmente usada en enfriadores de aire acondicionado y condensadores.

2 Guía Práctica de Selección

Las especificaciones de compra para productos tubulares, deberán en lo posible acompañarse de la indicación de una Norma o Especificación de Fabricación.

Es de vital importancia, en todo caso, dar a conocer las características fundamentales del tubo los productos requeridos, y sus condiciones de empleo o instalación.

En particular, los compradores de productos tubulares deben suministrar al proveedor la siguiente información:

Norma o especificación: Nacional o Internacional.
 Producto: Tubo, K, L, M, DWV, ACR, etc.
 Aleación: DHP, C12200, 85/15.
 Medidas nominales: Milímetros o pulgadas.
 Largos: 3 metros, 6 metros.

Dureza o Estado de Trabajado: Resistencia a la tracción, límite de fluencia, dureza, porcentaje de alargamiento.

Forma de suministro: Tiras rectas o rollos.

Requisitos de superficie: Acabado comercial, acabado especial, anodizado.

Otras características: Cualquier antecedente de utilidad.

Aplicación o uso: En qué se va a utilizar el producto.

Las dimensiones típicas de tubos utilizados en instalaciones sanitarias, en Chile, se indican en la tabla A.1.2.

TABLA A.1.2 Ejemplos de diámetros mínimos de tubos de cobre para conexiones cortas a artefactos sanitarios

Artefacto	Diámetro del tubo de cobre en pulgadas
Fuente de agua	3/8
Lavatorio, sanitario	3/8
W.C., tipo estanque	3/8
Tina de Baño	1/2
Máquina lava vajilla doméstica	1/2
Lavaplatos, lavadero, domésticos	1/2
Pileta	1/2
Ducha	1/2
Llave (de agua) de pared	1/2
Urinario tipo estanque	1/2
Máquina lavadora doméstica	1/2
Lavadero comercial	3/4
Urinario con válvula de aspersión	3/4
W.C. Con válvula de aspersión	1

Apéndice A-19: Capacidades térmicas específicas de gas ideal

Capacidades térmicas específicas de gas ideal para gases seleccionados, Btu/lb_m · °F

1. Capacidades térmicas específicas a presión cero de seis gases comunes, donde $\gamma = c_p/c_v$.

Temp., °F	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	Temp., °F
	Aire			Dióxido de carbono (CO ₂)			Monóxido de carbono (CO)			
40	0.240	0.171	1.401	0.195	0.150	1.300	0.248	0.177	1.400	40
100	0.240	0.171	1.400	0.205	0.160	1.283	0.249	0.178	1.399	100
200	0.241	0.173	1.397	0.217	0.172	1.267	0.249	0.179	1.397	200
300	0.243	0.174	1.394	0.229	0.184	1.246	0.251	0.180	1.394	300
400	0.245	0.176	1.389	0.239	0.193	1.233	0.253	0.182	1.389	400
500	0.248	0.179	1.383	0.247	0.200	1.223	0.256	0.185	1.384	500
600	0.250	0.182	1.377	0.255	0.210	1.215	0.259	0.188	1.377	600
700	0.254	0.185	1.371	0.262	0.217	1.208	0.262	0.191	1.371	700
800	0.257	0.188	1.365	0.269	0.224	1.202	0.266	0.195	1.364	800
900	0.259	0.191	1.358	0.275	0.230	1.197	0.269	0.198	1.357	900
1.000	0.263	0.195	1.353	0.280	0.235	1.192	0.273	0.200	1.351	1.000
1.500	0.276	0.208	1.330	0.298	0.253	1.178	0.287	0.216	1.328	1.500
2.000	0.286	0.217	1.312	0.312	0.267	1.169	0.297	0.226	1.314	2.000
Temp., °F	Hidrógeno (H ₂)			Nitrógeno (N ₂)			Oxígeno (O ₂)			Temp., °F
	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	
40	3.397	2.412	1.409	0.248	0.177	1.400	0.219	0.156	1.397	40
100	3.426	2.441	1.404	0.248	0.178	1.399	0.220	0.158	1.394	100
200	3.451	2.466	1.399	0.249	0.178	1.398	0.223	0.161	1.387	200
300	3.461	2.476	1.398	0.250	0.179	1.396	0.226	0.164	1.378	300
400	3.466	2.480	1.397	0.251	0.180	1.395	0.230	0.168	1.368	400
500	3.469	2.484	1.397	0.254	0.183	1.388	0.235	0.173	1.360	500
600	3.473	2.488	1.396	0.256	0.185	1.383	0.239	0.177	1.352	600
700	3.477	2.492	1.395	0.260	0.189	1.377	0.242	0.181	1.344	700
800	3.494	2.509	1.393	0.262	0.191	1.371	0.246	0.184	1.337	800
900	3.502	2.519	1.392	0.265	0.194	1.364	0.249	0.187	1.331	900
1.000	3.513	2.528	1.390	0.269	0.198	1.359	0.252	0.190	1.326	1.000
1.500	3.618	2.633	1.374	0.283	0.212	1.334	0.263	0.201	1.309	1.500
2.000	3.758	2.773	1.355	0.293	0.222	1.319	0.270	0.208	1.298	2.000

FUENTE: Valores adaptados de *Tables of Thermal Properties of Gases*, NBS Circular 564, 1955.

Fuente: Wark K. "Termodinámica"

Apéndice A-20: Tablas de saturación para el agua

Tabla A.12. Propiedades del agua en saturación, tabla de temperatura

lv, m³/kg; u, kJ/kg; h, kJ/kg; s, kJ/(kg · K); 1 bar = 0.1 MPa

Temp., °C T	Pres., bar P	Volumen específico		Energía interna		Entalpía			Entropía	
		Líquido sat. v _f × 10 ³	Vapor sat. v _g	Líquido sat. u _f	Vapor sat. u _g	Líquido sat. h _f	Evap. h _{fg}	Vapor sat. h _g	Líquido sat. s _f	Vapor sat. s _g
0	0,00611	1,0002	206,278	-0,03	2,375,4	-0,02	2,501,4	2,501,3	0,0001	9,1565
4	0,00813	1,0001	187,232	16,77	2,380,9	16,78	2,491,9	2,508,7	0,0610	9,0514
5	0,00872	1,0001	147,120	20,97	2,382,3	20,98	2,489,6	2,510,6	0,0761	9,0257
6	0,00935	1,0001	137,734	25,19	2,383,6	25,20	2,487,2	2,512,4	0,0912	9,0003
8	0,01072	1,0002	120,917	33,59	2,386,4	33,60	2,482,5	2,516,1	0,1212	8,9501
10	0,01278	1,0004	106,379	42,00	2,389,2	42,01	2,477,7	2,519,8	0,1510	8,9008
11	0,01312	1,0004	99,357	46,20	2,390,5	46,20	2,475,4	2,521,6	0,1658	8,8765
12	0,01402	1,0005	93,784	50,41	2,391,9	50,41	2,473,0	2,523,4	0,1806	8,8524
13	0,01497	1,0007	88,124	54,60	2,393,3	54,60	2,470,7	2,525,3	0,1953	8,8285
14	0,01598	1,0008	82,848	58,79	2,394,7	58,80	2,468,3	2,527,1	0,2099	8,8048
15	0,01705	1,0009	77,926	62,99	2,396,1	62,99	2,465,9	2,528,9	0,2245	8,7814
16	0,01818	1,0011	73,333	67,18	2,397,4	67,19	2,463,6	2,530,8	0,2390	8,7582
17	0,01938	1,0012	69,044	71,38	2,398,8	71,38	2,461,2	2,532,6	0,2535	8,7353
18	0,02064	1,0014	65,038	75,57	2,400,2	75,58	2,458,8	2,534,4	0,2679	8,7123
19	0,02198	1,0016	61,293	79,76	2,401,6	79,77	2,456,5	2,536,2	0,2823	8,6897
20	0,02339	1,0018	57,791	83,95	2,402,9	83,96	2,454,1	2,538,1	0,2966	8,6672
21	0,02487	1,0020	54,514	88,14	2,404,3	88,14	2,451,8	2,539,9	0,3109	8,6450
22	0,02645	1,0022	51,447	92,32	2,405,7	92,33	2,449,4	2,541,7	0,3251	8,6229
23	0,02810	1,0024	48,574	96,51	2,407,0	96,52	2,447,0	2,543,5	0,3393	8,6011
24	0,02985	1,0027	45,883	100,70	2,408,4	100,70	2,444,7	2,545,4	0,3534	8,5794
25	0,03169	1,0029	43,360	104,88	2,409,8	104,89	2,442,3	2,547,2	0,3674	8,5580
26	0,03363	1,0032	40,994	109,06	2,411,1	109,07	2,439,9	2,549,0	0,3814	8,5367
27	0,03567	1,0035	38,774	113,25	2,412,5	113,25	2,437,6	2,550,8	0,3954	8,5156
28	0,03782	1,0037	36,690	117,42	2,413,9	117,43	2,435,2	2,552,6	0,4093	8,4946
29	0,04008	1,0040	34,733	121,60	2,415,2	121,61	2,432,8	2,554,5	0,4231	8,4739
30	0,04246	1,0043	32,894	125,78	2,416,6	125,79	2,430,5	2,556,3	0,4369	8,4533
31	0,04496	1,0046	31,165	129,96	2,418,0	129,97	2,428,1	2,558,1	0,4507	8,4329
32	0,04759	1,0050	29,540	134,14	2,419,3	134,15	2,425,7	2,559,9	0,4644	8,4127
33	0,05034	1,0053	28,011	138,32	2,420,7	138,33	2,423,4	2,561,7	0,4781	8,3927
34	0,05324	1,0056	26,571	142,50	2,422,0	142,50	2,421,0	2,563,5	0,4917	8,3728
35	0,05628	1,0060	25,216	146,67	2,423,4	146,68	2,418,6	2,565,3	0,5053	8,3531
36	0,05947	1,0063	23,940	150,85	2,424,7	150,86	2,416,2	2,567,1	0,5188	8,3336
38	0,06632	1,0071	21,602	159,20	2,427,4	159,21	2,411,5	2,570,7	0,5458	8,2950
40	0,07384	1,0078	19,523	167,56	2,430,1	167,57	2,406,7	2,574,3	0,5725	8,2570
45	0,09593	1,0099	15,258	188,44	2,436,8	188,45	2,399,8	2,583,2	0,6387	8,1648

Fuente: Wark K. "Termodinámica".

