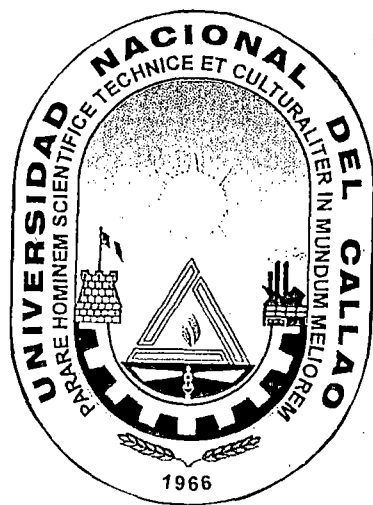


1/620.1/C 74h

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA-ENERGÍA**

1940



**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA CON  
ACCIONAMIENTO NEUMÁTICO PARA EL MEJORAMIENTO DEL  
RIEGO POR CISTERNAS EN LA CONSTRUCCIÓN DE CARRETERAS”**

**TESIS**

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:**

**INGENIERO MECÁNICO**

**PRESENTADO POR:**

**MARIO CONCHA HUMAN**

**ASESOR:**

**ING. CARLOS PEDROSA ALANYA**

**CALLAO - PERU**

A ti Mama Zurlita. Por darme tu fortaleza, tu sencillez y todo de ti para hacer realidad este logro.

## RESUMEN

El presente Proyecto contiene el diseño de un camión cisterna, con un sistema de accionamiento neumático que activa y desactiva el flujo en el sistema de bombeo de agua, para el riego de plataformas en la construcción de carreteras.

El camión seleccionado es marca volvo de 340 HP, motor volvo de 10 litros con intercooler, con un largo total de chasis de 10962 mm., capacidad máxima de 32,700 Kg. de peso bruto vehicular y una transmisión 6x4.

El tanque cisterna es de 5000 gln diseñado según normas API, de 3/16" de espesor de plancha en el cuerpo, tapas y rompeolas, y 1/4" para los soportes del tanque y manhole, con material ASTM - A36. La escalera con tubería de  $\phi$  3/4" y el respiradero con tubería  $\phi$  2", de material Standard.

El anclaje compuesto de placas de sujeción con planchas de 3/8" y con 12 pernos NF de 1/2" x 2 1/2" grado 8.

El Camión cisterna además cuenta con un sistema hidráulico que bombea agua del medio ambiente hacia su tanque, para su auto llenado y la misma bomba bombea agua hacia las boquillas aspersoras para el riego de la plataforma de carretera.

El sistema de bombeo de agua contiene una bomba marca BERKELEY 4"x3" accionado por la toma fuerza del camión volvo, por medio de una conexión universal (cardan) de 1 1/4 " de diámetro x 48" de longitud.

La bomba bombea agua al tanque cisterna por medio de un circuito de llenado, que esta conformado por: 01 Válvula de pie de 4", manguera de succión 4", 01 válvula

de tres vías, Bomba, 01 válvula de bola, tubería de descarga de 3" y accesorios de unión.

La bomba bombea agua a los aspersores por medio del circuito de riego, que esta conformado por: 01 válvula de pie de 4", tubería de succión de 4", válvula de tres vías de 4", bomba, tubería de descarga de 3" de  $\phi$ , válvula de globo en Y, flujo metro, válvula de mariposa con accionamiento neumático, 02 válvulas de bola, 02 válvulas aspersoras de riego y accesorios de unión.

El sistema neumático tiene la función específica del accionamiento de la válvula de mariposa, en la apertura y cierre, activando y desactivando el flujo de agua sobre la plataforma de carretera.

Para el caso el sistema contiene: un cilindro neumático de 32 mm x 12 mm marca NORGREN de  $\phi 1/8$ " de conexión de aire, un tanque de almacenamiento de aire de 1/4" de espesor de planchas con  $\phi 10$ " x 25" de longitud, en material ASTM – A285, un sistema de mantenimiento conformado por filtro, regulador de presión y lubricador con conexión de 1/8", un distribuidor 5/2 con retorno de muelle y accionamiento neumático, una válvula de 3/2 para pilotaje, y una válvula de 3/2 para paso de aire de 1/8", líneas de fluido de  $\phi 1/4$ " en el suministro al tanque de aire y 1/8" en la línea al cilindro neumático.

El costo del camión cisterna asciende aproximadamente a US\$ 137517.48 (Dólares americanos), los costos incluyen el IGV.

El costo horario para su alquiler asciende a US\$ 36.36 Dólares Americanos incluye I.G.V.

## CONTENIDO DEL PROYECTO

<b>INTRODUCCION</b>	<b>1</b>
<b>CAPITULO I      MARCO TEORICO</b>	<b>5</b>
1.1    Teoría de suelos húmedos	5
1.2    Transporte de agua por Cisternas	8
1.3    Conceptos fundamentales de mecánica de fluidos	11
1.4    Aplicaciones de la neumática	17
<b>CAPITULO II      OBJETIVOS</b>	<b>23</b>
2.1    Objetivo principal	23
2.2    Objetivos específicos	23
<b>CAPITULO III      INGENIERIA DEL PROYECTO</b>	<b>25</b>
3.1    Selección del Tracto - Camión	25
3.2    Calculo y diseño del tanque de agua	29
3.3    Diseño del sistema de riego y de llenado del tanque	46
3.4    Diseño del sistema de accionamiento neumático	64
3.5    Parámetros de trabajo del sistema	101
<b>CAPITULO IV      PROCESOS CONSTRUCTIVOS Y DE MONTAJE</b>	<b>104</b>
4.1    Proceso constructivo y montaje del tanque de agua	104
4.2    Proceso constructivo y de montaje del sistema de	

accionamiento neumático	109
4.3 Proceso de montaje de la bomba de agua	112
<b>CAPITULO V EVALUACION ECONOMICA</b>	<b>114</b>
5.1 Estructura de costos	114
5.2 Costos de adquisición de equipo y materiales	115
5.3 Costos de fabricación y montaje	116
5.4 Cálculo del costo total	119
5.5 Estructura de costos horaria	120
<b>CAPITULO VI MANTENIMIENTO Y OPERACION DEL CAMIÓN CISTERNA</b>	<b>121</b>
6.1 Mantenimiento diario del camión volvo NL – 10	121
6.2 Mantenimiento preventivo	122
6.3 Programa de mantenimiento neumático	123
6.4 Mantenimiento y operación del sistema de bombeo	123
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	<b>124</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>125</b>
<b>ANEXOS</b>	
<b>PLANOS</b>	

## INTRODUCCION

Actualmente en la ejecución de obras de carretera e infraestructuras viales se vienen utilizando Cisternas carentes de una adecuada implementación para realizar el proceso del riego sobre la plataforma de la carretera no lográndose la eficiencia y la productividad en el uso del agua. Existen en las Obras Cisternas que no cumplen con las características de diseño, de operación y de maniobrabilidad, que se necesita para un proyecto de construcción de carreteras.

Se utilizan siempre Cisternas que no son de uso exclusivo para transporte de agua, estando operadas por mas de dos personas, no siempre están preparados para transitar por terrenos difíciles y tienen sus limitaciones para regar la plataforma de la carretera.

En el proceso de la construcción de carreteras se utilizan diferentes tipos de maquinaria, por ejemplo: Moto niveladora, Cargador Frontal, Excavadora, Rodillo Vibratorio liso, Tractor, Compresora, Volquetes y Cisterna. La operación asignada en el proceso de construcción de carreteras a la CISTERNA es la siguiente:

La CISTERNA realiza el proceso de riego, que tiene el objetivo de humedecer la plataforma y formar un terreno con una humedad de diseño, el ingeniero de suelos debe elegir cuidadosamente el caudal de agua necesario, para no originar consecuencias como un acolchonamiento o una falta de cohesión suficiente del terreno, por exceso o deficiencia de líquido, esto origina que se tenga que volver a

mejorar el terreno, por lo tanto las pérdidas en gastos de maquinaria y mano de obra son muy altos, y no justificables en el caso de repetir procesos dañados.

Después que la cisterna haya realizado el proceso de riego, le corresponde a los equipos de movimiento de material y compactación seguir trabajando, como es el caso de los volquetes que tendrán que colocar el material sobre la superficie, la moto niveladora tendrá que batir y nivelar el terreno, luego el rodillo vibratorio tendrá que compactar y pasar sobre la superficie cuantas veces sea necesario, siendo importante el trabajo de la cisterna, que hará riegos intermedios entre los procesos que realice la moto niveladora y el rodillo, para finalmente obtener un terreno con una densidad y humedad optima.

El objetivo principal del siguiente proyecto es de mejorar los dispositivos que existen en una cisterna convencional, para regar una plataforma de carretera mas eficientemente.

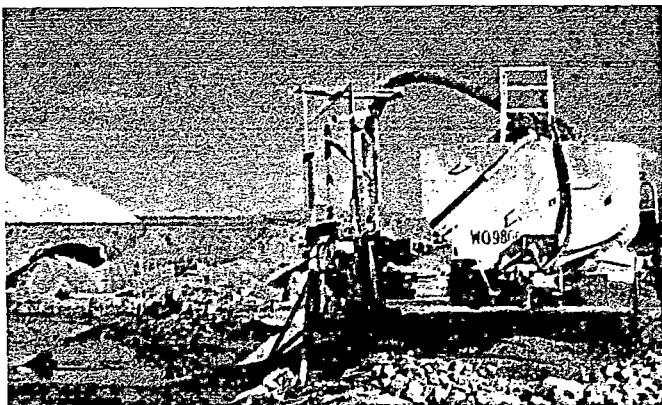
El proyecto presenta una mejora de los dispositivos de riego optimizando el trabajo en condiciones de seguridad, tan aplicado hoy en día por las grandes empresas

**“Primero seguridad y luego le seguirá Producción”.**

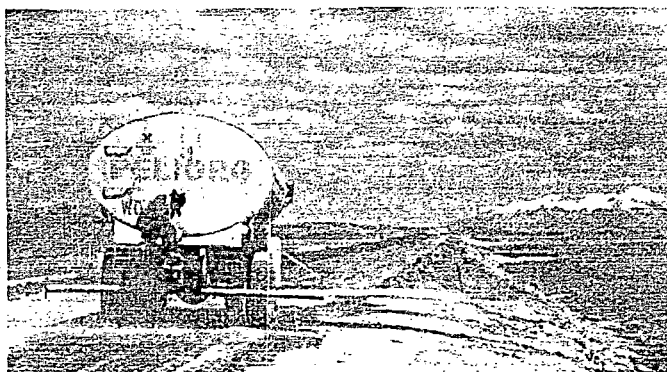
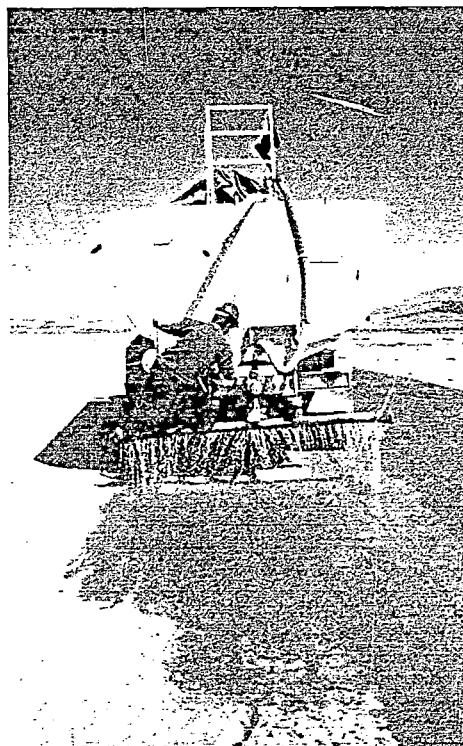
Como fuente de energía se utilizara el aire comprimido generado en los camiones, debido a que todos los motores de los camiones vienen con compresores acoplados con grandes capacidades y presiones de hasta 10 kg/cm<sup>2</sup>. El diseño del sistema de tuberías, los elementos de control y cisterna se harán usando las últimas normas disponibles y el sistema de bombeo tendrá una toma de fuerza de la misma maquina.



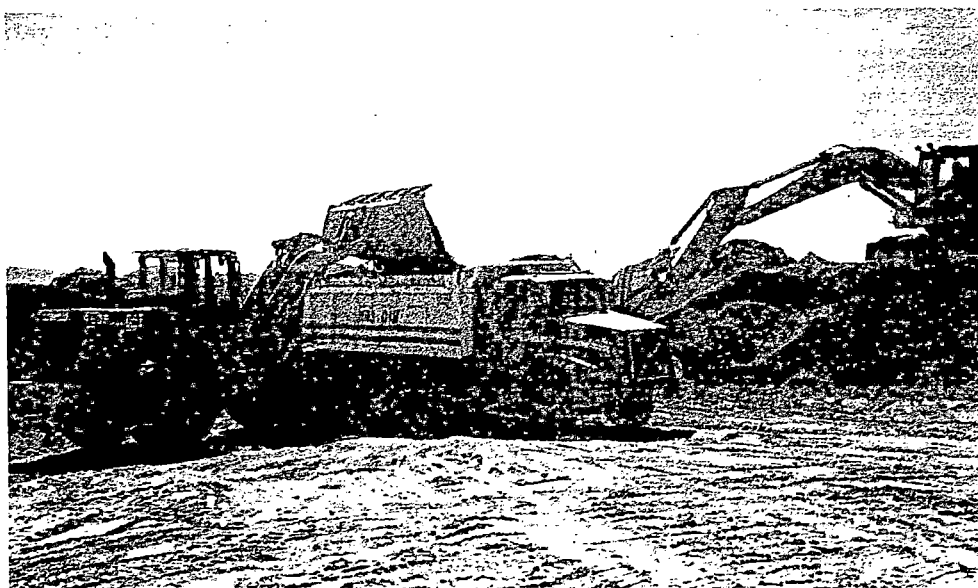
Proceso constructivo de la Carretera Yura – Santa Lucia, con la empresa Queiroz Galvao, en el departamento de Arequipa.



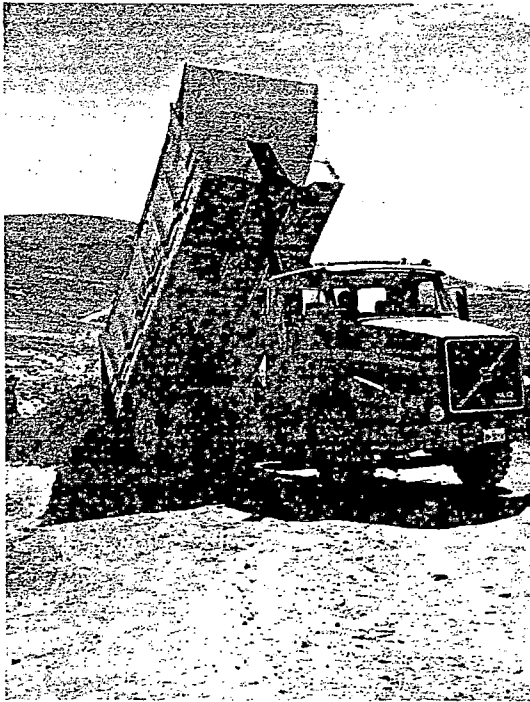
Llenado del tanque cisterna



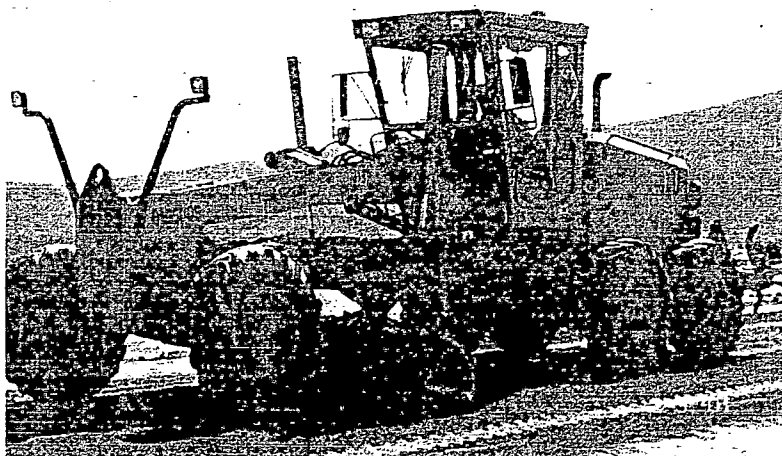
Riego de la plataforma de carretera con una cisterna convencional de 5000 gl.



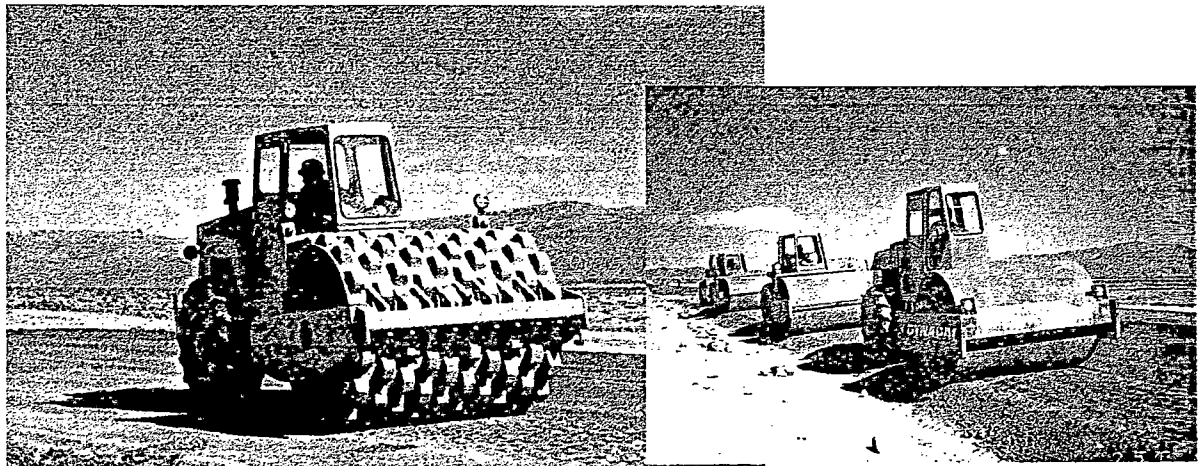
Carguio de materiales en la cantera con cargador frontal sobre ruedas.



Transporte de material a la zona de trabajo con Volquetes 6x4 de 15 m<sup>3</sup> de capacidad.



Tendido, batido y nivelación del material con la Moto niveladora



Proceso de compactación del terreno con los Rodillos Vibratorios autopulsados.

# **CAPITULO I**

## **1.0 MARCO TEORICO**

### **1.1 Teoría de suelos húmedos**

El contenido de agua que debe existir en una sección del suelo de carretera esta completamente ligado al tipo de material y al proceso de compactación; se determina en el laboratorio dicha proporción y sirve como parámetro para el proceso real de la construcción de carreteras.

#### **1.1.1 El contenido de agua que afecta el proceso de compactación**

Los estudios de Proctor concluyen que el contenido de agua del suelo que se compacta es otra variable fundamental del proceso. Proctor observó que con contenidos crecientes de agua, a partir de valores bajos, se obtenían más altos pesos específicos secos para el material compactado, si se usa la misma energía de compactación; pero observó también que esta tendencia no se mantiene indefinidamente, ya que cuando la humedad pasa de cierto valor, disminuyen los pesos específicos secos logrados. Es decir, Proctor puso de manifiesto que para un suelo dado y usando determinado procedimiento de compactación, existe un contenido de agua de compactación, llamado

el óptimo, que produce el máximo peso volumétrico seco que es dable obtener con ese procedimiento de compactación <sup>(1)</sup>.

En relación a un proceso de compactación de campo, dicho contenido de agua es el óptimo para el equipo y la energía correspondientes.

