

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“ Diseño e Instalación de un Tanque Hidroneumático
para Suministro de 70 Lt/min. de Agua ”**

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE

INGENIERO MECANICO

SILVINO RICARDO MARCOS HARO

PROMOCION: 1983 - I

LIMA • PERU • 1989

INDICE

Página

PROLOGO

CAPITULO 1: INTRODUCCION

1.1 Antecedentes	1
1.2 Objetivo del estudio	2
1.3 Alcances	2

CAPITULO 2: ASPECTOS GENERALES DE LOS TANQUES
HIDRONEUMATICOS

2.1 Aplicaciones	13
2.2 Tipos de Tanques Hidroneumáticos	14
2.3 Ventajas	17
2.4 Descripción del funcionamiento de un tanque hidroneumático para suministro de agua.	17

CAPITULO 3: CONSIDERACIONES TECNICAS PARA EL
DISEÑO DE TANQUES HIDRONEUMATICOS

3.1	Definiciones de parámetros básicos	20
3.1.1	Volumen útil	20
3.1.2	Volumen de Parada	22
3.1.3	Volumen Efectivo o Volúmen de Arranque	22
3.1.4	Volumen Remanente	22
3.1.5	Volumen Total	23
3.1.6	Presión de Arranque	23
3.1.7	Presión de Parada	23
3.1.8	Altura útil	24
3.1.9	Altura de Parada	24
3.1.10	Altura de Arranque	24
3.1.11	Altura Remanente	24
3.1.12	Altura Total.	25
3.1.13	Máxima demanda de agua del sistema	25
3.1.14	Agua Potable	25
3.1.15	Agua para uso Industrial	26
3.1.16	Caudal	26
3.1.17	Presión Estática	26
3.1.18	Presión Dinámica	26
3.1.19	Presión de Servicio	27
3.1.20	Tubería de Impulsión	27
3.1.21	Tubería de Succión	27

3.2 Tipos de bomba de agua a usarse en instalaciones con tanque hidroneumático	27
3.2.1 Bomba de agua centrífuga de Simple Etapa	27
3.2.2 Bomba de agua centrífuga de Doble Etapa	29
3.3 Dotaciones de agua para uso Doméstico, Comercial e Industrial según el Reglamento Nacional de Construcciones	30
3.4 Requerimientos de las presiones mínimas y velocidad máxima de agua	32
3.5 Aspectos técnicos que influyen en el diseño de un tanque hidroneumático	34
3.5.1 Aspectos mecánicos importantes	35
3.5.2 Aspectos eléctricos importantes.	37
3.5.3 Otras consideraciones	38

CAPITULO 4: DISEÑO DEL TANQUE HIDRONEUMATICO

4.1 Requerimientos del diseño	44
4.2 Cálculo de los parámetros básicos	45
4.2.1 Selección de la Bomba de agua.	45
4.2.2 Número máximo de arranques permitido por hora	61
4.2.3 Cálculo del Volumen Total del Tanque	61
4.2.4 Cálculo del Volumen útil	63

4.2.5 Cálculo de las dimensiones del tanque hidroneumático.	64
4.2.6 Volumen ocupado por la cámara de aire en el arranque y parada de la bomba de agua	65
4.2.7 Niveles de operación del agua en el interior del tanque hidroneumático	67
4.2.8 Ubicación de las coplas o conexiones del tanque	71
4.3 Calidad de los aceros a usar	73
4.4 Cálculo del espesor del cuerpo cilíndrico	74
4.5 Cálculo de las Tapas Bombeadas y rebordeadas	76
4.6 Diseño de los Soportes del Tanque hidroneumático	81
4.6.1 Cálculo de la sección más económica y segura del soporte.	82
4.6.2 Cálculo de la base metálica plana para el soporte del tanque.	91
4.6.3 Cálculo de la junta soldada entre el soporte y el tanque hidroneumático	95
4.6.4 Esfuerzos en el cuerpo cilíndrico debido a la junta soldada con el ángulo de soporte	97
4.7 Diseño del Man Hole o Paso de Hombre	99
4.7.1 Cálculo del espesor de pared del	

cuerpo cilíndrico del man hole	100
4.7.2 Cálculo del espesor de la tapa del man hole	100
4.7.3 Cálculo del espesor de la brida para el man hole	103
4.7.4 Cálculo de los pernos de la junta tapa-brida del man hole	104
4.7.5 Reforzamiento de la abertura del man hole	109
4.8 Cordones de soldadura a emplear en la fabricación del tanque hidroneumático, según el código de ASME	113
4.8.1 Soldadura entre el cuerpo cilíndrico del tanque y las tapas bombeadas	113
4.8.2 Soldadura entre planchas del cuerpo cilíndrico del tanque	114
4.8.3 Soldaduras en el man hole	114
4.9 Protección interna y externa del tanque hidroneumático	115
4.10 Diversos dispositivos de control a instalarse en el equipo hidroneumático	115
4.10.1 Válvula de seguridad	115
4.10.2 Manómetro	116
4.10.3 Presostato	116
4.11 Inspección y Prueba Hidrostática	117
4.12 Selección del compresor de aire	118

CAPITULO 5: DISEÑO DE LA INSTALACION DEL EQUIPO
HIDRONEUMATICO

5.1 Objetivo	121
5.2 Cisterna de agua.	122
5.3 Selección de las tuberías de succión, im- pulsión y distribución	124
5.3.1 Tubería de succión	124
5.3.2 Tubería de impulsión	126
5.3.3 Tubería de distribución	126
5.4 Especificaciones técnicas de las máquinas , equipos y materiales	127
5.4.1 De la tuberías y accesorios	127
5.4.2 De las Electrobombas del equipo hi- neumático	128
5.4.3 Del compresor de aire	129
5.4.4 Del tablero eléctrico alternador	129

CAPITULO 6: ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL MON-
TAJE

6.1 Objetivo	131
6.2 Instrucciones de montaje	131
6.2.1 Redes de agua fría	131
6.2.2 Instalación de las electrobombas del	

equipo hidroneumático	133
6.2.3 Instalación del compresor de aire	134
6.2.4 Instalación del Tanque hidroneumático	135
6.2.5 Instalación del Tablero alternador	136

CAPITULO 7: COSTOS

CONCLUSIONES	156
--------------	-----

BIBLIOGRAFIA	159
--------------	-----

PLANOS:

IM-01 : "Red de distribución de agua del equipo hidroneumático".

IM-02 : "Ensamble y detalle del tanque hidroneumático".

APENDICES :

A-1	160
A-2	164
A-4	178
A-5	183

LISTA DE SIMBOLOS Y ABREVIATURAS

A, a	: Area, punto, constante.
a, b, c, d	: Distancias, dimensiones.
D	: Diámetro.
E	: Eficiencia de unión soldada.
f	: Carga por pulgada lineal.
H, h	: Hora, altura.
I	: Momento de inercia.
P	: Presión, cargas.
Q	: Caudal.
R	: Radio.
S	: Esfuerzo.
t	: Espesor.
W	: Peso.
w	: Carga distribuida.
V	: Volumen.
AISC	: American Institute of Steel Construction.
API	: American Petroleum Institute.
ASME	: American Society of Mechanical Engineering.
ASTM	: American Society of Testing and Materials.
AWS	: American Welding Society.
NPSH	: Altura neta positiva de succión.

PROLOGO

Antes de entrar directamente los resultados obtenidos he querido incluir algunos aspectos teóricos fundamentales para el correcto entendimiento de los mismos.

Para esto recabé la información necesaria de las firmas comercializadoras de Equipos Hidroneumáticos y también una recopilación de algunas partes importantes de las normas correspondientes.

En el Proceso de aplicación de este trabajo se desarrollarán las técnicas y conocimientos en este ramo, con el objeto de lograr un diseño eficiente y económico esperando que estos conceptos puedan ser de utilidad práctica.

CAPITULO 1

INTRODUCCION

1.1 Antecedentes

La necesidad de agua potable e industrial en sus diferentes requerimientos de caudal, presión y/o temperatura, es de vital importancia tanto para la industria, el comercio como para el diario desarrollo doméstico.

Esto hace que en muchos casos se provean de equipos hidroneumáticos que en su mayoría corresponden al resultado de conocimientos empíricos e informales que por no provenir de un estudio técnico adecuado, posteriormente se traduce en costosas inversiones por dimensionamientos inadecuados.

1.2 Objetivo del estudio

El presente estudio tiene como objetivo el diseño mecánico de un tanque hidroneumático y la óptima selección de sus equipos accesorios, para satisfacer la demanda de agua en un proceso industrial determinado.

En este proceso industrial, las máquinas y equipos a servir requieren agua a una presión mínima de 30 psi., además se determinó en la planta que el máximo caudal consumido de agua deberá ser de 70 L/min.

1.3 Alcances

El presente proyecto, combina los métodos analíticos con las normas establecidas experimentalmente ya que es el camino generalmente aceptado para la solución de los diversos problemas técnicos.

En el capítulo 2, titulado "Aspectos generales de un tanque hidroneumático" definimos a éste como un depósito fabricado con planchas de acero que almacena en su interior a dos fluidos: agua potable

y aire sometido a compresión.

Tratando además de las aplicaciones de este equipo en la industria, el comercio, la vivienda y los diferentes tipos de tanques, tomando en consideración, la posición de instalación que pueden ser: de posición vertical o de posición horizontal, FIG No. 2.2(a) y FIG No. 2.2(b)

Por el tipo de Tapas usar podrían ser:

- Tapa bombeada y rebordeada tipo standard.
- Tapa bombeada y rebordeada tipo API-ASME.
- Tapa bombeada y rebordeada tipo achatada.
- Tapa bombeada invertida.
- Tapa elíptica.

Ver FIG No. 2.2(c)

Se describe luego, las ventajas que hacen determinante la aplicación de este sistema, tanto por requerimiento técnico como es el de obtener por regulación, la presión de agua requerida por las máquinas y equipos del usuario como por consideraciones de higiene y de estética arquitectónica.

Además se describe el funcionamiento de un

equipo hidroneumático, el cual se inicia cuando una electrobomba realiza su trabajo en el momento en que el agua alcanza el nivel bajo en el interior del tanque hidroneumático, en este instante tenemos la presión mínima del sistema. Se llena el tanque hasta alcanzar el nivel alto en el que le corresponde la máxima presión del sistema.

En este instante tenemos un volumen útil de agua el que es consumido por los equipos de la planta a satisfacer. El agua es suministrado la presión ejercida por el aire ingresado previamente a través de un compresor de aire, hasta que el agua en el tanque alcance nuevamente el nivel bajo y la presión mínima requerida por el sistema, momento en el cual se acciona automáticamente la segunda electrobomba, continuando así los ciclos de trabajo.

En el capítulo 3, titulado "Consideraciones Técnicas para el diseño de Tanques Hidroneumáticos", se definen los parámetros básicos involucrados en la técnica de los tanques hidroneumáticos como son: el Volumen útil (V_u), Volumen de Parada (V_p), Volumen de Arranque (V_a) y otros que muestran en la FIG 3.1(a).

Adicionalmete se describe las bombas de agua de simple y de doble eta a que se emplean con mayor

frecuencia en estas instalaciones, según el requerimiento de presión.

En nuestro caso, la bomba de agua, centrífuga de simple etapa será el tipo a emplear considerando, la simplicidad del diseño, el flujo uniforme sin pulsaciones, el espacio pequeño requerido para su instalación, los bajos costos de mantenimiento.

Además se hace referencia en la sección 3.3, en el caso de requerirse proyectar el equipo para uso comercial o doméstico se tomará en cuenta las recomendaciones del "REGLAMENTO NACIONAL DE CONSTRUCCIONES" de la Cámara Peruana de la Construcción, para asignar las dotaciones de máxima demanda de agua.

Así mismo en la sección 3.4, también se hace mención al mismo reglamento para requerimientos de presiones mínimas y velocidad máxima de agua requeridas.

En la sección 3.5, se plantean los aspectos técnicos más importantes que influyen en el diseño de un tanque hidroneumático. Dentro de los aspectos mecánicos más importantes se encuentra la normalización de los tanques atendiendo a un rango amplio de capacidades y la alternativa de utilizar

el accesorio que nos proporcione la presión de aire anterior más adecuada técnica y económicamente aceptable, así, se recomienda utilizar un dispositivo conocido en el mercado como CARGADOR HIDRAULICO para presiones de trabajo hasta como máximo 70 PSI y a partir de sistemas con tanques de más de 500 GAL. de capacidad y/o que deban trabajar con presiones aproximadamente iguales o mayores que 70 PSI, definitivamente se justifica la instalación de un compresor de aire. Ver tabla No. A-1.2 del apéndice A-1. Dentro de los aspectos eléctricos más importantes y considerando el uso de motores eléctricos acoplados directamente a la bomba de agua (son más eficientes) se tendrá en consideración el número de arranques permitidos por hora, pues al ser excesivo éste provocará que se acumule excesivo calor en el bobinado y por consiguiente la vida útil de este equipo se restringe y la probabilidad de falla aumenta considerablemente.

Dentro de otras consideraciones también muy importantes se presentan para los niveles recomendados para conseguir la mayor eficiencia en el diseño del tanque.

En el capítulo 4, titulado: "Diseño del Tanque Hidroneumático", se establecen los requerimientos de la planta a quien vamos a suministrar un caudal de

agua de 70 L/min a una presión mínima de 30 PSI, cabe hacer mención que estos totales es resultado determinado por las características técnicas de cada máquina y equipo a servir.

Iniciamos con la selección de la Bomba o las Bombas de agua, para lo cual es necesario recurrir a un esquema inicial, mostrado en la FIG 4.2.1(a), de la probable disposición del sistema hidroneumático, con sus accesorios mínimos y longitudes más aproximadas en tuberías y otras disposiciones dadas en el área física donde se instalará el equipo hidroneumático, así construimos la curva característica del sistema y con las curvas características de altura de la bomba de agua, suministrada por el fabricante (en este caso de HIDROSTAL), seleccionamos la electrobomba modelo B1-2,ST.

Posteriormente determinamos el $NPSH_d$, altura neta positiva de succión disponible que resultó mayor que el $NPSH_r$, altura neta positiva de succión requerido, del fabricante de la bomba, con lo cual se garantiza la eliminación de los efectos posteriores por cavitación y por lo tanto el correcto funcionamiento del sistema.

Así calculamos luego los parámetros del tanque

como el número de arranques por hora, volumen total, volumen útil, dimensiones del tanque, niveles de operación del agua en el interior del tanque hidroneumático.

En la Sección 4.4, se calcula el espesor del cuerpo cilíndrico utilizando la relación de esfuerzos corregida por factor de soldadura dado por el código ASME y es verificado el máximo esfuerzo circunferencial (S_2_{max}) usando la relación de esfuerzos proporcionada por R.J. ROARK en su texto: "Fórmulas de resistencia de materiales, esfuerzos y deformaciones", para recipientes de paredes delgadas sometidas a presión interna.

Así mismo en la Sección 4.5, se determina el espesor y las dimensiones de las tapas bombeadas y rebordeadas especificando las dimensiones que deberá cumplir el proveedor o el fabricante nacional de estas tapas.

Los soportes del tanque hidroneumático merecen especial cuidado en su análisis de tal manera que se determine el tipo (soporte tipo falda, tipo patas, tipo carga pesada) y la sección más económica y segura, para nuestro caso tomaremos las recomendaciones de Henry F. BEDNAR en su texto: PRESSURE VESSEL DESIGN HANDBOOK, para lo cual se

determina el uso de 03 soporte tipo pata con ángulo de perfil de 45 x 45 x 9 mm., se incluye el cálculo de la base metálica plana para cada soporte y el cálculo de las juntas soldadas entre los soportes y el tanque hidroneumático.

También el diseño del man hole o paso de hombre en la Sección 4.7, calculando el espesor del cuerpo cilíndrico usando la relación dada por el código de ASME y verificando con los esfuerzos máximos producidos en el cilindro.

Los espesores de la tapa del man hole serán determinados en la sección 4.7.2, utilizando el diagrama de cargas y de esfuerzos máximos de R.J.ROARK. . del mismo modo calculamos el espesor de la brida del man hole, en la sección 4.7.3. Posteriormente los pernos de la junta tapa-brida del man hole son determinadas en la sección 4.7.4, utilizando el criterio de fallas de SODERBERG, considerando una carga variable de 30 PSI a 60 PSI (datos de rango de trabajo de Bomba de agua) lo cual genera esfuerzos fluctuantes en los pernos del amarre. Iterativamente se puede determinar, las dimensiones de los pernos, calidad y cantidad requerida de tal manera que el factor de seguridad (N) nos determine la mayor o menor probabilidad de falla.

Para el refuerzo de la abertura para el man hole,

se utilizó las recomendaciones del código ASME de el área requerida a compensar y las áreas disponibles para el refuerzo, ver Secc. 4.7.5.

En la Sección 4.8 hacemos mención a los cordones de soldadura emplear y se toma en cuenta las recomendaciones del código ASME en sus FIG UW 13.2 y FIG UW 13.3. Ver apendice A-3.1 y A-3.2.

La protección interna y externa en este tipo de tanques es económica pues es suficiente con cubrir toda superficie con capa de pintura epóxica anticorrosiva.

Se selecciona los diversos dispositivos de control como válvula de seguridad, manómetro, presostato.

También en la sección 4.11 se dan las pautas técnicas para efectuar una prueba hidrostática que nos certifica la calidad de la fabricación

En el capítulo 5: Diseño de la instalación del equipo hidroneumático, aquí se menciona que en cuanto la cisterna de agua, el presente proyecto solo se limitará a especificar las dimensiones generles recomendadas pues el diseño de éste, no corresponde a los alcances del estudio, pero es recomendable tener en consideración que deberá abastecer por sí sólo (sin reposición) de 4 a 8 horas de funcionamiento del

sistema. En este proyecto se especifican dimensiones de un tanque cisterna con capacidad de 30 m³ de agua, capaz de abastecer al sistema por horas de trabajo adicional, para mayores referencias técnicas se deberá recurrir al "REGLAMENTO NACIONAL DE CONSTRUCCIONES" de la Cámara Peruana de la Construcción.

Posteriormente se efectúa la selección de las tuberías de succión, impulsión y el sistema de distribución, también se dan las especificaciones técnicas de las electrobombas, del compresor de aire, del dispositivo de control.

En el Capítulo 6, se establecen las especificaciones técnicas del montaje de las tuberías, las electrobombas, del compresor de aire y del propio tanque hidroneumático.

En el Capítulo 7 se elaboran los costos al 30 de Abril de 1989 (tipo de cambio en la fecha 1 \$ USA= I/. 2,500), se consideran detalladamente, los costos involucrados de equipos, mano de obra, materiales hasta obtener el presupuesto de instalación total.

Finalmente se enumeran las conclusiones más importantes que se derivan del presente proyecto, así como los planos detallados para la fabricación del tanque hidroneumático y un segundo plano de instalación

y distribución de agua y sus accesorios, así como también se muestra en el APENDICE; las tablas y gráficos más importantes que se utilizaron en el desarrollo del proyecto.

CAPITULO 2

ASPECTOS GENERALES DE UN TANQUE HIDRONEUMATICO

Un tanque Hidroneumático es fabricado herméticamente con planchas de acero estructural, almacena en su interior agua y aire comprimido a presión.

2.1 Aplicaciones:

El tanque es parte del equipo hidroneumático que almacenará agua a la presión requerida para suministrarlo a las maquinarias para un proceso industrial o a los usuarios de un edificio comercial o de vivienda.

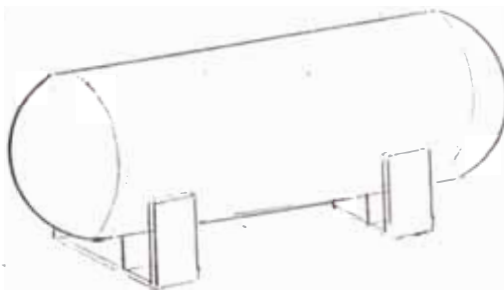
Su uso es muy amplio y versátil ya que puede instalarse para dar servicio a cualquier actividad, Industrial, comercial, de vivienda, así como también en hospitales, hoteles, barcos, empleando bombas centrífugas de eje horizontal o en bombas sumergibles para pozo profundo.

2.2 Tipos de Tanques Hidroneumáticos:

Un tanque hidroneumático es fabricado a partir de planchas de acero, unidos con cordones de soldadura, siendo rolado el cuerpo o la carcasa.

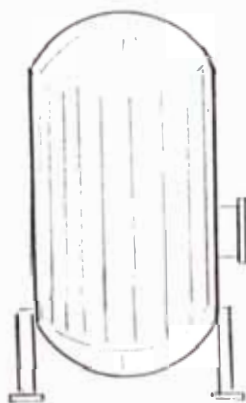
Las tapas pueden ser bombeadas y rebordeadas o elípticas.

Según el tamaño, la capacidad de almacenamiento y el espacio disponible para su ubicación, los tanques pueden instalarse en posición vertical u horizontal.



INSTALACION HORIZONTAL

Fig. 2.2 (a)



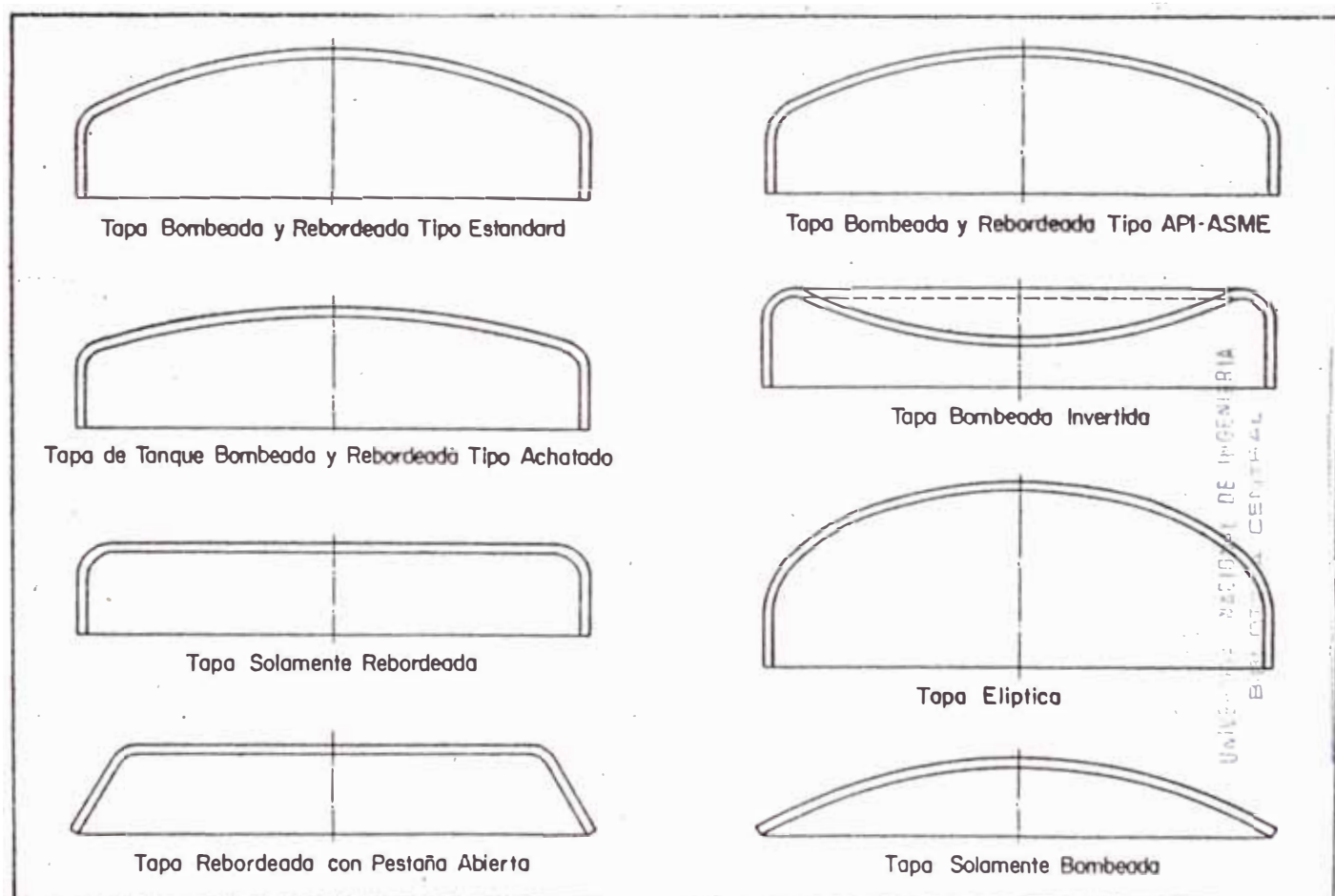
INSTALACION VERTICAL

Fig. 2.2 (b)

Las tapas más usadas son de los siguientes tipos:

- Tapa Bombeada y Redondeada tipo standard.
- Tapa Bombeada y Rebordeada tipo API-ASME.
- Tapa Bombeada y Rebordeada tipo ACHATADA.
- Tapa Bombeada Invertida.
- Tapa Elíptica.