Apéndice A-21

Especificaciones técnicas de la válvula seleccionada

21/09/2004 10:10 FAX 55 0212 5422702 RIESE Y CIA

SERIES
8210


Specifications (English units)

Pipe Size (In.)	Orifice Size (In.)	Cr Flow Factor	Min. Inlet	Operating Pressure Differential (psi)						Max. Fluid Temp. °F		Bronze Body			Stainless Steel Body			Wet Rating / Class of Call Indication	
				Max. AC		Max. DC		AC	DC	Catalog Number	Costr. Ref. No. ①	UL Listing	Catalog Number	Costr. Ref. No. ②	UL Listing	AC	DC		
				Air/Water	Light Oil @ 300 SSU	Air/Water	Light Oil @ 300 SSU												
NORMALLY OPEN (Open when de-energized), NBR Sealing (PA Dia-Holder, except as noted)																			
3/8	3/8	1.5	0	150	175	-	40	40	-	180	180	8210073	2P	●	8210036	2P	●	6.1F	11.6F
3/8	3/8	3	0	150	150	-	40	40	-	180	150	8210593	3C	○	-	-	-	10.1F	11.6F
3/8	3/8	3	5	200	150	135	125	100	100	180	150	8210011	6D	○	-	-	-	8.1F	11.6F
3/8	3/8	3	5	300	300	200	-	-	-	175	-	821066	3D	○	-	-	-	17.1F	-
1/2	7/16	2.2	0	150	125	-	40	40	-	180	150	8210515	2P	●	8210637	2P	●	6.1F	11.6F
1/2	5/8	4	0	150	150	-	40	40	-	180	150	8210094	5C	○	-	-	-	10.1F	11.6F
1/2	5/8	4	0	150	150	125	40	40	-	175	150	-	-	-	8210687	7D	●	1.1F	11.6F
1/2	5/8	4	5	200	150	135	125	100	100	180	150	821062	5C	○	-	-	-	6.1F	11.6F
1/2	5/8	4	5	300	300	200	-	-	-	175	-	821067	5C	○	-	-	-	17.1F	-
1/2	5/8	4	5	300	300	-	500	200	-	160	125	8210622	5C	○	-	-	-	17.1F	40.6H
3/4	5/8	4.5	0	150	150	125	40	40	-	175	150	-	-	-	8210688	7D	●	17.1F	11.6F
3/4	3/4	5	5	125	125	125	100	90	75	180	150	821062	9D	○	-	-	-	6.1F	11.6F
3/4	3/4	5	0	150	150	-	40	40	-	180	150	8210695	8D	○	-	-	-	10.1F	11.6F
3/4	3/4	5.5	5	150	150	100	125	125	125	180	150	821063	11D	○	-	-	-	6.1F	11.6F
3/4	3/4	6	0	-	-	-	200	180	180	-	-	8210626	①	10P	-	-	-	-	20.6H
3/4	3/4	6	0	250	300	200	-	-	-	200	-	8210628	①	40P	●	-	-	-	16.1F
1	1	19	0	-	-	-	100	100	80	-	-	8210654	①	31D	○	8210689	15D	●	30.6H
1	1	18	0	150	125	125	-	-	-	180	-	8210654	41D	○	-	-	-	18.1F	-
1	1	18	5	150	150	100	125	125	125	180	150	821064	12D	○	-	-	-	6.1F	11.6F
1	1	13.5	0	300	225	115	-	-	-	200	-	8210627	①	42P	●	-	-	-	20.1F
1	1	13.5	10	300	300	300	-	-	-	175	-	8210676	3P	-	-	-	-	17.1F	-
1 1/4	1 1/8	15	0	-	-	-	100	100	80	-	-	8210655	①	32D	○	-	-	-	30.6H
1 1/4	1 1/8	15	0	150	125	125	-	-	-	180	-	8210655	43D	○	-	-	-	16.1F	-
1 1/4	1 1/8	16	6	150	150	100	125	125	125	180	150	821068	16D	○	-	-	-	6.1F	11.6F
1 1/2	1 1/4	22.5	0	-	-	-	100	100	80	-	-	8210656	①	33D	○	-	-	-	30.6H
1 1/2	1 1/4	22.5	0	160	125	125	-	-	-	180	-	8210696	①	44D	○	-	-	-	16.1F
1 1/2	1 1/4	22.5	5	150	150	100	125	125	115	180	150	8210622	18P	●	-	-	-	6.1F	11.6F
2	1 3/4	43	5	190	125	90	50	50	50	180	150	82100100	20P	●	-	-	-	6.1F	11.6F
2 1/2	1 3/4	45	5	190	125	90	50	50	50	180	150	82100101	21P	●	-	-	-	6.1F	11.6F
NORMALLY OPEN (Open when de-energized), NBR Sealing (PA Dia-Holder, except as noted)																			
3/8	3/8	3	0	150	130	125	125	125	90	180	150	8210633	23D	●	-	-	-	10.1F	11.6F
3/8	3/8	3	5	250	200	200	250	200	200	180	180	8210611	①	35D	●	-	-	10.1F	11.6F
1/2	5/8	4	0	150	150	125	125	125	90	180	150	8210634	23D	○	-	-	-	10.1F	11.6F
1/2	5/8	3	0	150	150	100	125	125	90	180	150	-	-	-	8210005	37D	●	10.1F	11.6F
1/2	5/8	4	5	250	200	200	250	200	200	180	180	8210612	①	39D	●	-	-	10.1F	11.6F
3/4	3/4	5.5	0	150	150	125	125	125	80	180	150	8210635	25D	○	-	-	-	10.1F	11.6F
3/4	5/8	3	0	150	150	100	125	125	90	180	150	-	-	-	8210610	39D	●	10.1F	11.6F
3/4	3/4	5.5	6	-	-	-	250	200	200	-	180	8210619	24D	●	-	-	-	16.6F	-
3/4	3/4	6.5	6	250	200	200	-	-	-	180	-	8210613	48D	●	-	-	-	18.1F	-
1	1	13	0	125	125	125	-	-	-	180	-	8210617	①	34D	○	-	-	20F	-
1	1	13	5	-	-	-	125	125	125	-	180	8210014	26D	○	-	-	-	16.6F	-
1	1	13	5	150	150	125	-	-	-	180	-	8210614	47D	○	-	-	-	16.1F	-
1 1/4	1 1/8	15	0	125	125	125	-	-	-	180	-	8210655	①	35D	○	-	-	20F	-
1 1/4	1 1/8	15	5	-	-	-	125	125	125	-	180	8210018	28D	○	-	-	-	16.6F	-
1 1/4	1 1/8	15	5	150	150	125	-	-	-	180	-	8210618	48D	○	-	-	-	16.1F	-
1 1/2	1 1/4	22.5	0	125	125	125	-	-	-	180	-	8210639	①	36D	○	-	-	20F	-
1 1/2	1 1/4	22.5	5	-	-	-	125	125	125	-	180	8210032	29D	○	-	-	-	16.6F	-
1 1/2	1 1/4	22.5	5	150	150	125	-	-	-	180	-	8210622	49D	○	-	-	-	16.1F	-
2	1 3/4	43	5	-	-	-	125	125	125	-	180	8210103	30P	○	-	-	-	16.6F	-
2	1 3/4	43	5	125	125	125	-	-	-	180	-	82106103	50P	○	-	-	-	16.1F	-
2 1/2	1 3/4	45	5	-	-	-	125	125	125	-	150	8210104	27P	○	-	-	-	16.6F	-
2 1/2	1 3/4	45	5	125	125	125	-	-	-	180	-	82106104	51P	○	-	-	-	16.1F	-

Notes:
 ① 5 psi on Air, 1 psi on Water
 ② Valve provided with PTFE main disc.
 ③ Valve includes Litter (i.e. E. trademark) piston.
 ④ Litter "D" denotes diaphragm construction; "P" denotes piston construction.
 ⑤ Safety Shutoff Valve; ⑥ General Purpose Valve.
 Refer to Engineering Section (Approvals) for details.

⑦ Values not available with Explosion/Proof enclosure.
 ⑧ On 50 Herz service, the max rating for the 6.1, 1.1, 5 and 8.1 watts.
 ⑨ AC construction also has PA listing.
 ⑩ No disc-holder.
 ⑪ Stainless Steel disc-holder.
 ⑫ Must have stemoid mounted vertical to upright.