### 1.1.2 La curva de compactación

Proctor visualizó la correlación entre los resultados de un proceso de compactación y el aumento del peso volumétrico seco del material compactado, También comprendió el papel fundamental que desempeña el contenido de agua del suelo en la compactación. Juntando estos dos aspectos que consideró básicos, estableció la costumbre, que ha subsistido hasta la actualidad de representar la marcha de un proceso de compactación por medio de una gráfica en la que se haga ver el cambio de peso volumétrico seco al compactar al suelo con diversos contenidos de agua, utilizando varias muestras del mismo suelo, cada una de las cuales proporciona un punto de la curva.

El resultado se muestra en el *gráfico N° 1.1*

El peso volumétrico seco correspondiente al máximo absoluto recibe el nombre de peso volumétrico seco máximo; la humedad con la que tal máximo se consigue se denomina humedad óptima y representa el contenido de agua con el cual el procedimiento de compactación que se esté usando produce la máxima eficiencia del suelo.

---

<sup>(1)</sup> Alfonso Rico Rodríguez. La Ingeniería de Suelos en Vías Terrestres, Carreteras, Ferrocarriles y Aeropuertos. Pág. 157

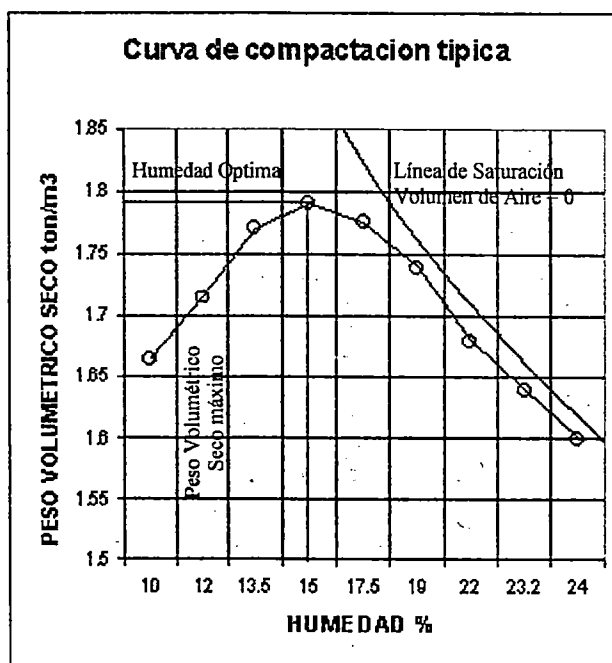


Gráfico 1.1

### 1.1.3 El efecto del contenido del agua en la estructura del suelo

Quando el contenido del agua es bajo, corresponden pequeñas repulsiones entre las partículas y altos esfuerzos efectivos por capilaridad; como consecuencia, se tendrá un suelo con alta resistencia a la deformación.

Si aumenta el contenido de agua, crecen las fuerzas de repulsión y disminuyen los esfuerzos capilares, con lo que se reduce la resistencia del suelo a la deformación. Con método y energía de compactación iguales, un suelo compactado con mayor contenido de agua sufrirá mayores deformaciones angulares.

### 1.1.4 Relaciones gravimétricas y volumétricas de los suelos

En el *gráfico 1.2* aparece un esquema de una muestra de suelo separada en sus tres fases y en ella se acotan los pesos y volúmenes

(2)

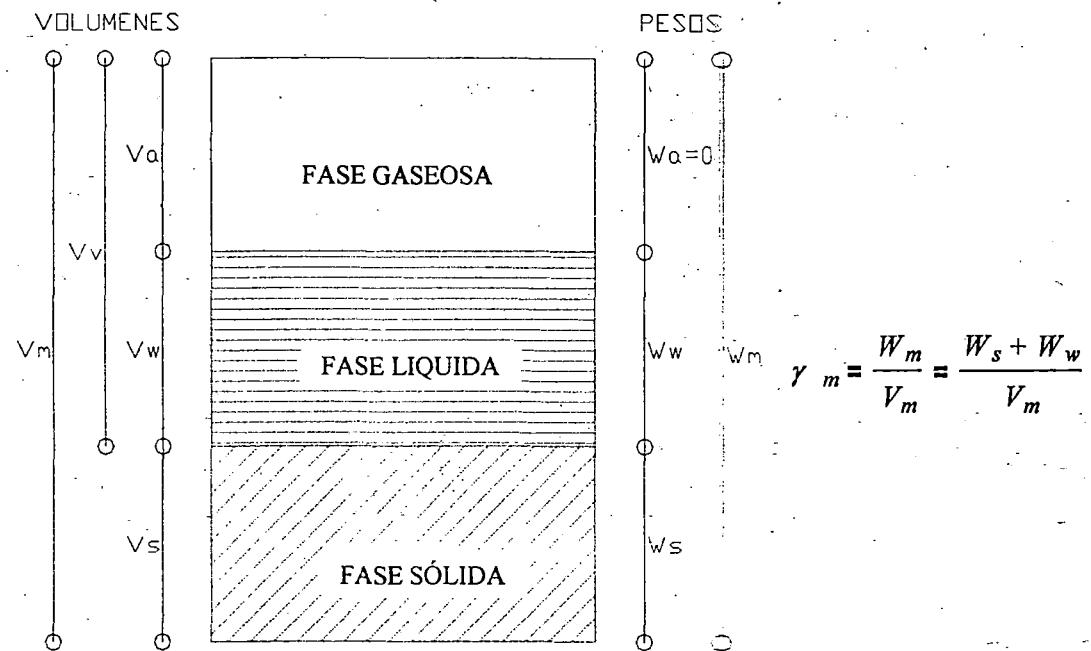


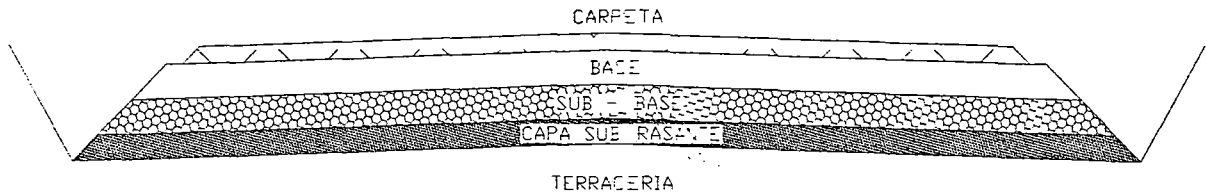
Gráfico 1.2

Esquema de una muestra de suelo en la que se acotan los pesos y volúmenes usados.

### 1.2 Transporte de agua por cisternas

Consiste en el suministro y aplicación del agua que se requiere para la consolidación de terraplenes, subrasantes, capas de base y capas de superficie, de acuerdo con los requisitos de las especificaciones.

(2) Alfonso Rico Rodríguez. La Ingeniería de Suelos en Vías Terrestres, Carreteras, Ferrocarriles y Aeropuertos. Pág. 19



SECCION DE LA CARRETERA

Gráfico 1.3

En el *grafico 1.3* se muestra la sección de la carretera, donde si el ancho  $a$  de los segmentos de una vía es uniforme y la longitud del primero es  $L_1$ , el área será  $A_1=aL_1$ . Si el requerimiento uniforme de agua es de  $R$  litros por  $m^2$ , el volumen necesario para un segmento, será:

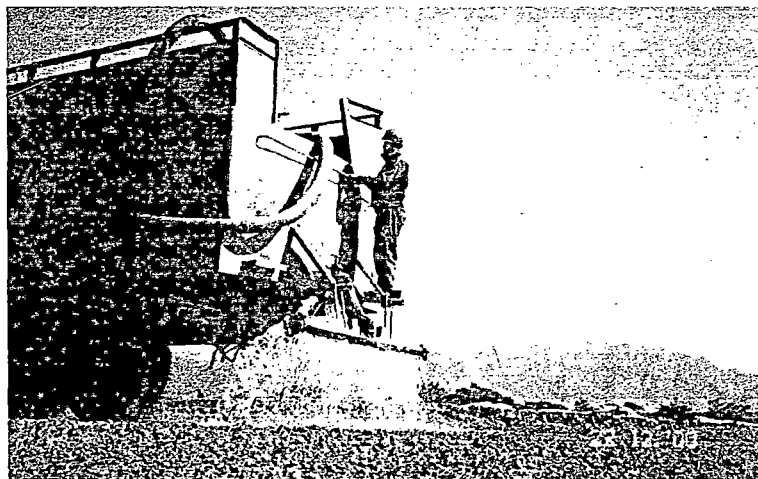
$$v_1=A_1.R/1000=a.L_1.R/1000 \quad m^3 \text{ de agua}$$

Para el agua, el metrado de avance en  $m^2$  ejecutados de la partida, se multiplica por el volumen conocido, en  $m^3$ , de agua necesario por  $m^2$  en el tramo considerado y, el volumen resultante se multiplica por las distancia media de transporte del agua para la partida correspondiente. Este producto será el transporte en  $m^3.km$  a pagar. Procediendo en esta forma, al ejecutar el metrado total de la partida correspondiente, se habrá pagado el total previsto del transporte de agua <sup>(3)</sup>.

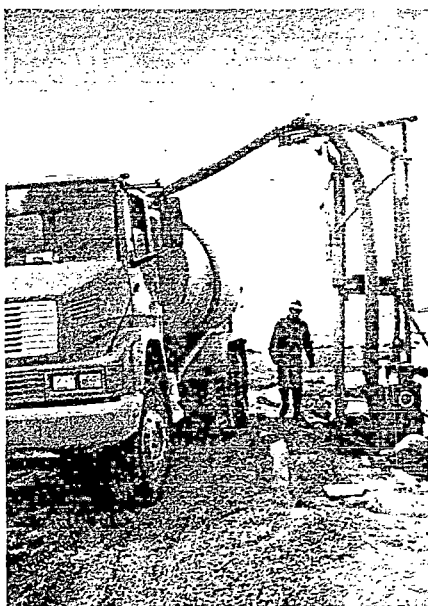
Actualmente en los proyectos de carretera, existen dos formas de pagar el metrado de riego, por hora maquina y por  $m^3.km$

<sup>(3)</sup> Cesar Guerra Bustamante. Manual de Proyectos, Carreteras, Ferrocarriles y Canales. Pág. 426 - 429

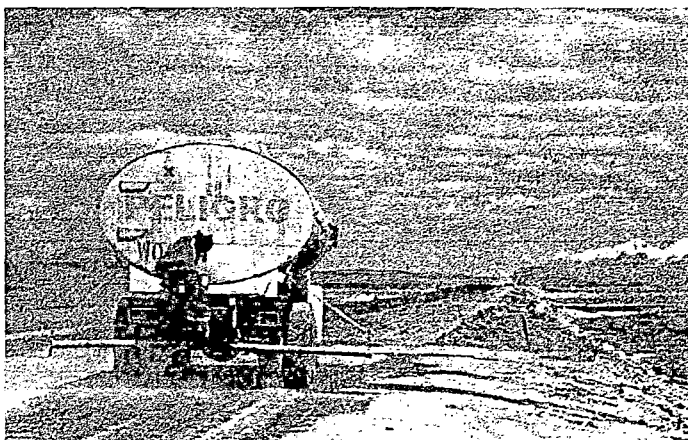
### 1.2.1 Forma de riego de la Carretera con Cisternas convencionales



El riego esta limitado al ancho del Camión, la apertura y cierre de la Válvula es con un personal ubicado en la parte posterior de Camión.



El llenado del tanque cisterna se realiza con un sistema de bombeo costoso, instalado en la toma de agua. Considerando también que siempre hay un personal para realizar el llenado de los tanques Cisterna.



El riego de la carretera, se realiza siempre en condiciones inseguras.

Gráfico 1.4



## 1.3 Conceptos fundamentales de mecánica de fluidos

### 1.3.1 Presión

Es la fuerza aplicada por unidad de superficie.

Es el cociente entre la fuerza y la superficie que recibe su acción.

$$P = \frac{F}{A}$$

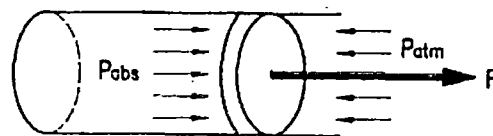
#### Presión absoluta y presión relativa.

El resultado de dividir la fuerza ejercida sobre un elemento de superficie, entre dicha superficie, da como resultado la presión.

Esta presión se denomina *presión absoluta*.

Todos los cuerpos, normalmente están sometidos a la *presión atmosférica*.

La diferencia entre la presión absoluta y la atmosférica se denomina *presión relativa*, y es la que se utiliza en los cálculos <sup>(4)</sup>.



$$F = (P_{obs} - P_{atm}) \times S = P_r \times S$$

Gráfico 1.5

#### Unidades de presión:

La unidad en el S.I. de la presión es el Pascal =  $N/m^2$ .

Otras unidades:

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} \cong 1 \text{ kg/cm}^2 \cong 14.5 \text{ Psi}$$

<sup>(4)</sup> Salvador Millan. Automatización Neumática y Electroneumática. Pág. 44

### 1.3.2 Caudal:

#### Caudal másico y caudal volumétrico.

Entendemos como caudal el volumen de fluido que atraviesa una sección dada por unidad de tiempo.

Este flujo de fluido podemos expresarla en dos formas: en masa o en volumen. El caudal másico y el caudal volumétrico están relacionados a través de la densidad del fluido.

#### Unidades de caudal.

El caudal másico vendrá expresado en kg/s, mientras la unidad S.I. de caudal volumétrico es el m<sup>3</sup>/s, Usualmente, sin embargo, se emplea el l/min, o el m<sup>3</sup>/hora. La unidad que se emplea para el caudal en el mundo anglosajón es el (s) cfm (estándar) cubic feet per minute), es decir, el pie cúbico por minuto equivalente a 28,3 l/min o 0,47 dm<sup>3</sup>/s <sup>(5)</sup>.

### 1.3.3 Teorema de Bernoulli

Expresa la conservación de la energía

$$h + \frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} = cte$$

Donde:

- h = altura sobre un nivel de referencia.
- V = velocidad lineal del fluido.
- P = presión estática.
- Y = Peso específico del fluido.

---

<sup>(5)</sup> Salvador Millan. Automatización Neumática y Electroneumática. Pág. 46 - 47

Aplicando a un sistema

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{(v^2)_1}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{(v^2)_2}{2g} + Z_2 + \Sigma H_p \quad (6)$$

### 1.3.4 Bomba Centrífuga.

Es una máquina hidráulica que absorbe energía mecánica y la transforma en energía hidráulica de posición, gracias al líquido que atraviesa.

Una Bomba centrífuga consiste en un juego de álabes rotatorios dentro de un alojamiento o carcasa, que se utilizan para impartir energía a un fluido por medio de la fuerza centrífuga.

Una Bomba centrífuga consta de los siguientes elementos principales:

- Un elemento rotatorio, que incluye un impulsor y un eje.
- Un elemento estacionario, formado por una carcasa.

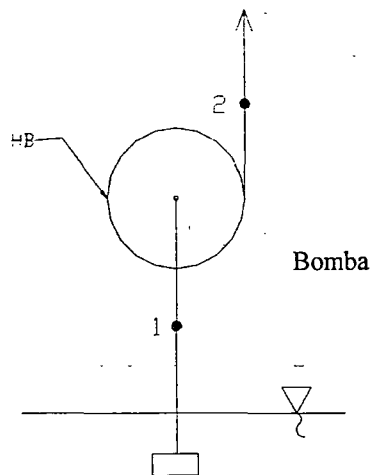


Gráfico 1.6

<sup>(6)</sup> Juan G. Saldariaga V. Hidráulica de Tuberías. pag 82.

### Altura de la bomba.

Considerando los puntos referenciales a la entrada de la bomba y a la salida, aplicando la ecuación de BERNOULLI.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{(V^2)_1}{2g} + H_B + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{(V^2)_2}{2g} + Z_2 + \Sigma H_P$$

### Curva característica del sistema.

En esta curva se representa las pérdidas del sistema y al interceptarla con la curva H-Q nos da el punto óptimo de operación de la bomba.

Las pérdidas en un sistema de tuberías se clasifican en: Pérdidas por fricción y pérdidas singulares.

$H_f$  = Pérdidas debidas a la fricción del fluido con las paredes de la tubería, se llaman también perdidas por longitud de tubería, se le evalúa con la ecuación de D'ARCY.

$$H_f = \frac{fLV^2}{D2g}$$

donde:

- $f$  = factor de fricción adimensional de D'ARCY
- $L$  = Longitud de tubería
- $D$  = diámetro hidráulico de la tubería
- $V$  = Velocidad lineal

$H_s$  = Perdidas singulares, estas se dan en los accesorios debido a los cambios de sección y de dirección del fluido, o sea por las singularidades de la instalación.

$$H_s = \frac{KV^2}{2g}$$

donde: K = constante del accesorio.

La representación de la curva H-Q de la Bomba con La curva del sistema tiene la siguiente forma <sup>(7)</sup>:

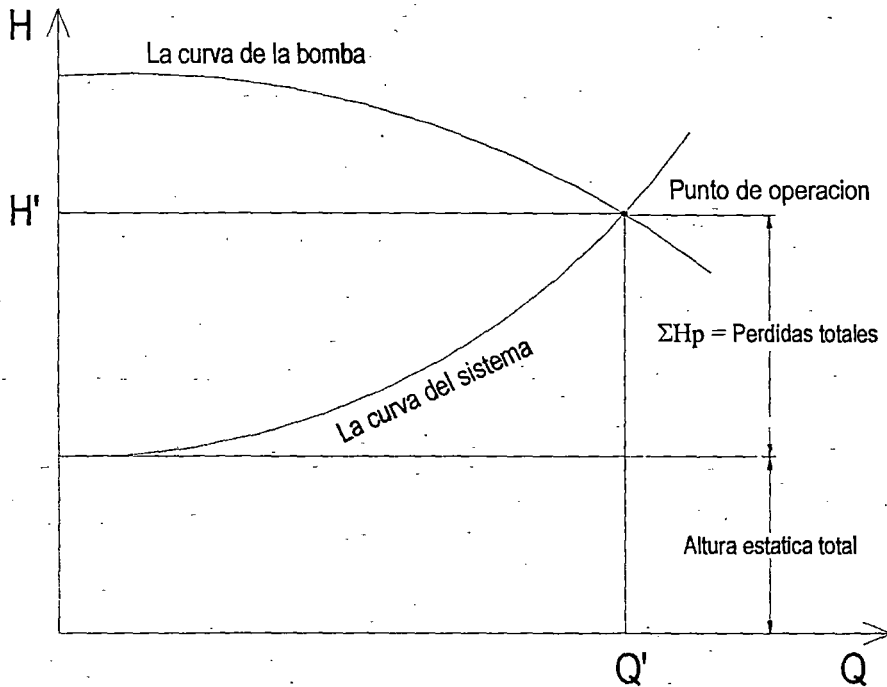


Gráfico 1.7

$$H_p = CQ^2$$

donde  $H_p = H_f + H_s$

### NPSH Y Cavitación

La cavitación es un fenómeno que ocurre cuando la presión local al ingreso al impulsor se reduce hasta alcanzar la presión del vapor del líquido bombeado y se forman burbujas de vapor. Estas burbujas colapsan antes de salir del impulsor originando principalmente erosión en el material con el que se está en contacto <sup>(8)</sup>.

<sup>(7)</sup> Juan G. Saldariaga V. Hidráulica de Tuberías. Pag. 95

<sup>(8)</sup> Hidrostral. Bombas de Alta Eficiencia. Sección de datos técnicos. Pág. 2.1.2.1

**NPSH disponible (NPSH<sub>D</sub>):** Es la cantidad de energía disponible (referido al eje de la bomba) sobre la presión del vapor que dispone el líquido en la brida de succión de la bomba a la temperatura de bombeo. Se expresa en metros de columna del líquido bombeado.