A continuación mostramos las formas de las tapas⁽¹⁾:



TIPOS DE TAPAS BOMBEADAS Y REBORDEADAS⁽¹⁾
Fig. 2.2 (c)

Dimensiones Escalonadas:

Como una guía para la selección de los diámetros de los tanques, existen Tablas proporcionadas por API-ASME donde indican además del diámetro de las tapas bombeadas, rebordeadas, elípticas, los otros parámetros asociados al diseño tales como:

El espesor, radio de bombeado, radio de rebordeado, máxima pestaña recta, profundidad interior de bombeo, diámetro del desarrollo, volumen.⁽²⁾

Los diámetros son los siguientes:

De 12" (305mm) hasta 42" (1 067mm) con incrementos de
De 48" (1 219mm) hasta 132" (3 353mm) con incremento
6". Ver apéndice A-1, tabla A-1.1

Con estas dimensiones escalonadas se pueden cubrir todas las capacidades requeridas.

Para una aplicación específica se debe tener en cuenta estos diámetros sugeridos, la disponibilidad de la plancha de acero comercial para evitar retacerías y parches entre planchas, así como también el espacio disponible para instalar el tanque hidroneumático.

2.3 Ventajas:

Empleando tanques hidroneumáticos se obtiene por regulación, la presión específica requerida por las máquinas y equipos del usuario, requerimiento muy importante en un proceso industrial.

En el caso de edificios comerciales y de vivienda, el equipo hidroneumático es el sistema de suministro de agua más moderno e higiénico, lográndose una buena presión, regulable en todos los equipos haciendo factible usar calentadores de agua, lavaplatos, filtros depuradores, duchas, lavarropas, etc. Además se evita una costosa instalación de tanques elevados que involucraría refuerzos en la edificación, así como tuberías adicionales de subida y bajada al tanque elevado, lográndose una mayor estética arquitectónica.

2.4 Descripción del funcionamiento de un equipo hidroneumático para el suministro de agua:

Todo equipo hidroneumático para el suministro de agua a presión consta de las siguientes partes:

- Una o dos Electrobombas.
- Uno o dos Tanques Hidroneumáticos.
- Un compresor de aire u otro artefacto o medio para

inyectar aire a presión.

Dispositivos para controlar la presión así como el arranque y parada del compresor y de las bombas, tales como presostatos, manómetros, electrodos, etc.

El funcionamiento del equipo se desarrolla de la siguiente manera:

Una de las electrobombas inicia su trabajo cuando en el tanque hidroneumático el agua alcanza el nivel bajo, que corresponde a la Presión Mínima del Sistema (P_m) y llena el tanque hasta lograr el Volumen útil (V_u), hecho que ocurre cuando el agua alcanza el nivel alto, correspondiendo a la Máxima Presión del Sistema (P_p).

Al producirse el consumo por los equipos, el agua sale a presión ejercida por el aire inyectado por un compresor, hasta que el agua en el tanque alcance la presión mínima requerida por el sistema, poniéndose en marcha automáticamente la otra electrobomba y así sucesivamente continuarán los ciclos de trabajo.

REFERENCIAS

- (1) American Petroleum Institute. "Aplicaciones y recomendaciones prácticas para tanques", Ed. 1978, p.5
- (2) Ibid, p.18.

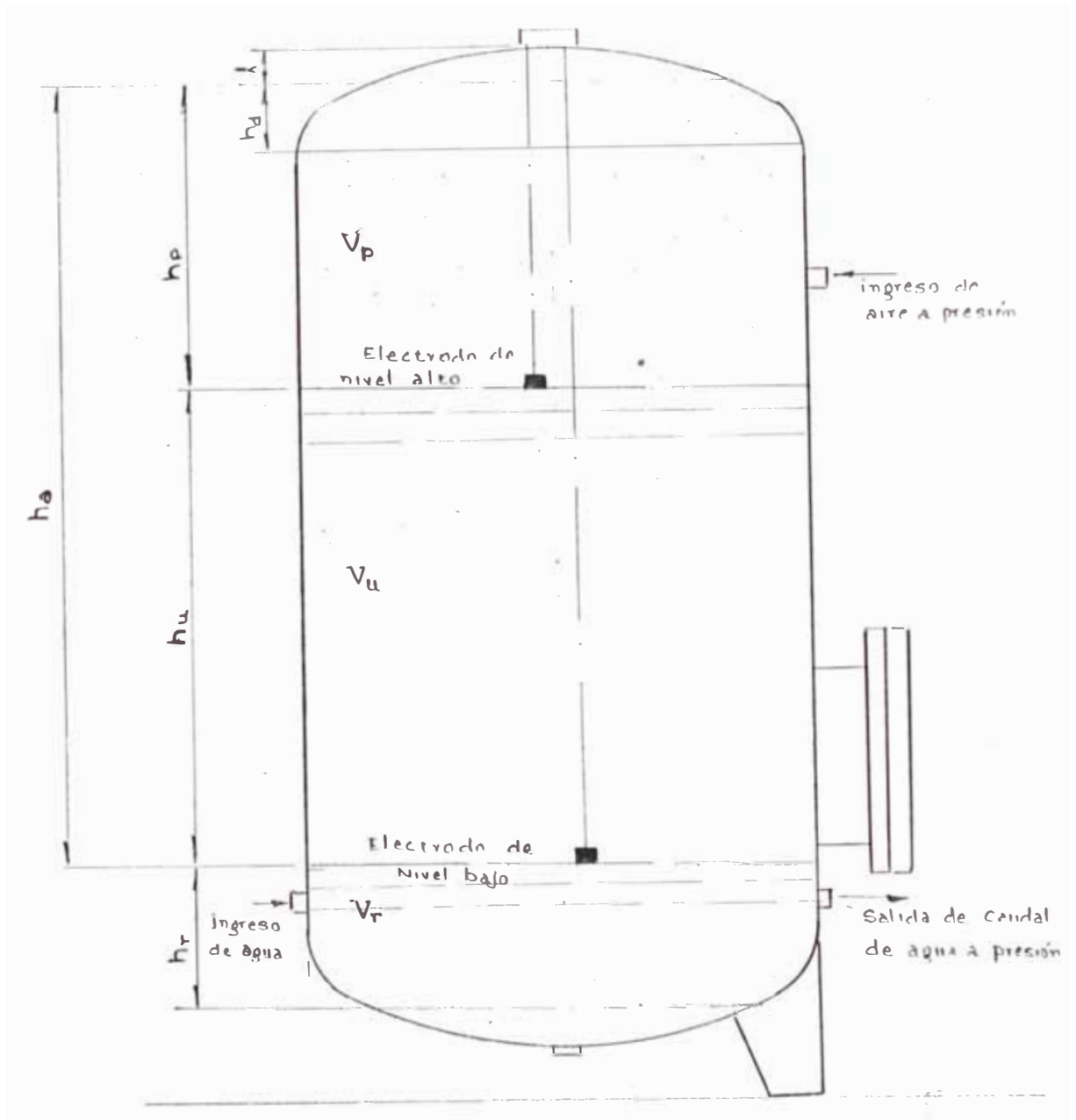
CAPITULO 3

CONSIDERACIONES TECNICAS PARA EL DISEÑO
DE TANQUES HIDRONEUMATICOS3.1. Definiciones de Parámetros Básicos.

En la técnica de tanques hidroneumáticos definiremos los siguientes parámetros básicos; con la ayuda de la fig. 3.1 (a).

3.1.1 Volumen Util. V_u

Es el volumen de agua aprovechable, tanque que es restituido automáticamente



Alturas y volúmenes en el tanque
Fig. 3.1(a)

las bombas, desde un nivel bajo de agua, hasta un nivel alto.

En el tanque alcanza una altura h_u , ver fig. 3.1 (a).

3.1.2 Volumen de Parada. V_p

Es el volumen de aire con tanque presurizado y se alcanza a la presión de parada. En el tanque se traduce en una altura h_p .

3.1.3 Volumen Efectivo o Volumen de Arranque. V_a

Es alcanzado a la presión de arranque de la Bomba de agua y es la suma del volumen de aire o de parada, más el volumen útil. En el tanque se traduce por una altura h_a . Por definición tendremos la siguiente relación:

$$V_a = V_p + V_u \dots\dots\dots(1)$$

3.1.4 Volumen Remanente. V_r

Es el volumen de agua no utilizado del tanque hidroneumático.

3.1.5 Volumen Total. V_t

Es la suma del volumen de aire más el volumen útil, más el volumen remanente.

$$\boxed{V_t = V_a + V_u + V_r} \dots\dots\dots (2).$$

3.1.6 Presión de Arranque. P_a

Es la presión interna en el tanque hidroneumático ajustada para el arranque automático de la bomba. Además es la mínima presión del sistema requerida para abastecer el servicio, ocurre en el nivel bajo del tanque, cuando se efectuó una presurización previa. Ver fig. 3.1(a). Por ello a este nivel se debe instalar el Electrodo Bajo.

3.1.7 Presión de Parada. P_p

Es la presión en el tanque a la cual se detiene la bomba y representa la máxima presión permisible por el sistema, ocurre en el nivel alto del agua en el tanque y coincide con el electrodo alto

3.1.8 Altura útil. h_u

Es la altura de agua desde el nivel de arranque de las bombas hasta el nivel de parada o nivel superior de agua que corresponde al volumen útil.

$$h_u = \frac{\text{Volumen util } (V_u)}{\text{Area sección recta } (A)} \dots\dots (3).$$

3.1.9 Altura de Parada. h_p

Es la altura correspondiente al volumen de aire desde el nivel superior de agua.

$$h_p = h_m - h_u \dots\dots\dots (4)$$

3.1.10 Altura de Arranque. h_m

Es la obtenida sumando la altura útil más la altura de parada.

$$h_m = \frac{\text{Volumen de arranque } (V_a)}{\text{Area sección recta } (A)} \dots\dots\dots (5)$$

3.1.11 Altura Remanente. h_r

Es la correspondiente al volumen remanente de agua en el tanque.

$$h_r = h_t - h_m \dots\dots\dots (6)$$

3.1.12 Altura total. h_t

Es la obtenida sumando las alturas de parada, altura útil y la altura remanente.

3.1.13 Máxima Demanda de Agua del Sistema. Q_m

Caso: Suministro de Agua Industrial. Es el máximo caudal de agua consumido por los equipos

Se obtiene por la suma de los consumos indicados en los catálogos de cada una de las máquinas y equipos a servir.

Caso: Suministro de Agua en General. En el caso de instalaciones domiciliarias, comerciales e industriales que requieran agua potable, la máxima demanda está dada por las dotaciones de agua establecidas en el "Reglamento Nacional de Construcciones" en el título X y capítulo III, sección 3. apéndice A-1, tabla A-1.2.

3.1.14 Aqua Potable.

Es la que por su calidad química, física y bacteriológica es aceptable para el consumo humano.

VICEMINISTERIO DE EDUCACIÓN

das de carga producidas en el tramo respectivo en el momento del flujo máximo.

3.1.19 Presión de Servicio.

Es la presión máxima a la cual puede someterse permanentemente una tubería o un equipo, en servicio.

3.1.20 Tubería de Impulsión.

Es la tubería comprendida entre la descarga de la bomba de agua hasta el ingreso al tanque hidroneumático.

3.1.21 Tubería de Succión.

Es la tubería comprendida entre la descarga de la bomba de agua hasta la válvula de pie de ingreso en la cisterna.

3.2. Tipos de bombas de agua a usarse en instalaciones con tanque hidroneumático.

3.2.1 Bombas de agua centrífuga de simple tapa

Para los servicios generales de abastecimiento de agua, la bomba centrífuga es el tipo a emplear en las instalaciones con equipos hidroneumáticos.

Las ventajas primordiales de esta bomba son, la simplicidad, el **flujo** uniforme, sin pulsaciones, el pequeño espacio necesario para su instalación, los costos bajos de mantenimiento, el funcionamiento sin mucho ruido en comparación con otras máquinas.

Una bomba centrífuga en su forma más simple consiste de un impulsor que gira dentro de una **carcaza** maquinada interiormente. El impulsor consta de cierta cantidad de álabes, montada sobre un eje que se proyecta al exterior de la carcaza.

Los impulsores pueden tener un eje de rotación horizontal o vertical según el trabajo a realizar.

La carcaza de la bomba consiste de una cámara en la que gira el impulsor con un ingreso y una salida para el líquido que se bombea.

Un tipo de bomba tiene carcaza o estator en espiral, teniendo un área de sección transversal creciente al aproximarse a la salida.

La **espiral** convierte la energía de velocidad que imparte al líquido en energía de presión con pérdidas relativamente bajas.

En las bombas de turbina o de tipo de difusor se usa un tercer tipo de carcaza. Aquí se interponen difusores o paletas de guía entre el impulsor y la cámara de la carcaza.

En este tipo de bombas las pérdidas son mínimas si están bien diseñadas, se usa con frecuencia en las bombas de etapas múltiples y cargas elevadas.

3.2.2 Bombas Centrífugas de Doble etapa.

En los equipos hidroneumáticos que requieren alta presión de descarga, se utilizará bombas con impulsor de dos etapas ya que obtendrá gran altura dinámica sin llegar grandes caudales.

En este tipo de bombas se emplea paletas difusoras fijas que rodean el rotor, entre los difusores, las secciones rectas van aumentando gradualmente y la velocidad del líquido va disminuyendo al abandonar los álabes del rotor; transformándose la mayor parte de su presión dinámica en presión estática. Esta transformación de presión no solamente tiene lugar en la carcaza o estator en espiral sino también en los difusores.

3.3. Dotaciones de Agua para uso Doméstico, Comercial e Industrial según el Reglamento Nacional de Construcciones.⁽¹⁾

La Dotación de Agua se define como la máxima demanda establecida por norma según el tipo de usuario: Doméstico, Comercial o Industrial.

El Reglamento Nacional de construcciones, de la Cámara Peruana de la Construcción, en su Título X, Capítulo III, Sección 3 lo divide según diversas categorías:

- Para residencias unifamiliares y bifamiliares: X-III-3.2.

Las Dotaciones de Agua se halla según el área del lote (Ver Reglamento).

- Para edificios multifamiliares: Ver X-III-3.3.

- Para hoteles, moteles, pensiones y establecimientos de hospedajes: X-III-3.4.

- Para restaurantes: X-III-3.5.

- Para locales educacionales, residencias estudiantiles: X-III-3.6.

- Para locales de espectáculos, cines, teatros, au-

- ditorios, casinos, salas de bailes: X-III-3.7.
- Para piscinas y natatorios de recirculación: X-III-3.8.
 - Para oficinas: dotación a razón de 6 lt/día x m² de área útil.
 - Para depósitos de materiales, equipo y artículos manufacturados: X-III-3.10.
 - Para locales comerciales dedicados a anuncios de mercancías secas, bodegas, pulperías, carnicerías, pescaderías, supermercados y locales similares: X-III-3.11.
 - Para mercados: X-III-3.12.
 - Para consumo industrial; deberá calcularse de acuerdo con la naturaleza de la industria y sus procesos de manufacturas: X-III-3.13.
 - Para llantas de producción e industrialización de la Leche: X-III-3.14.
 - Para estaciones de servicio de bombas de gasolina, garajes, parques de estacionamiento de vehículos: X-III-3.15.

- Para edificaciones destinadas al alojamiento de animales: X-III-3.16.
- Para mataderos públicos o privados: X-III-3.17.
- Para bares, fuentes de soda, cafeterías y similares: X-III-3.18.
- Para locales hospitalarios: X-III-3.19.
- Para lavanderías al vapor, al seco, tintorerías y similares: X-III-3.20 ver apéndice A-1, tabla A-1.2.
- Dotación de agua requerida para la extinción de incendios: X-III-3.21.
- Para áreas verdes se calculará a razón de 2 lt/día x m²: X-III-3.22.

3.4. Requerimiento de las Presiones Mínimas Velocidad Máxima del Agua.

El Reglamento da las siguientes especificaciones:

- En el caso de las máquinas y equipos especiales a presión mínima estará dada por las recomendaciones de los fabricantes.

- En el caso de instalaciones domiciliarias y comerciales, la presión mínima a la entrada de los aparatos sanitarios será de 2 m de agua ó 2.84 lb/pulg². salvo el caso de las que llevan válvulas semi-automáticas.

En este tipo de instalación la máxima presión estática no debe ser superior a 40 m de agua ó 57 psi. En caso de presiones mayores, deberá dividirse el sistema en zonas o instalarse válvulas reductoras.

- Para el cálculo de las tuberías de distribución de agua, se recomienda una velocidad mínima de 0.60 m/seg. para asegurar el arrastre de partículas y una velocidad máxima de acuerdo a la siguiente tabla:

DIAMETRO En Pulg.	LIMITE DE VELOCIDAD En m/s
1/2	1,90
3/4	2,20
1	2,48
1 1/4	2,85
1 1/2 y mayores	3,05

Tabla de velocidad máxima de agua (1)
Fig. 3.4 (a)

3.5 Aspectos técnicos que influyen en el diseño de un tanque hidroneumático

En forma independiente del tamaño de un sistema hidroneumático, este consta de los siguientes elementos:

- una o dos electrobombas, con tablero de arranque y protección.
- un compresor y cargador que suministre aire a presión.
- un dispositivo que mantenga las presiones y/o el nivel de agua.
- un recipiente presión interna o tanque hidroneumático.

Los equipos pequeños, es común que se proporcionen armados de fábrica, o desarmados con sus elementos correctamente seleccionados.

En cambio las instalaciones medianas y grandes deberán proyectarse de modo que sus componentes satisfagan determinadas condiciones de diseño, como son: las presiones de arranque y parada, la capacidad útil del tanque para suplir la máxima demanda de agua y el caudal de agua que debe suministrar el equipo de bombeo para compensar el consumo.

De tal modo que tanto el equipo de bombeo como

el tanque resultan con capacidades identificadas por valores numéricos de cálculos, que si bien son correctos en el sentido hidráulico, la mayoría de las veces no se ajustan a las normas electromecánicas que deben cumplirse para lograr un buen diseño y conseguir la mayor eficiencia de la instalación.

3.5.1 Aspectos mecánicos importantes

Se tomará en consideración que las dimensiones de los tanques se han normalizado cubriendo un amplio rango de capacidades deseadas. Se muestra A-1.3, del apéndice A-1.

Para grandes instalaciones que requieran tanques de más de 1 200 galones de capacidad es recomendable combinar dos tanques en paralelo, capaces de suministrar juntos la capacidad deseada.

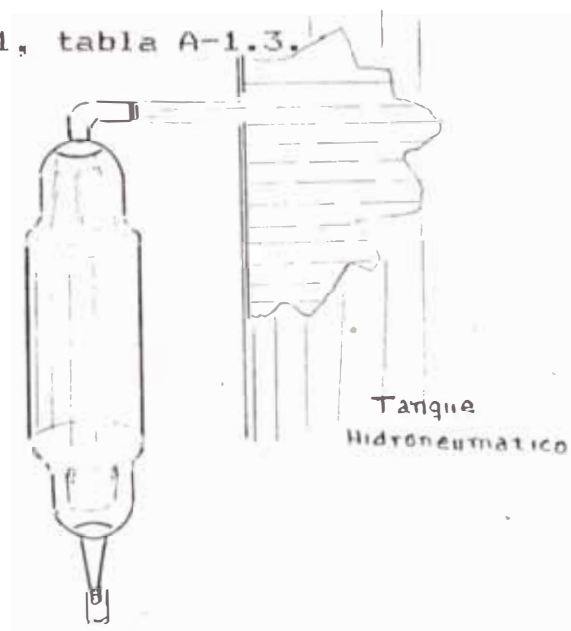
Esta solución se tendrá en cuenta para instalaciones pequeñas siempre que el tamaño del tanque resulte todavía grande y no se disponga del espacio suficiente para su instalación o la entrada a la sala sea estrecha para permitir el ingreso de un tanque grande.

En instalaciones que utilizan dos tanques

en paralelo, ofrecen mayor facilidad para su mantenimiento aunque se acrecienta el costo de los accesorios de control.

En cuanto al compresor de aire, considerando que por razones comerciales, el más pequeño que se fabrica es de 1/2 HP, en instalaciones pequeñas y algunas medianas, este se puede reemplazar por un dispositivo más económico, como son los CARGADORES HIDRAULICOS de aire, con buenos resultados, ver fig. 3.5.1 (a).

A partir de los tanques de 500 galones de capacidad y/o que deban trabajar con presiones mayores o aproximadamente iguales a 70 psi., se justifica la instalación de un compresor, ver apéndice A-1, tabla A-1.3.



Típico cargador hidráulico
Fig. 3.5.1 (a)

3.5.2 Aspectos eléctricos importantes

Es recomendable el uso de un motor eléctrico, pues es una máquina eficiente, segura y fácil de controlar.

Sin embargo durante el lapso que sigue a cada arranque, todo motor eléctrico absorbe elevadas corrientes de la red, las que se transforman en calor; y de producirse arranques muy continuos se acumularán excesivas temperaturas en los bobinados y como el sistema de ventilación del propio motor, no es capaz de disipar en igual proporción cuando el motor está detenido, la acumulación de calor termina por dañar la bobina.

Por este motivo, es muy importante que el tamaño del tanque sea calculado teniendo en cuenta el número de arranques por hora que pueda soportar el motor a fin de que la temperatura no exceda la permitida y los contactos del arrancador no se desgasten en forma prematura evitando que el bobinado pierda su aislamiento, también prematuramente.

Tamaño de instalación	Potencia hp	Arranques - hora (N)
Pequeñas	menor de 1 hp	12 24
Medianas	de 1 a 5 hp	8 a 10
Grandes	mayor de 5 hp	4 a 6

Número máximo de arranques permitidos por hora⁽²⁾

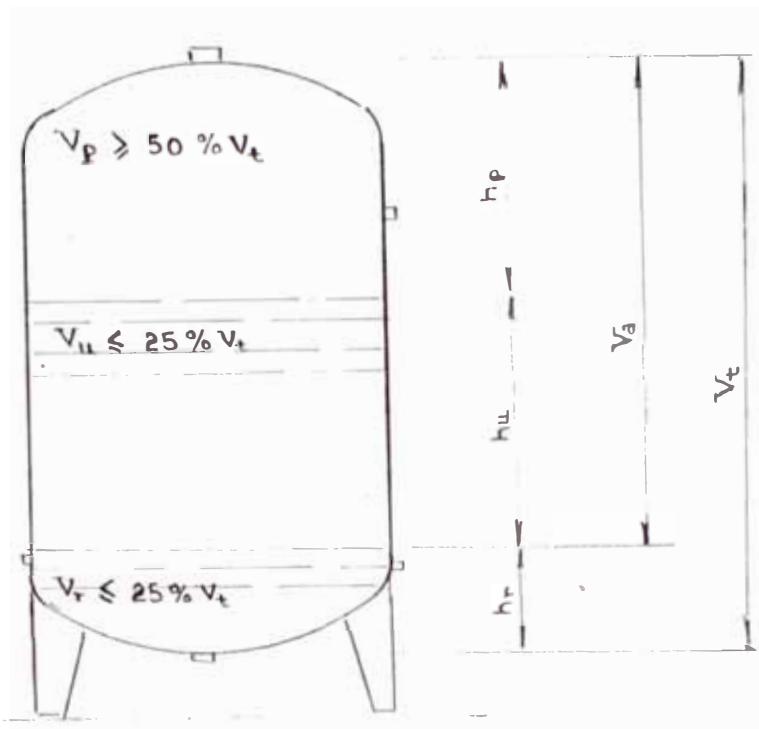
Fig. 3.5.2 (a)

En el cuadro de la fig. 3.5.2 (a) indicamos el número máximo permitidos de arranques por hora para los motores eléctricos que accionan bombas de agua en instalaciones hidroneumáticas.