2.10

Fuente: RIESE & CIA

Apéndice A-22: PREPARACIÓN DE TUBOS DE SISTEMAS HIDRÁULICOS



PREPARACION DE TUBOS Y RACORES ANTES DE SU INSTALACION EN UN SISTEMA HIDRAULICO

Requerimientos generales. Al instalar los tubos y racores de hierro y de acero en un sistema hidráulico, es necesario que estén completamente limpios, exentos de cascarilla y de toda clase de sustancias extrañas. Para conseguir esto, deben tomarse las medidas siguientes:

1. Los tubos y racores deben limpiarse con un cepillo metálico o con un aparato especial para limpieza de tubos. Se debe escariar el borde de los tubos después de cortarlo, para eliminar las rebabas.
2. Los tramos cortos de tubería y el racordaje de acero pueden chorrearse con arena para eliminar el óxido y la cascarilla. La aplicación de chorro de arena es un método seguro y eficiente para piezas cortas y rectas. No obstante, el chorreado no debe utilizarse si existe la más mínima posibilidad de que las partículas de arena permanezcan en taladros ciegos o en cavidades después de la limpieza.
3. En el caso de trozos largos de tubería o de trozos cortos doblados de forma que no sea práctico chorrear, las piezas se decapan químicamente. El proceso completo de decapado se explica más adelante.
4. Terminado el proceso de decapado, secar las piezas y almacenarlas.
5. Los tubos no deben soldarse, ni con soldadura ordinaria ni con soldadura con latón o plata, después del montaje, puesto que ello imposibilitaría una limpieza adecuada. Conviene curvarlos y montarlos cuidadosamente de forma que no sea necesario hacerlos flexionar para colocarlos en su sitio.
6. Si las conexiones se hacen por bridas, éstas deben ajustarse exactamente con las superficies de montaje y deben sujetarse con tornillos de longitud adecuada. Los tornillos o tuercas deben apretarse uniformemente para evitar distorsiones en las válvulas o en el cuerpo de las bombas.
7. Asegurarse de que todas las aberturas del sistema hidráulico estén convenientemente tapadas para impedir que entre suciedad o virutas metálicas cuando se realizan trabajos de taladro, roscado o soldadura sobre el sistema o en sus alrededores.
8. Deben inspeccionarse los accesorios roscados para impedir que virutas metálicas se introduzcan en el sistema hidráulico.
9. Antes de introducir en el sistema el aceite hidráulico, asegurarse de que éste es el indicado y de que está limpio. No debe recurrirse a filtrar con coladores de paño, ni utilizar aceite que haya estado contenido en recipientes contaminados.
10. Utilizar un colador con malla de 125 micras al llenar el depósito. Hacer funcionar el sistema

durante un rato para expulsar el aire de las conducciones. Añadir más aceite si es necesario.

11. Precauciones de seguridad. En las operaciones de limpieza y decapado que vamos a describir se utilizan productos químicos peligrosos. Estos deben guardarse únicamente en recipientes adecuados y manejarse con mucho cuidado.

PROCESO DE DECAPADO

(Según las características de los productos que se empleen, cabe modificar algunos puntos del proceso que se describe a continuación, con tal que se llegue a resultados análogos. Referirse a las recomendaciones del fabricante.)

1. Desengrasar cuidadosamente las piezas con un desengrasante adecuado, tal como tricloroetileno u otro producto comercial.
2. Depósito n° 1. Sumergir las piezas en una solución adecuada hasta que desaparezca por completo el óxido y la cascarilla. Utilizar para ello un compuesto desoxidante comercial en solución, tal como recomienda el fabricante. La solución no debe utilizarse a una temperatura que exceda la recomendada por el fabricante para evitar que el aditivo inhibidor correspondiente se evapore y deje una solución estrictamente ácida. El tiempo que la pieza debe permanecer sumergida en esta disolución depende de la temperatura de la misma y de la cantidad de óxido o de cascarilla que deban eliminarse.
3. Después del decapado, enjuagar las piezas en una corriente de agua fría y sumergirlas en el depósito n° 2, que contiene una mezcla de solución neutralizadora con agua, en las proporciones recomendadas por el fabricante. Esta solución debe utilizarse a la temperatura recomendada y las piezas deben permanecer sumergidas en la solución durante el tiempo recomendado por el fabricante.
4. Enjuagar las piezas en agua caliente.
5. Introducir las piezas en el depósito n° 3. El líquido que contiene lleva productos antioxidantes recomendados por el fabricante. Usualmente las piezas que se tratan se dejan secar permaneciendo todavía en ellas la solución antioxidante. Si las piezas deben almacenarse por algún tiempo, los extremos de las tuberías deben taparse para impedir que se introduzcan sustancias extrañas. No utilizar trapos ni hilachas de algodón puesto que depositarían pelusa en el interior de los tubos. Inmediatamente antes de utilizar los tubos y racores, limpiarlos completamente con una solución desengrasante adecuada.

Apéndice B

Limpiadores Químicos

A continuación se presentan el catalogo de algunas de las empresas que fabrican e importan productos para la limpieza de serpentines y metales en general.

Apéndice B-1

KONINSA C.A.

ALKA-ALUM LIMPIADOR DE SERPENTINES DE ALUMINIO

GENERALIDADES

ALKA-ALUM, es un limpiador líquido concentrado de tipo alcalino y especialmente formulado para limpiar serpentines de aire acondicionado. Su rápida acción espumante, remueve sucios endurecidos y resistentes, así como todo tipo de incrustaciones de los serpentines tales como grasa, hollín insectos, sucios en general. Mejora la transferencia de calor. No desprende vapores tóxicos e irritantes.

INSTRUCCIONES DE USO

Primero humedezca con agua la unidad a limpiar.

PARA LIMPIAR EVAPORADORES: diluya una (1) parte de **ALKA-ALUM** hasta diez (10) partes de agua, deje actuar por unos minutos y enjuague con agua a presión.

PARA LIMPIAR CONDENSADORES: diluya una (1) parte de producto hasta con cinco (5) partes de agua, deje actuar por unos minutos y enjuague con agua.

ESPECIFICACIONES FISICO QUIMICAS

- Apariencia: líquido blanco opaco no viscoso.
- Olor: muy suave
- Densidad: (1.20-1.25) a 25 °C.
- Solubilidad en agua: completa.
- Ph : 13.00-14.00

PRECAUCIONES

- Evite el contacto con los ojos, en caso de contacto enjuague con abundante agua por 15 minutos al menos. En caso de ingestión no induzca el vomito, de a tomar leche o clara de huevo. Acuda al médico.
- No use sobre aluminio decorativo, o tratado por algún proceso galvánico.
- Producto alcalino, no mezcle con limpiadores ácidos, la reacción es violenta.
- Almacene en lugar fresco.
- Manténgase alejado del alcance de los niños.

DISTRIBUIDO POR: KONINSA C.A.

e-mail: koninsa@cantv.net

Final Callejón Cecilio Acosta al lado del psiquiátrico de Yagua. Telf. 0241-8670632-fax 0241-8679830. Cel – 0414-3487403. 0414-4253273.
Valencia. Venezuela.

KONINSA C.A.
ALUMINIUM POLISH
Abrillantador de Aluminio Tipo Acido

GENERALIDADES

ALUMINIUM POLISH, es un limpiador liquido concentrado de tipo ácido formulado para limpiar serpentines de aire acondicionado de tipo ácido, actúa rápidamente eliminando óxidos blancos, rayas, manchas de hollín y el sucio en general de las cavas y camiones, es efectivo para la limpieza de colmenas y serpentines de aire acondicionado, aumentado su eficiencia..

VENTAJAS

- Es concentrado
- Produce mejor brillo y mas rápidamente.
- Acepta diluciones, lo más recomendable es hacer pruebas preliminares para cuantificar la cantidad de producto a utilizar.
- Es biodegradable.
- Seguro y fácil de usar.
- Mejora los procesos de transferencia de calor y por ende disminuyen los costos de producción.-contiene emulsificantes y humectantes

INSTRUCCIONES DE USO

Para limpiar evaporadores: diluya una (1) parte de **ALUMINIUM POLISH** hasta cinco 5 partes de agua, deje actuar por unos minutos y enjuague con agua a presión.

Para limpiar condensadores: diluya una (1) parte de producto hasta con tres (2) partes de agua, deje actuar por unos minutos y enjuague.

Cavas de aluminio. Diluir una parte de **ALUMINIUM POLISH** hasta quince (15) partes de agua, aplique la solución con cepillo de cerdas blandas desde abajo hacia arriba, para evitar manchas por escurrido. Enjuague con abundante agua a presión.

Túneles de lavado y engrase:

Diluya una parte de **ALUMINIUM POLISH** hasta con dos (2) partes de agua, aplique con rociador, cepillo, brocha o mopa, deje penetrar por unos minutos y remueva con agua a presión.

APLICACIONES:

Se utiliza en la limpieza de serpentines de aire acondicionado, túneles de lavado.