El NPSH disponible depende de las características del sistema en el cual opera la bomba, del caudal y de las condiciones del líquido que se bombea, tales como: clase de líquido, temperatura, gravedad específica, y otras.

$$NPSH_D = \frac{(P_s - P_v)}{(9850GE)} \pm S - h_{fs}$$

NPSH <sub>D</sub>	:	NPSH disponible en metros (m)
P <sub>s</sub>	:	Presión en el recipiente de succión en Pascal (Pa)
P <sub>v</sub>	:	Presión de vapor absoluta del líquido en pascal a la temperatura de succión
GE	:	Gravedad específica del líquido a la temperatura de bombeo
S	:	Altura de succión estática (+) o altura de elevación estática (-) en metros
H <sub>fs</sub>	:	Pérdida de energía por fricción en la línea de succión en metros

**NPSH requerido (NPSH<sub>R</sub>):** Es el valor mínimo de la energía disponible sobre la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, requerida en la brida de succión de la bomba, para permitir que opere satisfactoriamente (sin cavitación) a una determinada velocidad

de rotación del impulsor. Se expresa en metros (m).

El  $NPSH_R$  depende exclusivamente del diseño de la bomba y de las condiciones de operación, siendo su valor proporcionado por el fabricante.

Para que no cavite una bomba centrífuga el  $NPSH$  disponible debe superar al  $NPSH$  requerido, es decir debe cumplirse la siguiente relación:

$$NPSH_D > NPSH_R$$

$$\text{Y como mínimo } NPSH_D - NPSH_R \geq 0.5 \text{ m}$$

## 1.4 Aplicaciones de la neumática

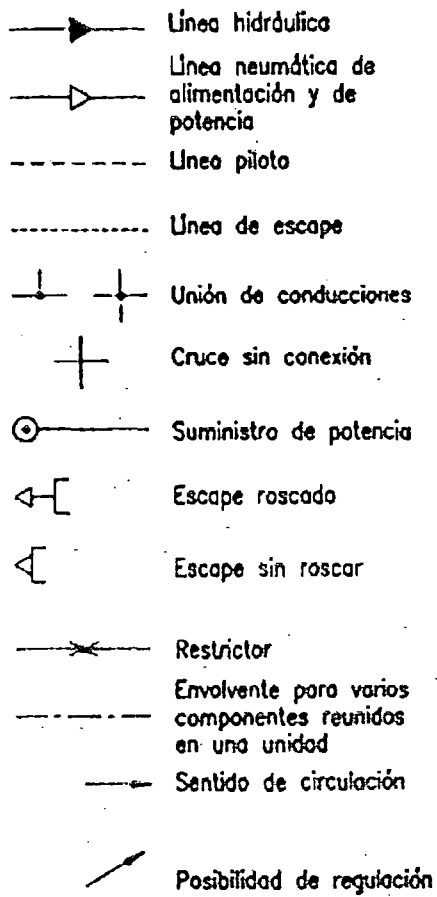
### 1.4.1 Símbolos y esquemas neumáticos

Es preciso en los sistemas neumáticos simbolizar los elementos según un determinado código para hacer los sistemas más fáciles de comprender. En los esquemas que sucesivamente se irán exponiendo, se emplean los **Símbolos ISO-CETOP según normas ISO 1219-2 (1993)** <sup>(9)</sup>.

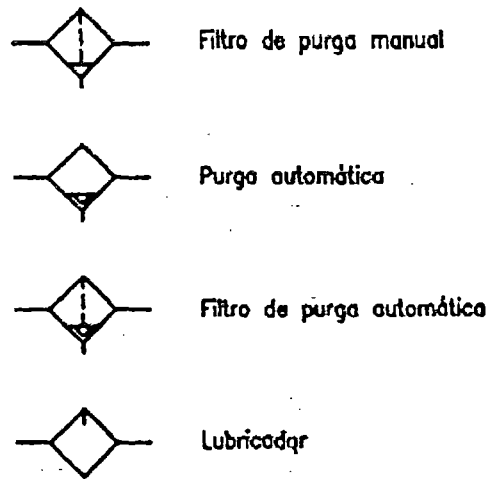
---

<sup>(9)</sup> Salvador Millan. Automatización Neumática y Electroneumática. Pág. 27

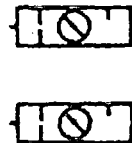
## LINEAS DE FLUIDO



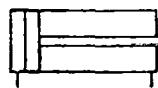
## EQUIPOS DE LINEA



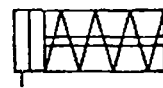
## GRUPOS DE ACONDICIONAMIENTO



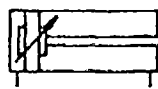
## ACTUADORES



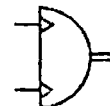
Doble efecto,  
sin amortiguación



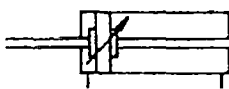
Simple efecto,  
retorno muelle



Doble efecto,  
con amortiguación regulable



Cilindro  
de par



Doble vástago,  
con amortiguación regulable

Gráfico 1.8



## DISTRIBUIDORES



Distribuidor 2/2



Distribuidor 3/2 ( Sin posición media )



Distribuidor 3/3 ( Cerrado en posición media )



Distribuidor 4/3 ( Cerrado en posición media )



Distribuidor 5/2 ( Sin posición media )



Distribuidor 5/3 ( Cierre entrada en posición media )

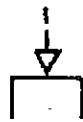


Distribuidor 5/3 ( Todo cerrado en posición media )

## MECANISMOS DE ACCIONAMIENTO



Pulsador



Presión piloto



Palanca



Rodillo

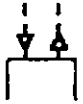
## MECANISMOS DE RETORNO



Tope



Solenoide



Membrana a presión o vacío



Pulsador palma



Muelle



Muelle y aire

Gráfico 1.9

## EQUIPOS DE LINEA Y ACCESORIOS

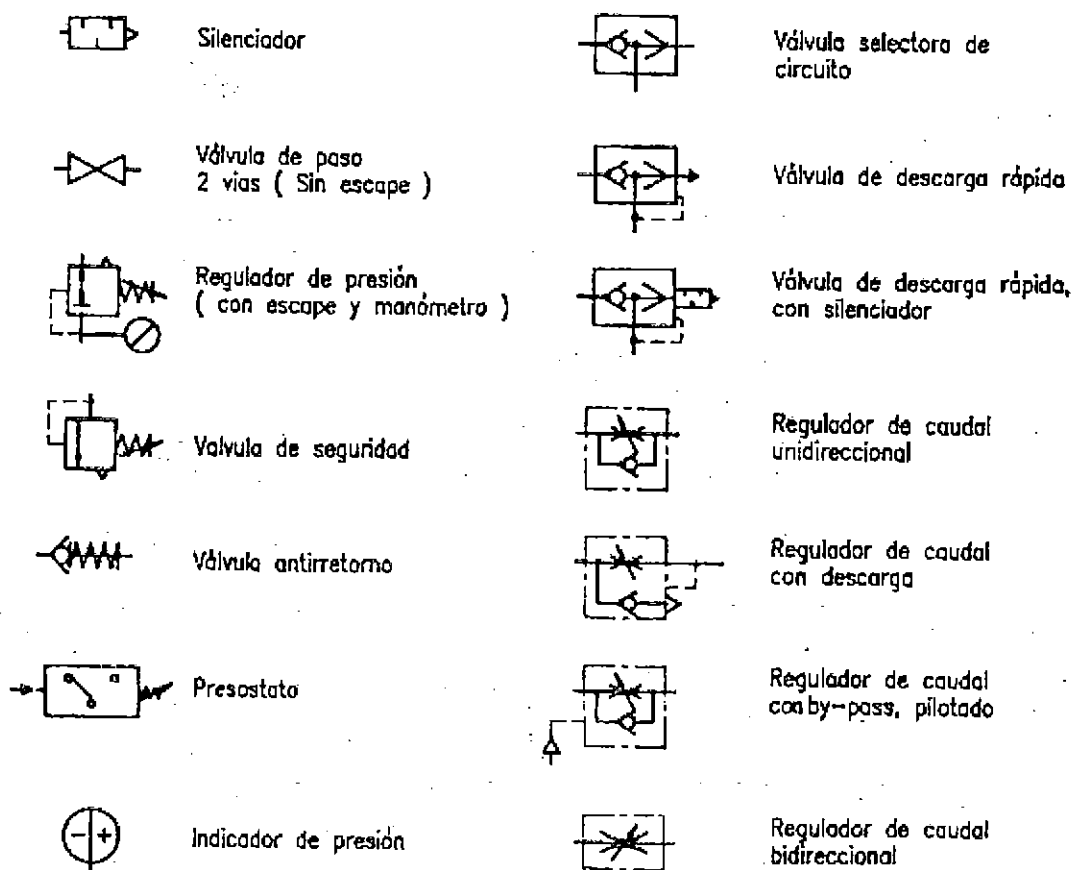


Gráfico 1.10

### 1.4.2 Cilindros neumáticos

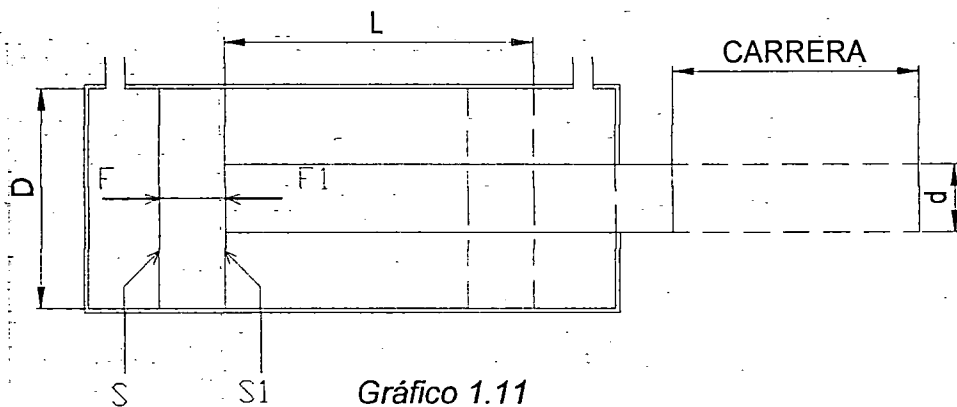
Se les denomina actuadores neumáticos, por ser capaces de transformar la energía potencial del aire comprimido en trabajo mecánico, para el accionamiento de mecanismos .

Los cilindros entregan el trabajo en forma rectilínea de empuje - tracción.

El actuador es de acción lineal; transforman la energía del aire comprimido en trabajo mecánico, definido por :

$$T = F \times L = P \times S \times L \quad (10)$$

P	:	Presión	F	:	Fuerza
S	:	Superficie	T	:	Trabajo
L	:	Carrera			



Sección Activa del cilindro

$$S = \pi \cdot R^2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Sección activa del cilindro en la cara opuesta

$$S_1 = \pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4}$$

Fuerza teórica del cilindro

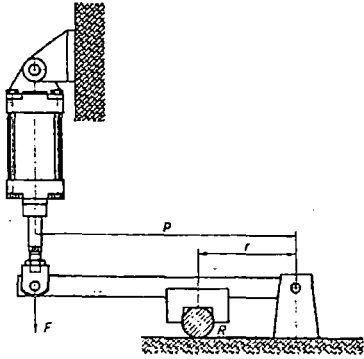
$$F = P \cdot S = P \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

Fuerza teórica del cilindro en el sentido opuesto

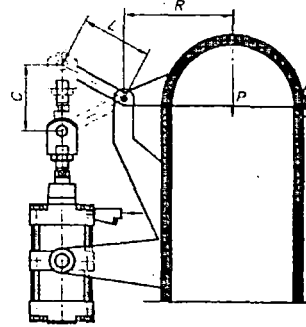
$$F_1 = P \pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4}$$

<sup>(10)</sup> A. Serrano Nicolás. Neumática. Pág. 87

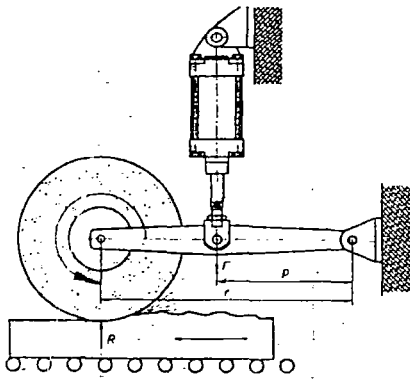
### 1.4.3 Aplicaciones de actuadores neumáticos <sup>(11)</sup>



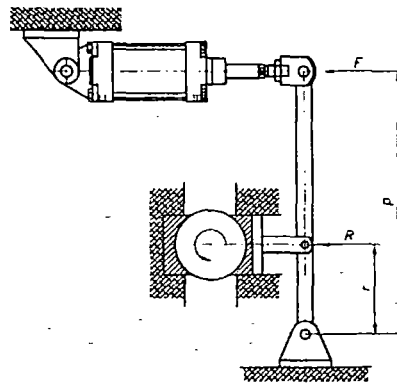
1.- FIJACION DE UNA VARILLA DE ACERO



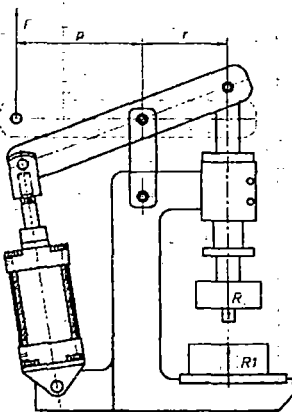
2.- APERTURA Y CIERRE DE UNA TAPA



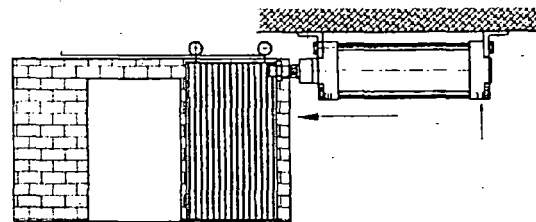
3.- ACCIONAMIENTO DE UNA AMOLADORA



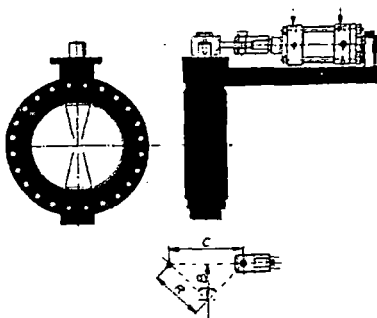
4.- ACCIONAMIENTO DE UN FRENO



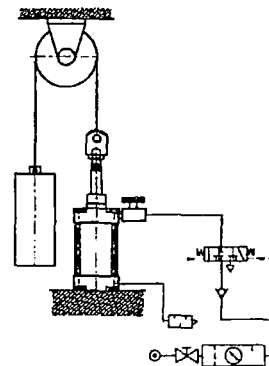
5.- PRENSA DE BALANCIN



6.- ACCIONAMIENTO DE UNA PUERTA CORREDERA



7.- ACCIONAMIENTO DE VALVULAS DE MARIPOSA



8.- APLICACIÓN DE UNA POLEA FIJA

Gráfico 1.12

<sup>(11)</sup> Salvador Millan. Cálculo y Diseño de Circuitos en Aplicaciones Neumáticas. Pág. 129

## CAPITULO II

### 2.0 OBJETIVOS

#### 2.1 Objetivo principal.

Diseñar los dispositivos de riego mejorado de una Cisterna, con accionamiento neumático que pueda manejar flujo de agua y áreas diferentes de riego según las necesidades del terreno o plataforma de carretera, y que será controlado por un solo operador.

#### 2.2 Objetivos específicos.

Para lograr el objetivo principal tenemos que:

- Seleccionar el Tracto – Camión, que cumpla con las necesidades del trabajo en obra, maniobrabilidad en los terrenos de alta dificultad, y bajo costo de mantenimiento.
- Diseñar un tanque Cisterna de acuerdo a las normas de diseño y seguridad.
- Diseñar un sistema de bombeo y seleccionar las válvulas para poder controlar el agua de la manera mas óptima posible, y para así distribuir uniformemente el agua sobre la plataforma de carretera, a la vez el sistema de bombeo le sirva al camión cisterna para un auto llenado del tanque.

- Seleccionar el equipo de bombeo de agua, según los parámetros de la toma de fuerza del tracto camión y las necesidades de caudal.
- Diseñar un sistema de accionamiento neumático para la regulación de la válvula de mariposa, para activar y desactivar el flujo de agua sobre la carretera.
- Seleccionar un equipo para la medición del gasto de agua  $\text{m}^3$  de terreno regado por la cisterna.
- Presentar los procesos constructivos y de montaje del sistema, del tanque cisterna, sistema de riego y sistema neumático.
- Realizar la evaluación económica de los costos y la tarifa horaria del camión cisterna.
- Realizar el programa de mantenimiento preventivo de todos los equipos, para su mejor operación.

## CAPITULO III

### 3.0 INGENIERIA DEL PROYECTO

#### 3.1 Selección del Tracto - Camión

Los camiones que se usan para el transporte de agua, deben tener la mayor capacidad de carga posible, pero también deben ser conjuntamente con su carga lo mas versátil y maniobrable para moverse por los terrenos de gran dificultad, como son grandes pendientes, terrenos accidentados y también en lugares de gran altitud geográfica<sup>(12)</sup>.

El concesionario de la unidad debe prestar un buen servicio post-venta, y mantener un buen stock de repuestos a nivel del territorio nacional<sup>(13)</sup>.

La intersección de estas particularidades, nos limita a un rango de capacidades de transporte de agua y a la selección de una marca en especial del camión.

A la luz de los requerimientos expresados para un tanque cisterna, se ha seleccionado el siguiente camión (ver cuadro 3.1)

---

<sup>(12)</sup> Características del camión Cisterna observadas en campo

<sup>(13)</sup> Característica importante para realizar el programa de mantenimiento.

GAMA DE MODELOS DE CAMIONES						
	MODELO DE CAMION	MOTOR	CAJA	TRANSMISION	PVB	APLICACIÓN
1	NL10 INTERCOOLER	Volvo de 10 litros con turbo e intercooler con 340 HP	Caja de cambio de 14 velocidades	4X2 Y 6X4	19.7 a 32.7 TN	Tractocamiones, volquetes, plataformas mezcladoras de concreto, cisternas
2	NL12 INTERCOOLER	Volvo de 12 litros con turbo e intercooler con 400HP	Caja de cambio de 14 velocidades	6x4	32,7 TN	Tractocamiones, volquetes, camion baranda
3	FH12	Volvo de 12 litros con turbo e intercooler de inyeccion electronica con 340 - 400HP	Caja de cambio de 14 velocidades	6x4	27 - 34 TN	Tractocamiones, camion baranda con remolque
4	FL6	Volvo de 6 litros con turbo e intercooler con 400HP.	Caja de cambio de 6 velocidades	4X2	11 - 18 TN	Trabajos urbanos

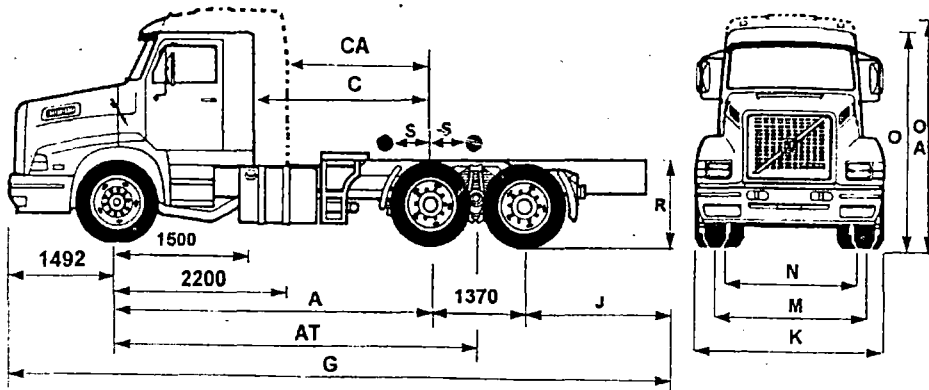
<b>MARCA</b>	VOLVO
<b>MODELO</b>	NL10 Intercooler BGT 26 6x4 (6 Apoyos con 4 Apoyos Traccionados)
<b>MOTOR</b>	TD 102 FS con Turbo e Intercooler 340 HP/2050 rpm Diesel, inyección directa, 6 cilindros, 4 tiempos, con regulador de gases de escape y elemento eléctrico de arranque.
<b>CAPACIDAD</b>	Total máx. (PBV <sup>(14)</sup> ) Especificado por el fabricante Volvo 32,700.00 Kg.
<b>DIMENSIONES</b>	Longitud total del chasis 10962 mm Ancho máx. 2450 mm

Cuadro 3.1 <sup>(15)</sup>

<sup>(14)</sup> PBV : Peso bruto vehicular (Peso del camión + Carga)

<sup>(15)</sup> Volvo. Catálogos de selección 2002





### Dimensiones en mm.

Distancia entre ejes = Basculante	5400
A Distancia entre ejes	5400
AT Distancia entre ejes teórica	6085
C Eje delantero del bogie - borde trasero de cabina simple	3900
CA Eje delantero del bogie - borde trasero de cabina dormitorio (ELHH)	3200
J Voladizo trasero	2700
G Longitud total del chasis	10962
R Bastidor - suelo (Veh(culo cargado)'	1170
O Techo de cabina - suelo (Vehículo descargado)	2822
OA Techo de cabina suelo (Vehículo descargado - cabina litera)	3150
S Centro de carga del Chasis calculado de las especificaciones actuales. El calculo de "S" es: S= Carga útil eje delantero x distancia entre ejes / carga útil total.	
Diametro de giro, rueda delantera exterior	20400
Diametro de giro, de barrido	22100
* Sobre el eje delantero del bogie	

El largo de la plataforma se refiere a la estructura fijada sobre el chasis standard y con distancia entre la cabina y el borde exterior delantero de la delantera de la plataforma calculada en 150 mm. Otros equipos pueden dar otros valores.