Consideración importante será que el número de arranques de la bomba será máximo cuando el régimen de consumo sea igual a la mitad de la capacidad de la bomba.

3.5.3 Otras consideraciones

Además los niveles recomendados en % de volúmenes para el mejor aprovechamiento de los tanques hidroneumáticos los mostramos en la figura 3.5.3 (a).



Niveles recomendados en función
del volumen total V_t (s)

Fig 3.5.3 (a)

El volumen total V_t del tanque deberá ser aproximadamente un 25 % que el volumen efectivo o de arranque V_m .

El nivel inferior del agua dentro del tanque deberá producir la mínima presión que requiera del sistema calculado para abastecer el servicio. A este nivel corresponde la presión P_m para regular el arranque de la bomba, de modo que al llenarse nuevamente el tanque con agua, ésta comprima al aire hasta que alcance la presión de parada P_p , que correspon-

El funcionamiento óptimo de un tanque hidroneumático se puede lograr haciendo que la capacidad de almacenamiento o volumen útil guarde con el volumen total del tanque y las presiones requeridas en el sistema, la siguiente relación⁽⁵⁾:

$$V_u = \frac{0,8 V_t (P_p - P_m)}{(P_p - 1)} \dots\dots (3)$$

Además, un gráfico, mostrado en el apéndice A-1, tabla A-1.4, que relaciona el número máximo permitido de arranques por hora, las presiones límites utilizadas en el sistema y la relación de caudal Q, a volumen total V_t del tanque, nos dará rangos recomendados para comprobar la selección en nuestro sistema.

También podremos usar en este caso manera de comprobación, la relación equivalente que proporciona el MANUAL PRACTICO DE CALCULOS DE INGENIERIA de Tyler Hicks ⁽⁶⁾:

$$\% V_u = (1 - P_m / P_p) (1 - U) \dots\dots (4)$$

En donde :

$\% V_u$: Volumen útil como porcentaje del volumen total del tanque.

P_a, P_p : Presiones absolutas de arranque y parada de las bombas.

U : Volumen no usado como % del volumen total del tanque. rango recomendado de 10% a 20%.

REFERENCIAS

- (1) Cámara Peruana de la Construcción (CAPECO), "Reglamento Nacional de Construcciones", p. 365, p. 366.
- (2) Ing^o A. Ferreccio Nosiglia, "Normas Electromecánicas que influyen en el diseño de tanques Neumáticos", ed. 1976, p. 6.
- (3) Ibid, p. 7.
- (4) Ibid, p. 8.
- (5) Ibid, p. 9.
- (6) Tyler G. Hicks, "Manual Práctico de Cálculos de Ingeniería", ed. 1981.

CAPITULO 4

DISEÑO DEL TANQUE HIDRONEUMÁTICO

4.1 Requerimientos del diseño

Para el suministro de agua a un proceso industrial, se tiene que dotar la sala de máquinas, de un equipo hidroneumático.

Las máquinas y equipos a servir requieren de una presión mínima de 30 psi en el punto de suministro del tanque hidroneumático.

Se determinó por las características de cada máquina y equipo a servir que el consumo máximo de agua será de 70 L/min.

El procedimiento de cálculo consiste en diseñar el tanque hidroneumático que almacenará agua y aire

sometido a presión previa y seleccionar los equipos y accesorios que completarán el sistema de tal manera que sean capaces de satisfacer la demanda requerida de presión y caudal de agua.

4.2 Cálculo de los parámetros básicos

El equipo deberá satisfacer las siguientes condiciones de servicios:

Caudal de agua en su máxima demanda	: Q = 70 L/min. = 1,17 L/s = 18,55 Gal./min = 4,2 m ³ /h
Presión mínima en el punto de suministro de agua del tanque	: P = 30 psi. = 21 m de agua = 2,1 kg/cm ²

4.2.1 Selección de la bomba de agua

Como tratamos en la sección 3.2.1, usaremos bombas centrífugas.

La característica de una bomba centrífuga es disminuir en forma gradual su caudal de régimen desde Q_m que corresponde a la presión de arranque P_m , hasta Q_p que corresponde a la

presión de parada P_p , para el cálculo tomaremos en cuenta la cifra promedio:

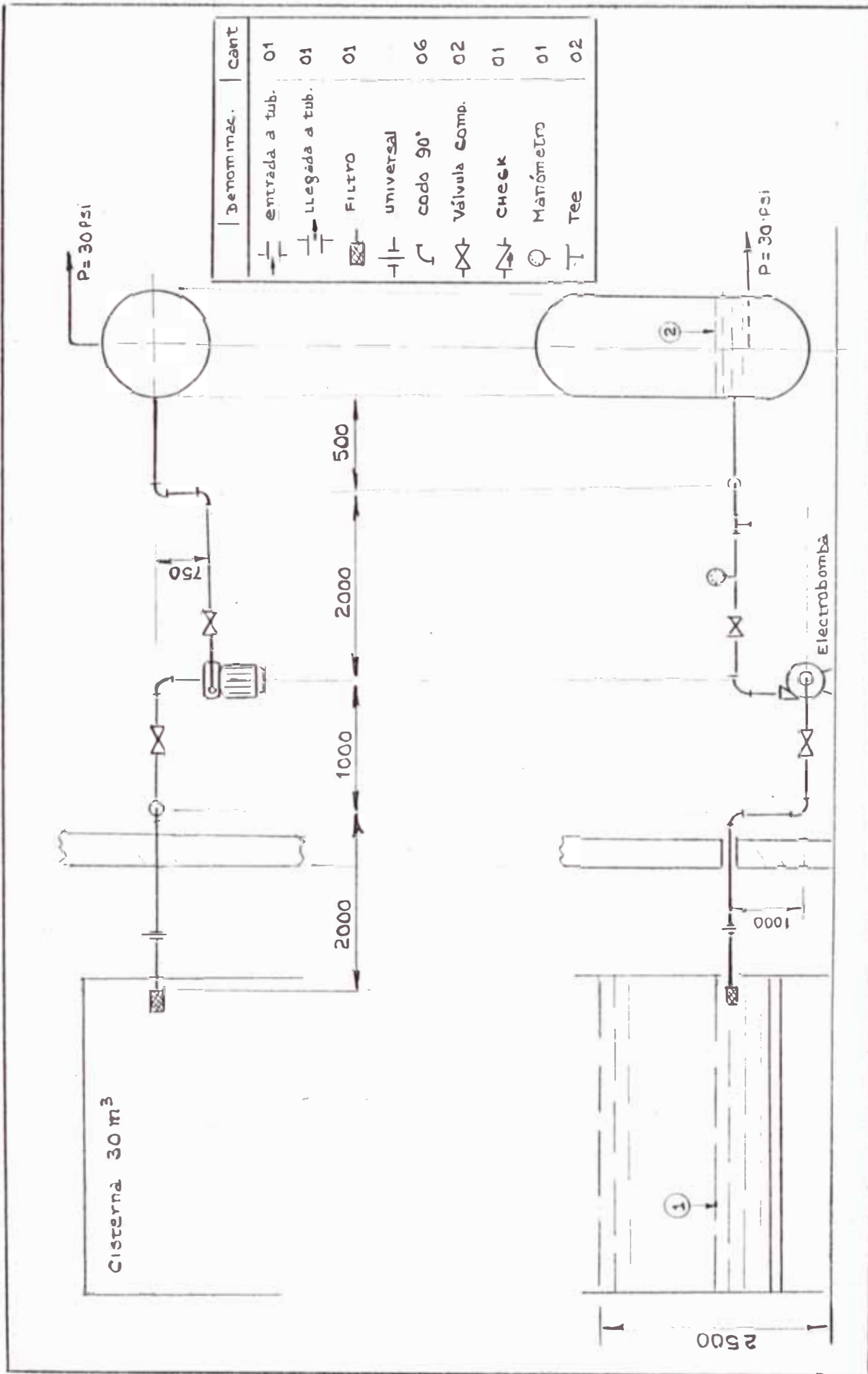
$$Q = \frac{Q_a + Q_p}{2} \dots\dots\dots (1)$$

Cálculo de la curva característica del sistema

Consideramos como dato importante en este caso, el aprovechamiento de la existencia de un tanque cisterna de 30 m³ de capacidad, construido a un metro de la sala de máquinas.

Trazando un esquema de la instalación del sistema, anotamos las dimensiones, distancias y accesorios de que estará provisto el conjunto.

Hay que anotar que en nuestro caso, la ubicación de estos equipos de la planta en esta sala, obligan a efectuar un recorrido adicional en la tubería de succión y en la de descarga de la bomba, ver fig. 4.2.1 (a).



Denominac.	Cant
Entrada a tub.	01
Llegada a tub.	01
Filtro	01
Universal	06
Codo 90°	02
Válvula comp.	01
Check	01
Manómetro	01
Tee	02

Esquema del Sistema Hidroneumático con accesorios

Fig. 4.2.1 (a)

Aplicando Bernoulli en el sistema mostrado en la fig. 4.2.1 (a), tendremos:

$$H_B = \left[(Z_2 - Z_1) + \frac{P_2 - P_1}{G.E.} \right] + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + h_f \quad \dots (2)$$

En donde:

H_B : Altura dinámica de la bomba de agua en m de líquido.

1 : Punto del nivel mínimo de agua en la cisterna.

2 : Punto de nivel mínimo de agua en el tanque.

Z_1 : Altura del punto 1 con respecto al nivel de referencia del sistema, en m:

$$Z_1 \implies 1.15 \text{ m.}$$

Z_2 : Altura del punto con respecto al nivel de referencia del sistema, en m:

$$Z_2 \implies 1.15 \text{ m.}$$

P_1 : Presión manométrica en el punto 1:

$$P_1 = 0 \text{ m de agua.}$$

P_2 : Presión manométrica en el punto 2:

$$P_2 = 30 \text{ psi.}$$

$$= 21 \text{ m de agua.}$$

G.E. : Peso específico del líquido a la temperatura de bombeo, ver apéndice A-2, tabla A-2.12, con una temperatura de líquido de 20 °C, el peso específico del agua será:

$$G.E. = 0,9982 \text{ kg/dm}^3$$

C_1 : Velocidad del líquido en el punto 1:

$$C_1 \longrightarrow 0$$

C_2 : Velocidad del líquido en el punto 2:

$$C_2 \longrightarrow 0$$

h_f : Altura de pérdidas de energía por fricción, en m de columna de líquido.

Para nuestros cálculos recurrimos a la relación matemática que nos provee HAZEN Y WILLIAMS ('1'), cuya fórmula empírica dá muy buenos resultados para cuando el agua se encuentra aproximadamente a 60 °F:

$$h_f = 0,002083 L (100/C)^{1,85} \frac{Q^{1,85}}{d^{4,8655}} \dots (3)$$

En el cual:

L : Longitud de tubería incluyendo longitud equivalente de pérdidas por accesorios, en m.

C : Factor de fricción de Hazen y Williams:

$C = 100$, valor usado para propósitos de diseño, ver apéndice A-2, tabla A-2.1.

Q : Caudal de agua en Gal./min, variable dependiendo de los requerimientos del sistema.

d : Diámetro interior de tubería en pulg., en nuestro caso usaremos tubería de 1 1/2 pulg. diam. nominal y del apéndice A-2, tabla A-2.10:

$$d = 1,610 \text{ pulg.}$$

* Cálculo de la longitud de tubería:

De la fig. 4.2.1 (a) determinamos la longitud de tubería:

- Longitud de tubería de succión de la bomba: 4m
- Longitud de tubería de descarga de la bomba: 4,25m

(*) Total longitud de tubería : 8,25m

**Cálculo de la longitud de tubería:equivalente

Usaremos la ecuación deducida de Darcy-Weisbach siguiente; ver apéndice A-2, tabla A-2:

$$L_a = \frac{K_a * D}{f} \dots\dots\dots (4)$$

En el cual:

L_a : Pérdidas producidas por fricción con accesorios con términos de longitud equivalente en pies.

K_a : Coeficiente de resistencia al flujo en el accesorio ver apéndice A-2, tablas A-2.7 y A-2.8.



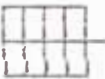

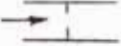




D : Diámetro de tubería en pies, para tubería de 1 1/2 - SCH 40, $D = 0,1342$ pies, ver apéndice A-2, tabla A-2.9

f : Factor de fricción, de apéndice A-2, tabla A-2.9, con tubería de 1 1/2 diám. nominal obten-
dremos $f = 0,021$

Además haremos uso del apéndice A-2, tabla A-2.10,

en el cual leeremos directamente las pérdidas por fricción en algunos accesorios en términos de longitud equivalente en pies de tubería recta.

De este modo construimos el siguiente cuadro de cálculos para tubería con diámetro nominal de 1 1/2":

Accesorio	Cant.	K	L = 6,39K		L	L
			pie	m	Tabla A-2.10	Total
 Entrada a tubería	01	0,78	4,98	1,52	-	1,52
 llegada de tubería	01	1,0	6,39	1,95	-	1,95
 Filtro	01	8,0	51,	15,58	-	15,58
 Conector Universal	07	0,5	3,19	0,97	-	6,82
 Medidor de Flujo.	01	8,0	51,	15,58	-	15,58
 Codo 90°	06	-	-	-	4,03	7,37
 Válvula Compuerta	02	-	-	-	1,07	0,65
 Válvula Check	01	-	-	-	13,40	4,08
 Tee	02	-	-	-	2,68	1,63

(**) Longitud de tubería equivalente: 55,17m
Fig. 4.2.1 (b)

Por lo tanto de (*) y (**) podremos decir que, la longitud de tubería, incluyendo longitud equivalente (L) será:

$$L = 8,25 + 55,17$$

$$L = 63,42 \text{ m}$$

Por lo tanto reemplazando: $L = 63,42 \text{ m}$,

$$C = 100$$

$$d = 1,610 \text{ pul.}$$

En la ecuación (3) de Hazen y Williams tendremos:

$$h_f = 0,002083 * 63,42 * (100/100)^{1,85} * Q^{1,85} / 1,610^{4,8655}$$

$$h_f = 0,0013 * Q^{1,85} \dots\dots\dots (5)$$

Ahora reemplazando valores en la ecuación (2) de la altura de la bomba.

$$H_B = \left| (1,15 - 1,15) + \frac{21, - 10,33}{0,9982} \right| + 0,013 * Q^{1,85}$$

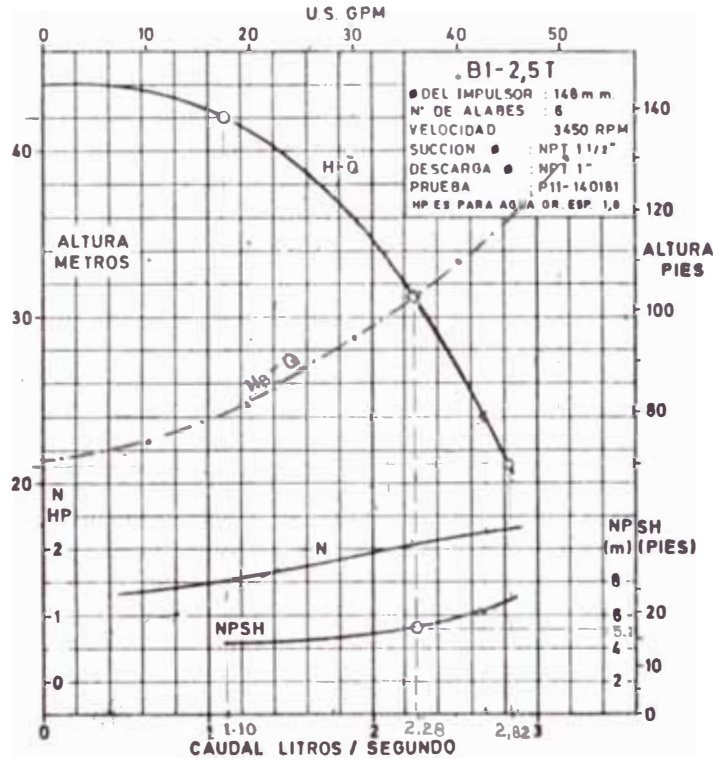
$$H_B = 21,04 + 0,013 * Q^{1,85} \dots\dots\dots (6)$$

De este modo construimos la curva característica del sistema, con la ecuación (6), a varios regímenes de caudal, ver tabla de la Fig. 4.2.1 (c).

Q	Gal/min	0	10	20	30	40	50
H_B	m	21,04	21,96	24,35	28,06	33	39,11

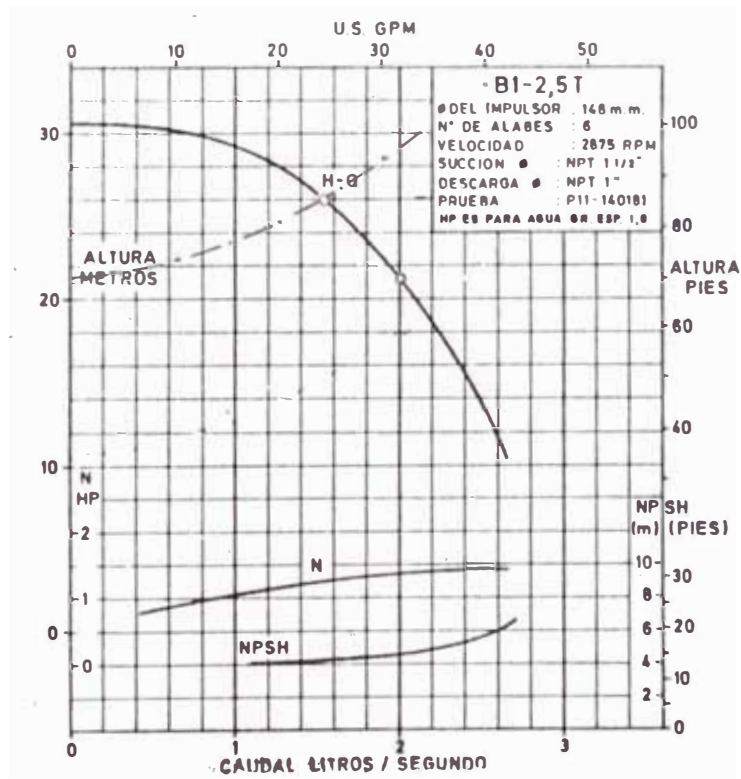
Curva característica del sistema
Fig. 4.2.1 (c)

Esta curva la graficamos en las curvas de altura de la bomba suministrada por el fabricante, que en este caso proporcionó HIDROSTAL S.A. (2)



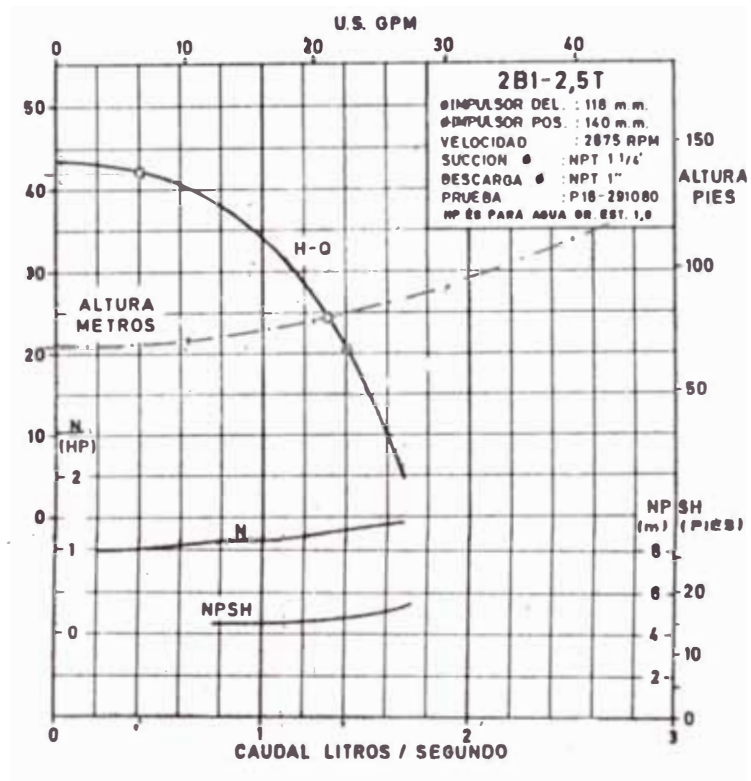
----- Curva característica del sistema.
 ————— Curvas característica de la bomba.
 Fig 4.2.1 (d)

Para efectos de selección adecuada, también mostramos 02 modelos adicionales con sus curvas respectivas, B1-2,5T a 2 875 rpm y 2B1-2,5T a 2 875 rpm.



----- Curva característica del sistema.
 Curvas característica de la bomba.

Fig. 4.2.1 (e)



----- Curva característica del sistema.
 - - - - - Curvas característica de la bomba.

Fig. 4.2.1 (f)

Como resultado de esto, seleccionamos la bomba B1-2,5T de Hidrostal de la Fig. 4.2.1 (d), siendo sus características, las siguientes:

Marca	:	Hidrostal
Modelo	:	B1-2,5T
Tipo	:	Bomba centrífuga, acoplamiento directo 01 impulsor.
Diám. Impulsor	:	148 mm
Nº de álabes	:	6
Velocidad	:	3 450 rpm
Succión Diám.	:	NPT 1 1/2"
Descarga Diám.	:	NPT 1"

Ahora verificamos que esta bomba sea capaz de suministrar la máxima demanda de caudal de 1,17 L/s:

De las curvas características de la bomba B1-2,5T, tenemos:

	Presiones	Caudal	Potencia requerida
De arranque:			
P_m	21 m de agua 30 psi 2,1 kg/cm ²	Q_m 2,82 L/s	2,3hp
De parada :			
P_p	42 m de agua 60 psi 4,2 kg/cm ²	Q_p 1,10 L/s	1,5hp

Fig 4.2.1 (g)

El caudal promedio, usando la ecuación (1), será:

$$Q = \frac{2,82 + 1,10}{2}$$

$$= 1,96 \text{ L/s}$$

$$= 7,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

Caudal con el cual garantizamos que se va a satisfacer la máxima demanda de agua de la planta.

Cálculo del NET POSITIVE SUCTION HEAD (NPSH)

La determinación de NPSH es de suma importancia cuando se deben bombear líquidos muy calientes, o en bombas a mucha altura sobre el nivel del mar, condiciones que se presentan en nuestro caso pero que sin embargo es también importante dejar en claro que no se deberá obviar para garantizar una operación satisfactoria y evitar el efecto de cavitación.

La relación entre el NPSH requerido y el NPSH disponible '3' estará dada de la siguiente manera:

$$\underline{\underline{NPSH_r + 0,5 < NPSH_d \dots\dots\dots (7)}}$$

Siendo:

NPSH_r : Altura neta positiva de succión requerida en m, en la Fig. 4.2.1 (d) y con caudal 2,28 L/s, que es el punto de operación de la

bomba intersectamos la curva del NPSH del fabricante obteniendo:

$$\text{NPSH}_r = 5,2 \text{ m}$$

NPSH_d : Altura neta positiva de succión disponible de la instalación del sistema, siendo:

$$\text{NPSH}_d = \frac{P_{atm} - h_{vp}}{G.E.} - H_{p \text{ succ}} - h_f \dots (8)$$

En el cual:

P_{atm} : Presión atmosférica en el lugar de la instalación. En nuestro caso sobre el nivel del mar, ver apéndice A-2, tabla A-2.11.

$$P_{atm} = 10,33 \text{ m}$$

h_{vp} : Presión de vapor de agua a la temperatura de bombeo del apéndice A-2, tabla A-2.12 y con temperatura de 20 °C:

$$h_{vp} = 0,238 \text{ m}$$

$G.E.$: Peso específica del agua, apéndice A-2, tabla A-2.12 y con temperatura de 20 °C:

$$G.E. = 0,9982 \text{ kg/dm}^3$$

$H_{p \text{ succ}}$: Altura física del nivel de succión más desfavorable desde la superficie

del líquido del lugar donde se succiona, hasta el plano de referencia de la bomba (centro de la bomba).
 Succión negativa: Si la superficie del líquido queda mas baja que el plano de referencia, se antepone el signo menos (-).