PRECAUCIONES

- Producto ácido, use guantes de neopreno, lentes y colocar duchas en el sitio.
- Evite el contacto con los ojos, piel y ropa. En caso de contacto enjuague con abundante agua por lo menos 15 minutos.
- Evite ingerir este producto, en caso de ingestión no induzca al vomito. Acuda al medico de inmediato.
- Para almacenamiento asegúrese que estén bien cerrados los envases, ubicados en sitios con buena y adecuada ventilación, ya que espontáneamente emite o desprende vapores corrosivos.
- Manténgase alejado del alcance de los niños

DISTRIBUIDO POR: KONINSA C.A.

e-mail: koninsa@cantv.net

Final Callejón Cecilio Acosta al lado del psiquiátrico de Yagua. Telf. 0241-8670632-fax 0241-8679830. Cel – 0414-3487403. 0414-4253273. Valencia. Venezuela.

KONINSA C.A.

DESINCRUST

Removedor de Incrustaciones

GENERALIDADES

SE TRATA DE UN PODEROSO DESINCRUSTANTE QUE CONTIENE ÁCIDOS CON INHIBIDORES DE CORROSIÓN, PARA SER USADO PURO O DILUIDO, EN AQUELLOS EQUIPOS EN DONDE HAY ACUMULACIÓN Y SEDIMENTACIÓN DE SÓLIDOS, EN DONDE SE SOSPECHE LA PRESENCIA DE UNA INCRUSTACIÓN POR CARBONATOS O SULFATOS. TENIENDO COMO CONSECUENCIA UN AUMENTO EN LA PRESIÓN HIDROSTÁTICA EN LAS CALDERAS, AUMENTO DE TEMPERATURA EN LOS CABEZALES DE LOS CONDENSADORES (TORRES DE ENFRIAMIENTO), SE INCREMENTA EL CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA, DISMINUYE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS INTERCAMBIADORES Y SE AUMENTAN LOS COSTOS POR REPOSICIÓN DE EQUIPOS.

LA FORMULA DE ESTE PRODUCTO LE PERMITE ACTUAR SOBRE TODO TIPO DE SÓLIDOS MINERALES TALES COMO: CALCIO, MAGNESIO Y SULFATO. CUANDO LA INCRUSTACIÓN ES CAUSADA POR CARBONATOS SE RECOMIENDA UTILIZAR EL **DESINCRUST** EN FRÍO, CUANDO LA INCRUSTACIÓN ES DE SULFATOS HAY QUE CALENTAR EL MISMO.

HAY QUE TRATAR EN LO POSIBLE QUE LAS CALDERAS Y TORRES DE ENFRIAMIENTO TENGAN UN BUEN TRATAMIENTO PREVENTIVO QUE OFREZCA PRODUCTOS QUÍMICOS QUE EVITEN LA CORROSIÓN E INCRUSTACIÓN, YA QUE HAY CASOS QUE ES MUY DIFÍCIL REMOVER LAS INCRUSTACIONES SOBRETUDO LAS FORMADAS POR SÍLICE. ADEMÁS HAY QUE VERIFICAR, QUE TODOS LOS FACTORES RELACIONADOS CON LA BUENA OPERATIVIDAD DE LA CALDERA O TORRE ESTÉN BAJO CONTROL, COMO SON HACER LAS PURGAR A TIEMPO, REGENERAR EL SUAVIZADOR, QUE LAS BOMBAS DOSIFICADORES DE PRODUCTO QUÍMICO Y VÁLVULAS ESTÉN EN BUENAS CONDICIONES. ESTE PRODUCTO TIENE LA PARTICULARIDAD DE ACTUAR SOBRE LA INCRUSTACIÓN SIN ATACAR EL METAL SIEMPRE Y CUANDO ESTE BIEN PLANIFICADA EL TRABAJO DE DESINCRUSTACION DEL EQUIPO O EL SISTEMA A LIMPIAR, YA QUE ES IMPORTANTE RECORDAR QUE EL PRODUCTO DEBE PERMANECER EN EL SISTEMA CIERTO TIEMPO, DE TAL MANERA, QUE SE ASEGURE LA DESINCRUSTACIÓN DEL EQUIPO Y NO LA PERFORACIÓN DE LOS MISMOS. ESTE PRODUCTO ES MUY DELICADO Y ES SUMINISTRADO INCLUYENDO ASESORÍA TÉCNICA QUE VA A DEPENDER DE SISTEMAS EN PARTICULAR Y QUE GRADO DE CORROSIÓN PRESENTE EN EL MISMO.

Siempre es recomendable, tener el historial del sistema, una muestra de la incrustación, conocer las dimensiones del área, así como que tipo de metal, la temperatura, la recirculación y los riesgos involucrados en el proceso.

Por ultimo hay que canalizar el desecho, envasándolo en tambores plásticos y neutralizándolo. Hay varias opciones, o se almacena, se vende a una empresa que adquiera desechos y por último la alternativa mas desfavorable es descargarlo en pequeñas cantidades hacia el efluente.

APLICACIONES:

Torres de enfriamiento, calderas, intercambiadores de calor, evaporadores de placas, tuberías de colector de agua salada, sistemas de enfriamiento, tuberías, intercambiadores de calor, válvulas entre otros.

PRECAUCIONES

- Producto ácido, use guantes de neopreno, lentes y colocar duchas en el sitio.
- Evite el contado con los ojos, piel y ropa. En caso de contacto enjuague con abundante agua por lo menos 15 minutos.
- Evite ingerir este producto, en caso de ingestión no induzca al vomito. Acuda al medico de inmediato.
- Para almacenamiento asegúrese que estén bien cerrados los envases, ubicados en sitios con buena y adecuada ventilación, ya que espontáneamente emite o desprende vapores corrosivos.
- Manténgase alejado del alcance de los niños

DISTRIBUIDO POR: KONINSA C.A.

e-mail: koninsa@cantv.net

Final Callejón Cecilio Acosta al lado del psiquiátrico de Yagua. Telf. 0241-8670632-fax 0241-8679830. Cel – 0414-3487403. 0414-4253273. Valencia. Venezuela

KONINSA C.A.

SEGURIDAD INDUSTRIAL

IDENTIFICACION DEL PRODUCTO

NOMBRE: **ALKA ALUM** es una mezcla de Tensoactivos no iónicos, cáusticos y agua.

Sustitutos: no aplica

EL ALKA ALUM, se puede usar puro o diluido con agua.

Usos: Es un limpiador líquido concentrado de tipo alcalino y especialmente formulado para limpiar serpentines de aire acondicionado. Su rápida acción espumante, remueve sucios endurecidos y resistentes, así como todo tipo de incrustaciones de los serpentines tales como grasa, hollín insectos, sucios en general. Mejora la transferencia de calor. No desprende vapores tóxicos e irritantes.

II PROPIEDADES QUIMICAS Y FISICAS

-Apariencia: liquido blanco opaco no viscoso.

-Olor: muy suave

-Gravedad específica:

(0.85-0.95) a 25 °C.

-Solubilidad en agua: completa.

-Ph : 13.00-14.00

III IDENTIFICACION DE RIESGOS

Riesgos para la salud humana

Causa irritación en las membranas mucosas y en la piel. Se recomienda usar los implementos de seguridad como lentes, guantes, botas de goma, delantal, mascara contra gases. Riesgos de seguridad

Este producto no es inflamable. No hay riesgo de que se descomponga.

Riesgos al medio ambiente:

Este producto es un limpiador de serpentines de tipo alcalino, no mezclar con productos ácidos. No use sobre aluminio decorativo, o tratado por algún proceso galvánico.

IV REACTIVIDAD

Estabilidad química: es un producto muy estable en condiciones normales.

Condiciones a evitar: No mezcle con productos ácidos, la reacción es violenta.

V RIESGOS A LA SALUD

Efectos tóxicos: vías primarias de entrada: inhalación y a través de la piel. Irritación de las membranas mucosas. Irritación de la piel.

Primeros auxilios.

Piel y ojos: lavarse con gran cantidad de agua al menos 15 minutos.

Ingestión: En caso de ingestión no induzca el vomito, de a tomar leche o clara de huevo.

Acuda al médico.

Inhalación: sacar al aire puro, de ser necesario administrar oxígeno.

VI PROCEDIMIENTO EN CASOS DE DERRAME O FUGA

Pasos a seguir en caso de derrame o fuga.

Precauciones personales: proveerse de los equipos de protección señalados en el punto VII.

Método de limpieza del derrame

Recoger el producto mediante tierra o arena.

Se debe cumplir con la normativa legal vigente.

Precauciones para el medio ambiente:

Evite el derrame masivo.

En el entorno inmediato. Represe con arena o tierra.

VII MEDIDAS DE PROTECCION

Tipo de protección respiratoria. Respirador con cartucho (media cara).

Protección para las manos. Guantes de goma (neopreno)

Protección a los ojos. Lentes o pantallas.

Protección adicional. Delantal. Botas de seguridad.

VIII PRECAUCIONES PARA MANEJO Y ALMACENAMIENTO

Para manejo y almacenamiento. Extreme las precauciones. Evite derrames innecesarios.

Leer bien las instrucciones indicadas en la etiqueta antes de su manipulación.

Almacenamiento: almacene en lugares techados, sobre paletas, bien ventilados y muy secos.

IX INFORMACION ECOLOGICA

Contaminación acuática

El **ALKA ALUM**, es un fuerte limpiador de serpentines de tipo alcalino, se recomienda utilizarlo diluido, para que disminuya el efecto que pueda causar en el cuerpo receptor de aguas residuales. Además no posee ningún componente que afecte la capa de ozono.

KONINSA C.A.