### Medidas de ancho, mm.

K Ancho maximo	2450
M Via delantera	1945
N Via posterior	1820

### Pesos Kg.

Peso del chasis, adelante	4235
Peso del chasis, atras	4535
Peso del chasis, total	8770
* Capacidad maxima sobre el eje delantero, especificado por el fabricante	6700
* Capacidad maxima sobre el eje del bogie, especificado por el fabricante	20000
* Capacidad total maxima (PBV), especificado por el fabricante	32700
* Capacidad maxima incluida Super estructura, especificado por el fabricante	17930
* Capacidad maxima del tren (PBC) especificado por el fabricante	52000

\* Las capacidades varian de acuerdo a las normas legales vigentes en cada pais.

Los pesos pueden variar  $\pm$  1%

Los pesos del chasis incluyen: Motor TD 102F, Caja de Cambios R 1700, Puente Posterior CTEV87 de simple reducci3n, 10 Aros de Disco 8.5 x 20" con neumaticos 12.00 - 20", 1 Tanque de combustible de 300 dm3, agua, aceite, combustible 20 dm3 y herramientas, sin conductor.

### MODIFICACIONES DE PESO (KG)

	Adelante	Detras	Total
Toma de fuerza posterior	+ 10		+ 10
Equipo quinta rueda	+ 30	+ 150	+ 180
Conductor	+ 50	+ 20	+ 70
Equipo gancho pare. remolque	- 20	+ 80	+ 60
Cabina litera	+ 390	+ 200	+ 590
Rueda de reserva	- 30	+ 125	+ 95
300 Litros de combustible	+ 143	+ 107	+ 250

# NL 10 (6X4)

## INTERCOOLER BGT 20

### MOTOR

#### TD 102 F Intercooler

Motor Diesel de inyección directa, 6 cilindros, 4 tiempos con turbo compresor, regulador de gases de escape y elemento eléctrico de arranque.

Potencia a 32.2 rps (1932 rpm)  
Neta..... 1300 KW (318 Hp)  
Torque a 20 rps (1200 rpm)  
Neta..... 1300 Nm (140Kpm)  
Diámetro de los cilindros .....120.65 mm Carrera..... 140 mm Cilindrada..... 9.6 dm<sup>3</sup> (Litros) Relation de Compresión..... 15:1 Capacidad de Aceite..... 36 dm<sup>3</sup> Capacidad de Refrigerante..... 47 dm<sup>3</sup> Dos filtros de aire tipo ciclónico. Potencia Neta y torque de acuerdo a las normas ISO 1585 y SAE J 1349. Exigencias de humos según la regulación ECE/EEC, Federal Register USA y normas Suecas.

### EMBRAGUE

#### KFD 215 A

De doble disco en seco. Servoasistido. Diámetro de los Discos .....380 mm(15") Superficie de Fricción..... 2570 cm<sup>2</sup>

### CAJA DE CAMBIOS

#### SR 1700

De 6 velocidades en "Range" y 6 velocidades en supermarcha completamente sincronizadas hacia adelante, adicionalmente 2 velocidades super lenta hacia adelante y 4 posiciones de retroceso. Con enfriador de aceite.

Relation de la SR	BAJA	/ ALTA
Super lenta	16.68	13.37:1
1ra.	11.13	8.92:1
2da.	7.16	5.74:1
3ra.	4.68	3.75:1
4ta.	2.97	2.38:1
5ta.	1.91	1.53:1
6ta.	1.25	1.00:1
Martha atrás	15.26	4.07:1
	12.23	3.26:1

Capacidad de aceite 13 litros

### PUENTE POSTERIOR

#### CTEV87

Bogie Tandem CT de simple reducción tipo hipoide  
Reducción..... 4.87:1

Capacidad de aceite..... 19+9 Litros

### Bloqueo del diferencial

Accionado de forma electroneumatica por un mando en el panel de instrumentos.

### DIRECCION

Servodirección de tipo bolas circulantes. N° - de vueltas de lado a lado..... 5 Diámetro del volante..... 500 mm Abertura en la rueda delantera..... 50°

### FRENOS

#### Freno de Servicio:

De aire comprimido con circuitos separados para las ruedas delanteras y posteriores, freno de remolque con mando separado.  
Capacidad de los tanques.

4 x 30 = 120 dm<sup>3</sup> (litros) Compresor:  
Capacidad..... 350 dm<sup>3</sup>/min  
Presión de trabajo... 6.5 - 8.9 Kg/cm<sup>2</sup>  
Superficie de frenado.

En el eje delantero..... 2415 cm<sup>2</sup>  
En el eje posterior delantero.3050 cm<sup>2</sup>  
En el eje posterior ..... 3050 cm<sup>2</sup>

Total..... 8515 cm<sup>2</sup>  
Freno de estacionamiento:

De accionamiento por aire comprimido freno de resorte actuando directamente sobre las ruedas motrices.  
La aplicación se realiza en forma progresiva con un mando situado en la  
Freno por taponeamiento de escape:  
Electroneumático, accionado por contacto del pie.

### SUSPENSION

#### Delantera: FFJ - K2

De ballestas semielípticas con casquillos roscados en el anclaje delantero y gemela en el posterior. Amortiguadores hidráulicos, telescópicos de doble efecto, topes de goma y barra estabilizadora.

Largo de ballestas (mm)..... 1750  
Ancho (mm)..... 80  
Numero de hojas..... 10  
Amortiguadores..... 2  
Topes de Goma..... 2

#### Posterior: BFJ - K1 (20 Ton)

Ballestas sencillas de varias hojas con topes de jebe en ambos extremos.  
Largo (mm)..... 1400  
Ancho (mm)..... 100  
Numero de hojas..... 8  
Topes de goma..... 4

### BASTIDOR

#### PRO 99 R

Largeros en perfil "C" prensado. Bastidor tipo reforzado, remachado y atornillado, completamente rectilíneo en los lados superior e inferior.  
Ancho..... 800 mm  
Dimensiones de los largueros y refuerzo interior (mm).

	Largueros	Refuerzo
Altura del alma	273	250
Ancho del ala	85	75

Espesor del material 9.5 8

#### Tanque de combustible (01)

Localizado en el lado derecho.  
Capacidad..... 300 Litros

### RUEDAS Y NEUMATICOS

Ruedas de disco de acero (Tipo Disco) sujetas con 6 pernos.  
Ruedas posteriores gemelas Rueda y neumático de reserva.  
Aros..... 8.5 x 20"  
Neumáticos..... 12.00 - 20"

### CABINA

Totalmente de acero, aislada con wellit y espacio para conductor y 2 pasajeros. Asiento del conductor de suspensión elástica.  
Pintura base intermedia blanca standard.  
Equipo: Calefacción y equipo de desempañamiento de regulación termostática, equipo de aire fresco; limpia y lavaparabrisas, soleras interiores, espejos retrovisores, escotilla de techo y daxon de aire.

### INSTRUMENTOS

Cuentarrevoluciones, manómetro de aire comprimido, indicador de combustible y temperatura, voltímetro.  
Luces de testigo para frenos de estacionamiento, presión de aire en el sistema de frenos, agua (nivel y temperatura), presión de aceite, luz larga, indicadores de dirección, caída de presión en el filtro de aire y carga de batería.

### EQUIPO ELECTRICICO

Tensión ..... 24 V  
Capacidad de la batería..... 133 Ah  
Alternador..... 1300 W  
Motor de arranque..... 5.5 Kw (7.5 HP)

### EQUIPO OPCIONAL

-Quinta rueda con conexiones eléctricas y de freno  
-Toma de fuerza posterior (BKU 1073) -  
Cabinas literas (ELHH)

La fabrica se reserva el derecho de modificar la construcción y equipo sin previo aviso.

VOLVO PERU S.A. LIMA, PERU  
FEBRERO 2002 - JAP

# VOLVO

## 3.2 Cálculo y diseño del tanque de agua

### 3.2.1 Cálculo de la capacidad del tanque

El tanque acumulará el agua, para luego regar la plataforma de la carretera.

Existen diferentes formas de secciones, para el trabajo destinado, debe ser un tanque cuyo centro de gravedad esté lo mas bajo posible, a fin de dar una gran estabilidad operativa al camión, para viajar a mayor velocidad, el tipo de sección con estas características es la sección elíptica, dado que la forma de su curva menos cóncava permite mayor área de soporte sobre el chasis, dándole mayor rigidez al cuerpo del tanque.

Las dimensiones promedio de los tanques de sección elíptica especificado por las normas API son las siguientes:

$$H = 5'$$

$$W = 8'$$

$L =$  Longitud disponible en el chasis del camión  $= 6500 \text{ mm} = 21.33'$

$G :$  Capacidad del tanque en galones

Que esta dada por la siguiente formula:

$$G = H \times W \times L \times 5.875 \text{ Galones}$$

$$G = 5 \times 8 \times 21.33 \times 5.875 = 5012.55 \text{ Galones}$$

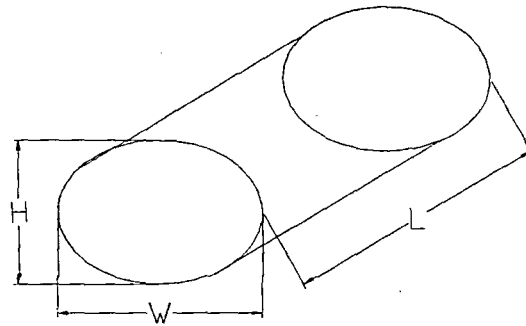


Gráfico 3.1

### 3.2.2 Cálculo de los espesores de planchas

#### a) Cálculo de espesor del cuerpo elipsoidal

Utilizaremos el método siguiente para obtener el espesor de la plancha del casco <sup>(16)</sup>.

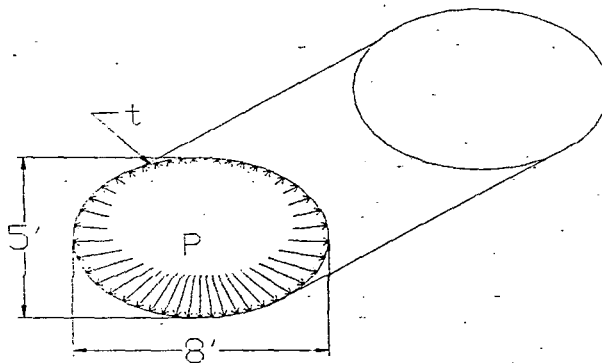


Gráfico 3.2

$$t = \frac{P \times D_m \times V}{2 \times s \times E} \quad (1)$$

Donde V es un coeficiente:

V depende de la relación K del eje mayor al menor.

K	2,6	2,4	2,2	2,0	1,5	1,0
(D/t < 100), V	1,54	1,30	1,15	1,0	0,80	0,6
(D/t > 100), V	1,54	1,30	1,15	1,0	0,75	0,50

Cuadro 3.2

<sup>(16)</sup> M. Roak, Manual de Resistencia de Materiales. Pág. 290

Para nuestro caso  $K = \frac{8}{5} = 1.6$

Entonces  $V = 1.0$

S: Esfuerzo admisible = 21,000 psi = 1479 kgf/cm<sup>2</sup>, para planchas de acero estructural ASTM-A36 <sup>(17)</sup>

E: Eficiencia de empalme = 0.85 <sup>(18)</sup>

D<sub>m</sub>: Diámetro medio = (8'+5')/2 = 6.5' = 198.12 cm

P: Presión del agua en el recipiente =  $\gamma H = 62.37 \text{ lib/pie}^3 \times 5 \text{ pies} = 0.15 \text{ kgf/cm}^2$

Reemplazando valores:

$$t = \frac{0.15 \cdot 198.12 \cdot 1.0}{2 \cdot 1479 \cdot 0.85} \longrightarrow t = 0.012 \text{ cm}$$

Las normas no prescriben la magnitud del margen por corrosión, quedando a criterio, la cual consideraremos un desgaste por corrosión promedio de 5 milésimas de pulgada por año (1/16" en 12 años) <sup>(19)</sup>, según estas consideraciones nuestro espesor exacto será:

$$t = 0.012 + 0.158 = 0.1707 \text{ cm}$$

Sin embargo la normas API 650 recomienda un espesor mínimo del casco de

$$t = 3/16''$$

ó 0.476 cm, valor que utilizaremos en adelante.

<sup>(17)</sup> Instituto Americano del Petróleo. Normas API 650. Pág. 9

<sup>(18)</sup> Instituto Americano del Petróleo. Op. Cit. Pág. 9

<sup>(19)</sup> Eugene F. Megyesy. Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Cálculo. Pág. 191

## **b) Determinación de los espesores de las tapas, refuerzos y rompeolas**

Según las normas API 650, para un tanque con diámetro promedio de 6.5'; las tapas y las rompeolas deben de ser de plancha de 3/16" y los refuerzos de plancha de 1/4"

## **c) Accesorios**

Serán construidos según las recomendaciones de las normas API 650.

Tenemos respiraderos, rompeolas, man hole y escalera, sus dimensiones están de acuerdo al tamaño de nuestro tanque.

Las dimensiones y la ubicación estará en el plano de detalle en el anexo de planos de la presente tesis.

### **3.2.3 Selección de los materiales y determinación de la cantidad de planchas**

Material para el casco, tapas, rompeolas y refuerzos:

Elegimos para el cuerpo principal del tanque un acero estructural de designación ASTM A-36, cuya composición química <sup>(20)</sup>es la siguiente:

Carbono	0.25-0.29 %
Manganeso	0.80-1.20 %
Fósforo	0.04%
Azufre	0.05%
Silicio	0.15-0.40 %

---

<sup>(20)</sup> Oerlikon. Manual de Soldadura. Pág. 88

Cuyas propiedades mecánicas son:

$S_y = 41 \text{ kgf/mm}^2$  (Resistencia a la tracción)

$F : 24 \text{ kgf/mm}^2$  (Limite de fluencia)

$A : 17\%$  (% de elongación)

$P = \text{Peso del plancha} = 34.78 \text{ kg/m}^2$  para espesores de  $3/16''$

$P = \text{Peso del plancha} = 46.38 \text{ kg/m}^2$  para espesores de  $1/4''$

El material se suministra en planchas de  $4' \times 8'$  con lo cual obtenemos el máximo aprovechamiento de material.

$3/16'' \times 4' \times 8'$  : Cuerpo, tapas y rompeolas

$1/4'' \times 4' \times 8'$  : Refuerzos

Cálculo de la cantidad de planchas:

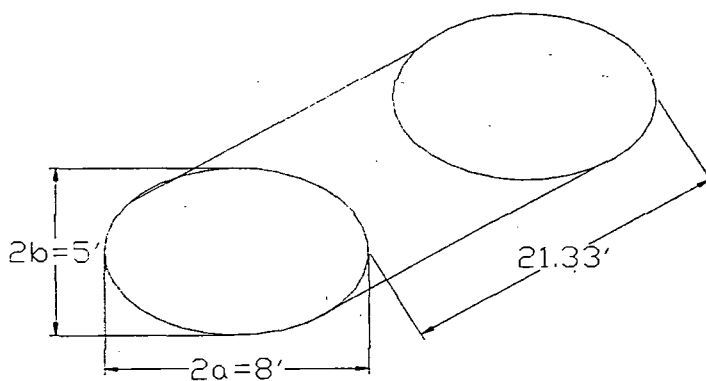


Gráfico 3.3

Desarrollo de la elipse:

El perímetro  $P$  es:

$$P = \pi \cdot [1.5 \cdot (a + b) - \sqrt{ab}] \quad \text{-----}(2)$$

$$a = 4'$$

$$b = 2.5'$$

$$P = 20.69'$$

Desarrollo del cuerpo

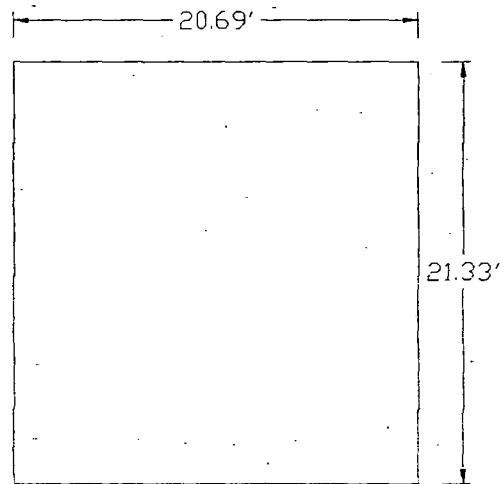


Gráfico 3.4

Disposición de las planchas del cuerpo del tanque

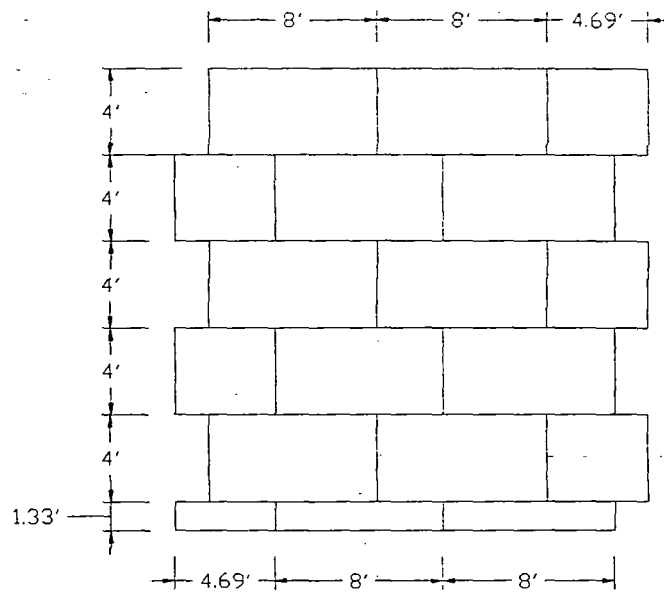


Gráfico 3.5



Se requieren 16 planchas de : 3/16"x4'x8'