Succión positiva: Si la superficie del líquido queda mas alta que el plano de referencia, se antepone el signo más (+).

De la Fig. 4.2.1 (a) tendremos:

$$H_p \text{ succ} = +0,90 \text{ m}$$

h_f : Pérdidas por fricción en la tubería de succión hasta el ingreso de la bomba, de la fig. 4.2.1 (a) y fig. 4.2.1 (b) tendremos:

Denominación	Cant.	Longitud equiv. de pérdidas m
Filtro	01	15,58
Entrada tubería	01	1,52
Codo 90°	03	3,69
Válvula compuerta	01	0,33
Longitud de tubería equivalente		$L = 25,11 \text{ m}$

Fig. 4.2.1 (h)

De las curvas características de la bomba B1-2,5T, fig. 4.2.1 (d), en el punto de operación de la bomba con caudal 2,7 L/s y con $C = 100$ y $d = 1,610$ pulg., reemplazamos valores en la ecuación matemática de Hazen y Williams, (3), tendremos:

$$h_f = 0,002083 * 25,11 (100/100)^{1,85} * (42,8)^{1,85} / (1,610)^{4,8655}$$

$$h_f = 0,22 \text{ m}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (8), tendremos:

$$NPSH_d = \frac{10,33 - 0,238}{0,9982} + 0,90 - 0,22$$

$$NPSH_d = 10,79 \text{ m}$$

Luego de estos cálculos efectuados podremos utilizar la relación(7) de la siguiente manera:

$$5,2 + 0,5 < 10,79 \text{ m}$$

$$5,7 \text{ m} < 10,79 \text{ m}$$

Concluimos que, como el $NPSH_d$ de 10,79 m de la instalación resulta mayor que $NPSH_r$ de 5,7 m de la bomba (incluyendo el margen adicional de seguridad de 0,5 m), se garantiza la eliminación de efectos posteriores por cavitación y por lo tanto el correcto funcionamiento del sistema.

4.2.2 Número máximo de arranques permitidos por hora (N)

Como determinamos en la fig. 4.2.1 (g), la potencia requerida por las bombas están en el rango de 1,5 HP, que clasifica nuestra instalación como MEDIANA y usando la tabla de la fig. 3.5.2 (a), el número máximo de arranques permitidos por hora (N) recomendado deberá ser de 8 a 10 arranques. Por lo utilizaremos para efectos de cálculo, los valores de 3, 4, 5, 6, 7 y 8 arranques por hora como máximo según lo indicado anteriormente.

4.2.3 Cálculo del volumen total del tanque hidroneumático

Utilizando los gráficos del apéndice A-1, tabla A-1.4, e iterativamente para valores de N iguales a 4, 4, 6, 7 y 8 arranques por hora y con los valores hallados en la fig. 4.2.1 (g) de presión de arranque P_m de 30 psi (1,2 kg/cm²) y presión de parada de 60 psi (2,4 kg/cm²); además utilizaremos el valor de caudal $Q_m = 2,82$ L/s (10,15 m³/h) que es el mayor caudal que es capaz de suministrar la bomba, construimos el cuadro de la fig. 4.2.3 (a) siguiente:

Número de arranques en min. N	Intermitencia de arranques en min.	Relación $Qm^3/h/V_Tm^3$	V_T con $Q = 2,82 L/s$ $= 10,15 m^3/h$	
		de tabla A-1.4	m^3	Gal(USA)
3	20	3,7	2,74	723,85
* 4	15	5	2,03	536,28
5	12	6,2	1,64	433,25
6	10	7,4	1,37	361,93
7	8,6	8,8	1,15	303,81
8	7,5	9,9	1,03	272,10

Cuadro de iteraciones para N y V_T

Fig. 4.2.3 (3)

Tomando en consideración que a mayor volumen, mayores son los costos de inversión y si la tendencia es de menor volumen, implica que el número de arranques por hora de la electrobomba aumenta y como consecuencia la vida útil del motor eléctrico de la electrobomba disminuye.

* Por lo tanto consideramos que con un número de arranques por hora de 4 (cada 15 minutos) será razonable tomando en cuenta que el sistema contará con otra electrobomba idéntica instalada para funcionar alternamente en el sistema.

Así tendremos que el volumen total a calcular será de 2,03 m³ de agua. (536,28 Gal. USA).

4.2.4 Cálculo del volumen útil (V_U)

Con la presión de arranque de 30 psi (2.1 kg/cm²), utilizando las recomendaciones de tabla de la fig. 3.5.3 (b), obtenemos la relación óptima siguiente:

$$\frac{V_U}{V_T} = 0,32 \quad \dots\dots\dots (9)$$

De 4.2.3, sabemos que V_T = 2.03 m³ por lo tanto:

En la ecuación (9) hallamos el volumen útil óptimo así:

$$V_U = 0,32 * 2,03 \text{ m}^3$$

$$V_U = 0,655 \text{ m}^3 \quad \dots\dots\dots (a)$$

Cálculo que comprobaremos con las ecuaciones (3) y (4) dadas en la sección 3.5.3, reemplazando los valores correspondientes tendremos en la ecuación (3):

$$V_U = \frac{0,8 * 2,03 * (4,2 - 2,1)}{(4,2 + 1)}$$

$$V_U = 0,656 \text{ m}^3 \dots\dots\dots (b)$$

Así también con las presiones absolutas de arranque y parada; en la ecuación (4):

$$\% V_U = [1 - (30 + 14,7)/(60 + 14,7)] (1 - 0,20)$$

$$\% V_U = 0,32$$

Así:

$$V_U = 0,32 * 2.03$$

$$V_U = 0,65 \text{ m}^3 \dots\dots\dots (c)$$

Por lo tanto comparando los resultados (a) y (b), el volumen útil calculado como óptimo será de 0,65 m³.

4.2.5 Cálculo de las dimensiones del tanque hidroneumático

Las dimensiones se ajustarán a las medidas establecidas como normas proporcionadas por la API - ASME, en su capítulo 3 para "Recipientes a Presión No Térmicas" en sus apéndices A3-3, A3-4, A3-5 y las normas para "Tapas Bombeadas y Rebordeadas" para calderos y recipientes a presión no térmicos en su capítulo 2, pág. 18 del Manual de APLICACIONES Y RECOMENDACIONES PRACTICAS PARA TANQUES".

Así como también de la tabla de "Dimensiones

Normalizadas para la construcción de tanques hidroneumáticos" que se muestra en el apéndice A-1, tabla A-1.3 del presente proyecto.

De tal manera que para nuestra capacidad del tanque de 2,03 m³ (536,28 Gal. USA), es recomendable usar un diámetro normalizado de 36" por lo tanto:

$$V_T = \text{Altura Total} * \text{Area de la sección} \dots\dots (10)$$

$$2,03 = \text{Altura Total} * \pi * (0,914)^2 / 4$$

$$\text{Altura Total} = 3,09 \text{ m}$$

Así tendremos:

D : Diámetro del tanque, 36 pulg.

h : Altura total del tanque, 3,09 m (10)

4.2.6 Volumen ocupado por la cámara de aire en el arranque y parada de la bomba

Determinaremos los volúmenes de arranque y parada considerando que durante el funcionamiento del tanque hidroneumático las variaciones en volumen y la presión de la cámara de aire se realizan a temperatura constante , por ello aplicando Ley de Boyle:

$$P_a * V_a = P_p * V_p \dots\dots\dots (11)$$

En donde:

P_a : Presión absoluta de arranque

$$P_a = 30 + 14,7 \\ = 44,7 \text{ psi}$$

P_p : Presión absoluta de parada

$$P_p = 60 + 14,7 \\ = 74,7 \text{ psi}$$

V_a : Volumen de arranque, por definición en la sección 3.1.3, ecuación (1):

$$V_a = V_p + V_u$$

Siendo $V_u = 0,65 \text{ m}^3$, ver 4.2.4, :

$$V_a = V_p + 0,65 \dots\dots\dots (12)$$

V_p : Volumen de parada

Reemplazando estos valores en la ecuación (11) tendremos:

$$44,7 * V_a = 74,7 * V_p \\ V_a = 1,67 * V_p \dots\dots\dots (13)$$

Reemplazando (13), en (12) determinamos el volumen de parada:

$$1,67 * V_p = V_p + 0,65 \\ 0,67 * V_p = 0,65 \\ V_p = 0,97 \text{ m}^3$$

Reemplazando este valor en la ecuación (12)

determinamos el volumen de arranque:

$$V_m = 0,97 + 0,65$$

$$V_m = 1,62 \text{ m}^3$$

4.2.7 Niveles de operación del agua en el interior del tanque hidroneumático

Optaremos por instalar el tanque en forma vertical porque ofrece la menor área de contacto entre el agua y el aire disminuyendo la absorción del aire por el agua con la inevitable pérdida de presión.. Tendremos así:

D : Diámetro del tanque hidroneumático, 36 pulg.
(0,914 m).

h_t : Altura total del tanque, 3,09 m.

A : Area de la sección transversal del tanque,
0,72 m².

V_m : Volumen de arranque, 1,62 m³.

V_p : Volumen de parada, 0,97 m³.

V_u : Volumen útil, 0,65 m³.

V_r : Volumen remanente, 0,41 m³.

Así también tendremos:

h_m : Altura de arranque, de la ecuación (5),
sección 3.1.10:

$$h_m = \frac{1,62}{0,72}$$

$$h_m = 2,25 \text{ m.}$$

h_u : Altura útil de la ecuación (3) de la sección 3.1.8:

$$h_u = \frac{0,65}{0,72}$$

$$h_u = 0,90 \text{ m.}$$

h_p : Altura de parada de la ecuación (4) de la sección 3.1.9:

$$h_p = (2,25 - 0,90)$$

$$h_p = 1,35 \text{ m.}$$

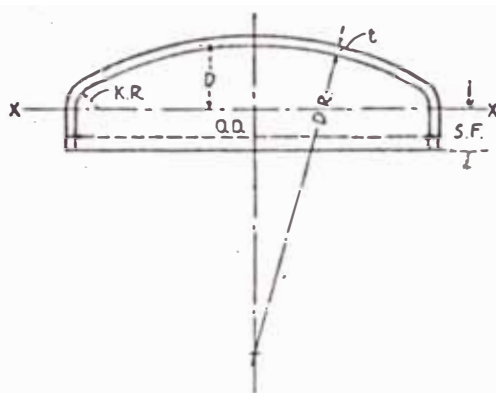
h_r : Altura remanente, de la ecuación (6), sección 3.1.11:

$$h_r = (3,09 - 2,25)$$

$$h_r = 0,84 \text{ m.}$$

Estos cálculos se muestran en la fig. 4.2.7(b)

Los parámetros para las tapas bombeadas en ec presión no térmicos se muestran en la siguiente fig. 4.2.7 (a).



Diámetro exterior OD	Espesor calibrado t	Radio de bombeo DR	Radio de rebordes KR	Máx. pestaña recta SF	Profundidad interior del bombeo D	Diámetro del desarrollo	Peso del diám de desarrollo		Volumen.	
							lb	cu in.	gal	
36	1/4	36	2 1/4	3	6.020	42.00	98	3662.8	15.856	
	3/16	36	2 1/4	3 1/2	5.988	42.00	123	3621.6	15.678	
	3/8	36	2 1/4	4 1/2	5.956	42.00	147	3580.7	15.501	
	7/16	36	2 1/4	6	5.924	42.00	172	3540.3	15.326	
	1/2	36	2 1/4	6	5.892	42.00	196	3500.3	15.153	
	5/8	36	2 1/4	6	5.829	42.00	245	3421.4	14.811	
	3/4	36	2 1/4	6	5.767	42.00	294	3344.0	14.476	
	7/8	30	2 5/8	6	6.781	42.25	352	3821.9	16.545	

Fig. 4.2.7 (a).

De la fig. 4.2.7 (a) con diámetro de 36 pulg., espesor de 1/4 pulg. tendremos un volumen de tapa de 15,856 Gal. (0,057 m³) y de la fig. 4.2.7 (b) tendremos:

$$A * h_d = 0.057 \text{ m}^3$$

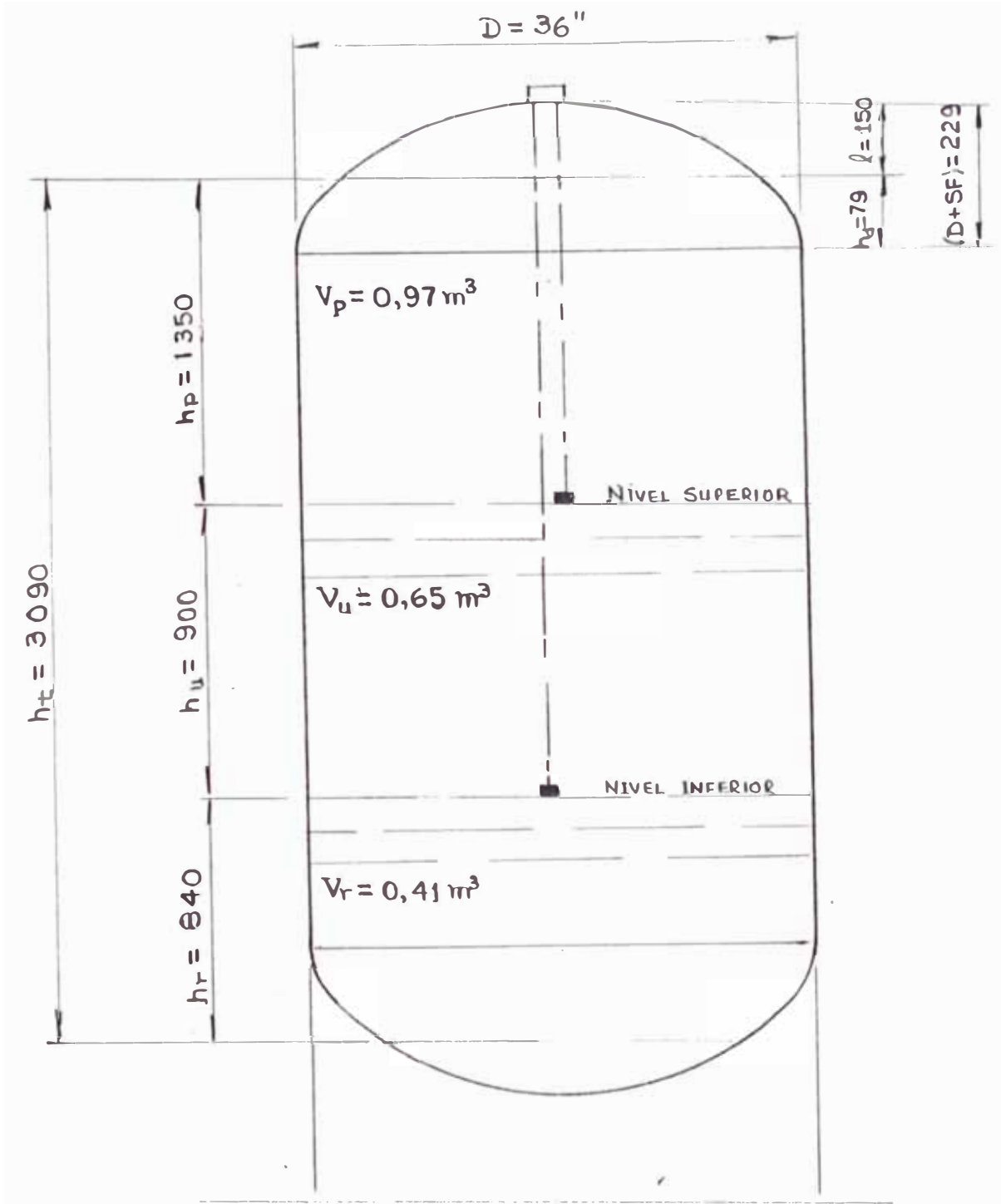
$$0,72 * h_d = 0,057$$

$$h_d = 0,079 \text{ m.} \dots\dots\dots (14)$$

Además de la fig.4.2.7 (b) tendremos:

$$\frac{h_d + 1}{D + SF} \dots\dots\dots (15)$$

De tal manera que de (14) y (15), $1 = 0,15 \text{ m.}$



Niveles de operación calculados

fig. 4.2.7 (b).

Por consiguiente la ubicación de los electrodos de arranque y parada de las electrobombas, de la fig. 4.2.7 (b) serán:

- Electrodo de parada = 1,5 m
- Electrodo de arranque = 2,4 m

4.2.8 Ubicación de las coplas o conexiones del tanque

Las coplas a instalarse son:

1. Copla de ingreso de agua.
2. Copla de salida de agua.
3. Copla de ingreso de aire comprimido.
4. Copla para válvula de seguridad.
5. Coplas para nivel de agua.
6. Copla para porta electrodos.
7. Copla para drenaje de sedimentos y purga.

Ver fig. 4.2.8 (a).

Estas coplas son de diversos diámetros dependiendo de los dispositivos a instalarse, véase sección 4.10. Según recomendaciones de API-ASME para tanques hidroneumáticos deberán ser de 150 ps de Fe G. y la unión se efectuará con soldadura de filete como se detalla en el plano IM-02, ENSAMBLAJE Y DETALLE DEL TANQUE HIDRONEUMÁTICO.

4.3 Calidad de los aceros a usar

Seguiremos las especificaciones técnicas de la sección VIII, titulada Reglas para la Construcción de Recipientes a Presión del Código ASME.

Los materiales pueden ser planchas de acero al carbono y de baja aleación, ver apéndice A-4, tabla A-4.1

Para nuestro tanque hidroneumático que trabajará a temperatura ambiente se puede optar por los siguiente tipos de acero:

TIPO	GRADO	LIMITE FLUENCIA psi S_y	RESISTENCIA A ROTURA psi S_u	MAXIMA RESISTENCIA PERMISIBLE psi DE -20°F A 650°F
A-36	-	36 000	58 000	12 700
A-283	C	30 000	55 000	12 700
A-283	D	33 000	60 000	12 700
A-285	C	30 000	55 000	13 800

Fig. 4.3.1 (a).

4.4 Cálculo del espesor del cuerpo cilíndrico

El diseño se ajustará al caso de RECIPIENTES DE PAREDES DELGADAS SOMETIDAS A PRESION INTERNA⁽⁴⁾. para espesores menores que un décimo del radio, y no existen cambios bruscos en el espesor, pendiente o curvatura, el esfuerzo meridiano S_1 y el esfuerzo circunferencial S_2 , son practicamente uniformes a lo largo del espesor de la pared y son los únicos que tienen importancia, se les llama esfuerzos diafragma o esfuerzo membrana.

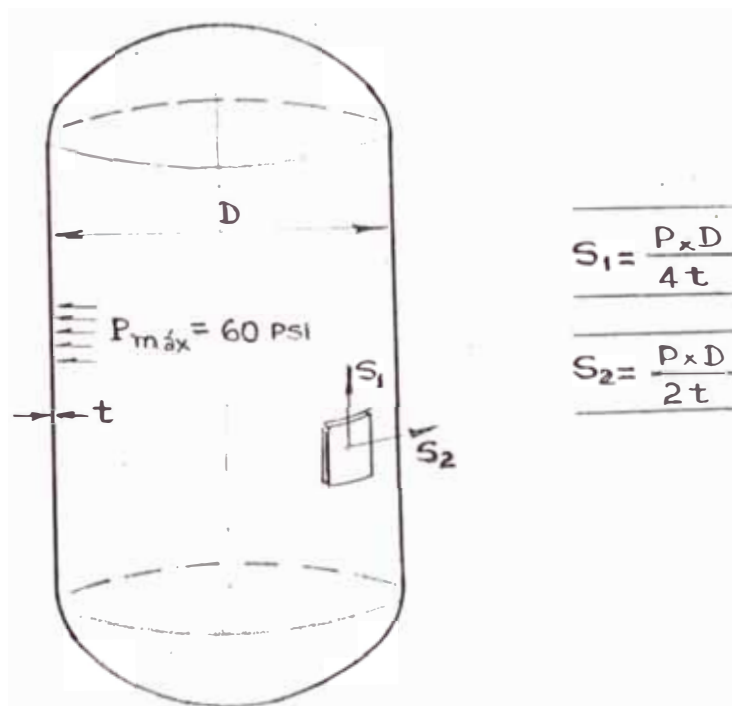


Fig. 4.4 (a).

Siendo el esfuerzo meridiano (σ_1):

$$S_1 = \frac{P * D}{4t} \dots\dots\dots (16)$$

Siendo el esfuerzo circunferencial (σ_2):

$$S_2 = \frac{P * D}{2t} \dots\dots\dots (17)$$

Además usaremos el criterio general de diseño del código ASME para recipientes sometidos a presión interna menor de 150 psi:

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0,6 P} = \frac{P * D}{2S * E - 1,2 P} \dots\dots\dots (18)$$

Que incluye mejoras con un factor correctivo empírico como la eficiencia de la unión soldada:

t : Mínimo espesor de la plancha cilíndrica sin incluir tolerancia por corrosión.

P : Presión de diseño o máxima presión de trabajo permisible, 75 psi.

D : Diámetro interior del cilindro, por ser de pared delgada, usaremos 36 pulg.

S : Máxima resistencia permisible a la tracción, del apéndice A-4, tabla A-4.1:

$$S = 12\ 650 \text{ psi}$$

E : Eficiencia de la unión soldada, de tabla A-3.5:

$$E = 0.70.$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (18) el espesor mínimo requerido será:

$$t = \frac{75 * 36}{2 * 12650 * 0.70 - 1.2 * 75}$$

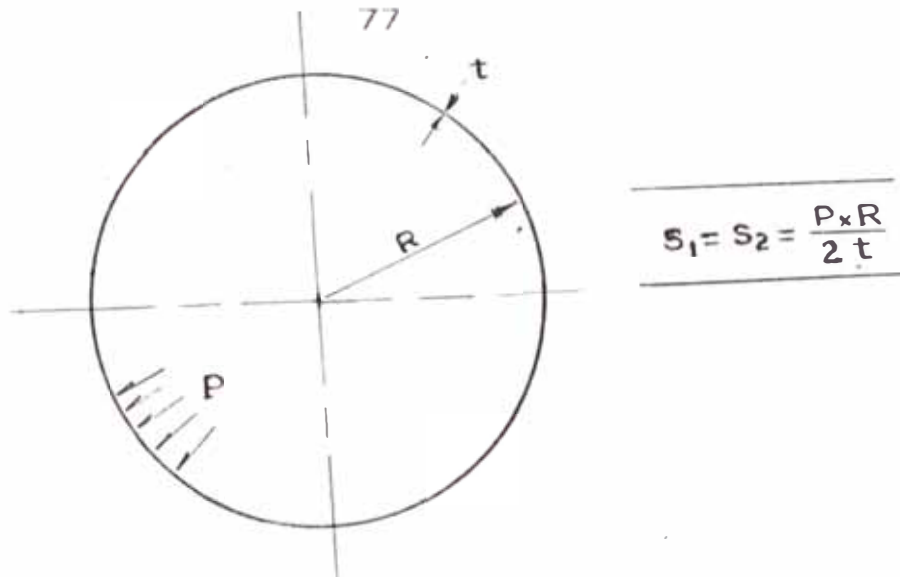
$$t = 0.153 \text{ pulg.}$$

Adicionando 1/32" por corrosión, por lo tanto usaremos plancha estructural de 3/16" de calidad A-36.

Si verificamos el máximo esfuerzo circunferencial con la ecuación (17) obtendremos 7 125 psi que es mucho menor que el esfuerzo permisible de 12 650 psi.