SEGURIDAD INDUSTRIAL

IDENTIFICACION DEL PRODUCTO

Nombre: **DESINCRUST**

Formula química: es una mezcla de ácidos e inhibidores de corrosión. Se puede usar puro o diluido en agua.

Usos: desincrustante de tuberías de sistemas de vapor y enfriamiento.

Actúa rápidamente eliminando la incrustación bien sea en base a sulfatos o carbonatos.

Es efectivo para desincrustar, tuberías, válvulas, calderas, evaporadores y torres de enfriamiento.

II PROPIEDADES QUIMICAS Y FISICAS

Apariencia : liquido incoloro transparente, no viscoso

Olor típico ligeramente irritante característico a ácidos inorgánicos.

Ph : al 1% 1,0 - 3,0

punto de fusión: no determina

Flash point: nulo. Viscosidad Brookfield cps a 25 °C: nulo

punto de ignición: nulo

punto de auto ignición: nulo

densidad g/cc: 0,80- 1,0 a 25 °C

color: de incoloro a ligeramente blanquecino

III IDENTIFICACION DE RIESGOS

Riesgos para la salud humana

Causa irritación en la membranas mucosas y en la piel. Se recomienda usar todos los implementos de seguridad.

Riesgos de seguridad

Este producto no es inflamable, pero puede reaccionar generando vapores.

Riesgos al medio ambiente:

Este producto es un ácido fuerte. Un derrame importante puede producir desequilibrios

En el Ph natural del agua, debe asegurarse su total neutralización antes de incorporarse a

Las aguas residuales.

IV REACTIVIDAD

Estabilidad química: es un producto muy estable en condiciones normales

Condiciones a evitar: temperaturas extremas ya que el producto puede experimentar

Descomposición térmica emitiendo vapores tóxicos.

Materiales a evitar: reacciona con metales y base (álcalis)

V RIESGOS A LA SALUD

Efectos tóxicos:

Vías primarias de entrada: inhalación y a través de la piel. Irritación de las membranas Mucosas. Irritación de la piel.

Primeros auxilios.

Piel y ojos: lavarse con gran cantidad de agua al menos 15 minutos.

Ingestión: enjuague bien la boca con agua. Tome agua abundante

Para causar la disolución del producto en el estomago. No induzca el vomito.

Acuda al medico rápidamente.

Inhalación: sacar al aire puro, de ser necesario administre oxigeno.

VI PROCEDIMIENTO EN CASOS DE DERRAME O FUGA

Pasos a seguir en caso de derrame o fuga.

Precauciones personales: proveerse de los equipos de protección.

Elimine o neutralice toda fuente de ignición o chispa.

Método de limpieza del derrame

Una vez neutralizado con bicarbonato de sodio. Recoger con tierra o arena.

Vaciar luego en recipientes adecuados.

Precauciones para el medio ambiente:

Conducir los desechos a una planta de incineración para su eliminación final y ecológica. En todo caso cumplir con la Legislación Ambiental.

VII MEDIDAS DE PROTECCION

Tipo de protección respiratoria. Respirador con filtro de cartucho para solventes.

Protección para las manos. Guantes de goma (neopreno)

Protección a los ojos. Lentes o pantallas.

Protección adicional. Botas de seguridad.

VIII PRECAUCIONES PARA MANEJO Y ALMACENAMIENTO

Para manejo y almacenamiento. Extreme las precauciones. Evite derrames innecesarios. Leer bien las instrucciones indicadas en la etiqueta antes de su manipulación.

Almacenamiento: almacene en lugares techados, sobre paletas, bien ventilados y muy secos.

IX INFORMACION ECOLOGICA

El **DESINCRUST** puede afectar el Ph natural de las fuentes de agua. Debe asegurarse su total neutralización antes de incorporar a las aguas residuales.

Apéndice B-2: Productos de limpieza DIXIE

	Producto
	ÁCIDO MURIÁTICO 20% 10103019 Ácido muriático al 20% para procesos industriales.
	ACTIV 800 10102002 Limpiador/Desengrasante de uso pesado. Limpia grasas, aceites, carbón y mugre pesada en todo tipo de superficies lavables y para trabajos pesados de limpieza. De espuma controlada y emulsificación espontánea.
	ACTIV POWER 10103003 Desengrasante Industrial de uso pesado altamente alcalino. Para los trabajos de limpieza mas difíciles y pesados. Especialmente recomendado para trabajos de limpieza con equipos mecánicos.
	ACTIV VIII 10102001 Detergente/Desengrasante multipropósito para áreas de proceso de alimentos. Especialmente formulado para limpiar y remover el sucio y grasas de equipos y todo tipo de superficies lavables. El producto original de la serie Emulsión Positiva. Recomendado para limpieza manual.
	ALCANOX 10103005 Detergente/Desengrasante en polvo industrial. Se mezcla con agua para limpiar y remover el sucio y grasas de pisos y otras superficies.



AUTO FOAM
10103008

Compuesto detergente para vehículos. Es un producto seguro, de libre enjuague, que restaura el brillo original de la superficie, dejando una película protectora.



CLORO 10.5%
10103020

Solución industrial de Hipoclorito de Sodio al 10.5%. Limpia, blanquea y desinfecta.



ENZYME 2001
10102012

Desodorante y limpiador a base de enzimas. Las enzimas y bacterias vivas en este producto digieren materia orgánica y grasas típicas de áreas de preparación de alimentos que producen malos olores y contaminación. Especialmente recomendado para trampas de grasas, tuberías y drenajes.



GRIMEX
10103011

Limpiador de aluminio. Para serpentines y coils de aires acondicionados y equipos de refrigeración. En minutos extrae el sucio por sí solo sin necesidad de agitación o cepillo.



LAVA - TUFF
10103010

Jabón crema limpiadora para manos de mecánicos. Limpia grasas, tintas, aceites, etc. De las manos más sucias. No necesita enjuague con agua.

Apéndice C
Estructuras

Apéndice C-1

ESPESORES MÁXIMOS DE LOS CORDONES DE SOLDADURA DE FILETE

<u>t (mm)</u>	<u>D_{max} (mm)</u>	
4	4	
5	5	
6	6	
7	6	
8	6	
≥ 9	(t - 2 mm)	<p>Para $t_2 \geq 8 \text{ mm}$:</p> $D_2 = t_2 - 2 \text{ mm}$

Apéndice C-2

TENSIONES ADMISIBLES EN PERNOS.

<u>TENSIONES ADMISIBLES EN CONECTORES</u> (Kg/cm ²)			
<u>Tipo de conector</u>	<u>Tracción</u> (F_t)	<u>Corte</u> (F_v)	
		Conexión por fricción	Conexión por aplastamiento
Remaches A502 grado 1 remachados en caliente	1.400		1.050
Remaches A502 grado 2 remachados en caliente	1.900		1.400
Pernos A307	1.400		700
Pernos A325 (Rosca incluida en los planos de corte)	2.800	1.050	1.050
Pernos A325 (Rosca excluida de los planos de corte)	2.800	1.050	1.550
Pernos A490 (Rosca incluida en los planos de corte)	3.800	1.400	1.580
Pernos A490 (Rosca excluida de los planos de corte)	3.800	1.400	2.250
Partes roscadas de acero	$0,6 F_y$		$0,3 F_y$

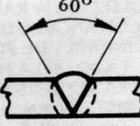
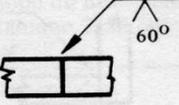
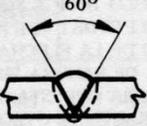
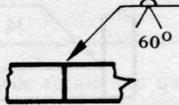
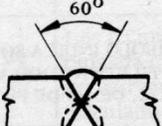
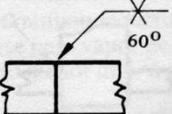
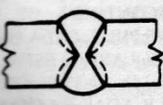
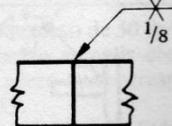
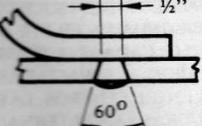
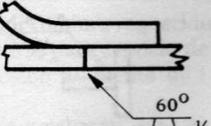
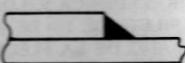
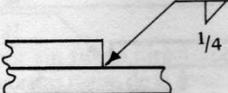
Apéndice C-4