Tapas y rompeolas

Refuerzo de la base soporte

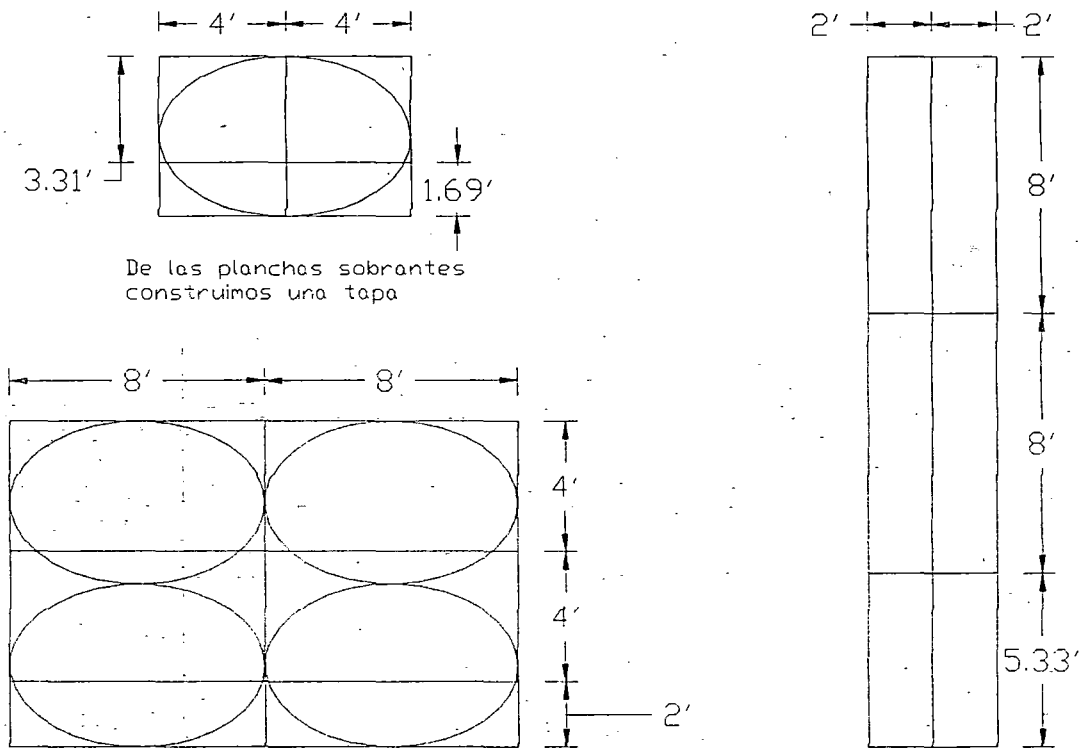


Gráfico 3.6

Se requerirán la cantidad siguiente de planchas:

- |                             |   |                            |
|-----------------------------|---|----------------------------|
| Casco del tanque            | : | 16 planchas de 3/16"x4'x8' |
| 02 tapas y 03 rompeolas     | : | 05 planchas de 3/16"x4'x8' |
| Refuerzo de la base soporte | : | 03 planchas de 1/4"x4'x8'  |

### 3.2.4 Determinación de los soportes del tanque

El análisis de esfuerzos de un tanque, apoyado a intervalos sobre pedestales, y lleno de líquido, es difícil de calcular, y los resultados son inciertos a causa de las dudosas condiciones de contorno. Estos se calculan aplicando la teoría simple de la flexión, calculando el máximo valor de los esfuerzos locales para el tanque y dividiéndolo entre el número de soportes, así tenemos <sup>(21)</sup>:

$$S_{\max} = k \cdot \frac{P}{t^2} \cdot \log\left(\frac{R}{t}\right) \quad \text{-----}(3)$$

Donde:

- P** : Reacción total del conjunto de pedestales en Kg.  
**R** : Radio de la parte soportada en cm  
**t** : Espesor del casco en cm  
**K** : Coeficiente =  $0.02 - 0.00012(\beta - 90^\circ)$   
 **$\beta$**  : Angulo total de contacto entre el tanque y el soporte

#### Cálculo de P:

1) *Peso del agua P1:*

$$P1 = \gamma \cdot \text{Volumen del tanque}$$

$$\gamma_{\text{agua}} = 62.37 \text{ lb/pie}^3$$

$$\text{Volumen} = H \times W \times L \times 5.875 \text{ Galones}$$

$$V = 5' \times 8' \times 21.33' \times 5.875 = 5012.55 \text{ Galones}$$

$$\text{Volumen} = 5012.5 \text{ gal}$$

<sup>(21)</sup> M. Roak, Manual de Resistencia de Materiales. Pág. 292

$$P1 = 62.37 \frac{lb}{pie^3} \times 5012.5 \text{ gln} \times (0.134 \frac{pie^3}{gln}) \times (0.4545 \frac{kg}{lb}) = 19041.986 \text{ kg}$$

2) *Peso de las planchas del tanque P2:*

$$\text{Área del tanque desplegado} = 20.69' \times 21.33' = 441.32 \text{ pie}^2 = 41 \text{ m}^2$$

$$\text{Peso del cuerpo del tanque} : 41 \text{ m}^2 \times (34.78 \text{ kgf/m}^2) = 1425 \text{ kgf}$$

Tapas y rompeolas : (para 5 piezas )

$$A = \pi \cdot a \cdot b = \pi \cdot 4' \times 2.5' = 2.917 \text{ m}^2$$

$$\text{Para 5 piezas tenemos} = 2.917 \text{ m}^2 \times 5 \times 34.78 \text{ kg/m}^2 = 507.26 \text{ kgf}$$

Refuerzos de la base PL ¼"

Longitud del tanque 21.33'

$$\text{Area} = 4' \times 21.33' = 85.32 \text{ pie}^2 = 7.926 \text{ m}^2$$

$$\text{Peso} = 7.926 \text{ m}^2 \times 46.38 \text{ kgf/m}^2 = 367.60 \text{ kgf}$$

$$P2 = 1425 + 507.26 + 367.60 = 2299.86 \text{ kgf}$$

$$\text{Luego: Peso total} = P1 + P2 = 19041.986 + 2299.86 = 21341.846 \text{ kgf}$$

Consideraremos un peso aprox. De 800.0 Kg., para accesorios, como:

Manhole, escalera, guarda tubo, respiradero y equipo de riego.

$$\text{Peso total} = 22141.84 \text{ kgf}$$

R : Radio del tanque en la zona de empotramiento = 5'-11"

$$R = 180.34 \text{ cm}$$

T : Espesor de plancha del casco = 3/16" = 0.476 cm

$\beta$  : 60° : Angulo de cama considerado

K :  $0.02 - 0.00012(\beta - 90^\circ) = 0.0236$

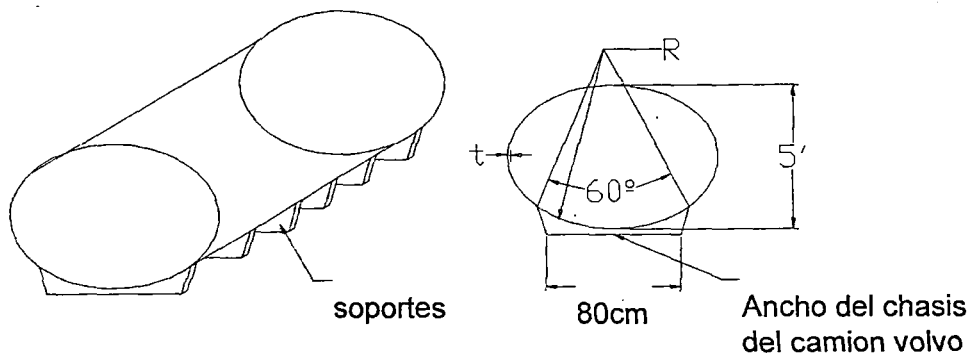
$$S_{\max} = 0.0236 \cdot \frac{22141.84 \text{ kgf}}{(0.476 \text{ cm})^2} \cdot \log\left(\frac{180.34}{0.476}\right) = 5946.70 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$S_{\max}$  Permitido por las normas API = 21000 psi = 1479.5 kgf/cm<sup>2</sup>

Entonces:  $\frac{5946.70}{1479.5} \cong 4$  Soportes,

Para garantizar un buen apoyo del tanque utilizaremos 6 soportes.

según la norma API deben ser de plancha estructural de 1/4" de espesor.

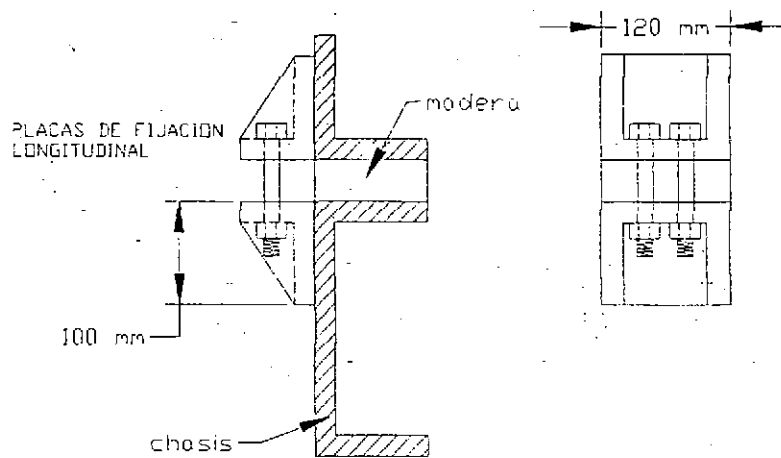


Soportes del Tanque

Gráfico 3.7

### 3.2.5 Cálculo de los pernos de fijación del tanque al chasis del camión

Los pernos de fijación tendrán que soportar la carga por efectos dinámicos, por la acción de la fuerza centrífuga y por la aplicación de los frenos (Gráfico 3.9).



Pernos de fijación Gráfico 3.8

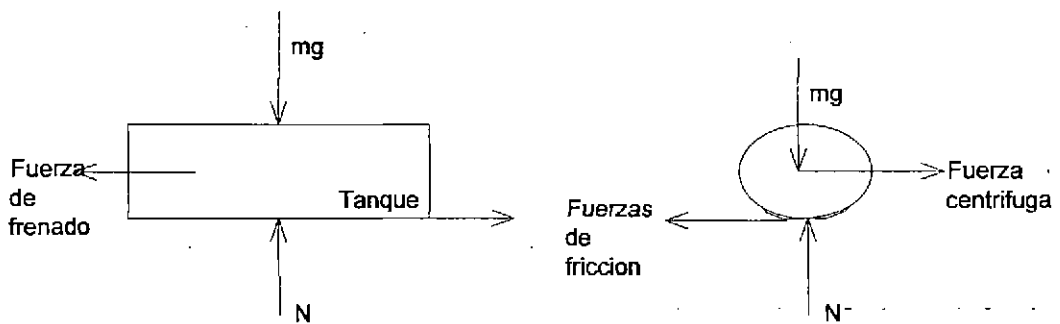


Diagrama de las Fuerzas que actúan sobre los pernos de fijación.

Gráfico 3.9

### 3.2.5.1 Fuerza de frenado

Enfocaremos este concepto para ver el efecto que produce sobre nuestro tanque:

$$F_f = \frac{W \cdot V}{g \cdot t} \quad (22) \quad \text{-----}(4)$$

Donde:

W : Peso del tanque en Kg.

g : gravedad 9.81 m/s<sup>2</sup>

V : Velocidad media m/s (80 km/h = 23 m/s)

t : Tiempo de duración de la desaceleración

(20 seg. según el fabricante volvo)

La fuerza de frenado del tanque en la desaceleración sería:

$$W = 22141.84 \text{ Kg.}$$

$$F_f = \frac{22141.84 \text{ kg} \times 23 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 20 \text{ s}} = 2595.62 \text{ kg}$$

Estos 2595.62 Kg. deben ser soportados por los pernos de sujeción.

### 3.2.5.2 Fuerza de velocidad

$$F_c = \frac{W \cdot V^2}{g \cdot R} \quad \text{-----}(5)$$

Donde:

F<sub>c</sub> : Fuerza centrífuga en Kg.

W : Peso del tanque en Kg.

g : gravedad 9.81 m/s<sup>2</sup>

<sup>(22)</sup> Bedford Fowler. Dinámica, Mecánica para Ingeniería. Pág. 100 - 103

V : Velocidad media m/s (80 km/h = 23 m/s)

R : Radio de curvatura (m) R= 90 m

$$F_c = \frac{22141.84 \text{ kg} \times \left(23 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 90 \text{ m}} = 13266.54 \text{ kg}$$

### 3.2.5.3 Cálculo del diámetro del perno de fijación del tanque al chasis del camión

Debida a la fuerza de frenado

$$F_{\text{frenado}} = 2595.62 \text{ Kg.}$$

Debida a la fuerza de velocidad en curvas

$$F_{\text{centrifuga}} = 13266.54 \text{ Kg.}$$

Debida a la fricción entre el metal y la madera

$\mu$  : Factor de fricción entre el metal y la madera = 0.5

$$F_{\text{friccion}} = \mu \times N = 0.5 \times 22141.84 \text{ kg} = 11070.92 \text{ Kg.}$$

El mayor de esfuerzo de corte se producirá en la dirección de la fuerza centrifuga.

$F_r$  = Esfuerzo cortante resultante

$$F_r = 2195.62 \text{ Kg.}$$

$$\text{en un perno : } F_s = \frac{F_r}{2 \times 6} = \frac{2195.62 \text{ kg}}{2 \times 6} = 182.96 \text{ Kg.}$$

$F_s$  = esfuerzo de corte resultante en un perno.

Para determinar el diámetro del perno de acuerdo al criterio de máximo esfuerzo cortante:

$$F_e = \sqrt{F_t^2 + 4 \times F_s^2}$$

$$F_e = \sqrt{0^2 + 4 \times 182.96^2} = 365.92 \text{ kg} = 805.02 \text{ lb}$$

Para obtener el área podemos hacer uso de la formula de Seatons&Routhewaite <sup>(23)</sup>:

$A_s$  = Área de esfuerzo del perno

$$A_s = \left( \frac{6 \times F_e}{S_y} \right)^{\frac{2}{3}} \quad \text{-----} \quad (6)$$

Para un diámetro de perno  $d_b < 1 \frac{3}{4} \phi$

$S_y$  = Resistencia de prueba del material del perno SAE grado 8 al 75%

$S_y = 90000 \text{ psi}$

$$A_s = \left( \frac{6 \times 805.02 \text{ lb}}{90000 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}} \right)^{\frac{2}{3}} = 0.1402 \text{ pulg}^2$$

<sup>(23)</sup> M. Salvador G. Elementos de Máquinas, Tablas de Selección y Diseño. Pág. 76



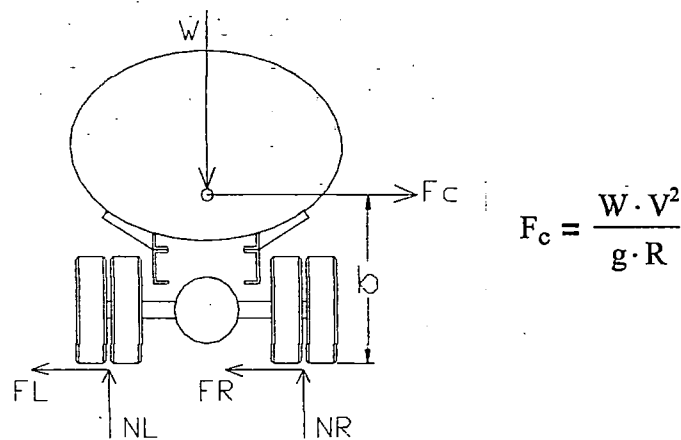
**DIMENSIONES AMERICAN STANDARD DE CUERDAS, TAMAÑOS FRACCIONARIOS**

Tamaño	Diametro mayor basico (pulg)	Cuerdas gruesas: UNC		Cuerdas finas: UNF	
		Hilos de cuerda por pulgada	Aerea de esfuerzo de traccion (pulg <sup>2</sup> )	Hilos de cuerda por pulgada	Aerea de esfuerzo de traccion (pulg <sup>2</sup> )
1/4	0.2500	20	0.0318	28	0.0364
5/16	0.3125	18	0.0524	24	0.058
3/8	0.3750	16	0.0775	24	0.0878
7/16	0.4375	14	0.1063	20	0.1187
1/2	0.5000	13	0.1419	20	0.1599
9/16	0.5625	12	0.182	18	0.203
5/8	0.6250	11	0.226	18	0.256

**Cuadro 3.3** <sup>(24)</sup>

Según el cuadro 3.3 obtenemos un diámetro de perno UNF 1/2" con un área de 0.1599 pulg<sup>2</sup>

**3.2.6 Deslizamiento del camión cisterna**



**Gráfico 3.10**

Diagrama de fuerzas que actúan sobre el tanque cisterna en una curva.

<sup>(24)</sup> Robert L. Mott. Diseño de Elementos de Máquina. Pág. 747

Donde:

Fc. : Fuerza centrífuga en Kg.

W : Peso en Kg. para la combinación PBV

PBV : Peso bruto vehicular (peso del camión + peso del tanque lleno)

g : Aceleración de la gravedad 9.81 m/s<sup>2</sup>

V : Velocidad media m/s (80 km/h = 23 m/s)

R : Radio de curvatura (m) R= 90 m

Para evitar el deslizamiento, supondremos que la fuerza de fricción iguala a la fuerza centrífuga y obtendremos la Vmax admisible para que esto ocurra.

$$F_c = \frac{W \cdot V^2}{g \cdot R} = F_f = \mu_k \cdot N \quad \text{-----}(7)$$

$$V^2 = \frac{\mu_k \times N \times g \times R}{W} \quad W = N$$

Entonces:

$$V_{\max} = \sqrt{\mu_k \cdot g \cdot R} \quad \text{-----}(8)$$

$\mu_k$  = Coeficiente de fricción dinámico en función a la velocidad

$$\mu_k = 0.17 - 0.000621 (V-32.2) \quad (25)$$

V = Velocidad en km/h

---

<sup>(25)</sup> Cesar Guerra Bustamante. Manual de Proyectos, Carreteras, Ferrocarriles y Canales. Pág. 224 - 233

Según normas AASHTO <sup>(26)</sup> para un rango de velocidades de (32.2 km/h – 80.5 km/h),

Para una velocidad de 80 km/h tenemos:

$\mu_k = 0.1403$ , considerando un factor para pavimento húmedo,

entonces  $\mu_k = 0.12$

Reemplazando en la ecuación (8) tenemos:

$$V_{\max} = \sqrt{0.12 \cdot 9.81 \cdot 90} = 10.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 37.0 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Vmax admisible para una curva de 90 m de radio, para que el tanque cisterna no tenga problemas de deslizamiento.

---

<sup>(26)</sup> Normas AASHTO. A. Policy On Geometric Design Of Highways and Streets - 1990

### 3.3 Diseño del sistema de riego y de llenado del tanque

#### 3.3.1 Diseño del sistema de llenado del tanque cisterna

En la construcción de carreteras, el uso del agua es fundamental, y no debe faltar un instante en el ciclo de la construcción, por ello los tiempos muertos correspondientes al llenado del tanque cisterna en las acequias, ríos, tomas, se deben reducir al máximo.

Para un tanque de 5000.00 gln, consideraremos un tiempo de llenado máximo de 12 minutos, la capacidad del sistema de carga con bomba deberá ser mayor a 416.6 GPM.