4.5 Cálculo de las tapas bombeadas y rebordeadas

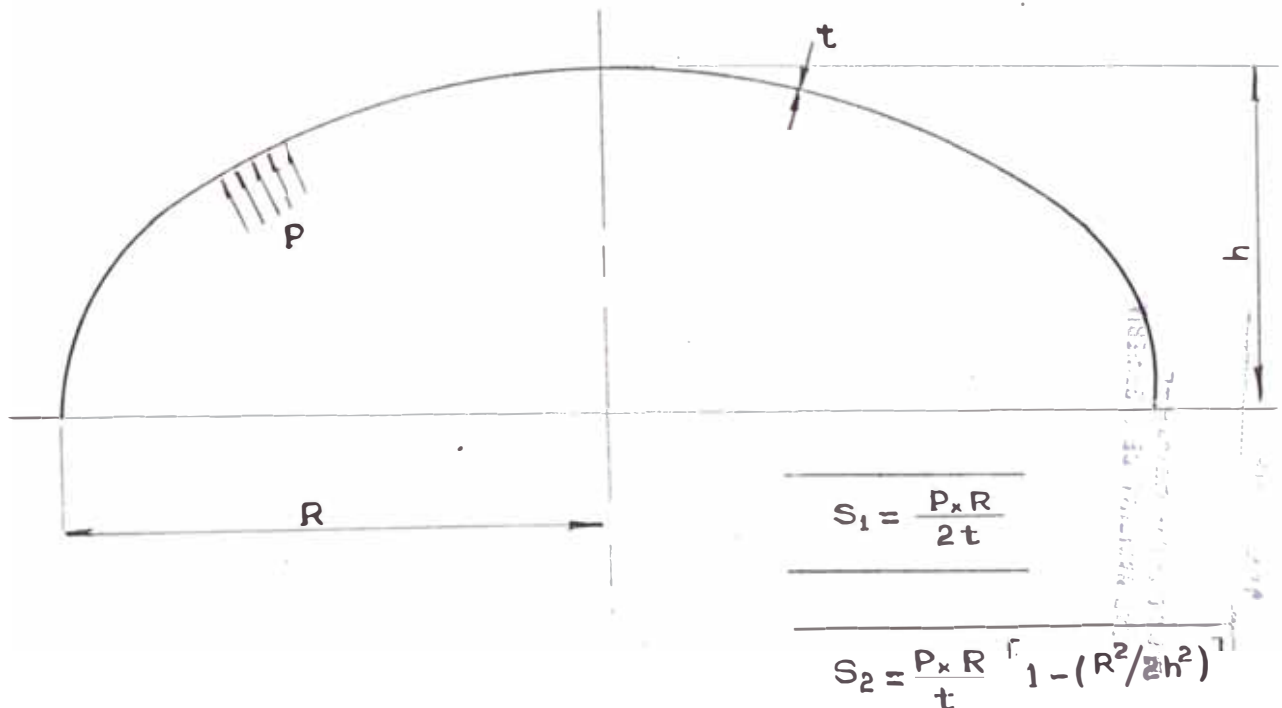
Siempre cuando se requiera almacenar t_c en condiciones que permitan altas presiones de diseño, el depósito requerido a diseñar deberá tener siempre la configuración esférica.



Depósito esférico (6)

Fig. 4.5 (a)

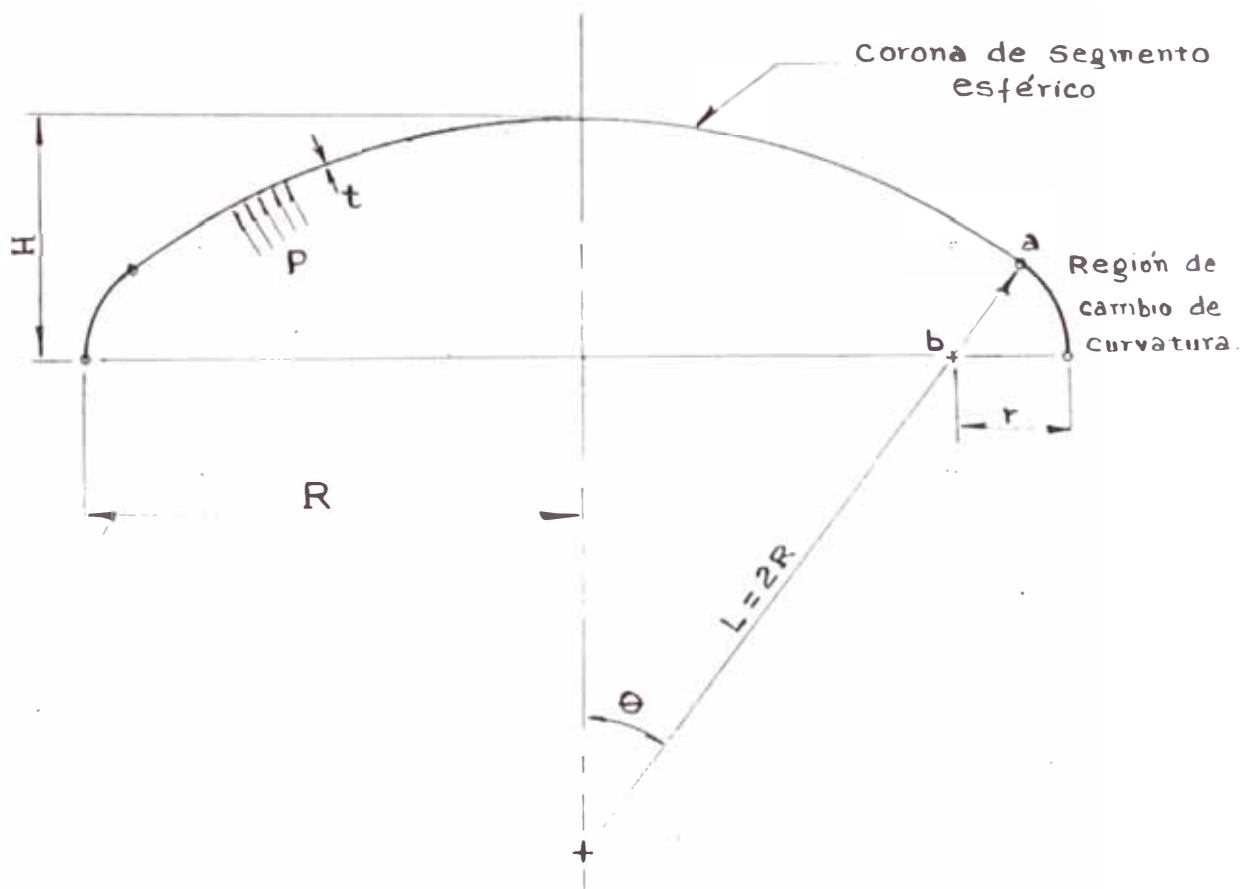
Una tapa semi-elipsoidal es generada por la rotación de una semi elipse y es muy frecuente su uso en el diseño para depósitos cerrados si se trabaja con presiones internas sobre los 150 psi como tapas de fondo en cilindros altos Fig. 4.5. (b).



Tapa semi-elipsoidal 7

Fig. 4.5 (b)

La más común y comercialmente disponible, tapa usada en estos casos es la del tipo TORI-ESFERICA, con un mínimo de región de cambio de curvatura de radio igual al 6% del máximo radio interior de corona L . Siendo L igual al diámetro exterior del cuerpo cilíndrico adyacente, ver Fig.4.5 (c).



- t : Espesor de la tapa.
- H : Profundidad de la tapa.
- P : Presión interna.
- R : Radio del cilindro adyacente.
- $\text{Sen } \theta : (R-r) (L-r).$

Geometría de la tapa tori-esférica (e)

Fig. 4.5 (c).

Para calcular los esfuerzos bajo una presión interna es desahable utilizar el mismo esfuerzo máximo de membrana en la región de corona que se utiliza en una región cilíndrica, ver sección 4.4, ecuación (17).

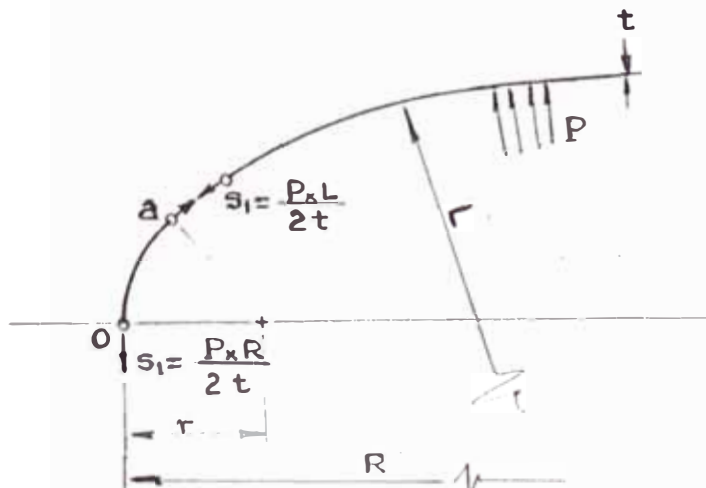
Los esfuerzos de membrana en estas tapas serán calculadas de la siguiente manera:

En el punto "o" de la fig. 4.5 (d), el esfuerzo longitudinal será:

$$S_1 = \frac{P * R}{2t} \dots\dots\dots (19)$$

En la corona esférica sobre el punto "a" los esfuerzos longitudinales y circunferenciales son iguales, por lo tanto:

$$S_1 = S_2 = \frac{P * L}{2t} \dots\dots\dots (20)$$



Esfuerzos en la tapa tori-esférica (Ψ)
Fig. 4.5 (d)

Además el código ASME proporciona una fórmula de esfuerzos (21) con corrección empírica por soldadura, E, como por discontinuidad de esfuerzos M:

$$S * E = \frac{P * L * M}{2t} + 0,1 P \dots\dots(21)$$

De esta ecuación (21) deducimos el espesor mínimo t:

$$t = \frac{P * L * M}{2(S * E - 0,1 P)} \dots\dots\dots(22)$$

En donde:

t : Mínimo espesor de la plancha sin incluir tolerancia por corrosión.

P : Presión máxima de diseño.

P = 75 psi, ver sección 4.4

L : Diámetro interior de corona.

L = D = 35,625 pulg., ver sección 4.4.

S : Máxima resistencia permisible a la tracción.

S = 12 650 psi, ver sección 4.4

M : Factor de corrección por discontinuidad de esfuerzos, se podrá tomar M = 1,50, factor conservador(?).

E : Eficiencia de la junta soldada.

E = 0,70 ,ver apéndice A-3, tabla A-3.5.

Reemplazando estos valores en la ecuación (22)

tendremos:

$$t = \frac{75 * 35,625 * 1,50}{2 (12 650 * 0,70 - 0,1 * 75)}$$

$$t = 0,226 \text{ pulg.}$$

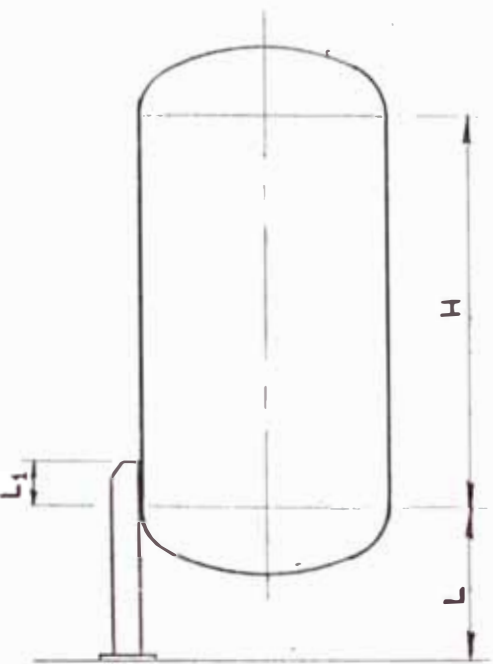
Adicionando una tolerancia por corrosión de 1/32" el espesor de la tapa final por lo tanto deberá ser de 1/4" de acero estructural, calidad A-36..

4.6 Diseño de los soportes del tanque hidroneumático

Para tanques pequeños y de mediana capacidad, cuyas dimensiones se encuentren limitadas a lo especificado en la tabla de la fig. 4.6 (a), los soportes serán del tipo viga vertical, uniformemente espaciadas o distribuidas.

La cantidad de soportes (N), en función del diámetro del tanque está indicado como buena práctica en la misma tabla de la fig. 4.6 (a).

Para otras condiciones, de altura de tanques muy elevados, pesos moderados y/o temperatura de operación elevados es preferible referirse a las indicaciones del PRESSURE VESSEL DESIGN HANDBOOK, de Henry Bednar.

	Tanques a presión Tanques interna depósito	
	Máx. D	6' 0"
Máx. H/D	5'	5'
Máx. L/D	2'	-
Número de soportes:		
N = 3	Para D < 3' 6"	
N = 4	Para D > 3' 6"	
N = 6 a 8	otros requerimientos	

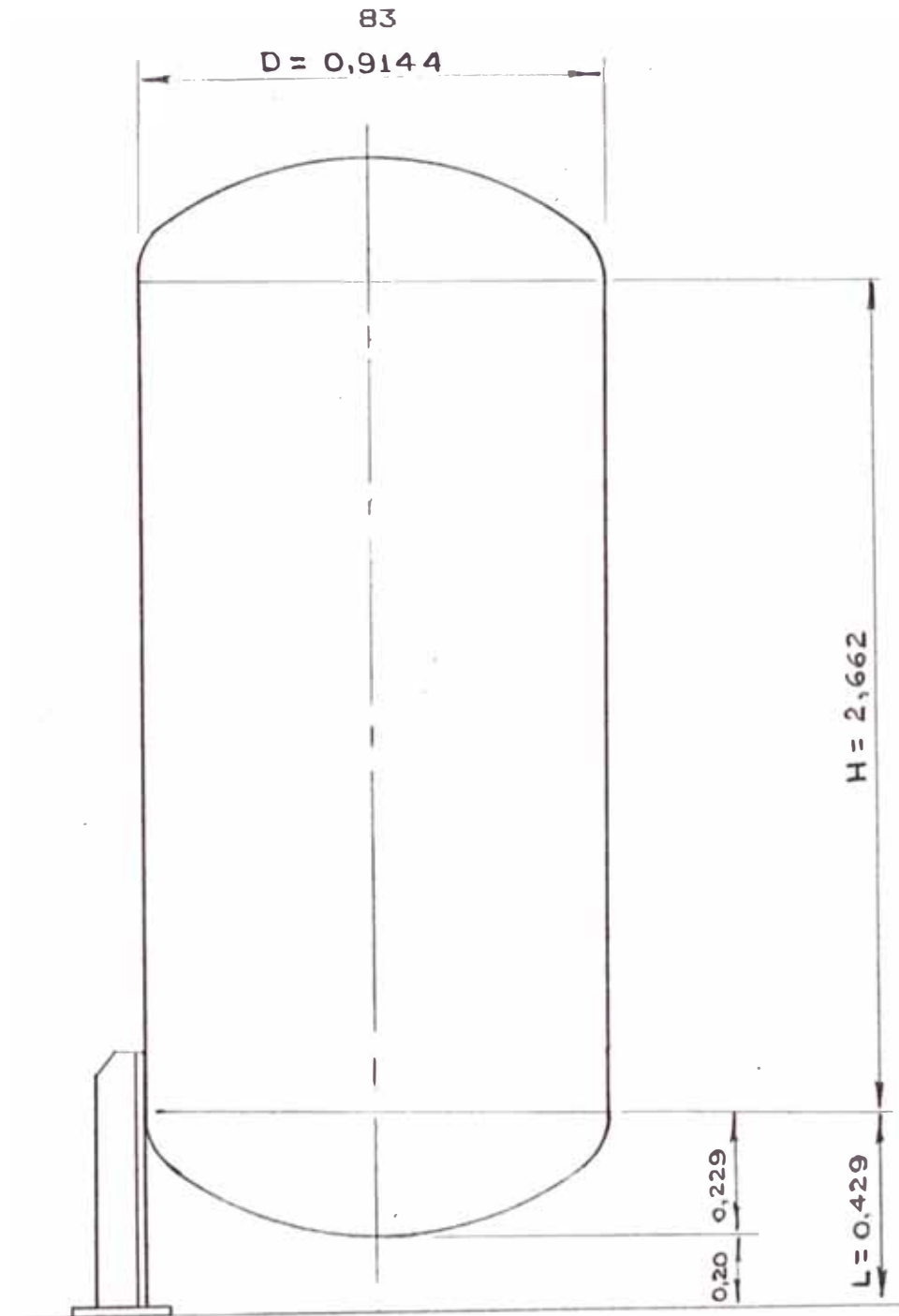
Recomendación práctica de número de soportes ⁽¹¹⁾

Fig. 4.6 (a)

4.6.1 Cálculo de la sección más económica y segura del soporte

Para determinar el máximo esfuerzo a que estarán sometidos los soportes del tanque, este deberá ser primero seleccionado. A causa de las numerosas variables, un cálculo de dimensiones es factible de efectuar.

Posteriormente será necesario efectuar cálculos sucesivos para seleccionar la sección más económica y segura.



$$D = 36'' = 3' = 0,9144 \text{ m}$$

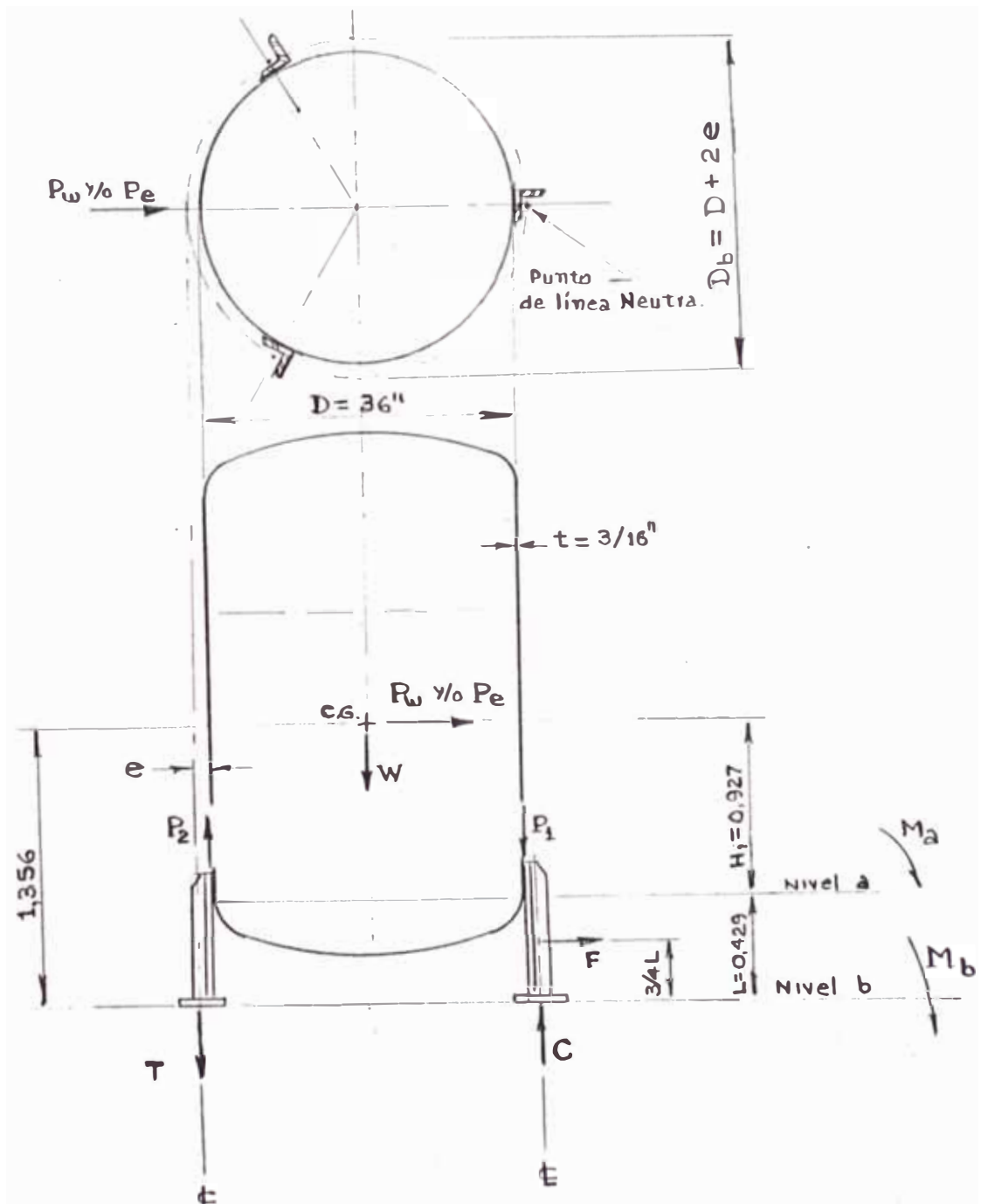
$$H/D = 2,662/0,9144 = 2,91$$

$$L/D = 0,429/0,9144 = 0,45$$

Dimensiones relativas del tanque

Fig. 4.6.1 (a)

De la fig. 4.6.1 (a) y con la tabla de la fig. 4.6 (a), tendremos que con tres soportes de ángulos de 100 * 100 * 10 como primera iteración (ver tabla fig. 4.6.1 (e)) efectuamos un análisis de cargas actuantes sobre el tanque:



Cargas y momentos que actúan sobre el cilindro (12)
Fig. 4.6.1 (b)

De la fig. 4.6.1 (b), tendremos que las cargas impuestas en los soportes son verticales y horizontales, debido al peso, a las fuerzas sísmicas y/o al viento.

P_w : Fuerza del viento sobre el área expuesta del tanque, en nuestro caso por ser área cerrada $P_w = 0$.

P_m : Fuerza inercial debido a sismos es igual al peso del tanque por un coeficiente que depende de la zona sísmica de ubicación del tanque.

$$P_m = c * W \dots\dots\dots (23)$$

Además :

Item	Zona 0	Zona 1	Zona 2	Zona 3
Tanque	0	0,05	0,10	0,20
Otros Equipos.	0	0,25	0,50	1,00

Valores de coeficiente sísmico (13)
Fig. 4.6.1 (c)

En nuestro caso usamos $c = 0,20$, y el peso del tanque lleno será $W = 1\,325$ kg., en la ecuación (23) :

$$P_m = 0,20 * 1\,325$$

$$P_m = 265 \text{ kg.}$$

Esta fuerza actúa a 1,356 m de la base, en el

centro de gravedad del tanque lleno.

M_a : Momento de volteo respecto al nivel "a" ver fig. 4.6.1 (b)

$$\underline{M_a = P_m * H_1} \dots\dots\dots (25)$$

$$M_a = 265 * 0,927$$

$$M_a = 245,6 \text{ kg-m}$$

M_b : Momento de volteo con respecto a la base "b" ver fig. 4.6.1 (b)

$$\underline{M_b = P_m (H_1 + L)} \dots\dots\dots (26)$$

$$M_b = 265 (1,356)$$

$$M_b = 359,3 \text{ kg-m}$$

P_1 : Carga excéntrica de compresión en el tope superior del soporte, fig. 4.6.1 (b)

$$\underline{P_1 = (W/N) + (4 M_a/N * D)} \dots\dots\dots (27)$$

$$P_1 = 1\ 325/3 + 4 * 245,6/3 * 0,9144$$

$$P_1 = 799,8 \text{ kg}$$

P_2 : Carga excéntrica de tracción.

$$\underline{P_2 = -(W/N) + (4 M_b/N * D_b)} \dots\dots\dots (28)$$

$$P_2 = -(1\ 325/3) + (4 * 245,6/3 * 0,9144)$$

$$P_2 = -83,5 \text{ kg.}$$

C : Máxima carga axial en compresión.

$$\underline{C = (W/N) + (4 M_b/N * D_b)} \dots\dots\dots (29)$$

$$C = 1\,325/3 + 4 * 359,3/3 * 0,9723$$

$$C = 934,4 \text{ kg}$$

T : Reacción vertical en tracción en la base de soporte:

$$T = -(W/N) + (4 M_b/N * D_b) \dots\dots\dots (30)$$

$$T = -1\,325/3 + 4 * 359,3/3 * 0,9723$$

$$T = 51 \text{ kg.}$$

Para calcular la carga lateral F debido a la fuerza inercial P, se asume que es: (14)

$$F = \frac{P * I}{\Sigma I} \dots\dots\dots (31)$$

Siendo I, el momento de inercia de la sección recta alrededor del eje perpendicular a la dirección del viento o movimiento sísmico, y ΣI es la sumatoria de los momentos de inercia con respecto a los ejes x e y indicado en la fig. 4.6.1 (d).