MAXIMA PRESION INTERNA PERMITIDA DE OPERACION PARA TUBOS									
Los cálculos se basan en la fórmula:									
$P = \frac{2SEt}{D + 1.2t} \quad , \text{ donde}$									
P = Máxima presión permitida de operación, lb/pulg ² manométricas.									
S = 15 000 lb/pulg ² manométricas, valor del esfuerzo de los materiales que se utilizan más comúnmente para tubos (A53B, A106B) a temperaturas de -20 a 650°F. Para temperaturas mayores, véanse las notas al final de las tablas.									
E = 1.0, eficiencia de la junta del tubo sin costura.									
D = Diámetro interior del tubo, pulg.									
t = Espesor mínimo de la pared del tubo, pulg (0.875 por el espesor nominal).									
Los valores subrayados corresponden a la máxima presión permitida para el tubo bajo condiciones de corrosión, cuyo espesor de pared sea el espesor mínimo del tubo de pared estándar más el margen por corrosión.									
DIAM. NOM. DEL TUBO	DESIGNACION	ESPESOR DE LA PARED DEL TUBO		MARGEN POR CORROSION, EN PULG					
		NOM.	MIN.	0	1/16	1/8	3/16	1/4	
Máxima presión permitida, lb/pulg ² man.									
1/2	Est.	0.109	0.095	<u>3730</u>	1198				
	Reforzado	0.147	0.129	5252	2534	143			
	Céd. 160	0.187	0.164	6941	<u>4013</u>	1447			
	Doblemente ref.	0.294	0.257	12153	8526	5392	2658	252	
3/4	Est.	0.113	0.099	<u>3059</u>	1072				
	Reforzado	0.154	0.135	4299	2192	288			
	Céd. 160	0.218	0.191	6386	<u>4069</u>	1985	100		
	Doblemente ref.	0.308	0.270	9712	7041	<u>4657</u>	2515	580	
1	Est.	0.133	0.116	<u>2847</u>	1261				
	Reforzado	0.179	0.154	3959	2287	744			
	Céd. 160	0.250	0.219	5764	<u>3946</u>	2274	732		
	Doblemente ref.	0.358	0.313	8820	7423	<u>4842</u>	<u>3099</u>	1494	
1-1/4	Est.	0.140	0.123	<u>2362</u>	1126				
	Reforzado	0.191	0.167	3282	1988	774			
	Cédula 160	0.250	0.219	4424	<u>3059</u>	1779	578		
	Doblemente ref.	0.382	0.334	7194	5645	<u>4200</u>	<u>2848</u>	1582	
1-1/2	Est.	0.145	0.127	<u>2118</u>	1046	31			
	Reforzado	0.200	0.175	2982	1864	806			
	Cédula 160	0.281	0.246	4333	<u>3139</u>	2013	947		
	Doblemente ref.	0.400	0.350	6481	5164	<u>3924</u>	<u>2754</u>	1648	
2	Est.	0.154	0.135	<u>1786</u>	938	126			
	Reforzado	0.218	0.191	2578	1696	852	44		
	Cédula 160	0.343	0.300	4215	<u>3260</u>	<u>2348</u>	1477	642	
	Doblemente ref.	0.436	0.382	5537	4522	3553	<u>2629</u>	1744	

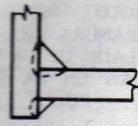
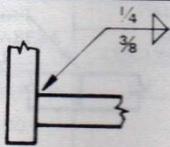
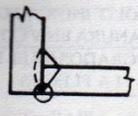
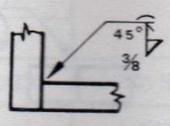
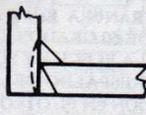
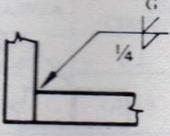
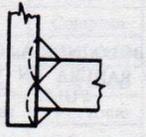
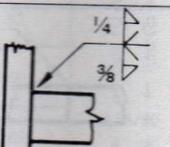
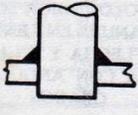
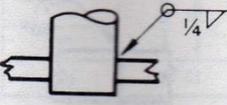
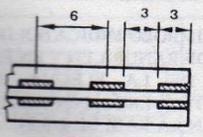
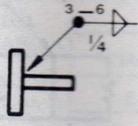
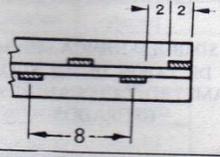
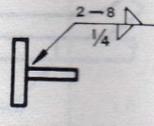
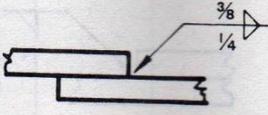
Apéndice C-5

TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS				
TIPOS NORMA UW-12	EFICIENCIA DE LA JUNTA, E Cuando la junta es:			
		a. Radiogra- fiada total- mente	b. Examinada por zonas	c. No Examinada
<p>1</p> 	<p>Jointa a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza.</p> <p>Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse ésta después de terminar la soldadura.</p>	1.00	0.85	0.70
<p>2</p>  <p>En juntas circunferenciales únicamente</p>	<p>Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar</p>	0.90	0.80	0.65
<p>3</p> 	<p>Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo</p>	—	—	0.60
<p>4</p> 	<p>Junta a traslape de doble filete completo</p>	—	—	0.55
<p>5</p> 	<p>Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón</p>	—	—	0.50
<p>6</p> 	<p>Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón</p>	—	—	0.45

Apéndice C-6

SIMBOLOS DE SOLDADURA		
SOLDADURA	SIMBOLO	SIGNIFICADO DEL SIMBOLO
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE RANURA ESCUADRADA EN EL LADO DE LA FLECHA. ABERTURA EN LA RAIZ 1/8 PULG
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE RANURA EN V CON ANGULO DE 60 GRADOS EN EL LADO DE LA FLECHA
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE RANURA EN V CON ANGULO DE 60 GRADOS EN EL LADO DE LA FLECHA Y SOLDADURA DE RESPALDO DEL TIPO DE CORDON EN EL OTRO LADO
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE RANURA EN V DE 1/2 PULG
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE RANURA EN V EN EL LADO DE LA FLECHA Y EN LA CARA OPUESTA CON ANGULO DE 60 GRADOS
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE RANURA EN V EN EL LADO DE LA FLECHA Y EN EL OTRO LADO CON ABERTURA EN LA RAIZ DE 1/8 PULG
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE TAPON DE 1/2 PULG DE DIAMETRO Y CON ANGULO DE 60 GRADOS
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE FILETE DE 1/4 DE PULG

SIMBOLOS DE SOLDADURA

SOLDADURA	SIMBOLO	SIGNIFICADO DEL SIMBOLO
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE FILETE DE 3/8 DE PULG EN EL LADO DE LA FLECHA Y DE 1/4 DE PULG EN LA CARA OPUESTA
		EL SIMBOLO INDICA RANURA BISELADA CON ANGULO DE 45 GRADOS, SOLDADURA DE FILETE DE 3/8 EN EL LADO DE LA FLECHA Y SOLDADURA POSTERIOR DEL TIPO DE CORDON EN EL LADO CONTRARIO
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE FILETE DE 1/4 DE PULG EN EL LADO DE LA FLECHA Y SOLDADURA DE RANURA BISELADA EN LA CARA OPUESTA. ESMERILESE A RAS EN EL OTRO LADO
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE RANURA BISELADA Y DE FILETE DE 3/8 DE PULG EN EL LADO DE LA FLECHA, RANURA BISELADA Y SOLDADURA DE FILETE DE 1/4 EN LA CARA OPUESTA
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE FILETE A TODO ALREDEDOR, DE 1/4 DE PULG
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DISCONTINUA DE FILETE DE 1/4 DE PULG. CADA UNA DE 3 PULG DE LARGO, ESPACIADAS A 6 PULG ENTRE CENTROS, APLICADAS EN CAMPO
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DISCONTINUA DE FILETE DE 1/4 DE PULG, CADA UNA DE 2 PULG DE LARGO Y ESPACIADAS A 8 PULG ENTRE CENTROS. LAS SOLDADURAS VAN ALTERNADAS
		EL SIMBOLO INDICA SOLDADURA DE FILETE DE 1/4 DE PULG EN EL LADO DE LA FLECHA Y DE 3/8 EN EL OTRO LADO

Apéndice C-8

RESISTENCIA QUIMICA DE LOS METALES

Precaución: No utilice la tabla sin leer las notas de pie de página y el texto.

Clasificación por resistencia: A = Bueno; F = Regular; C = Precaución, depende de las condiciones; X = No se recomienda.

Sustancia	Hierro y acero	Latón rojo	Bronce comercial	Plomo	Cobre	Aluminio	Níquel	Inconel	Metal Monel	Ac. Inox. Tipo 304	Ac. Inox. Tipo 316	Ac. Inox. Tipo 347	Ac. Inox. Carpenter "20"	Hastelloy "B" o "C"
Acido acético, crudo	C	C	F	C	F	A	C	C	C	C	C	C	A	A
Puro	X	C	F	C	F	A	C	C	C	C	C	C	A	A
Vapores	X	C	F	C	F	A	C	C	C	C	C	C	A	A
150 lb/pulg ² a 400°F	X	-	X	X	F	C	-	C	C	-	C	C	A	A
Anhídrido acético	C	F	F	A	F	A	A	A	A	F	A	A	A	A
Acetona	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acetileno	A	X	X ₅	A	A	X ₅	A	A	A	-	A	A	A	A
Cloruro de aluminio	X	C	C	X	C	C	C	C	C	X	C	X	A ₂	A ₂
Sulfato de aluminio	X	F	F	A	C	C	C	C	C	A	A	A	A	A
Alumbres	X	F	F	A	F	C	F	C	-	A	A	A	A	A
Gas amoniaco, seco	F	A	A	A	A	A	-	A ₃	-	A	A	A	A	A
húmedo	F	X	X	A	X	C	C	A	C	A	A	A	A	-
Cloruro de amonio	F	X	X	A	X	C	A	C	A	C	C	C	A	A ₅
Hidróxido de amonio	A	X	X	A	X	A	C	A	C	A	A	A	A	A
Nitrato de amonio	F	X	X	X	X	A	A	-	A ₄	A	A	A	A	A
Fosfato de amonio	C	C	C	A	C	C	A ₅	F	A ₄	A	C	C	A	A ₅
Sulfato de amonio	F	C	C	A	C	C	A ₅	F	A ₄	A	C	C	A	A
Anilina, aceite de anilina	A	X	X	-	X	X	-	-	-	A	A	A	A	A
Colorantes de anilina	-	-	-	-	-	-	-	-	-	A	A	A	A	A
Cloruro de bario	-	-	-	-	-	-	-	A	-	C	C	-	F	A ₆
Hidróxido de bario	-	-	-	X	X	X	A	-	-	A	A	-	A	-
Sulfuro de bario	-	-	-	A	X	-	-	-	-	A	A	A	-	-
Cerveza	C	-	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	-	A
Licores de azúcar de remolacha	C	-	-	A	A	C	A	A	A	A	A	A	A	A
Benceno, benzol	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Bencina, éter de petróleo, nafta	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Licor negro de sulfato	A	-	A	F	X	-	A	A	A	A	A	-	A	-
Acido bórico	X	A	F	C	C	-	A	-	-	A	A	A	A	A
Bromo	X	C	C	-	C	X	C	C	C	X	X	X	A	A