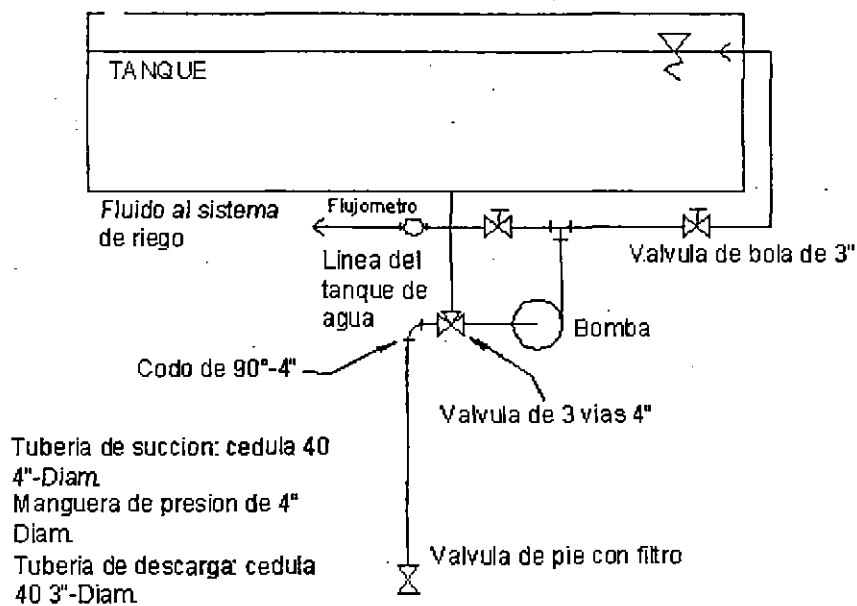


Gráfico 3.11 Croquis del sistema de llenado del tanque

a) Cálculo de la curva de pérdidas del sistema

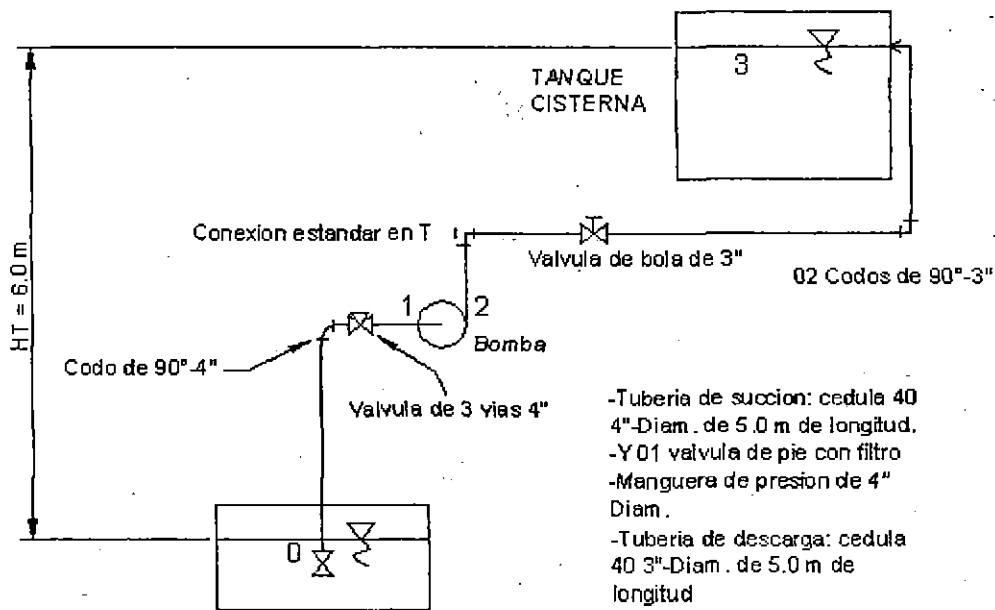


Gráfico 3.12 Diagrama de instalación del sistema de llenado

De la ecuación de Bernoulli entre los puntos 0 – 1 se obtiene:

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} + Z_0 = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + \sum h_{p_{0-1}} \quad (9)$$

Entre los puntos 2 - 3 se obtiene:

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + Z_3 + \sum h_{p_{2-3}} \quad (10)$$

Suponiendo:

$$P_0 = P_3 = P_{\text{atm}}$$

$$V_0 = V_3 = 0$$

$$Z_1 = Z_2$$

Sumando (9) y (10)

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{P_1}{\gamma} - \frac{V_1^2}{2g} - Z_3 = \sum h_{p_{0-1}} + \sum h_{p_{2-3}}$$

$$H_m = \frac{P_2 - P_1}{\gamma}$$

$H_m$  = Altura manométrica

$$H_m = \frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} + Z_3 + \sum h_{p_{0-1}} + \sum h_{p_{2-3}}$$

$Z_3$  = Altura geodesica

$Q$  = Caudal

Propiedades del agua a 60 °F (15 °C a nivel del mar)

$v$  :  $1.17 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$\rho$  :  $999.3 \text{ kg/m}^3$

$\mu$  :  $1.17 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$

Rugosidad relativa de la tubería considerada : 0.00045

#### Elementos para perdidas por fricción

Tubería	Longitud	Diámetro	F
Manguera Flexible de presión <sup>(*)</sup>	4 m	4"	0.017
Tubería SH 40	1 m	4"	0.017
Tubería SH 40	5 m	3"	0.018

$f$  = factor de fricción para régimen de turbulencia total

#### Elementos para perdidas por singularidades

Accesorio	cantidad	Diámetro	$K_m$
Válvula de pie con filtro con obturador ascendente	1	4"	420 f
Codo de 90° roscado	1	4"	30 f
Válvula de tres vías	1	4"	30 f
Conexión estándar en T roscado	1	3"	60 f
Válvula de bola	1	3"	3 f
Codo de 90° roscado	2	3"	30 f

#### Cuadro 3.4 <sup>(27)</sup>

$f$  = factor de fricción, según el régimen del flujo

Altura geodesica  $H_T$ : 6.0 m , considerado para el diseño.

<sup>(\*)</sup> OPTIHOSE. Manguera para succión de agua de caucho natural y sintético, reforzado con alambre

<sup>(27)</sup> CRANE. Flujo de Fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. Pág. A - 47

Según para flujo máximo en tuberías obtenemos:

Diámetro de Succión : 4"

Diámetro de descarga : 3"

$$H_m = \frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} + Z_3 + \sum h_{p_{0-1}} + \sum h_{p_{2-3}}$$

$$H_m = \frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} + Z_3 + \left( \sum f \frac{L}{d} \frac{Q^2}{2gA^2} \right) + \left( \sum K_m \frac{Q^2}{2gA^2} \right)$$

$$H_m = \frac{Q^2}{2gA_1^2} - \frac{Q^2}{2gA_2^2} + Z_3 + \left( f_1 \frac{L_1}{d_1} \frac{Q^2}{2gA_1^2} + f_2 \frac{L_2}{d_2} \frac{Q^2}{2gA_2^2} \right) + \left( 480f_1 \frac{Q^2}{2gA_1^2} + 128f_2 \frac{Q^2}{2gA_2^2} \right)$$

$$Z_3 = 6.0 \text{ m}$$

$$L_1 = 5.0 \text{ m} \quad L_2 = 5.0 \text{ m}$$

$$d_1 = 0.1016 \text{ m} \quad A_1 = 8.1073 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d_2 = 0.0762 \text{ m} \quad A_2 = 4.56 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Reemplazando:

### Curva del Sistema

$$H_m = 6 + (410545 f_1 + 474660.6 f_2 - 1675.60) Q^2 \quad \text{---(11)}$$

$f_1$  y  $f_2$  = factores de fricción de tubería en 4" y 3" que varían según el caudal que atraviesa por la tubería.

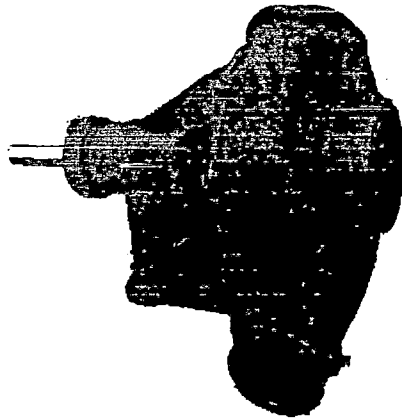
### b) Cálculo de la curva de la bomba

El Sistema utiliza la transmisión del camión vía un PTO y un eje con transmisión cardánica para impulsar la bomba de agua. Volvo recomienda solo utilizar el sistema PTO para producir 30HP de rendimiento, por consiguiente el tamaño de la bomba debe caerse debajo de 30HP, éste sería un 4 x 3 (4" entrada de la succión y 3" toma de corriente de la descarga) <sup>(28)</sup>.

El llenado del tanque se realizara con el camión en la posición de parada, donde la velocidad de la TOMA DE FUERZA, puede alcanzar hasta las 1800 RPM satisfactoriamente.

Los datos suministrados por el fabricante BERKELEY PUMP de una Bomba Mount Frame modelo B3ZRM a 1800 RPM, para PTO de Camiones es:

PTO (Power Take Out) : Punto de toma de fuerza



Caudal (GPM)	Cabeza (Pies)
100	90
300	86
500	75

Gráfico 3.13

Dada de la ecuación de la curva de la forma :

$$H_m = A Q^2 + B Q + C \quad \text{-----}(12)$$

<sup>(28)</sup> WWW.BERKELEYPUMPS.COM



Con los puntos de la bomba planteamos:

$$90 = A(100)^2 + B(100) + C \quad \dots\dots (a)$$

$$86 = A(300)^2 + B(300) + C \quad \dots\dots (b)$$

$$75 = A(500)^2 + B(500) + C \quad \dots\dots (c)$$

Restando (a) – (b) tenemos

$$4 = -282.84^2A - 200B \quad \dots\dots (d)$$

$$\text{Entonces: } B = -(282.84^2A + 4)/200 \quad \dots\dots (e)$$

Restando (b) – (c) tenemos :

$$11 = -400^2A - 200B \quad \dots\dots (f)$$

$$\text{Reemplazando (e) en (f):} \quad A = -8.75 \times 10^{-5}$$

$$\text{Reemplazando A en (e)} \quad B = 0.015$$

$$\text{Reemplazando A y B en (c)} \quad C = 89.37$$

Luego la ecuación de la bomba será:

### **Ecuación de la curva de la bomba a 1800 RPM**

$$H_{mB} = -8.75 \times 10^{-5} Q^2 + 0.015Q + 89.37 \quad \text{-----}(13)$$

Entonces con la curva del sistema y la curva de la bomba obtenemos el punto de operación de la bomba, dándole valores a Q (ver cuadro 3.5)

**Cálculo del punto de operación de la bomba a 1800 rpm**

CAUDAL		BOMBA Hm (Pies)	REYNOLDS		f1	F 2	SISTEMA	
Q ( Gpm)	Q(m3/s)		Re1 4"	Re2 3"			Hm (pies)	Hm (m)
0	0	89.37	0	0	0	0	19.69	6.00
20	0.00126	89.64	1.35E+04	1.80E+04	0.031	0.03	19.82	6.04
40	0.00252	89.83	2.70E+04	3.60E+04	0.029	0.027	20.17	6.15
60	0.00379	89.96	4.05E+04	5.41E+04	0.026	0.025	20.67	6.30
80	0.00505	90.01	5.41E+04	7.21E+04	0.025	0.023	21.32	6.50
100	0.00631	90.00	6.76E+04	9.01E+04	0.024	0.022	22.12	6.74
120	0.00757	89.91	8.11E+04	1.08E+05	0.0225	0.021	22.98	7.00
140	0.00883	89.76	9.46E+04	1.26E+05	0.024	0.02	24.21	7.38
160	0.01009	89.53	1.08E+05	1.44E+05	0.02	0.019	24.88	7.58
180	0.01136	89.24	1.22E+05	1.62E+05	0.02	0.0185	26.17	7.98
200	0.01262	88.87	1.35E+05	1.80E+05	0.019	0.0185	27.47	8.37
220	0.01388	88.44	1.49E+05	1.98E+05	0.019	0.0183	29.05	8.85
240	0.01514	87.93	1.62E+05	2.16E+05	0.0185	0.0182	30.64	9.34
260	0.0164	87.36	1.76E+05	2.34E+05	0.0185	0.018	32.45	9.89
280	0.01766	86.71	1.89E+05	2.52E+05	0.0184	0.018	34.45	10.50
300	0.01893	86.00	2.03E+05	2.70E+05	0.0183	0.0178	36.47	11.12
320	0.02019	85.21	2.16E+05	2.88E+05	0.0182	0.0178	38.73	11.81
340	0.02145	84.36	2.30E+05	3.06E+05	0.018	0.0177	40.99	12.49
360	0.02271	83.43	2.43E+05	3.24E+05	0.018	0.0175	43.41	13.23
380	0.02397	82.44	2.57E+05	3.42E+05	0.018	0.0175	46.12	14.06
400	0.02524	81.37	2.70E+05	3.60E+05	0.0178	0.0173	48.61	14.82
420	0.0265	80.24	2.84E+05	3.78E+05	0.0178	0.0173	51.57	15.72
440	0.02776	79.03	2.97E+05	3.96E+05	0.0177	0.0172	54.46	16.60
460	0.02902	77.76	3.11E+05	4.14E+05	0.0176	0.0171	57.45	17.51
480	0.03028	76.41	3.24E+05	4.32E+05	0.0175	0.0171	60.68	18.50
500	0.03154	75.00	3.38E+05	4.50E+05	0.0175	0.0171	64.17	19.56
520	0.03281	73.51	3.51E+05	4.69E+05	0.0174	0.0171	67.65	20.62
540	0.03407	71.96	3.65E+05	4.87E+05	0.0173	0.017	71.07	21.66
<b>543.25</b>	<b>0.03427</b>	<b>71.70</b>	<b>3.67E+05</b>	<b>4.89E+05</b>	<b>0.0173</b>	<b>0.017</b>	<b>71.70</b>	<b>21.85</b>
560	0.03533	70.33	3.78E+05	5.05E+05	0.0173	0.017	74.95	22.85
580	0.03659	68.64	3.92E+05	5.23E+05	0.0172	0.017	78.79	24.02
600	0.03785	66.87	4.05E+05	5.41E+05	0.0172	0.017	82.94	25.28

Cuadro 3.5

## Punto de operación de la bomba

A 1800 rpm

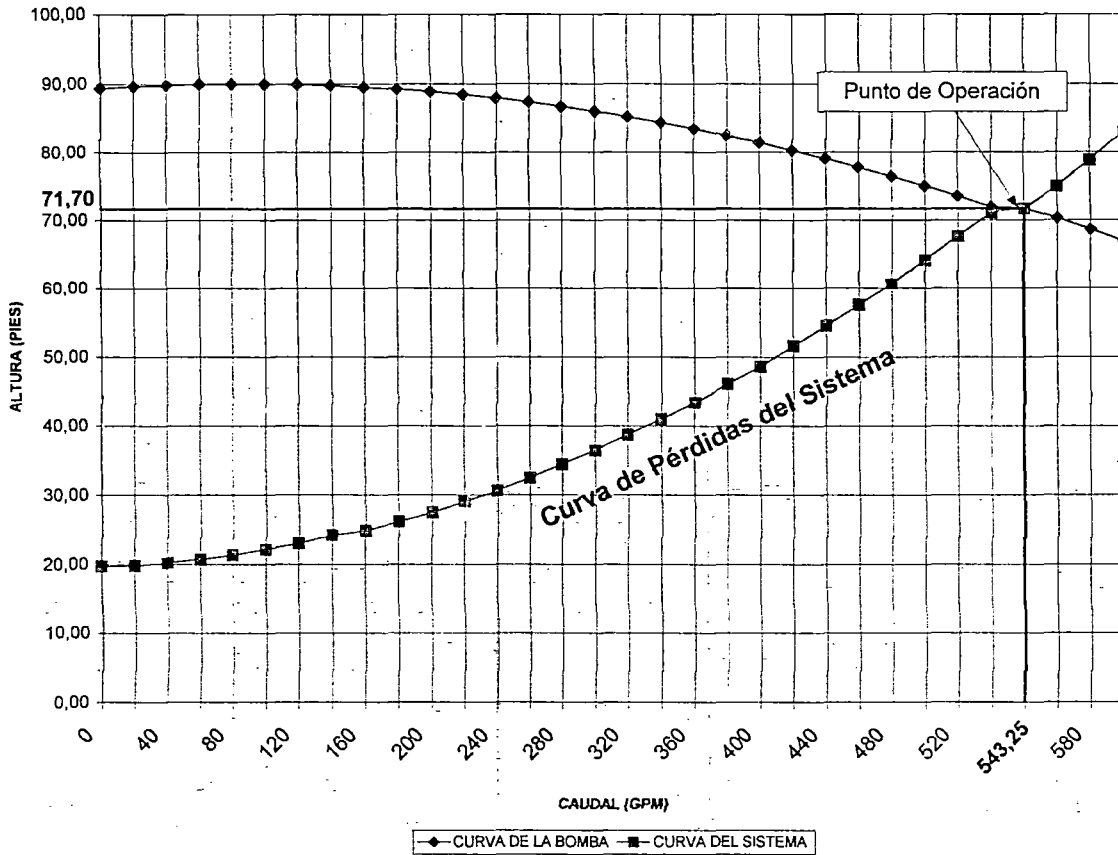


Gráfico 3.14

El punto de operación corresponde a: **543.25 GPM 71.70 Pies de**

**Altura**

Comprobamos que esta dentro del requerimiento, entonces la cisterna

de 5000 gl se llenara en un tiempo de 9.20 minutos.

### 3.3.2 Diseño del sistema de riego

La Bomba succionara agua del tanque para elevarla a las boquillas de aspersión para usar el circuito, se deberá previamente cerrar los circuitos de llenado (válvula de bola de 3") y de succión exterior (válvula de tres vías 4").