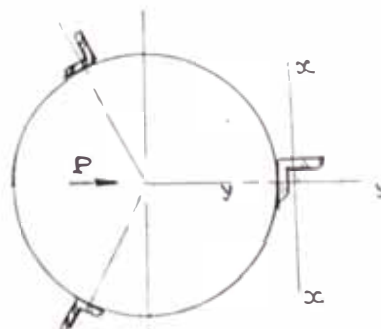


Fig. 4.6.1 (d)

Resumiendo, y del apèndice A-4, tabla A-4.2:

$$I_x = 204\,371 \text{ cm}^4$$

$$\Sigma I = 272\,755,1 \text{ cm}^4$$

De tal manera que de la ecuación (31):

$$F = \frac{265 * 204\,371}{272\,755,1}$$

$$F = 198,5 \text{ kg.}$$

Determinamos ahora el esfuerzo de compresión axial f_a en la viga angular (14):

$$f_a = C/A \dots\dots\dots (32)$$

Siendo $C = 934,4 \text{ kg}$, y $A = 19,2 \text{ cm}^2$ el àrea de la secci3n recta 100 - 100 - 10, (del apèndice A-4, tabla A-4.2) en la ecuaci3n (32) :

$$f_a = 934,4/19,2$$

$$f_a = 48,67 \text{ kg/cm}^2$$

El esfuerzo de flexi3n f_b serà (14):

$$f_b = \frac{P_1 * e}{I_x/c} + F * \frac{(3/4 L)}{I_x/c} \dots\dots\dots (33)$$

En donde :

P_1 : Carga excèntrica de compresi3n.

$$P_1 = 799,8 \text{ kg.}$$

e : Excentricidad de la carga P_1 con res to a la lnea de centro, ver fig. 4.6.1

(b)

$$e = 2,89 \text{ cm}$$

I_x / c : Módulo resistente, del apéndice A-4, tabla A-4.1.

$$I_x / c = 24,7 \text{ cm}^3$$

F : Fuerza de carga lateral.

$$F = 198,5 \text{ kg} \quad , \text{ de ecuación (31)}$$

L : Longitud del soporte.

$$L = 42,9 \text{ cm} \quad , \text{ de fig. 4.6.1 (b).}$$

Reemplazando éstos valores en la ecuación

(33) :

$$f_b = \frac{799,8 * 2,89}{24,7} + 198,5 * \frac{(3/4 * 42,9)}{24,7}$$

$$f_b = 352,15 \text{ kg/cm}^2$$

Para cargas combinadas en un buen diseño la siguiente relación deberá ser cercana a la unidad:

$$\frac{(f_a/F_a) + (f_b/F_b) \leq 1 \dots\dots\dots (34)}$$

Sólo para $f_a/F_a \leq 0,15$.

En donde:

F_a : Esfuerzo límite permisible en una columna sometida a carga axial⁽¹⁵⁾.

$$F_a = 1\,400 \text{ kg/cm}^2$$

F_b : Esfuerzo permisible en una columna a flexión en ausencia de cargas axiales.

$$F_b = 0,6 F_y$$

$$F_b = 0,6 * 4\ 200 \quad , \text{ Apéndice A-4, tabla A-4.3}$$

$$F_b = 2\ 520 \text{ kg/cm}^2$$

Reemplazando valores en la ecuación (34):

$$\left(\frac{48,67}{1\ 400} \right) + \left(\frac{352,15}{2\ 520} \right) = 0,17 \dots\dots\dots (37)$$

Demostramos así que nuestro diseño de los soportes no fallará por esfuerzos a los cuales estará sometido durante su operación, sin embargo el área escogida es mucho mayor que la necesaria.

En el siguiente cuadro de la fig. 4.6.1 (e) se muestran los resultados de los máximos esfuerzos axial de compresión f_a y el máximo esfuerzo de flexión f_b para otras vigas y la condición del diseño óptimo y económico:

Angulo L mm	f_a kg/cm ²	f_b kg/cm ²	$\frac{f_a}{F_a} \leq 0,15$	$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_b}{F_b} \leq 1$
100-100-10	48,67	352,15	0,035	0,17
55-55-10	97,80	1232,	0,070	0,56
* 45-45-9	129,73	1938,	0,090	0,86
45-45-7	162,50	2564,	0,110	1,13

Cuadro de iteraciones
Fig.4.6.1 (e)

* Concluimos que nuestro diseño óptimo se logra usando soportes tipo viga con ángulo 45-45-9 de 42,9 cm de longitud.

4.6.2 Cálculo de la base metálica plana para el soporte del tanque

Una base metálica plana de acero estructural estará unido por soldadura a cada soporte. Estas distribuyen las cargas verticales concentradas, y su dimensión debe ser tal que no se permita exceder el límite de esfuerzos permisibles de rotura del concreto f_c' y que permita alojar los pernos de anclaje.

Las dimensiones deberán ser primero seleccionadas de modo que satisfaga la geometría en sección recta del soporte (17)

Tomando una sección del soporte apreciaremos las cargas aplicadas en la fig. 4.6 (c), en un caso particular de esfuerzos axiales y de flexión combinadas

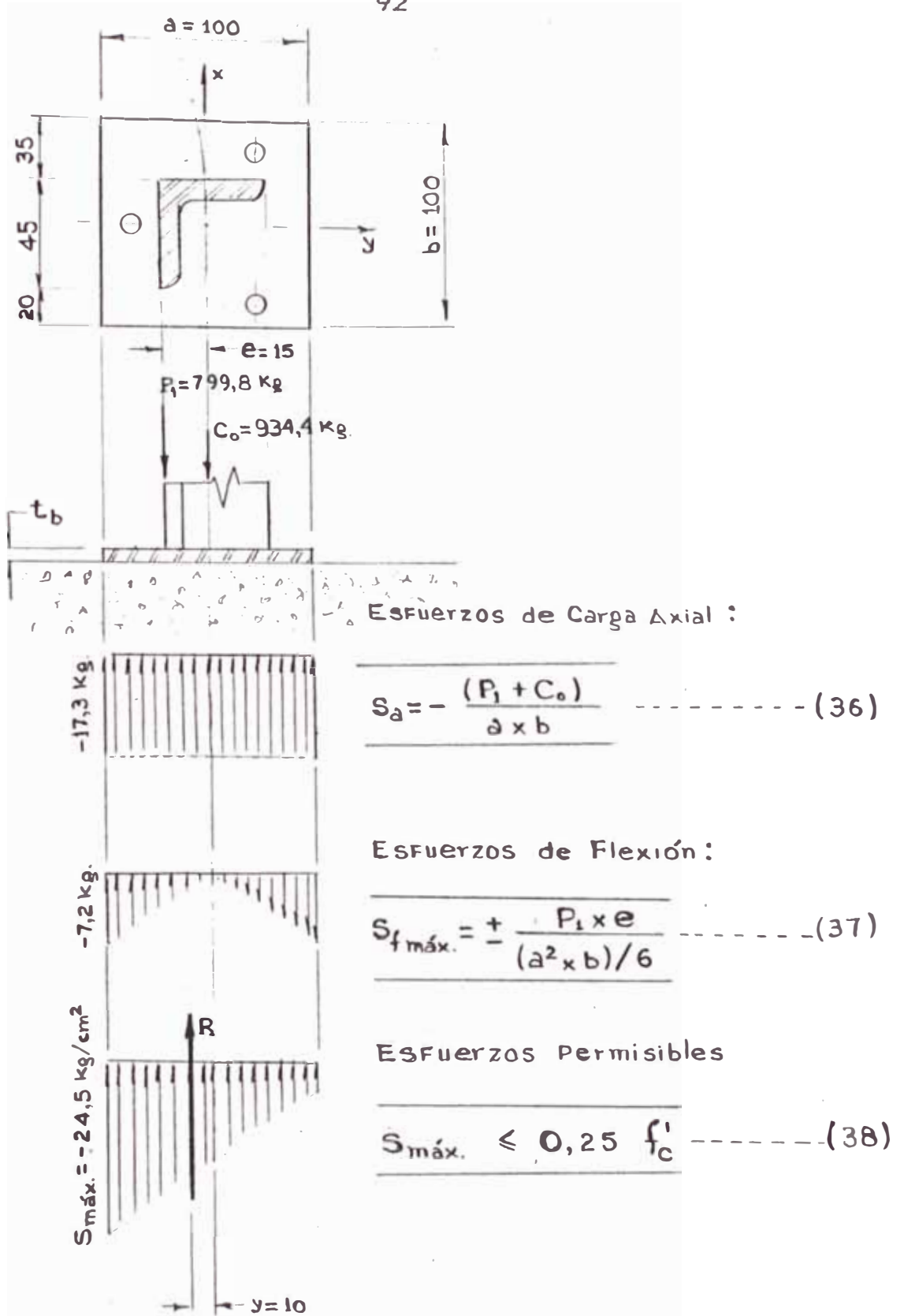


Diagrama de esfuerzos entre la placa metálica y la cimentación

fig. 4.6.2 (a)

Siendo:

Esfuerzo de rotura de concreto f_c kg/cm ²	Tipo de aplicación
175	Estructura secundaria.
210	Cimentación de máquinas.
280	Estructuras especiales.
350	Estructuras sujetas a fuerte vibración.

Fig. 4.6.2 (b)

De la fig. 4.6.2 (a) el esfuerzo máximo aplicado en el concreto es de 24,5 kg/cm² y nuestra cimentación es del tipo estructura secundaria, aplicando la relación (38):

$$24,5 \text{ kg/cm}^2 \leq 0,25 * 175 \text{ kg/cm}^2$$

$$24,5 \text{ kg/cm}^2 \leq 43,75 \text{ kg/cm}^2$$

Por lo tanto aseguramos que una base plana con las dimensiones 100 - 100 como indica la fig. 4.6.2 (a), no excede los esfuerzos permisibles del concreto.

Para determinar el espesor de la placa usaremos la siguiente relación (4):

$$S_{m\Delta x} = \frac{0,2778 * w * a^2}{t^2} \leq 0,6 S_y \dots\dots (39)$$

En donde:

$S_{m\Delta x}$: Esfuerzo máximo que se produce en un vértice de la sección de la placa.

$$S_y = 36\ 000\ \text{psi} = 2\ 531,1\ \text{kg/cm}^2$$

w : Esfuerzo equivalente promedio sobre la base metálica considerando distribución uniforme de cargas.

$$w = (24,5 + 10,1) / 2$$

$$w = 17,3\ \text{kg/cm}^2$$

a : Lado de la base metálica plana.

$$a = 10\ \text{cm.}$$

Reemplazando estos valores en la relación (39):

$$\frac{0,2778 * 17,3 * 10^2}{t^2} \leq 0,6 * 2\ 531,1$$

$$t \geq 0,3165$$

$$t \geq 0,5625\ \text{cm}$$

$$t \geq 0,2215\ \text{pulg.}$$

Por lo tanto nuestra base metálica será de acero estructural de calidad A-36 de dimensiones 10 cm * 10 cm y 1/4 pulg de espesor.

4.6.3 Cálculo de la junta soldada entre el soporte y el tanque

Considerando el número de variables existentes, será necesario primero dimensionar la longitud y la geometría de la unión soldada verificando luego los esfuerzos a que están sometidos, considerando que el esfuerzo máximo permisible f_w que puede soportar un cordón de soldadura del tipo E-6011 (clasificación AWS, con soldador no calificado), será de 9 600 psi (674,95 kg/cm²)

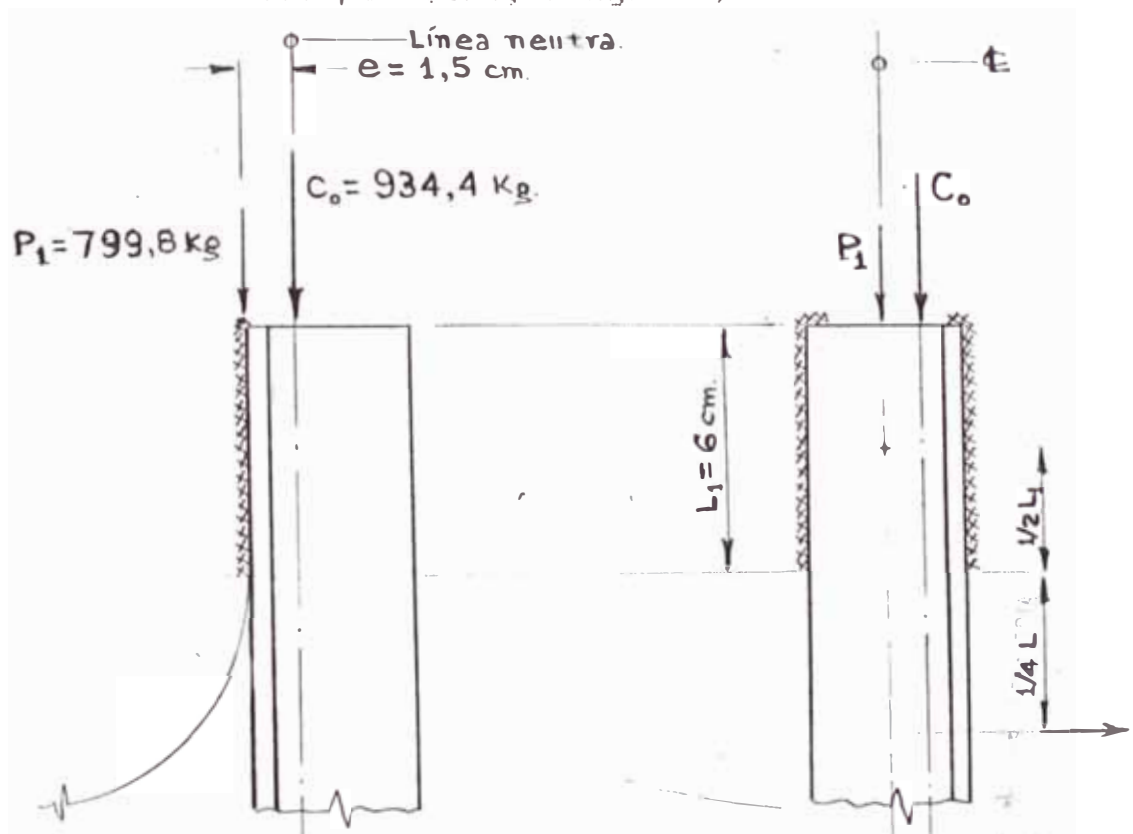


Fig 4.6.3 (a)

De la fig. 4.6.3 (a), tendremos:

Esfuerzo de corte f_s por unidad de longitud.

$$f_s = P / (2L + 2) \dots\dots\dots (41)$$

$$f_s = 57,13 \text{ kg/cm}$$

Esfuerzo de flexión f_b por unidad de longitud

$$f_b = C * e + F * (1/4 L + 1/2 L_1) / Z_w \dots (42)$$

En donde $Z_w = L_1^2/3 \dots\dots\dots$ ver apéndice

A-3, tabla A-3.1, en (42):

$$f_b = 1934,4 * 1,5 + 198,5 (1/4 * 42,9 + 3) / 6 \quad 3$$

$$f_b = 343,83 \text{ kg/cm}$$

Esfuerzo resultante f

$$f = (f_s^2 + f_b^2)^{1/2} \dots\dots\dots (43)$$

De (41) y (42) en (43):

$$f = 348,54 \text{ kg/cm}$$

Cálculo del cordón de soldadura w

$$w = f / f_w \dots\dots\dots (44)$$

Reemplazando en (44), $w = 0,2033 \text{ pulg.}$, por

lo tanto el cordón a usar será de 1/4".

4.6.4 Esfuerzos en el cilindro debido a la unión soldada con el ángulo de soporte.

Desafortunadamente una solución exacta de trabajo analítico de esfuerzos locales en la junta, no es posible de efectuar, por el número de variables, pero si se puede recurrir a una estimación de los máximos esfuerzos del siguiente modo: (10)

$$S_L = (4M_a / \pi * D^2 * t * E) + (P * D / 4 * t * E) - (W / \pi * D * t * E) \quad \dots \dots \dots (45)$$

En donde:

S_L : Esfuerzo longitudinal máximo, en tensión en la sección a-a, ver fig. 4.6.4 (a).

M_a : Momento con respecto a la sección a-a
 $M_a = 245,6 \text{ kg-m.}$

D : Diámetro exterior del tanque.
 $D = 0,9144 \text{ m}$

t : Espesor del cuerpo cilíndrico.
 $t = 3/16" = 0,00476 \text{ m.}$

E : Eficiencia de la unión soldada.
 $E = 0,70$, apéndice A-3, tabla

P_d : Presión máxima de diseño.

$$P = 75 \text{ psi} = 52\,730,25 \text{ kg/m}^2.$$

W : Peso total del tanque.

$$W = 1\,325 \text{ kg.}, \text{ sección 4.6.1.}$$

Reemplazando en la ecuación (45):

$$S_t = 5\,108,31 \text{ Lb/pulg.}^2$$

Siendo la resistencia permisible a la tracción de $12\,650 \text{ Lb/pulg.}^2$, por lo tanto los esfuerzos originados no exceden al esfuerzo permisible.

Del mismo modo verificamos el esfuerzo máximo de compresión (22).

$$S_c = (4M_m / \pi * D^2 * t) + (W / \pi * t * D) \dots\dots\dots(46)$$

Reemplazando en (46) tendremos:

$$S_c = 165,76 \text{ Lb/pulg.}^2$$

Los máximos esfuerzos causados por soldadura en dobles en la parte superior en la junta se estiman, se producirán en la sección v-v, fig. 4.6.4 (a):

$$S_d = P_1 / L_2 * t \dots\dots\dots(47)$$

En donde:

$$P_1 = 799,8 \text{ kg} \quad \text{fig.4.6.3 (a)}$$

$$L_2 = h + 2(R * t)^{1/2} \dots\dots\dots (48)$$

De la fig. 4.6.4 (a):

$$L_2 = 4,5 + 2(45,72 * 0,476)^{1/2}$$

$$L_2 = 13,83 \text{ cm}$$

Reemplazando en la ecuación (47):

$$S_d = 1\,728,13 \text{ Lb/pulg.}^2$$

4.7 Diseño del Man Hole o paso de hombre.

Es un cuerpo cilíndrico que permite el acceso al interior del tanque para fines de inspección y mantenimiento, ver fig, 4.7 (a)

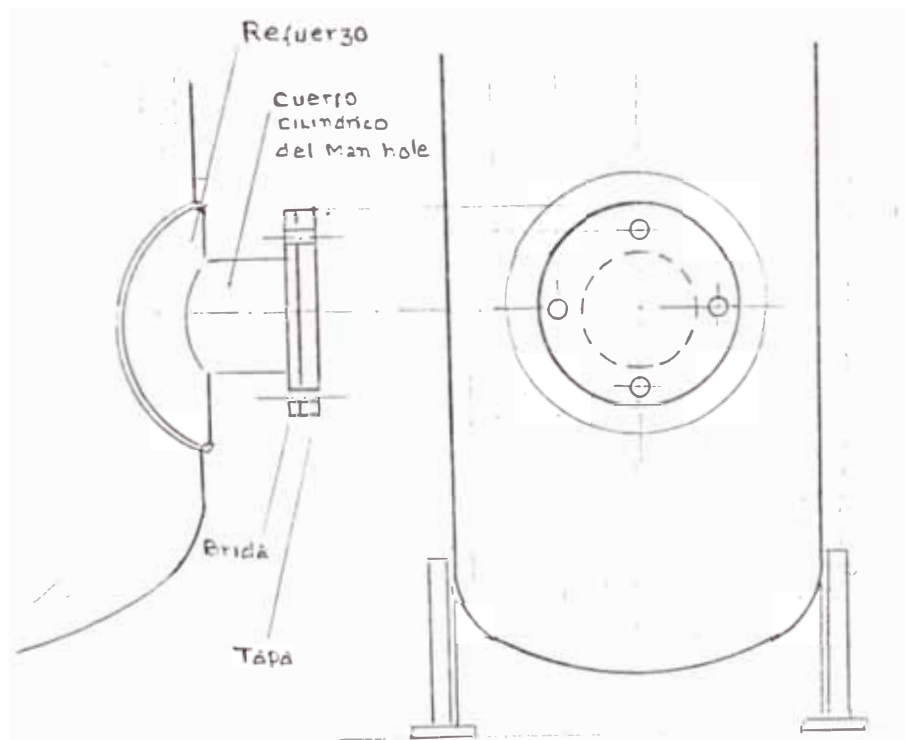


Fig. 4.7 (a)

4.7.1 Cálculo del espesor de pared del cuerpo cilíndrico del Man Hole.

Según el ASME:

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0,6 P} = \frac{P * D}{2S * E - 1,2 P} \dots\dots (49)$$

Con el diámetro interior del cuerpo cilíndrico asumido de 20 pulg., y las demás variables de la sección 4.4, en (49):

$t = 0,0851$ pulg.

Considerando tolerancia por corrosión y uniformidad de materiales, elegimos acero estructural calidad A-36, espesor 3/16".

4.7.2 Cálculo del espesor de la tapa del Man Hole.

La dimensión de la tapa, la calculamos con ayuda de la fig, 4.7.2 (a)

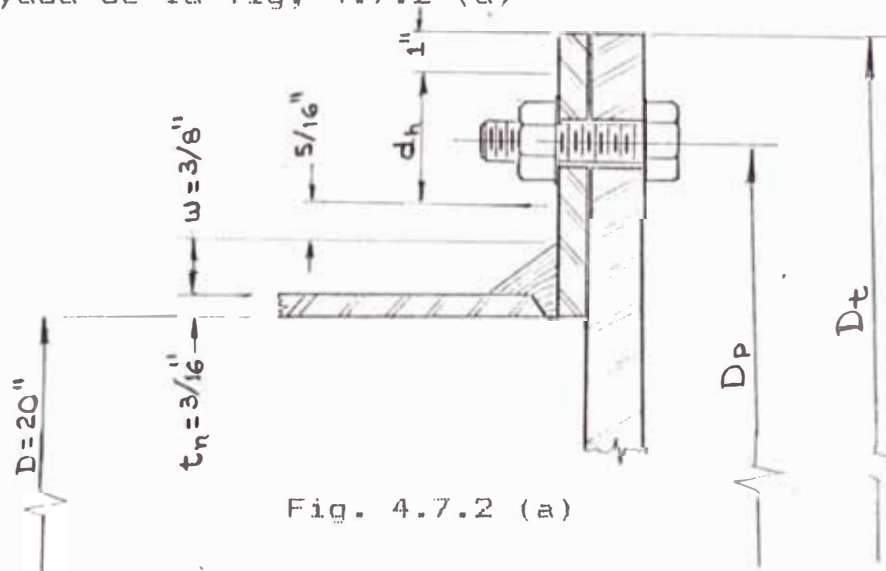


Fig. 4.7.2 (a)

Siendo d_h el diámetro de la herramienta que es aproximadamente:

$$\underline{d_h = 2 * d_b + 1/8 \dots\dots\dots (50)}$$

Siendo el diámetro del perno $d_b = 1/2"$

$d_h = 1 1/8"$,por lo tanto el diámetro de la tapa D_t de la fig. 4.7.2 (a) será 26".

El diámetro entre centros de pernos D_p , será 22 7/8".

Diagrama de cargas y esfuerzo máximo.