Las notas continúan en la página siguiente

1. En ausencia de oxígeno
2. 125° máximo.
3. Todos los porcentajes; 70°.
4. Hasta ebullición.
5. 5% a temperatura ambiente.
6. Hasta 122°.
7. El hierro y el acero se pueden oxidar considerablemente en presencia de agua y aire
8. Las aleaciones de alto contenido de cobre están prohibidas por las normas; el latón amarillo es aceptable.
9. El Hastelloy "C" se recomienda hasta 105°.
10. Cuando el color no es importante. No usar con ácido c.p.
11. De temperatura ambiente hasta 212°. La humedad inhibe el ataque.
12. Gas; 70°
13. Hasta 500°.
14. Hastelloy "C" a temperatura ambiente.
15. Desde temperatura ambiente hasta 158°.
16. A temperatura ambiente.
17. Cuando no es objetable la decoloración.
18. 5% máximo; 150° máximo.
19. Satisfactorio para vapores hasta 212°.

RESISTENCIA QUIMICA DE LOS METALES

Clasificación por resistencia: A = Bueno; F = Regular; C = Precaución, depende de las condiciones; X = No se recomienda.

Precaución: No utilice la tabla sin leer las notas de pie de página y el texto.

Sustancia.	Hierro y acero	Latón rojo	Bronce comercial	Plomo	Cobre	Aluminio	Níquel	Inconel	Metal Monel	Ac. Inox. Tipo 304	Ac. Inox. Tipo 316	Ac. Inox. Tipo 347	Ac. Inox. Carpenter "20"	Hastelloy "B" o "C"
Butano	A	A	A	-	-	A	-	-	A	A	A	A	A	A
Alcohol butílico, butanol	A ₇	F	F	A	F	C	A	A	A	C	C	C	A	A
Cloruro de calcio	F	F	F	X	F	C	A	A	A	C	F	C	C	A
Hipoclorito de calcio	C	C	F	X	C	C	A	A	A	C	C	C	C	A
Acido carbólico, fenol	A ₁₀	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Bióxido de carbono, seco	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Húmedo	C	A	A	X	F	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Tetracloruro de carbono	C	A	F	A	C	F	A	A	A	A	A	C	A	A
Cloro, seco	A	C	A	F	A	X	A	A	A	X	A ₁₂	X	A ₁₃	A
Húmedo	X	X	C	F	A	X	X	X	X	C	C	X	X	A ₁₄
Acido crómico	C	X	X	A	A	C	F	A	A	C	C	C	C	A ₁₅
Acido cítrico	X	A	A	A	A	C	F	A	A	A	A	A	A	A
Eteres	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Etilenglicol	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cloruro férrico	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	C	X	X	F ₁₄
Sulfato férrico	X	X	X	A	X	F ₁₆	C	C	X	A	C	A	A	A ₁₅
Formaldehído	F ₁₇	A	A	-	-	A	C	X	F	A	C	C	C	A
Acido fórmico	X	A	A	A	A	C	X	F	A	F	A ₁₈	A ₁₈	C	A
Freón, seco	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Furfural	A	A	C	-	-	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Gasolina, agria	C	X	X	A	X	A	A	A	A	C	A	A	A	A
Refinada	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Glicerina, glicerol	A ₁₇	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acido clorhídrico, < 150°F	X	C	C	C	F	C	X	C	C	F	X	X	X	A ₁₈
Acido fluorhídrico, frío, < 65%	X	X	X	X	C	X	X	C	A	X	X	X	X	A ₁₉
> 65%	X	X	X	F	C	X	X	C	-	A	X	X	X	A ₂₀
Caliente < 65%	X	X	X	X	X	X	X	X	C	A	X	X	X	A ₂₁
> 65%	X	X	X	X	X	X	X	C	A	A	X	X	X	A ₂₂
Hidrógeno gaseoso, frío	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A

Las notas continúan en la página siguiente

1. En ausencia de oxígeno.
2. 125° máximo.
3. Todos los porcentajes; 70°.
4. Hasta ebullición.
5. 5% a temperatura ambiente.
6. Hasta 122°.
7. El hierro y el acero pueden oxidarse considerablemente en presencia de agua y aire.
8. Las aleaciones de alto contenido de cobre están prohibidas por las normas; el latón amarillo es aceptable.
9. Hastelloy "C" se recomienda hasta 105°.

10. Cuando el color no es importante. No usar con ácido c.p.
11. De temperatura ambiente a 212°. La humedad inhibe el ataque.
12. Gas; 70°.
13. Hasta 500°.
14. Hastelloy "C" a temperatura ambiente.
15. De temperatura ambiente hasta 158°.
16. A temperatura ambiente.
17. Cuando no es objetable la decoloración.
18. 5% máximo; 150° máximo.
19. Satisfactorio para vapores hasta 212°.

RESISTENCIA QUIMICA DE LOS METALES

Precaución: No utilice la tabla sin leer las notas de pie de página y el texto.

Clasificación por resistencia: A = Bueno; F = Regular; C = Precaución, depende de las condiciones; X = No se recomienda.

Sustancia	Hierro y acero	Latón rojo	Bronce comercial	Plomo	Cobre	Aluminio	Níquel	Inconel	Metal Monel	Ac. Inox. Tipo 304	Ac. Inox. Tipo 316	Ac. Inox. Tipo 347	Ac. Inox. Carpenter "20"	Hastelloy "B" o "C"
Peróxido de hidrógeno	C	C	F	C	C	C	C	C	C	A	A	C	A	A
Sulfuro de hidrógeno, seco (20)	A	X	X	-	X	A	C	C	C	A	A	C	A	A
Húmedo	C	X	X	-	X	A	C	C	C	A	A	C	A	A
Lacas (solventes)	C	C	C	A	C	A	C	C	C	A	A	A	A	A
Acido láctico	X	A	A	A	C	F	A	A	A	A	A	A	A	A
Aceites lubricantes, refinados	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cloruro de magnesio	F	F	F	X	F	F	A ₂₁	A ₂₁	A ₂₁	C	C	C	A	A ₁₅
Hidróxido de magnesio	A	C	C	-	X	X	A	A	A	A	A	A	A	A
Sulfato de magnesio	C	A	-	-	A	C	A	A	A	A	A	A	A	A
Mercurio	A	X	X	-	X	X	A	A	A	A	A	-	A	-
Gas natural	A	C	C	A	C	X	A	A	A	A	A	A	A	A
Acido nítrico, crudo	X	X	X	X	X	A ₂₂	X	C	X	A	A	A	A	A
diluido	X	X	X	X	X	A ₂₂	X	C	X	A	A	A	A	C
concentrado	X	X	X	X	X	A ₂₂	X	X	X	A	A	A	A	C ₃₃
Acido oleico	C	A	A ₂₃	X	C ₂₃	A ₁₆	A	A	A	A	A	A	A	-
Acido oxálico	C	A	A	X	C	C	F	A	A	A	A	A	A	A ₁₆
Acido palmítico	C	C	A ₂₃	C	C ₂₃	A	A	A	A	C	F	C	A	A
Aceites de petróleo, < 500°F - crudo	A	C	C	A	C	A	C	A	C	A	A	A	A	A
Acido fosfórico	C	C	C ₂₄	C	C ₂₄	X	C	C	C	C	F	A	A ₂₆	A
Hidróxido de potasio	C	X	X	X	X	X	A	A	A	C	C	-	-	A
Sulfato de potasio	C	A	-	A	A	A	A	A	A	F	F	A	-	A ₁₆
Propano	A	A	A	A	A	A	A	A	A	F	F	A	-	A
Gas de cloacas	C	X	X	A	C	A	C	A	C	A	A	A	-	A
Ceniza de sosa (carbonato de sodio)	A	F	F	A	C	C	A	A	A	A	A	-	-	A
Bisulfato de sodio	X	F	F	A	C	C	-	A	A	A	A	A	A	A
Cloruro de sodio	F	F	F	A	C	C	A ₂₅	A ₂₅	A ₂₅	C	C	-	A	A
Cianuro de sodio	A	X	X	X	X	X	C	-	C	C	-	-	A	A
Hidróxido de sodio	A	C	F	F	C	X	A	A	A	A	A	A	A	A
Hipoclorito de sodio	X	C	F	C	C	X	A	C	C	A	A	A	A	A ₉

Las notas continúan en la página siguiente

1. En ausencia de oxígeno.
2. 125° máximo.
3. Todos los porcentajes; 70°.
4. Hasta ebullición.
5. 5% temperatura ambiente.
6. Hasta 122°.
7. El hierro y el acero pueden oxidarse considerablemente en presencia de agua y aire.
8. Las aleaciones de alto contenido de cobre están prohibidas por las normas; latón amarillo aceptable.
9. Se recomienda Hastelloy "C" hasta 105°.
10. Cuando no es importante el color. No usar con ácido c.p.
11. Temperatura ambiente hasta 212°. La humedad inhibe el ataque.
12. Gas; 70°.
13. Hasta 500°.
14. Hastelloy "C" a temperatura ambiente.
15. De temperatura ambiente hasta 158°.
16. A temperatura ambiente.
17. Cuando no es objetable la decoloración.
18. 5% máximo; 150° máximo.
19. Satisfactorio para vapores hasta 212°.