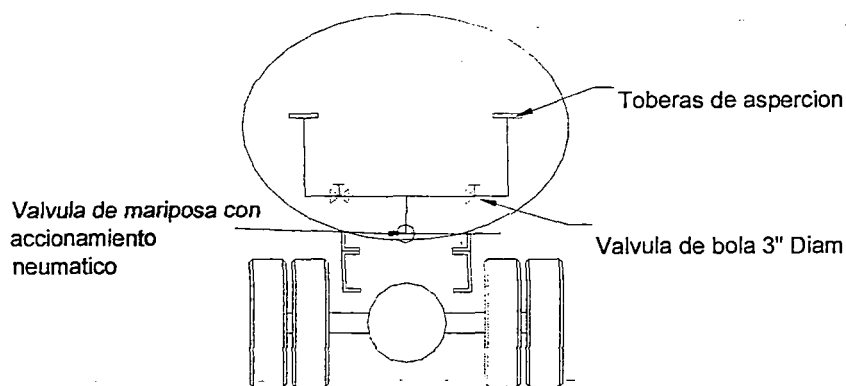
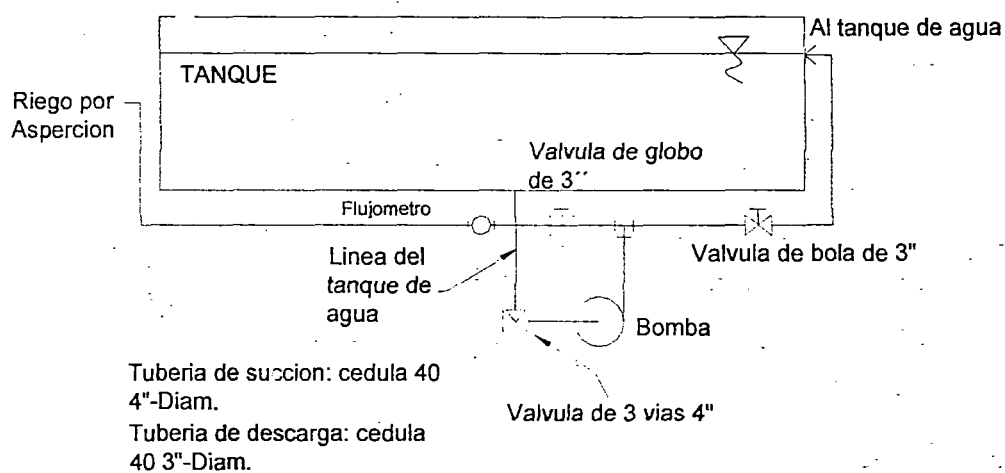


Gráfico 3.15

Perdidas por fricción			
Tubería	Longitud	Diámetro	f
Tubería SH 40	3 m	4"	0.017
Tubería SH 40	12 m	3"	0.018

Perdidas Singulares			
Accesorio	cantidad	Diámetro	K <sub>m</sub>
Válvula de pie con filtro con obturador oscilante	1	4"	75 f
Codo de 90° roscado	1	4"	30 f
Válvula de tres vías	1	4"	90 f
conexión estándar en T roscado	2	3"	60 f
Válvula de mariposa	1	3"	45 f
Codo de 90° roscado	5	3"	30 f
Válvula de bola roscado	2	3"	3 f
Boquillas de Riego	2	3"	0.435
Válvula de globo en Y de 3"	1	3"	55 f

CUADRO 3.6<sup>(29)</sup>

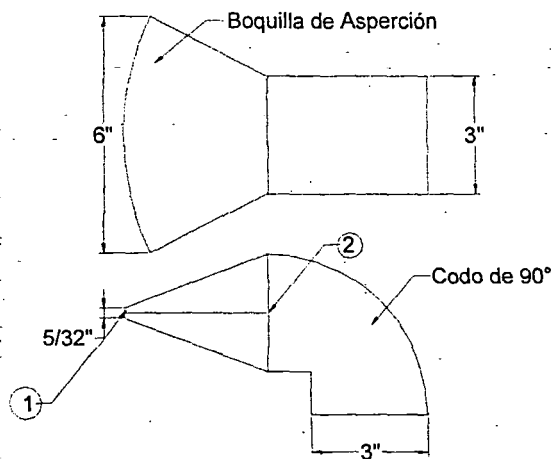


Gráfico 3.16 Boquilla de riego

Cálculo para hallar el K<sub>m</sub> de las Boquillas de aspersión<sup>(30)</sup>

$$\beta^2 = \frac{A_1}{A_2} = \frac{\left(\frac{5''}{32} \times 6''\right)}{\frac{\pi \times 3^2}{4}} = 0.135 \quad \text{-----(14)}$$

$$K_m = 0.5 \times (1 - \beta^2) = 0.435 \quad \text{-----(15)}$$

<sup>(29)</sup> CRANE. Flujo de Fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. Pág. A - 47, A - 49

<sup>(30)</sup> WWW.WATERTRUCKS.COM

### a) Cálculo de la curva del sistema

Hallaremos la curva del sistema en la opción de riego, para calcular el punto de operación con la misma bomba de la sección 3.3.1

Altura geodesica : 0.8 m

Diámetro de Succión : 4"

Diámetro de descarga : 3"

$$H_m = \frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} + Z + \sum h_{p_{0-1}} + \sum h_{p_{2-3}} \quad \text{-----(16)}$$

$$H_m = \frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} + Z + \left( \sum f \frac{L}{d} \frac{Q^2}{2gA^2} \right) + \left( \sum K_m \frac{Q^2}{2gA^2} \right) \quad \text{-----(17)}$$

$$H_m = \frac{Q^2}{2gA_1^2} - \frac{Q^2}{2gA_2^2} + Z + \left( f_1 \frac{L_1}{d_1} \frac{Q^2}{2gA_1^2} + f_2 \frac{L_2}{d_2} \frac{Q^2}{2gA_2^2} \right) + \left( 195f_1 \frac{Q^2}{2gA_1^2} + (376f_2 + 0.87) \frac{Q^2}{2gA_2^2} \right)$$

$$Z = 0.8 \text{ m}$$

$$L_1 = 3.0 \text{ m} \quad L_2 = 12.0 \text{ m}$$

$$d_1 = 0.1016 \text{ m} \quad A_1 = 8.1073 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d_2 = 0.0762 \text{ m} \quad A_2 = 4.56 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Reemplazando:

Calculamos la curva del sistema para el trabajo específico del riego

#### Ecuación de la curva del sistema

$$H_m = 236.45Q^2 - 0.8 + (174187.39f_1 + 1173033.37f_2)Q^2 \quad \text{-----(18)}$$

## b) Cálculo de la curva de la bomba

Para utilizar el sistema de riego, el camión estará en movimiento. El fabricante Volvo indica que para el caso en movimiento el camión debe trabajar en un rango promedio de 1800 RPM de velocidad de motor, y la Toma de Fuerza debe trabajar al 77% de la velocidad del motor. Para el accionamiento de la bomba en el sistema de riego, la velocidad recomendada será de 1400 RPM.

Se utilizara la misma bomba del sistema de llenado, variando solo en su velocidad de operación.

Los datos suministrados por el fabricante BERKELEY PUMP de una Bomba Mount Frame modelo B3ZRM para 1400 RPM, para PTO de camiones son: <sup>(31)</sup>

Caudal (GPM)	Cabeza (Pies)
200	53.0
300	50.5
400	45.0

Datos de diseño de la Bomba a 1400 RPM

CUADRO 3.7

Dada de la ecuación de la curva de la forma :

$$H_m = AQ^2 + BQ + C \quad \text{-----(19)}$$

Con los puntos de la bomba planteamos:

$$53.00 = A(200)^2 + B(200) + C \quad \text{..... (a)}$$

$$50.50 = A(300)^2 + B(300) + C \quad \text{..... (b)}$$

$$45.00 = A(400)^2 + B(400) + C \quad \text{..... (c)}$$

<sup>(31)</sup> WWW.BERKELEYPUMPS.COM

Restando (a) – (b) tenemos

$$2.5 = -223.6^2A - 100B \quad \text{..... (d)}$$

Entonces:  $B = -(223.6^2A + 2.5)/100$  ..... (e)

Restando (b) – (c) tenemos :

$$5.5 = -264.57^2A - 100B \quad \text{..... (f)}$$

Reemplazando (e) en (f):  $A = -1.50 \times 10^{-4}$

Reemplazando A en (e)  $B = 0.049$

Reemplazando A y B en (c)  $C = 49.4$

Luego la ecuación de la bomba será:

### **Ecuación de la Bomba a 1400 RPM**

$$H_{mB} = -1.50 \times 10^{-4} Q^2 + 0.049Q + 49.4 \quad \text{-----(20)}$$

Entonces con la curva del sistema y la curva de la bomba obtenemos el punto de operación de la bomba, dándole valores a Q (ver cuadro 3.8)



Calculo del punto de operación de la bomba

A 1400 rpm

CAUDAL		BOMBA Hm (Pies)	REYNOLDS		f 1	f 2	SISTEMA	
Q ( Gpm)	Q(m3/s)		Re1 4"	Re2 3"			Hm (pies)	Hm (m)
0	0	49.40	0	0	0	0	-2.62	-0.80
20	0.001262	50.32	1.35E+04	1.80E+04	0.031	0.03	-2.41	-0.74
40	0.002524	51.12	2.70E+04	3.60E+04	0.029	0.027	-1.85	-0.56
60	0.003785	51.80	4.05E+04	5.41E+04	0.026	0.025	-1.02	-0.31
80	0.005047	52.36	5.41E+04	7.21E+04	0.025	0.023	0.01	0.00
100	0.006309	52.80	6.76E+04	9.01E+04	0.024	0.022	1.32	0.40
120	0.007571	53.12	8.11E+04	1.08E+05	0.0225	0.021	2.79	0.85
140	0.008832	53.32	9.46E+04	1.26E+05	0.024	0.02	4.51	1.37
160	0.010094	53.40	1.08E+05	1.44E+05	0.02	0.019	6.07	1.85
180	0.011356	53.36	1.22E+05	1.62E+05	0.02	0.0185	8.13	2.48
200	0.012618	53.20	1.35E+05	1.80E+05	0.019	0.0185	10.56	3.22
220	0.013879	52.92	1.49E+05	1.98E+05	0.019	0.0183	13.18	4.02
240	0.015141	52.52	1.62E+05	2.16E+05	0.0185	0.0182	16.03	4.89
260	0.016403	52.00	1.76E+05	2.34E+05	0.0185	0.018	19.07	5.81
280	0.017665	51.36	1.89E+05	2.52E+05	0.0184	0.018	22.51	6.86
300	0.018926	50.60	2.03E+05	2.70E+05	0.0183	0.0178	25.94	7.91
320	0.020188	49.72	2.16E+05	2.88E+05	0.0182	0.0178	29.85	9.10
340	0.02145	48.72	2.30E+05	3.06E+05	0.018	0.0177	33.81	10.30
360	0.022712	47.60	2.43E+05	3.24E+05	0.018	0.0175	37.82	11.53
380	0.023974	46.36	2.57E+05	3.42E+05	0.018	0.0175	42.44	12.94
<b>392.72</b>	<b>0.024776</b>	<b>45.51</b>	<b>2.65E+05</b>	<b>3.54E+05</b>	<b>0.018</b>	<b>0.0175</b>	<b>45.51</b>	<b>13.87</b>
400	0.025235	45.00	2.70E+05	3.60E+05	0.0178	0.0173	46.75	14.25

CUADRO 3.8

## Punto de operación del sistema de riego

A 1400 rpm

PUNTO DE OPERACION AL 100% DE APERTURA DE VALVULAS

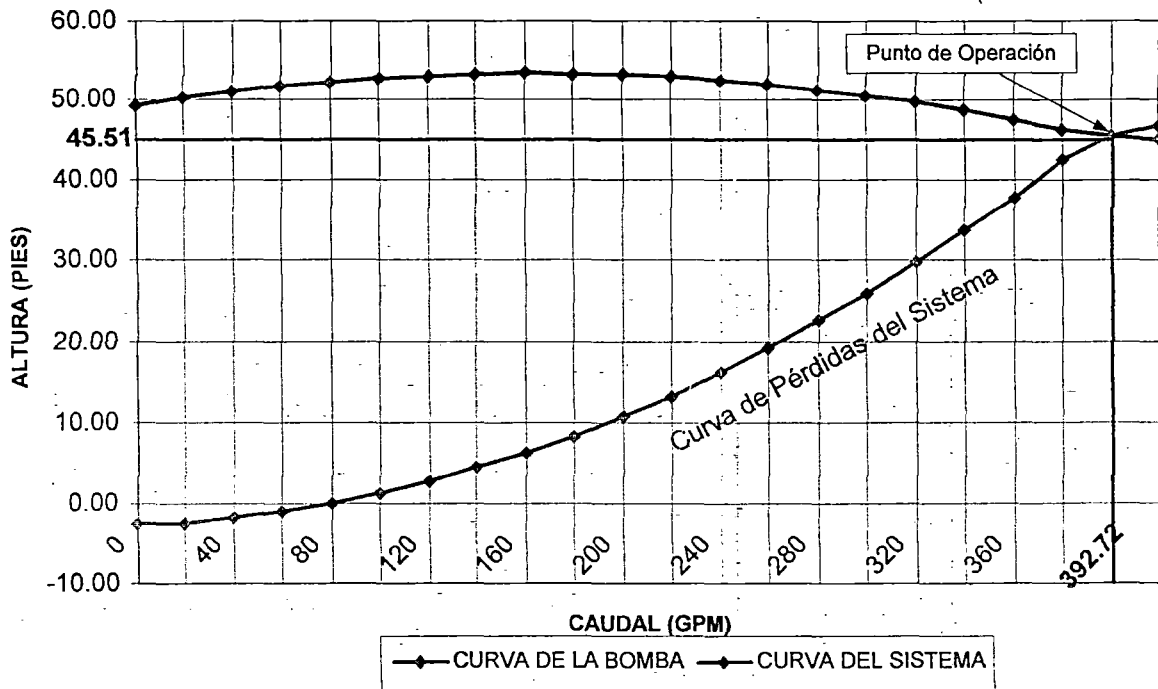


Gráfico 3.17

El punto de operación con las válvulas totalmente abiertas,

corresponde a:

392.72 GPM a 45.51 Pies de altura, esta dentro de los valores de

diseño de la Bomba.

### 3.3.3 Selección de válvulas

La selección se ha realizado en base al tipo de servicio y uso que se requiere.

#### a) Válvula de pie



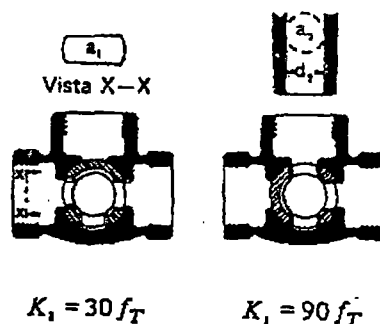
$$K = 420 f_T$$

Tiene la capacidad de antiretorno del fluido para un cebado constante de la bomba, además tiene la capacidad de filtrar el fluido y retener las partículas que podrían dañar el rotor de la bomba.

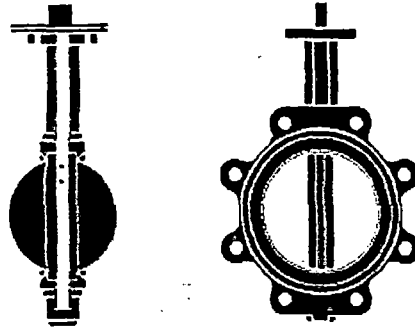
#### b) Válvulas de macho de tres vías

Tiene la capacidad de cambiar la dirección de la línea en un giro de 90°, el uso principal es de servicio de corte y tiene mínima resistencia al flujo y es económica debido a que evita hacer otras conexiones para cambiar la dirección de la línea de fluido.

tres entradas

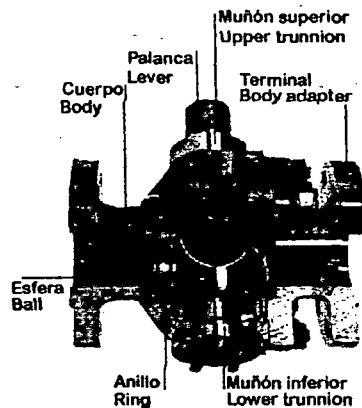


### c) Válvula de mariposa



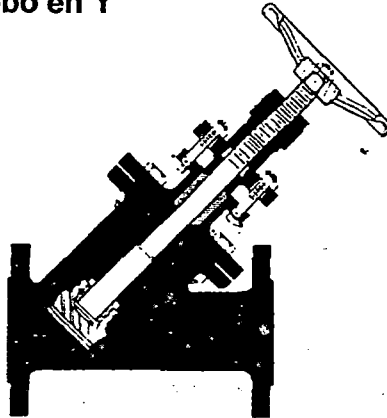
Son sencillas, ligeras y de bajo costo. El costo de mantenimiento es bajo debido a que tiene un mínimo de piezas móviles, el uso principal es para servicio de corte y de estrangulación cuando se manejan grandes volúmenes de líquido a presiones relativamente bajas, solo realiza la apertura y cierre con un giro de 90°, esta válvula Necesita poca torsión para generar el giro del disco. El sistema se adecua para instalar un accionamiento neumático.

### d) Válvula de bola



Tiene la ventaja de baja torsión de operación, su operación lo realiza en un  $\frac{1}{4}$  de vuelta, y su uso principal es el servicio de corte. Su mantenimiento es sencillo, por poseer pocas piezas, y provoca baja caída de presión al sistema.

#### e) Válvula de globo en Y



Las válvulas de globo en Y se utilizan para cortar o regular el flujo del líquido y este último es su uso principal. Tiene la ventaja que la caída de presión es menor que en una de globo recta.

#### 3.3.4 Selección del actuador de la válvula mariposa

La potencia disponible en el lugar en que está la válvula, será la base para seleccionar el actuador. Dado que el motor del camión Volvo NL10 genera aire a presión, entre  $6.5 - 8.9 \text{ Kg/cm}^2$ , esta energía en el aire se aprovechará para generar una fuerza de torsión mediante un actuador neumático capaz de girar la válvula mariposa <sup>(32)</sup>, y de esta manera obtener la apertura y cierre del disco.

La válvula de mariposa es pequeña, necesita un bajo torque y su operación lo realiza en  $\frac{1}{4}$  de vuelta.

Estas características permiten que se pueda utilizar un accionamiento neumático para la válvula de mariposa.

---

<sup>(32)</sup> Salvador Millan. Cálculo y Diseño de Circuitos en Aplicaciones Neumáticas. Pág. 129

## 3.4 Diseño del sistema de accionamiento neumático

### 3.4.1 Determinación del par de operación del accionamiento

Para realizar el accionamiento, primero debemos de cuantificar la magnitud de la torsión necesaria para vencer el disco de la válvula, y de esa manera poder realizar la apertura, cierre y estrangulación.

Existen dos pares de operación: <sup>(33)</sup>

**Par estático:** Es el par desarrollado sobre el eje de la válvula y el asiento cuando se asienta o se desasienta la válvula.

**Par dinámico:** Es el par desarrollado por el disco sobre el eje de la válvula como resultado del flujo por el disco.

El accionamiento neumático debe desarrollar un par que sea el máximo de los dos anteriores.

Los fabricantes de válvulas entregan los valores de torsión necesario, para nuestro requerimiento se usara una válvula mariposa de las siguientes características (ver cuadro 3.9):

---

<sup>(33)</sup> Walworth. Manual Técnico de válvulas de mariposa.

### Torques de operación (LbsxPulg)

Valvula Diámetro	Seating Torque @200/150 psi		Seating Torque @100/75 psi		Seating Torque @50/38 psi	
	Mojado	Seco	Mojado	Seco	Mojado	Seco
2"	134	214	101	134	74	98
2-1/2"	152	289	114	152	84	111
<b>3"</b>	<b>204</b>	<b>387</b>	<b>153</b>	<b>203</b>	<b>112</b>	<b>149</b>
4"	352	644	264	351	194	257
5"	548	959	411	547	301	401
6"	907	1,542	771	1,025	680	905

Cuadro 3.9<sup>(34)</sup>

Según la tabla anterior obtenemos el dato de torque máximo para una operación de 50 Psi Y un diámetro de válvula de 3"

**TORQUE : 149 Lb x Pulg**

#### 3.4.2 Accionamiento neumático de la válvula de mariposa

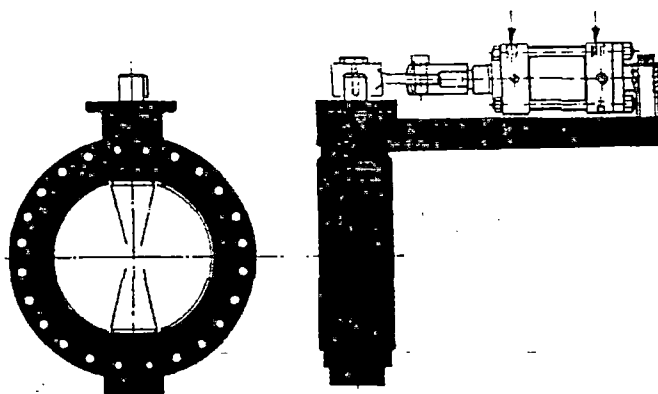


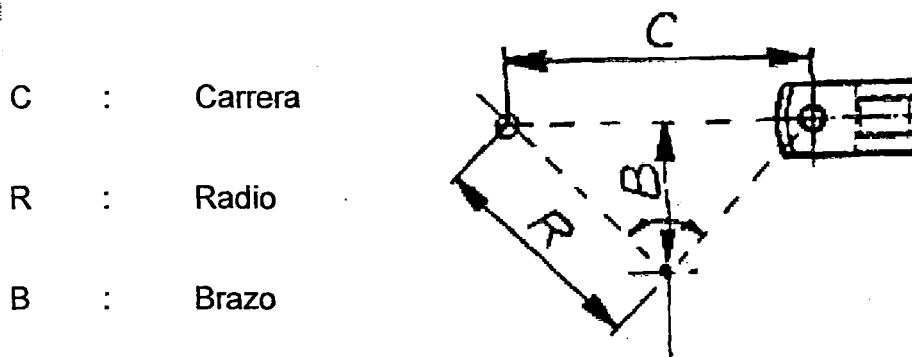
Gráfico 3.18 Accionamiento de la válvula mariposa mediante un cilindro neumático.