En la fig. 4.7.2.(b) se muestra el diagrama equivalente de R. J. Roark para placas circulares:

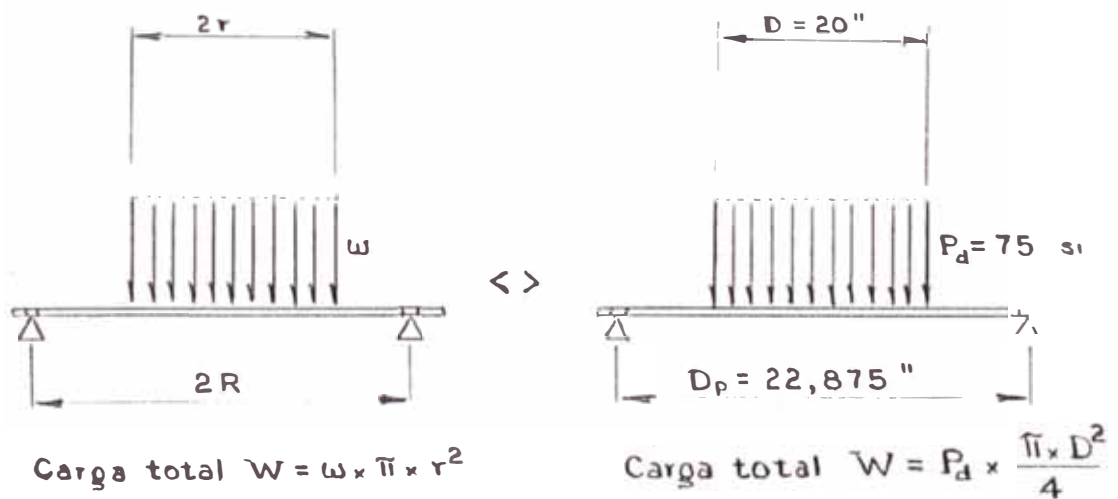


Fig. 4.7.2 (b)

Siendo:

$$W = P_d * \pi * D^2/4 \dots\dots\dots (51)$$

Así mismo el esfuerzo máximo será:

$$S_{max.} = \frac{3W}{2\pi t^2} [1+(1+u) \ln R/r - (1-u)] * \frac{r^2}{4R^2} \dots\dots(52)$$

En donde:

$S_{max.}$: Esfuerzo máximo sobre la placa, se produce en el centro y deberá ser menor o igual que el límite de fluencia S_y , del material a usar afectado por un factor de seguridad n :

$$S_{max.} \leq 0,6 * 36\ 000 \text{ psi.}$$

$$S_{max.} \leq 14\ 400 \text{ psi.} \dots\dots(53)$$

W : Carga total que actúa sobre la placa, de la fig. 4.7.2 (b).

$$W = P_d * \text{área} \dots\dots\dots(54)$$

$$W = 75 * \pi * 20^2/4$$

$$W = 23\ 562 \text{ Lb.}$$

u : Coeficiente.

$$u = 0,3$$

R : Radio de la placa circular.

$$R = 11,44 \text{ pulg.}$$

: Radio del área circular en que

actúa la carga unitaria.

$r = 10$ pulg.

t : Mínimo espesor de la placa sin considerar tolerancia por corrosión.

reemplazando estos valores en la ecuación (52), y despejando t :

$t \geq 0,9017$ pulg.

adicionando una tolerancia por corrosión de $3/64$ " entonces la tapa a utilizar deberá tener un espesor de una pulg., de plancha estructural calidad A-36.

4.7.3 Cálculo del espesor de la brida para el Man Hole

La brida se puede calcular con la relación de esfuerzos de R.J. Roark, según la fig. 4.7.3.

(a).

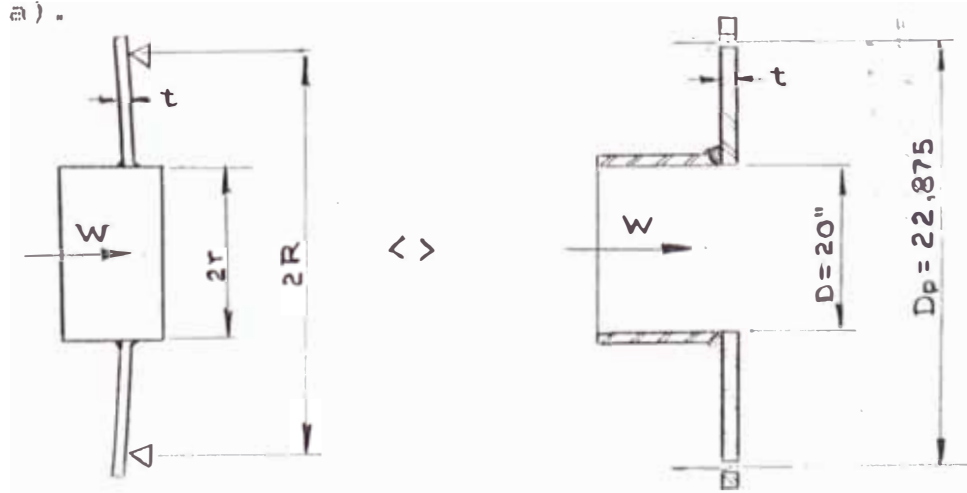


Fig. 4.7.3 (a)

Para el esfuerzo máximo tendremos (4).

$$S_{\text{máx.}} = \frac{3W}{2\pi t^2} \left[\frac{2R^2(1+u)\text{Ln } R/r + R^2(1-u) - r^2(1-u)}{R^2(1+u) + r^2(1-u)} \right] \dots(55)$$

Donde, utilizando las variables de la sección 4.7.2 ya definidas, tendremos:

$$3\ 151,55/t^2 \leq 14\ 400 \text{ Lb/pulg}^2.$$

$$t \geq 0,4678 \text{ pulg.}$$

Adicionando tolerancia por corrosión de 3/64, la brida deberá ser de plancha estructural de calidad A-36 de 1/2" de espesor.

4.7.4 Cálculo de los pernos de la junta tapa - brida del Man Hole

La presión interna es variable de una presión mínima de 30 psi hasta una presión máxima de 60 psi y los pernos a seleccionar deberán soportar esfuerzos fluctuantes:

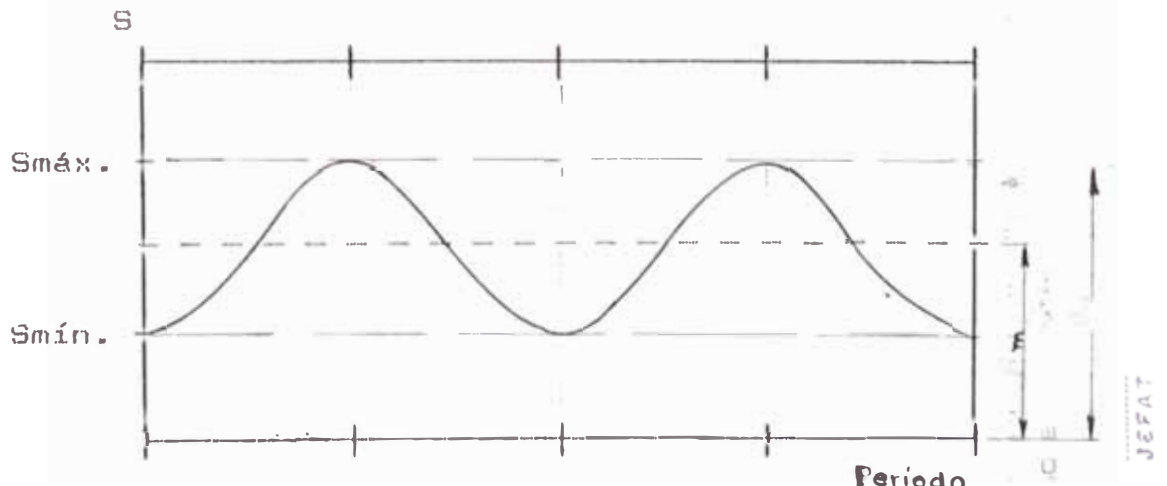
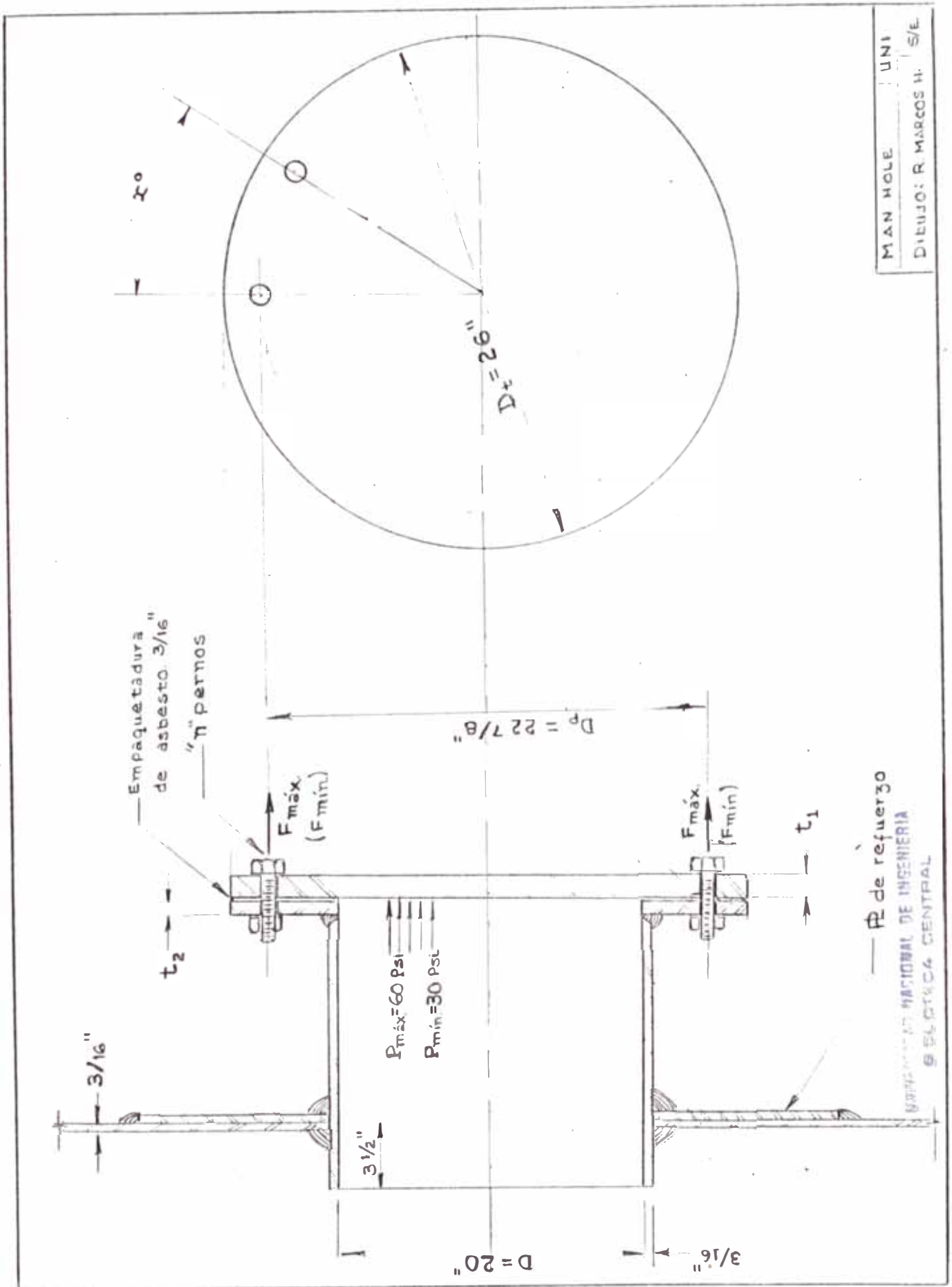


Fig. 4.7.4 (a)



MAN HOLE UNI
 DIBUJO: R. MARCOS H. S/E

— R de refuerzo
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
 ESCUELA CENTRAL DE ELECTRICIDAD

Fig. 4.7.4 (b)

Para determinar la resistencia de la fatiga por esfuerzos fluctuantes usaremos el criterio de Soderberg, que para un diseño satisfactorio recomienda (17):

$$\frac{1}{N} = \frac{S_m}{S_u} + \frac{S_v}{S_y} \dots\dots\dots (56)$$

En donde:

N : Factor de seguridad, deberá ser mayor que la unidad para disminuir la probabilidad de falla.

S_m : Máximo esfuerzo permisible de rotura considerando concentración de esfuerzos K_t.

$$S_m = 0,4 S_u / K_t \dots\dots\dots (57)$$

De la tabla A-4.3, K_t = 2,2

$$S_m = 0,4 S_u / 2,2$$

$$S_m = 0,18 S_u$$

S_v : Máximo esfuerzo permisible de fluencia, del apéndice A-4, tabla A-4.4.

S_m : Esfuerzo de amplitud en el perno.

$$S_m = F_m / A_m \dots\dots\dots (58)$$

Siendo:

$$F_m = (F_{max} - F_{min}) / 2 \dots\dots\dots (59)$$

A_m , Area de esfuerzo del perno selecciona-
do, del apéndice A-4, tabla A-4.5

S_m : Esfuerzo medio en el perno.

$$S_m = F_m / A_m \dots\dots\dots (60)$$

Siendo:

$$F_m = (F_{m\Delta K} + F_{m\Delta N}) / 2 \dots\dots\dots (61)$$

$F_{m\Delta K}$: Fuerza máxima de tracción en el perno.

$$F_{m\Delta K} = F_i + K * F_{e\ m\Delta K} \dots\dots\dots (62)$$

F_i : Fuerza de ajuste inicial.

$$F_i = C (1-K) F_{e\ m\Delta K} \dots\dots\dots (63)$$

C : Constante de apertura de la unión.

$$C \geq \text{presión de prueba hid.} / F_{m\Delta K}$$

$$C \geq 120/60$$

$$C = 2$$

K : Constante de la unión atornillada, apéndice
A-4, tabla A-4.6

$$K = 0,60.$$

Reemplazando la ecuación (63), (62), (61),
(60), (59), y (58) podemos obtener la rela-
ción final de iteraciones de la ecuación
(56):

$$\frac{1}{N} = \frac{1}{n A_m} \left[\frac{53\ 014,7}{S_u} + \frac{17\ 907,15}{S_y} \right] \dots (64)$$

De este modo tenemos las alternativas mostradas en la tabla de fig. 4.7.4 (c) usando la ecuación ⁶⁴(64), calidad de pernos y especificaciones SAE del apéndice A-4, tabla A-4.4.

Dimensión y calidad del perno	Esfuerzo rotura S_u (psi)	Esfuerzo fluencia S_y (psi)	Número pernos n	Factor de seguridad N ec. (64)
9/16" - 12 UNC				
$A_s = 0,1819 \text{ pulg.}^2$				
<u>Calidad SAE:</u>				
Grado 2	64 147,	52 057,	12	1,86
			20	3,73
Grado 1	55 044,	27 522,	12	1,35
			20	2,25 *
1/2" -12 UNC				
$A_s = 0,1378 \text{ pulg.}^2$				
<u>Calidad SAE :</u>				
Grado 2	69 125,	55 044,	12	1,5
			20	2,5 *
Grado 1	55 044,	27 522,	12	1,02
			20	1,7

Fig. 4.7.4 (c).

Aplicando un criterio conservador optamos por usar 20 pernos de 1/2" - 2 3/4" - 12 UNC - SAE 2, calidad ASTM A-1015, distribuidos uniformemente en la circunferencia correspondiente con respecto al centro de la tapa, ver fig. 4.7.4 (b) y plano IM-02.

4.7.5 Reforzamiento de la abertura del Man Hole.

En toda abertura es necesario disponer de un refuerzo en el área adyacente, por generar dicha discontinuidad, elevados esfuerzos. Aún cuando no es posible disponer de un análisis matemático para resolver el problema el código ASME, en su sección VIII, división 1, fig, UG-37.1, ver apéndice A-3, tabla A-3.3, nos dá la siguiente recomendación que deberá cumplirse, ver fig. 4.7.5 (a):

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_{4-1} + A_{4-2} + A_{4-3} + A_5 > A \dots (65)$$

En donde:

A : Area requerida a compensar con el refuerzo.

De la tabla A-3.3 y efectuando cálculos:

$$A = 2,14 \text{ pulg.}^2.$$

t_r : Espesor requerido del tanque considerando que se fabrica con una plancha sin costura (E =1), $t_r = 0,107"$

F : Factor de corrección del código ASME, $F=1$.

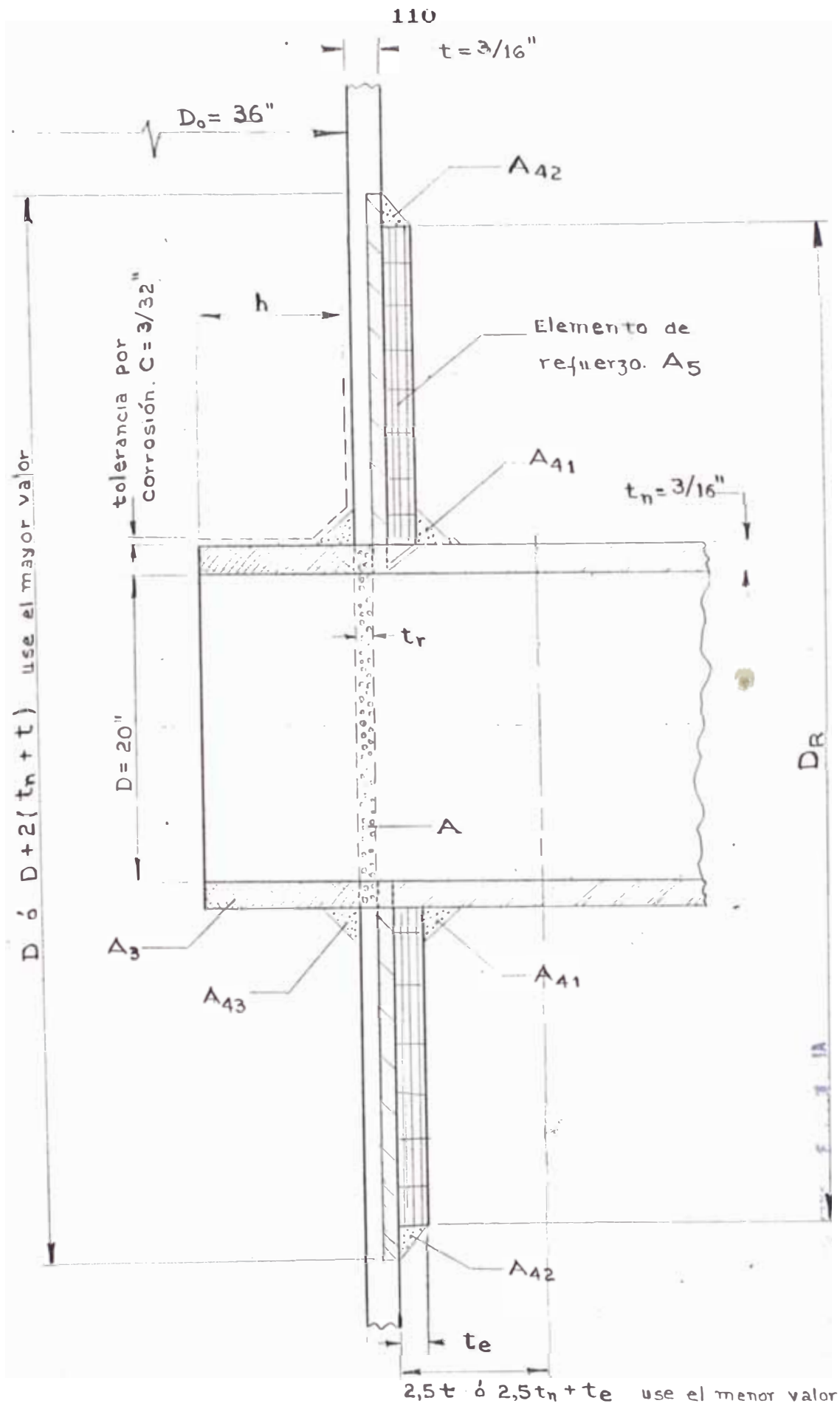


Fig 4.7.5 (a)

f_{r1} : Factor que considera el caso cuando la pared del Man hole está insertada a través de la pared del tanque, por ser del mismo material, $f_{r1} = 1.$

A_1 : Area disponible para refuerzo en el tanque, de la tabla A-3.3 y fig. 4.7.5 (a).

$$A_1 = 0,60 \text{ pulg.}^2$$

A_2 : Area disponible en el Man Hole proyectada al exterior del tanque, de la tabla A-3.3.

$$A_2 = 0,12 \text{ pulg.}^2.$$

A_3 : Area disponible en el Man hole proyectada al interior del tanque, de la tabla A-3.3, y fig. 4. 7.5 (a).

$$A_3 = 0,09 \text{ pulg.}^2.$$

$A_{4 1}$: Area disponible en soldaduras exteriores del Man hole, de tabla A-3.3 y fig. 4.7.5 (a).

$$A_{4 1} = 0,035 \text{ pulg.}^2.$$

$A_{4 2}$: Area disponible por soldadura de refuerzo al tanque, de la tabla A-3.3 y fig. 4.7.5 (a).

$$A_{4 2} = A_{4 1} = 0,035 \text{ pulg.}^2.$$

$A_{4 3}$: Area disponible por soldadura interna del Man hole, tabla A-3.3 y fig. 4.7.5 (a).

$$A_{4 3} = A_{4 1} = 0,035 \text{ pulg.}^2.$$

A_5 : Area disponible del elemento de refuerzo,

de tabla A-3.3, y fig 4.7.5 (a).

$$A_e = 2.18 \text{ pulg.}^2.$$

Reemplazando en la ecuación (65), veremos que se cumple la relación y el refuerzo será adecuado con una plancha circular de $3/16"$ de espesor calidad A-36, con diámetro interior de abertura de $20 \frac{3}{8}"$ y un diámetro exterior de $32"$.

4.8 Cordones de Soldadura a emplear en la Fabricación del Tanque Hidroneumático según el código ASME.

Para el diseño de las partes soldadas del tanque, se ha seguido las especificaciones del código ASME; tanto en los "Detalles de Fijación" como en las condiciones mínimas para las conexiones soldadas de las diversas partes sometidas a presión.

4.8.1 Soldadura entre el cuerpo cilindrico del tanque y las tapas bombeadas.

Como el espesor del cilindro del tanque es 3/16 pulg. y de la tapa bombeada es de 1/4 pulg., siendo su diferencia menor a 1/8 pulg. y según las recomendaciones UW-13.2 y UW-13.3, ver apèndice A-3.2, del código ASME, es suficiente una unión tope entre dichas planchas por el método de arco eléctrico.

Además se confeccionarán chaflanes para luego rellenar con soldadura, permitiendo una fusión completa y buena penetración, obteniéndose una soldadura a tope en "V" tal como se muestra en el plano de ensamble del tanque.

(PLANO IM-2)

4.8.2 Soldaduras entre Planchas del Cuerpo cilíndrico del Tanque.

En este caso debemos unir las planchas con cordones verticales para conformar los anillos o parte cilíndrica, para luego unir estos con cordones horizontales. En ambos casos se debe lograr una soldadura a Tope en "V", tal como mostramos en el Plano de Ensamble del Tanque. (Ver plano IM-2). También en este caso se les confeccionará chaflanes de 45° a los bordes de las planchas antes de rellenar con soldadura.

4.8.3 Soldaduras en el Man hole

En este caso se tiene que soldar la plancha de refuerzo al casco del tanque, y se requieren las soldaduras para conformar el Man hole. Se emplearan soldaduras tipo filete con los requerimientos señalados en la FIG UW-13.2 figura (m) del código ASME, ver apéndice A-3, tabla A-3.3 para la soldadura de la brida^{IA} del Man hole. Se tiene el siguiente esquema que muestra la unión soldada del cilindro del Man hole con su brida.

4.9 Protección interna y externa del tanque hidroneumático

El tanque hidroneumático trabaja continuamente con agua y aire por ello debe preservarse del efecto de oxidación, deberá recurrirse a un arenado previo de ser requerido, interna y externamente.