RESISTENCIA QUIMICA DE LOS METALES

Precaución: No utilice la tabla sin leer las notas de pie de página y el texto.

Clasificación por resistencia: A = Bueno; F = Regular; C = Precaución, depende de las condiciones; X = No se recomienda.

Substancia	Hierro y acero	Latón rojo	Bronce comercial	Plomo	Cobre	Aluminio	Níquel	Inconel	Metal Monel	Ac. Inox. Tipo 304	Ac. Inox. Tipo 316	Ac. Inox. Tipo 347	Ac. Inox. Carpenter "20"	Hastelloy "B" o "C"
Nitrato de sodio.....	A	A	A	A	A	A	A ₂₅	A ₂₅	A ₂₅	C	A	A	A	C ₁₁
Peróxido de sodio.....	C	C	-	-	-	A	A	-	A	A	A	-	-	A ₁₇
Sulfato de sodio.....	A	A	A	A ₂₇	A	A	A ₂₅	A ₂₅	A ₂₅	A	A	A	A	A
Sulfuro de sodio.....	A	C	C	A	C	X	A ₂₈	A ₂₈	A ₂₈	C	A	A	A	A ₁₆
Tiosulfato de sodio, "hipo" ..	A ₂₉	C	C	A	C	C	-	-	-	A	A	A	A	-
Acido esteárico.....	F	A	A	A	C ₂₃	A ₁₁	A ₄	A ₄	A ₄	A	A	A	A	A ₂₅
Azufre.....	A	A	F	-	C	A	A	A	A	C	C	C	C	A
Anhídrido sulfuroso, seco.....	A	A	A	A	A	A	A	A	A	C	C	C	C	A
Anhídrido sulfuroso, húmedo....	X	F	F	A	A	C	X	F	X	C	C	C	A	A ₂₃
Acido sulfúrico, < 10%, frío.....	X	C	C	A	C	X	C	C	F	C	A	X	A	A
Caliente.....	X	X	X	A	X	X	X	C	C	X	X	C	A	A
10-75%, frío.....	X	X	X	A	X	X	C	C	C	C	C	C	A	A
Caliente.....	X	X	X	A	X	X	X	X	F	X	X	-	A ₂₆	A ₁₅
75-95%, frío.....	A	C	C	A	C	X	-	-	A	F	A	C	A	A
Caliente.....	A	-	X	A	-	X	X	X	C	X	C	X	A ₂₆	-
Fumante.....	A	-	-	A	C	A ₁₆	X	-	-	-	A	-	A ₂₆	-
Acido sulfuroso.....	X	F	F	A	F	F	C	C	C	C	A	C	A	A ₁₄
Acido tartárico.....	X	C	-	A	-	A	C	C	C	C	A	-	A	A ₂₀
Tolueno.....	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Tricloroetileno, seco.....	A	A	A	F	A	A	A	A	A	C	A	C	A	-
Húmedo.....	X	F	F	-	C	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Trementina.....	C	C	C	A	C	A	-	A	A	A	A	A	A	A
Agua, potable (de grifo, alimentación de calderas, etc.)	A	A	A	A	A	X	A	A	A	A	A	A	A	A
Agua de mar.....	C	A	A	A	C	X	C	A	A	C	C	C	A	A
Whisky y vinos.....	X	C	C	-	A	C	A	A	A	A	A	-	A	-
Cloruro de zinc.....	X	X	X	A	X	X	-	-	A	X	C	-	A	-
Sulfato de zinc.....	C	C	C	-	F	-	-	-	A	F	A	-	A	A

Las notas continúan en la página siguiente.

1. En ausencia de oxígeno.
2. 125° máximo.
3. Todos los porcentajes; 70°.
4. Hasta ebullición.
5. 5% temperatura ambiente.
6. Hasta 122°.
7. El hierro y el acero pueden oxidarse considerablemente en presencia de agua y aire.
8. Las aleaciones de alto contenido de cobre están prohibidas por los Códigos; latón amarillo aceptable.
9. Se recomienda Hastelloy "C" hasta 105°.
10. Cuando no es importante el color. No usar con ácido c.p.
11. De temperatura ambiente hasta 212°. La humedad inhibe el ataque.
12. Gas; 70°.
13. Hasta 500°.
14. Hastelloy "C" a temperatura ambiente.
15. De temperatura ambiente hasta 158°.
16. A temperatura ambiente.
17. Cuando no se objetable la decoloración.
18. 5% máximo; 150° máximo.
19. Satisfactorio para vapores hasta 212°.

Apéndice C-9: Propiedades de los tubos de acero AISI-304

PROPIEDADES DE LOS TUBOS											
Los números de cédula y las designaciones de peso están de acuerdo con la Norma ANSI B36.10 para tubos de acero al carbono y aceros aleados, y la Norma ANSI B36.19 para tubos de acero inoxidable.											
Tam. nominal del tubo	No. de Cédula		Designación del peso	Diám. exterior, pulg.	Diám. interior, pulg.	Espesor de pared, pulg.	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies ²	Superficie interior por pie, pies ²	Area transversal, pulg ²
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
$\frac{1}{8}$...	10S405	.307	.049	.186	.0320	.106	.0804	.0740
	40	40S	Est.	.405	.269	.068	.244	.0246	.106	.0705	.0568
	80	80S	Ref.	.405	.215	.095	.314	.0157	.106	.0563	.0364
$\frac{1}{4}$...	10S540	.410	.065	.330	.0570	.141	.1073	.1320
	40	40S	Est.	.540	.364	.088	.424	.0451	.141	.0955	.1041
	80	80S	Ref.	.540	.302	.119	.535	.0310	.141	.0794	.0716
$\frac{3}{8}$...	10S675	.545	.065	.423	.1010	.177	.1427	.2333
	40	40S	Est.	.675	.493	.091	.567	.0827	.177	.1295	.1910
	80	80S	Ref.	.675	.423	.126	.738	.0609	.177	.1106	.1405
$\frac{1}{2}$...	10S840	.670	.083	.671	.1550	.220	.1764	.3568
	40	40S	Est.	.840	.622	.109	.850	.1316	.220	.1637	.3040
	80	80S	Ref.	.840	.546	.147	1.087	.1013	.220	.1433	.2340
	160840	.466	.187	1.310	.0740	.220	.1220	.1706
	Doble Ref.	.840	.252	.294	1.714	.0216	.220	.0660	.0499
$\frac{3}{4}$...	10S	...	1.050	.834	.083	.857	.2660	.275	.2314	.6138
	40	40S	Est.	1.050	.824	.113	1.130	.2301	.275	.2168	.5330
	80	80S	Ref.	1.050	.742	.154	1.473	.1875	.275	.1948	.4330
	1.050	.675	.188	1.727	.1514	.275	.1759	.3570
	160	...	Doble Ref.	1.050	.614	.218	1.940	.1280	.275	.1607	.2961
1	...	10S	...	1.315	1.097	.109	1.404	.4090	.344	.2872	.9448
	40	40S	Est.	1.315	1.049	.133	1.678	.3740	.344	.2740	.8640
	80	80S	Ref.	1.315	.957	.179	2.171	.3112	.344	.2520	.7190
	1.315	.877	.219	2.561	.2614	.344	.2290	.6040
	160	...	Doble Ref.	1.315	.815	.250	2.850	.2261	.344	.2134	.5217
$1\frac{1}{4}$...	10S	...	1.660	1.442	.109	1.806	.7080	.434	.3775	1.633
	40	40S	Est.	1.660	1.380	.140	2.272	.6471	.434	.3620	1.495
	80	80S	Ref.	1.660	1.278	.191	2.996	.5553	.434	.3356	1.283
	160	1.660	1.160	.250	3.764	.4575	.434	.3029	1.057
	Doble Ref.	1.660	.896	.382	5.214	.2732	.434	.2331	.6305
$1\frac{1}{2}$...	10S	...	1.900	1.682	.109	2.085	.9630	.497	.4403	2.221
	40	40S	Est.	1.900	1.610	.145	2.717	.8820	.497	.4213	2.036
	80	80S	Ref.	1.900	1.500	.200	3.631	.7648	.497	.3927	1.767
	160	1.900	1.337	.281	4.862	.6082	.497	.3519	1.405
	Doble Ref.	1.900	1.100	.400	6.408	.4117	.497	.2903	.950
2	...	10S	...	2.375	2.157	.109	2.638	1.583	.622	.5647	3.654
	40	40S	Est.	2.375	2.067	.154	3.652	1.452	.622	.5401	3.355
	2.375	2.041	.167	3.938	1.420	.622	.5360	3.280