Se deberá cubrir el interior con dos capas de pintura epóxica resistente al agua, y por el exterior una capa de pintura anticorrosiva mas otra capa de esmalte color verde claro, característica de fluido de trabajo, agua.

4.10 Diversos dispositivos de control a instalarse en el equipo hidroneumático

4.10.1 Válvula de seguridad

Debido al suministro de aire comprimido al tanque, se le instalará una válvula de seguridad como un medio de evacuar el aire; si es que alcnzase la presión máxima permitida o de diseño de 75 lbs/pulg² debido a fallas en el suministro del aire y prevenir la seguridad de los equipos y personal de la planta.

Dicha válvula tendrá las siguientes características:

Diámetro de Ingreso = 1/2" NPT

Diámetro de salida = 3/4" NPT

Mínimo rango de ajuste : 20 psi

4.10.2 Manómetro

Se instalará un manómetro en la línea de aire que ingresa al tanque hidroneumático, para mostrar las variaciones de la presión de agua en dicho tanque debido al consumo.

Las características técnicas son las siguientes:

- Dial de 4" de diámetro
- Rango de Presión: hasta 150 psi

4.10.3 Presostato

En la línea de aire que ingresa al tanque, se debe instalar un presostato que conexasionado eléctricamente al tablero de mando y regulado una presión tal, que

prenda al compresor y suministre aire para mantener una presión mínima de 30 psi y máxima de 60 psi.

Las características son:

- Conexión de 1/4" NPT
- Presión diferencial de ajuste: 30 psi

4.11 Inspección y Prueba Hidrostática

Según las recomendaciones UG-90 del código:
Presión prueba hidrostática = 1,5 presión diseño

habiendo definido en parágrafo 4.4:

$P_{\text{diseño}} = 75 \text{ psi}$

luego:

$$P_{\text{prueba hidrostática}} = 1,5 * 75 \\ = 112,5$$

Consideraremos para nuestro tanque una presión de prueba hidrostática de 120 psi.

La prueba hidrostática se ejecutará de la siguiente manera:

Se anularán todas las copias de acceso con

taponés, roscados adecuados excepto la cople superior que alojará el porta-electrodos por el cual llenaremos con agua mediante una bomba, y otra cople en la cual instalaremos una válvula para eliminar el aire. Luego procederemos a suministrar agua por intermedio de una bomba manual, de tal manera que la presión se eleve lentamente y cada 60 seg. ir evacuando el aire remanente por intermedio de la válvula hasta alcanzar la presión de prueba hidrostática de 120 psi. Esta presión será mantenida por lo menos durante 24 hr. A continuación se debe realizar una inspección visual de todas las uniones en las paredes del tanque y de todas las soldaduras alrededor de uniones y del Man hole. Si no hay fugas de agua por las uniones y la presión en el manómetro se mantuvo en 120 psi, la prueba hidrostática será considerada satisfactoria y la fabricación del tanque aprobada.

4.12 Selección del compresor de aire.

Se requiere de un compresor de aire, para inyectar aire a presión al tanque hidroneumático hasta la presión de parada, requeridas por los servicios.

Como nuestro tanque solo tiene 2m³ de capacidad

vacio. por recomendación práctica es suficiente un compresor pequeño que comprima en su tanque propio hasta 100 lb/pulg², ya que el tanque requerirá como máximo una presión de 60 lb/pulg² que es la presión de parada. En este sentido es suficiente un compresor que tenga una potencia mínima de 1/2 HP con un tanque propio de 100 lt. de capacidad.

Según las ofertas de los proveedores, seleccionamos un compresor de las siguientes características:

Rendimiento volumétrico: 1,8 pie³/min a 100 lb/pulg²

Tanque almacenamiento: 100 lt.

Motor eléctrico: Trifásico/0,6HP/220V/60Hz.

REFERENCIAS

- (1) Ingersoll Rand Co, CAMERON HYDRAULIC DATA.
- (2) Hidrostal S.A , CATALOGO DE BOMBAS CENTRIGUGAS.
- (3) Hidrostal S.A , MANUAL DE INFORMACION TECNICA.
- (4) Roark, Raymond J., FORMULAS DE RESISTENCIA DE MATERIALES ESFUERZOS Y DEFORMACIONES.
- (5) Ibid, p. 278.
- (6) Bednard, Henry H., PRESSURE VESSEL DESIGN HANBOOK, P.50, 51.
- (7) Ibid, p.54, 55.
- (8) Ibid, p.57.
- (9) Ibid, p.58.
- (10) Ibid, p.60.
- (11) Ibid, p.133.
- (12) Ibid, p. 136, 137.
- (13) Ibid, p. 15.
- (14) Ibid, p.137.
- (15) Singer, Ferdinand L., RESISTENCIA DE MATERIALES, ed. 1971, p. 453.
- (16) Bednard, Henry H., PRESSURE VESSEL DESIGN HANBOOK, p.138.
- (17) Ibid, p.139.
- (18) Ibid, p.142.
- (19) Ingº. Hori Asano, Juan, ESFUERZOS Y DEFORMACIONES, p. 6-48.

CAPITULO 5

DISEÑO DE LA INSTALACION DEL TANQUE HIDRONEUMATICO

5.1 Objetivo.

Con la ejecución del presente proyecto, se logrará suministrar agua industrial a la presión requerida por las Máquinas y Equipos de una Fábrica para un proceso industrial.

Los alcances de los trabajos cubren básicamente:

- El suministro de las Máquinas y Equipos para el Sistema Hidroneumático, según las especificaciones técnicas.
- La instalación de las Redes de Tuberías, desde la Cisterna de Agua, las Tuberías de succión e impul-

si3n de las Electrobombas, hasta la l3nea de alimentaci3n de agua que sale del Tanque Hidroneum3tico y as3 como la l3nea de aire comprimido desde el compresor.

- Al montaje de las dos Electrobombas, del Compresor y del Tanque Hidroneum3tico.
- La instalaci3n el3ctrica del Equipo Hidroneum3tico.

5.2 Cisterna de Agua.

Se debe construir una cisterna de agua desde el cual succionar3n las electrobombas, y ella estar3 lo m3s cerca al equipo hidroneum3tico. Dicha cisterna ser3 alimentado con agua desde el tanque elevado que proporciona agua a toda la f3brica con una bomba de pozo profundo.

Como mencionamos inicialmente el dise1o de la cisterna no corresponde los alcances del presente proyecto y para mayores referencias se sugiere recurrir al Reglamento Nacional de Construcci3n de la C3mara Peruana de Construcci3n.

El criterio usado para determinar el volumen

Útil de la cisterna es que su capacidad será el 75% del consumo diario.

Siendo la Máxima demanda = 70 L/min = 4,2 m³/h

Consumo diario = 4,2 m³/h * 8h/día = 33,6 m³/día

Vol. útil mínimo = 0,75 * 33,6 = 25 m³

. . Volumen útil real = 1,36 * 3,85 * 6 = 31,4 m³.

(Ver Plano No. IM-01)

Niveles de Electrodos en la Cisterna. Se instalarán 3 electrodos en la cisterna para el trabajo seguro de las bombas.

Electrodo alto: Su nivel en el tanque señalará el nivel mínimo del agua para cumplir la 1a. condición del arranque.

Electrodo bajo: Indica el nivel del agua para el cual no debe arrancar ninguna bomba por seguridad (2a. condición).

El volumen de agua limitado por los electrodos bajo y alto define el volumen mínimo equivalente a 4 h de trabajo.

Volumen Mínimo = 4,2 m³/h * 4 h

= 16,8 m³.

5.3 Selección de las Tuberías de Succión, Impulsión y Distribución.

Para esta instalación es suficiente emplear tuberías de fierro galvanizado standard.

El diseño de las rutas de éstas líneas se muestra en el plano denominado "Red Distribución de Agua del Equipo Hidroneumático". Plano IM-01.

Se hizo teniendo en cuenta la disponibilidad del espacio en la sala de máquinas de la fábrica y según la ubicación relativa de cada uno de los equipos.

5.3.1 Tubería de Succión.

Esta tubería comienza desde la conexión roscada de entrada de la bomba de 1 1/4" diám.: ingresando a la cisterna hasta terminar^{en} una válvula de pie.

Determinaremos el diámetro de la tubería de succión.

fig. 4.2.1 (d)

En el párrafo 4.2.1 de la curva H - Q de la bomba, tomamos que ella varía sus caudales de 2,82 L/s a 1,10 L/s. Hallando un caudal promedio para efectos de cálculos de:

$$(2,82 + 1,10)/2 = 1,96 \text{ L/s}$$

$$= 0,118 \text{ m}^3/\text{min}$$

Según la obra "Power Plant Engineering" del Ing. Frederick Morse, las velocidades recomendadas de fluidos, en tuberías de aspiración de bombas son de: 61 a 152 m/min. considerando nuestro diámetro de tubería de 1 1/2" que tiene un diámetro interior = 1,61 pulg = 40,9 mm

La velocidad del agua será:

$$V = \frac{4 * Q}{D^2} \dots \dots \dots (1)$$

$$= \frac{4 * 0,118 \text{ m}^3/\text{min}}{(0,0409 \text{ m})^2}$$

$$= 282 \text{ m/min}$$

Este resultado sin embargo no justifica técnica ni económicamente, cambiar a tubería de 2" Diám. nominal (Velocidad del fluido m/min).

5.3.2 Tubería de Impulsión.

Similarmente en las tuberías de descarga de la bomba, las velocidades recomendadas están en el rango de: 91 a 183 m/min.

Asumiendo un diámetro nominal de 1 1/4" con diámetro interior 1,38 pulg = 3,5 mm. Chequearemos su velocidad: con la ecuación (1) de velocidad del fluido:

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{4 * Q}{D^2} \\
 &= \frac{4 * 0,118 \text{ m}^3/\text{min}}{(0,035 \text{ m})^2} \\
 &= 181,9 \text{ m/min}
 \end{aligned}$$

Ahora para tubería de 1 1/2": diámetro interior 40,9 mm

$$V = 282 \text{ m/min}$$

Luego consideraremos para la tubería de impulsión un diámetro de 1 1/2".

5.3.3 Tubería de Distribución.

Ahora dimensionaremos el tamaño de tubería

ria, que sale de la copla de descarga del tanque hidroneumático; siendo la tubería destinada a llevar agua a presión a todas las máquinas y equipos de la planta.

La obra del Ingeniero consultor Morse también recomienda para las velocidades:

Servicios varios de la Planta: 91 a 183 m/min de donde resulta un diámetro de 1 1/2" como el adecuado para el servicio.

Usaremos estos diámetros en el diseño de las líneas para el sistema del equipo a presión según se muestra en el plano "Red de distribución de agua del Equipo Hidroneumático", Plano IM-01.

5.4 ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LAS MAQUINAS, EQUIPOS Y MATERIALES

5.4.1 De las tuberías y accesorios

De las Tuberías

Para el sistema de distribución de Agua Industrial, así como para la línea de aire comprimido, se empleará:

Tubería de fierro galvanizado standar con rosca NPT

Deberán cumplir los siguientes requisitos:

- Material homogéneo
- Sección circular
- Espesor uniforme
- Dimensiones, pesos y espesores de acuerdo con las normas vigentes emitidas por ITINTEC
- No tener grietas, abolladuras y aplastamientos.

De los Accesorios

Los accesorios tales como: Codos, Tees, Uniones Universales, Reducciones, serán de Fierro Fundido Galvanizado de 150 lb/pulg² de conexiones roscadas NPT.

De las válvulas

Se instalará válvulas de compuerta importadas de las marcas CRANE o PEGLER de bronce, de conexiones roscadas NPT; para una presión nominal PN 20, clase 125 (125 psi) según la Norma Internacional: ISO 7 o ANSI B 2.1 o la norma británica BS 21.

5.4.2 De las Electrobombas del Equipo Hidroneumático.

Se requiere de:

Dos bombas centrífugas

Marca : HIDROSTAL

Modelo: B1- 2,5T

Altura dinámica total:

21m con 2.82 L/s

42m con 1,10 L/s

Presión de trabajo:

De 30 psi a 60 psi (21m a 42 m de agua)

Motor eléctrico:

De 3HP, 3 Ø, 220 V, 60 Hz, 3 450 RPM

Diámetro succión: 1 1/2" NPT

Diámetro descarga: 1" NPT

5.4.3 Del compresor de aire.

Capacidad : 1,8 pié³ de aire/min a 100 psi

Tanque de

almacenamiento : 100 L

Accesorios : Presostato y manómetro

Motor eléctrico : 0,5 HP (Mínimo), 3Ø, 220 V,
60 Hz

5.4.4 Del Tablero eléctrico alternador

Constituido del Gabinete metálico de chapa 1/20" mínimo con puerta y cerradura, sometido a tratamiento anticorrosivo y acabado esmalte

color plomo claro.

Tipo: Adosado en pared : Contiene:

- Dos (02) arrancadores electromagnéticos para 2 bombas de 2,5 HP, 3 Ø, 220 V, 60 Hz con Relè de protección tèrmica.
- Un contactor electromagnético para el trabajo alternado de las 2 bombas.
- Un (01) arrancador electromagnético para una Compresa de 0,5 HP (Mínimo), 3 Ø con Relè de protección tèrmica.
- Un interruptor de nivel tipo electrodos para control de volumen de aire en tanque hidroneu mático con 3 electrodos.
- Un interruptor de nivel tipo electrodos con sus 3 electrodos para el tanque de agua.
- Dos interruptores - selectores M-O-A
- Un juego de fusibles para seguridad de la línea de alimentación.
- Lámparas de señalización para las 2 bombas y 1 compresor.

CAPITULO 6

ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL MONTAJE

6.1 Objetivo

Las presentes especificaciones técnicas, tienen por objeto establecer los lineamientos genéricos relativos al Montaje de las Máquinas, Equipos y redes de tubería para agua del Proyecto citado; complementándose a los planos, Memoria Descriptiva, Metrados y Especificaciones Técnicas de los equipos, Materiales, que establecen las condiciones en que se efectuará el proyecto.

6.2 Instrucciones de Montaje

6.2.1 Redes de Agua Fria

Se procederá de acuerdo a las normas

convencionales de trabajo, para tubería roscada, según la norma americana NPT, evitando dañar los hilos después de conformarles por medio de la roscadora de tubos. Esta máquina acelerará **trabajo** de cortar y roscar la gran cantidad de tubos y niples de diversas longitudes que se requieren preparar para todas las redes de Agua.

Soportes de tuberías.- Se debe fabricar los soportes de las tuberías según las indicaciones del Plano IM-02 y proceder a su anclaje a la Pared o al piso con Pernos de Expansión. La máxima separación entre soportes será de 3.5m.

Montaje de Tuberías y accesorios.- Después de instalar los soportes, se procederá a presentar los tramos rectos y pre-armar los ramales para ir empalmado con uniones Universales. El sellado de las uniones debe ser con cinta Teflón, Cinta dándose dos vueltas de cinta alrededor de la tubería en el sentido de las agujas del reloj. También el tubo se unirá con cualquier accesorio de la Red primero a mano, rematándose el ajuste con llaves Steelson después de verificar su alineamiento. Para las conexiones de una tubería con una Máquina o Equipo se debe

instalar uniones Universales al ingreso y a la salida.

6.2.2 Instalación de las Electrobombas del Equipo Hidroneumático.

Las Electrobombas se cimentarán en el piso terminado recientemente renovadas, por medio de 4 pernos de expansión.

Las tuberías de succión y descarga serán adecuadamente soportadas para evitar tensiones indeseables las Bombas, ya que las cargas externas causan desalineamiento con la consiguiente falla de los Rodamientos y partes internas.

Tubería de Succión. El diámetro de la tubería de succión serán mayor que el diámetro de la brida correspondiente, y se instalará una válvula de compuerta para facilitar las inspecciones y reparaciones.

Tubería de impulsión.— Se instalará una tubería de impulsión de mayor diámetro que la correspondiente brida de descarga.

Dicha línea contará con una válvula de

compuerta y una válvula Check de retorno rápido para **evitar** contra presiones al rotor de la bomba y permitir un arranque más suave sin estar sometido a fluctuaciones de presión.

Como las electrobombas tienen poca potencia, son del tipo Monoblock y por lo tanto no hay problemas de alineamiento entre la bomba y su motor, pero antes de instalarla se debe chequear el giro libre del rotor.

Conexiones eléctricas de las electrobombas.-

Desde la caja de Bornes de los motores, se llevarán conductores No. 12 AWG, por medio de tubería flexible de 3/4 0 hasta el tablero alternador. Del presostato salen 2 alambres TW No. 14 AWG y se dirigen a la regleta de conexiones de las bombas para su arranque automático.

6.2.3 Instalación del compresor de aire

El compresor se instalará junto al Tanque Hidroneumático, cimentándose por sus patas con 4 pernos de expansión.

Después de la válvula de operación de

aire, por medio de una Unión Universal se conectará a la tubería de 1/2" O que va al tanque Hidroneumático. En dicha línea de aire, se instalará dos válvulas check de 1/2 O para aire, un presostato regulado de 30 a 60 PSI para el control automático del compresor y un manómetro. Se desconectará el Presostato propio del Compresor.

Conexiones electricas del compresor de aire.-

Desde la caja de Bornes del motor del compresor salen 3 conductores TW, No. 14 AWG al tablero alternador, que se entubarán en un tubo de 3/4 O PVC - SAP hasta llegar a la regleta de conexiones del compresor en el tablero - alternador.

Así mismo de los 3 electrodos situados dentro del Hidroneumático que arrancan automáticamente la Bomba; salen 3 alambres TW No. 14 AWG que se dirigen al Interruptor del Hidrón, localizado en el Tablero Alternador.

6.2.4 Instalación del Tanque Hidroneumático

El Tanque Hidroneumático se ubicará según

la orientación de sus coplas hacia las bombas, el compresor y hacia la tubería de distribución de 1 1/2 O. Para facilitar la evacuación del agua, se instalará una línea de purga 3/4 O por el fondo de dicho tanque hasta una Caja de desague localizado mas cercano.

Accesorios.- En el Hidroneumático, se instalará las válvulas angulares de 3/8 O para Nivel de tubo de vidrio; que deberá hacerse con mucho cuidado para no romper el tubo de vidrio, usando cinta Teflón para sellar todas las uniones.

También el Porta-electrodos de donde colgaron los 3 electrodos conectados con alambres tipo THW, No. 14 AWG Dicho porta-electrodos se debe roscar en la copla del tanque con cinta teflón para lograr un buen sello.

Finalmente una Válvula de Seguridad para evitar sobrepresiones ajustado a 75 PSI.

6.2.5 Instalación del tablero alternador

Siendo el tablero del tipo mural, se ~~ado-~~
 ~~sará en~~ la pared más cercana a las dos elec tro-

bombas. Este tablero se alimentará eléctricamente, desde el tablero de distribución mas cercano.

Desde el "Interruptor de cisterna" localizado en el tablero alternador, salen 3 alambres tipo THW, No. 14 AWG hasta rematar en los 3 electrodos, instalados en el tanque de almacenamiento de agua, que darán seguridad a las bombas, ante deficiencias del líquido.

El resto de conexiones electricas, se hará respetando el "Diagrama de conexiones para el accionamiento alternado de las bombas" que entregará el proveedor del Tablero Eléctrico.

CAPITULO 7

COSTOS

En este capítulo determinaremos el presupuesto total de la obra, considerando el suministro de materiales, máquinas, equipos; su transporte hasta el lugar de la obra y su instalación. Para ello se hará el metrado según los planos "Ensamble y Detalle de Tanque Hidroneumático" y "Red de Distribución de Agua del Equipo Hidroneumático".

Además también haremos previamente el análisis de costos unitarios para con todo ello, elaborar el presupuesto de la obra.

PRESUPUESTO

SUMINISTRO DE MATERIALES, EQUIPOS, TRANSPORTE E
INTALACION

Costo de Instalación	I/.	13'085,829.50
Gastos Generales		203,856.00
		13'289,685.50
Utilidades : 10% Costo Inst.		1'308,582.95
PRESUPUESTO DE LA OBRA	I/.	14'598,268.45

CONCLUSIONES

Podemos enumerar los siguientes:

1. El Equipo Hidroneumático es el más versátil, práctico y eficiente para suministrar agua a la presión de servicio requerido por una Industria, Comercio, Vivienda, Hospitales, etc.
2. En un Equipo Hidroneumático se pueden utilizar bombas centrífugas de simple Etapa, cuando los requerimientos de presión son moderados como fue el caso desarrollado en la presente Tesis. Pero cuando se requiere mayores presiones de servicio, tales como superiores a 60 P I sin necesitar un gran caudal; es mejor selección bombas centrífugas de doble etapa ya que darán mayores alturas dinámicas para un caudal específico.
3. El Equipo Hidroneumático trabajará bien, sin dar exce

sivos arranques por hora con las dos condiciones básicas:

- La capacidad de la bomba debe estar en el rango del doble al triple de la máxima demanda.
 - La capacidad del tanque hidroneumático no debe ser deficiente ni pequeño, para evitar que el volumen útil no resulte pequeño también.
4. Si la capacidad del tanque resulta mayor a 4.5 m^3 se puede optar por diseñar dos tanques en paralelo para lograr su ingreso a la planta.
 5. Para un trabajo eficiente del tanque hidroneumático se debe buscar que la relación volumen útil/volumen total no sea inferior a 0.23. Para ello se debe seleccionar una presión diferencial (Presión parada - Presión arranque) mínima de 20 PSI.
 6. Es preferible trabajar con presiones diferenciales de 30 PSI ó 25 PSI para tener un mayor volumen útil y hacer más eficiente la operación del tanque.
 7. Es preferible trabajar con un compresor de aire para tanques mayores de 1.7 m^3 de capacidad; o sino inyectar aire a partir de una línea de aire disponible en la planta.

8. Se debe tener cuidado al hacer la prueba hidrostática al tanque, verificando las fugas por las costuras de soldadura. Si hubiera fallas en la soldadura, se debe someter a la prueba de rayos X y según el resultado se procederá a su corrección.

9. Los diversos problemas técnicos deberán ser solucionados tomando en cuenta un estudio técnico-económico para lograr el más eficiente y seguro servicio al usuario.

BIBLIOGRAFIA

1. American Society of Mechanical Engineering (ASME).
RULES FOR CONSTRUCTION OF PRESSURE VESSELS, edición
1986.
2. Bednar, Henry H., PRESSURE VESSEL DESIGN HANDBOOK,
Copyright Van Nostrand Reinhold Company, New York,
1981.
3. Camara Peruana de la Construcción (CAPECO), REGLAMENTO
NACIONAL DE CONSTRUCCIONES, Edición 1989.
4. American Petroleum Institute - American Society of
Mechanical Engineering (API - ASME), APLICACIONES Y
RECOMENDACIONES PRACTICAS PARA TANQUES, uso int
Universidad Nacional de Ingeniería, 1978.
5. Hidrostal, MANUAL DE BOMBAS CENTRIFUGAS, 1985.
6. Ingo Ferreccio Nosiglia, Antonio, NORMAS ELECTROMECA-
NICAS QUE INFLUYEN EN EL DISEÑO DE TANQUES NEUMATICOS,
2ª edición, Universidad Nacional de Ingeniería, 1976.

7. Perry, Robert H. y Chilton, Cecil H., MANUAL DEL INGENIERO QUIMICO, vol. I, 5a edición.
8. Roark, Raymond J., FORMULAS DE RESISTENCIA DE MATERIALES ESFUERZOS Y DEFORMACIONES, 2ª edición, Trad. por Martano de la Hoz.
9. Tyler G., Hicks, MANUAL PRACTICO DE CALCULOS DE INGENIERIA, edición 1981, Editorial Revertè S.A.
10. Ingº Hori Asano, Juan, ESFUERZOS Y DEFORMACIONES.
11. Singer, Ferdinand L., RESISTENCIA DE MATERIALES, editado por Ediciones del Castillo S.A., Madrid 1971, Trad. por Gaspar T., Raymundo y Gutiérrez V., Angel.
12. Ingersoll Rand, CAMERON HYDRAULIC DATA, editado por C.R. Westaway, 16ª edición, primera impresión, 1979.