<sup>(34)</sup> WWW.CONTROMATICS.COM

La disposición del cilindro neumático de mando será según se indica en la figura, ocupando una posición paralela a la tubería, apoyado en un soporte adecuado y con el vástago accionando una palanca con giro de 90° que esta rígidamente unida con el eje de la válvula. Cuando el vástago del cilindro efectúa su carrera obliga a la palanca a efectuar el giro del disco de la válvula.

Debido a que el movimiento de la palanca es angular, el cilindro la ataca bajo ángulos variables desde el arranque hasta la posición final. Basándonos en una fuerza constante del cilindro, el par máximo de accionamiento se produce cuando el cilindro y la palanca forman un ángulo de 90°. En el resto de las posiciones el par de accionamiento es naturalmente menor.

Según el diseño, vemos que para un movimiento de 90° en el eje de la válvula, el cilindro recorre una carrera " C ". Debido a que los ángulos de ataque y final con la palanca son de 45°, el brazo real de actuación mínimo en estos puntos coincide con la mitad de la carrera, es decir,



$$\text{Carrera}/2 = \text{Brazo}$$

Y el radio de la palanca actuadora es:



$$\text{Radio} = \text{Brazo} \times \sqrt{2}$$

Entonces el par mínimo de cilindro debe ser:

$$\text{Par mínimo} = \text{Fuerza} \times \text{Brazo}$$

Reemplazando el torque de la válvula en el par mínimo, tenemos:

Consideraremos un radio de palanca de:

$$\text{Radio} = 8 \text{ cm} = 0.08 \text{ m} \quad \text{entonces:}$$

$$\text{Brazo} = 0.0565 \text{ m}$$

$$\text{Torque} = 149 \text{ lbxpulg} = 1.718 \text{ kgxm} = \text{Fuerza del cilindro} \times 0.0565 \text{ m}$$

Despejando la fuerza del cilindro:

$$\text{Fuerza del cilindro neumático} = 30.37 \text{ kg}$$

Considerando un rendimiento del 96% en el punto de giro y guías externas

$$\text{Fuerza efectiva mínima del cilindro neumático} = 30.37\text{kg}/0.96 = 31.63 \text{ Kg.}$$

### 3.4.3 Cálculo del cilindro

La fuerza ejercida por un elemento de trabajo depende de la presión del aire, diámetro del cilindro y del rozamiento de las juntas, la superficie teórica del embolo se calcula así:

$$F_{\text{teor}} = A \times P$$

$F_{\text{teor}}$  = Fuerza teórica del embolo (Kg.)

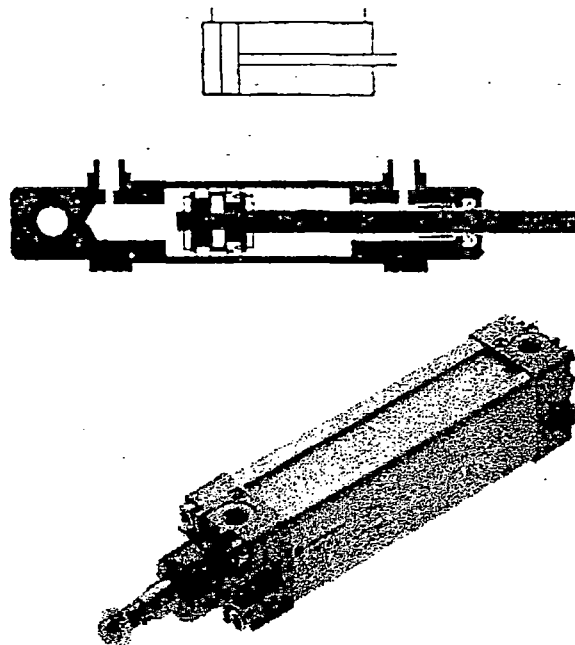
$A$  = Superficie útil del embolo ( $\text{cm}^2$ )

$P$  = Presión de trabajo ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ )

La fuerza teórica se ve afectada dado que tiene que vencer la fuerza de rozamiento que existe en las juntas, que equivale esta a un promedio de 10% de la  $F_{\text{teor}}$ , modificándose así :

$$F_{\text{efectiva}} = F_{\text{teorica}} - F_R \quad \text{-----}(21)$$

Utilizaremos un cilindro de **Doble Efecto**, dado que el accionamiento necesita de una fuerza de ida y retorno para realizar el ciclo de apertura y cierre de la válvula.



*Gráfico 3.19* Cilindro neumático de doble efecto

por tanto :

En un cilindro de doble efecto:

En el avance

$$F_{\text{efectiva}} = AxP - F_R \text{ -----(22)}$$

$$A = \left( \frac{\pi \cdot D^2}{4} \right)$$

En el retorno

$$F_{\text{efectiva}} = A'xP - F_R \text{ -----(23)}$$

$$A^I = (D^2 - d^2) \cdot \frac{\pi}{4}$$

A : Area del embolo (cm<sup>2</sup>)

A' : Area del anillo del embolo (cm<sup>2</sup>)

P : Presión de trabajo (kg/cm<sup>2</sup>)

Volvo recomienda trabajar con 7 Kg/cm<sup>2</sup>, para sus aplicaciones

F<sub>R</sub> : Fuerza de rozamiento (10% de la F<sub>teorica</sub>)

D : diámetro de embolo (cm)

d : diámetro del vástago (cm)

Tomando la fuerza de retorno:  $F_{\text{efectiva}} = A'xP - F_R \text{ -----(24)}$

Datos :

$$F_R = 10\% (A'xP) \quad P = 7 \text{ kg/cm}^2 \quad F_{\text{efectiva}} = 31.63 \text{ Kg.}$$

$$F_{\text{efectiva}} = 31.63 \text{ kg} = A'xP - F_R = 0.9 \times 7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times A'$$

Despejando el área:

$$A' = 5.02 \text{ cm}^2$$

$$\text{Area de retorno} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = 5.02 \text{ cm}^2 \quad \text{-----}(25)$$

FUERZAS TEORICAS EN CILINDROS DE DOBLE EFECTO SEGÚN ISO 6431-6432											
D mm	d mm	Sección en cm <sup>2</sup>		Esfuerzos en daN para presión en Bar							
				2		4		6		8	
		Sa	Sr	Fa	Fr	Fa	Fr	Fa	Fr	Fa	Fr
10	4	0.8	0.6	1.6	1.2	3.2	2.4	4.8	3.6	6.4	4.8
12	6	1.1	0.8	2.2	1.6	4.4	3.2	6.6	4.8	8.8	6.4
16	6	2.0	1.7	4.0	3.4	8.0	6.8	12.0	10.2	16.0	13.6
20	10	3.1	2.3	6.2	4.3	12.4	8.6	18.6	13.8	24.8	17.2
25	12	4.9	3.8	9.8	7.6	19.6	15.2	29.4	22.8	39.2	30.4
32	12	8.0	6.9	16.0	13.8	32.0	17.6	48.0	41.4	64.0	55.2
40	18	12.6	10.0	25.2	20.0	50.4	40.0	75.6	60.0	100.8	80.0
50	18	19.6	17.0	39.2	34.0	78.4	68.0	117.6	102.0	156.8	136.0
a: Avance    r: Retorno											

Cuadro 3.10 <sup>(35)</sup>

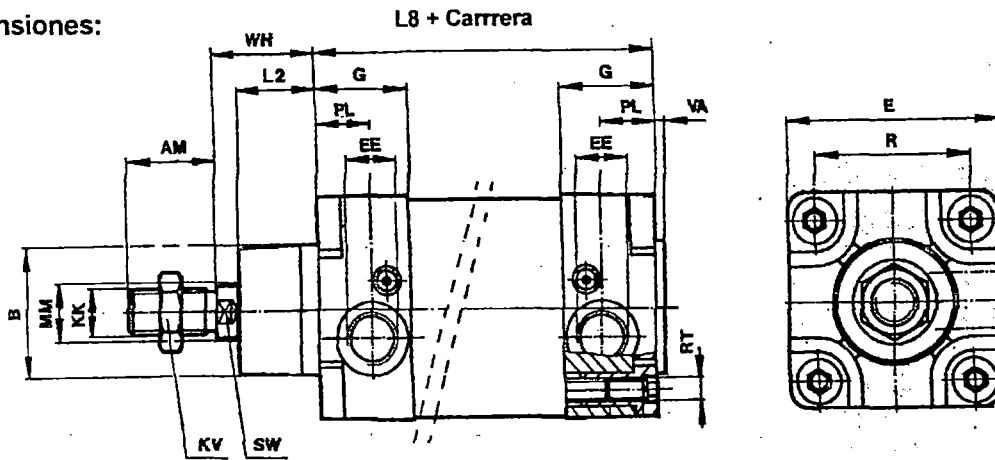
De la tabla seleccionamos el siguiente cilindro :

$$D = 3.2 \text{ cm y } d = 1.2 \text{ cm donde } \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = 8.8 \text{ cm}^2$$

$$\text{Obtenemos que: } 8.8 \text{ cm}^2 > 5.02 \text{ cm}^2$$

<sup>(35)</sup> A. SERRANO NICOLAS. Neumática. Pág. 86

Dimensiones:



$\phi$	$\phi$ MM	EE	KK	L8	E	R	AM	$\phi$ B	G	KV	L2	PL	RT	SW	VA	WH
32	12	G1/8	M10x1.25	56	47	33	22	30	28	17	20	13	M6	10	3	26

### ESPECIFICACIONES TECNICAS <sup>(36)</sup>

Fluido:	Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar.
Presión de trabajo:	1 hasta 16 bar
Rango de temperatura:	-20 hasta 80 °C

### MATERIALES

Vastago:	Acero inoxidable 1.4305
Cuerpo perfilado:	Aluminio anodizado
Templadores:	Acero Zincado
Bridas:	Aluminio
Sellos:	Poliuretano
O-rings:	Nitrilo

Gráfico 3.20

<sup>(36)</sup> WWW.NORGREN.COM

Recalculando con las dimensiones del cilindro seleccionado

### Fuerza teórica en el avance

$$F_{\text{teórica avance}} = \frac{\pi}{4} \times (3.2 \text{ cm}^2) \times 7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 56.29 \text{ Kg.}$$

### Fuerza teórica en el retorno

$$F_{\text{teórica retorno}} = \frac{\pi}{4} \times (3.2^2 - 1.2^2) \times 7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 48.38 \text{ Kg.}$$

Donde obtenemos la nueva fuerza efectiva de diseño, para el retorno es:

$$F_{\text{efectiva D}} = A' \times P - F_R = 0.9 \times \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times (D^2 - d^2) \frac{\pi}{4}$$

$$F_{\text{efectiva D}} = 43.54 \text{ Kg. OK!}$$

Donde  $F_{\text{efectiva}}$  de diseño es > que la  $F_{\text{efectiva}}$  necesaria

$$43.54 \text{ kg} > 31.63 \text{ kg} \quad \text{OK!}$$

#### 3.4.4 Determinación de la fuerza de pandeo

El vástago de un cilindro trabaja siempre a tracción, a compresión o a pandeo. Dada la forma constructiva de los mismos, no es conveniente que existan esfuerzos de flexión. Si estos esfuerzos existen, han de ser de magnitud moderada ya que el cojinete y la junta de la tapa delantera pueden deteriorarse prematuramente.

El caso mas desfavorable para el vástago se presenta cuando las carreras son elevadas, trabajan a compresión y, además, el anclaje es por articulación posterior.

Determinaremos el caso del diseño:

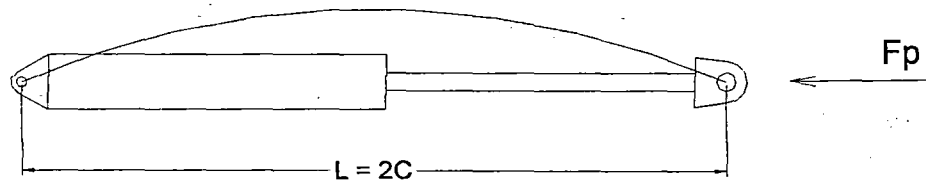


Gráfico 3.21

El diseño correspondería a un cilindro neumático fijado al exterior mediante articulación trasera, donde la longitud de pandeo L sería aproximadamente el doble de la carrera C del vástago, para hallar la fuerza mínima para que ocurra pandeo sería <sup>(37)</sup>:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{4C^2 \cdot C_s} \text{ -----(26)}$$

$F_p$  = Fuerza axial permitida sobre el vástago en (Kg.)

E = Modulo de elasticidad del material del vástago en  $\text{kg/cm}^2$

En el acero  $2.1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$

$I = \pi d^4 / 64$  Momento de inercia de la sección del vástago en  $\text{cm}^4$

d = Diámetro del vástago en cm      d = 1.2 cm

C = Carrera del vástago del cilindro en cm

<sup>(37)</sup> A. Serrano Nicolás, Neumática. Pág. 95

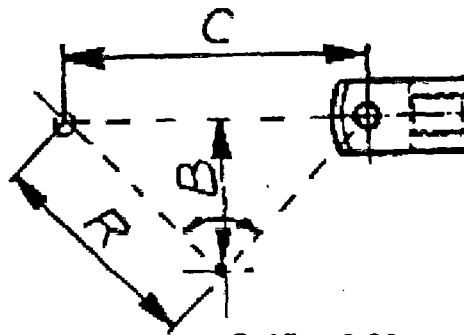


Gráfico 3.22

$$\text{Radio} = \text{Brazo} \times \sqrt{2}$$

$$\text{Radio} = 8 \text{ cm}$$

$$\text{Brazo} = 5.65 \text{ cm}$$

$$\text{Carrera} = 2 \times \text{Brazo}$$

$$C = 11.31 \text{ cm}$$

$C_s$  = Coeficiente de seguridad en el calculo puede tomarse = 4

$$\text{Reemplazando en la Ec. 26} \quad F_p = 1030.78 \text{ Kg.}$$

La fuerza mayor utilizada en el diseño corresponde a :

$$F = P \times A - F_R = 0.9 \times 7 \text{ kg/cm}^2 \times (\pi D^2 / 4) = 50.66 \text{ kg}$$

Entonces:

$$1030.78 \text{ Kg.} > 50.66 \text{ Kg.}$$

$F_{\text{pandeo minima para que no ocurra pandeo}} > F_{\text{efectiva maxima en el cilindro}}$

**OK!**

Lo cual comprobamos que no existirá pandeo, dado que esta dentro del rango de fuerza admisible.



### 3.4.5 Cálculo del consumo de aire

Para disponer de aire y conocer el gasto de energía, es importante conocer el consumo de la instalación.

Para una presión de trabajo, un diámetro y una carrera de embolo determinados, el consumo de aire se calcula como sigue <sup>(38)</sup>:

$$Q = \left[ s \cdot \frac{D^2 \pi}{4} + s \cdot \frac{(D^2 - d^2) \pi}{4} \right] \cdot n \cdot \frac{p_2}{p_1} \text{ -----(27)}$$

Donde:

Q = Flujo de aire (l/min)

C = Longitud de carrera del cilindro en (cm)

n = Ciclos por minuto de trabajo del cilindro

$p_2/p_1$  = Relación de compresión

La relación de compresión se determina de la forma siguiente:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{101.3 + \text{Presión de trabajo}}{101.3} \text{ en kPa (referida al nivel del mar)}$$

Datos para hallar el consumo:

Carrera del cilindro = 11.31 cm

n = Para determinar la frecuencia, consideraremos un

ciclo continuo de accionamientos en un minuto.

<sup>(38)</sup> FESTO. Introducción a la Neumática. Pág. 69

Determinaremos la velocidad de accionamiento promedio. Los fabricantes recomiendan trabajar en un rango de velocidades de  $0.02 \text{ m/s} \leq V \leq 1 \text{ m/s}$ . Por debajo de los  $0.02 \text{ m/s}$  aparece el efecto Stip-Slick que provoca el movimiento a tirones del vástago. La causa es debida a la relación inadecuada que se produce, en movimientos lentos entre el rozamiento de adherencia y el deslizamiento <sup>(39)</sup>.

En velocidades superiores a  $1 \text{ m/s}$ , las pérdidas por rozamiento en las juntas del embolo y las pérdidas de presión en los orificios de conexión se hacen muy grandes.

Por lo tanto utilizaremos un promedio de velocidad de  $0.1 \text{ m/s}$  para nuestro diseño

Teniendo una longitud de carrera de  $11.31 \text{ cm}$ , entonces podemos determinar un tiempo promedio para un movimiento del cilindro

Entonces:

$$\text{Tiempo} = \text{Distancia/Velocidad} = 0.1131 \text{ m} / 0.1 \text{ m/s} = 1.13 \text{ seg.}$$

$$\text{El tiempo para un ciclo será} = 2.26 \text{ seg.}$$

$$\text{Entonces la frecuencia será} = 1/\text{tiempo de un ciclo en min.} = 26.52 \text{ ciclos/min}$$

$$n = 26.52 \text{ ciclos/min.}$$

$$p_2/p_1 = 8 \quad (\text{La presión de trabajo es de } 7 \text{ kg/cm}^2)$$

$$D = 3.2 \text{ cm}$$

---

<sup>(39)</sup> FESTO PNEUMATIC. Manual de Mantenimiento Neumático. Pág. 50

$$d = 1.2 \text{ cm}$$

Reemplazando en la Ec. 27

$$Q = \left[ 11.31 \text{ cm} \cdot \frac{(3.2 \text{ cm})^2 \pi}{4} + 11.31 \text{ cm} \cdot \frac{[(3.2 \text{ cm})^2 - (1.2 \text{ cm})^2] \pi}{4} \right] \cdot 26.52 \text{ min}^{-1} \cdot 8 = 35882.52 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$$

Consumo de aire del cilindro de doble efecto

$$Q = 35.882 \text{ l/min}$$

#### 3.4.6 Cálculo de las redes de aire

Según manual volvo para Modelo NL10 (6x4) intercooler BGT 26 tenemos los datos siguientes:

La capacidad del compresor corresponde a: 350 litros/min

Presión de trabajo del compresor: (6.5 kg/cm<sup>2</sup> - 8.9 Kg/ cm<sup>2</sup>)

Los datos para la red tenemos:

Caudal máximo de operación según diseño para la red : 35.882 l/m

Caudal máximo de operación para el llenado del tanque de almacenamiento según capacidad del compresor volvo: 350l/m

a) Cálculo de la tubería de suministro al tanque de aire

CAUDAL MÁXIMO RECOMENDADO EN CONDUCTOS Y TUBERIAS ESTÁNDAR									
Presión inicial kg/cm <sup>2</sup>	Diámetro nominal en rosca gas de las tuberías estándar								
	1/8"	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"
Caudal máximo recomendado (litros / minuto de aire libre)									
0.7	14	65	156	340	708	1,133	2,548	3,539	7,079
1.4	25	108	255	566	1,133	1,840	4,247	5,946	12,743
2.1	34	142	340	849	1,557	2,831	5,663	9,061	16,990
2.8	42	198	453	1,048	1,982	3,539	7,079	10,619	21,238
3.5	57	241	566	1,274	2,407	4,248	9,203	12,742	25,485
4.2	65	269	651	1,557	2,831	4,814	9,911	15,574	29,733
4.9	76	325	765	1,699	3,398	5,380	12,743	18,406	32,564
5.6	85	368	849	1,840	3,681	6,513	13,450	19,822	36,812
6.3	93	396	963	1,982	4,247	7,019	14,158	22,653	42,475
7	105	425	1,048	2,124	4,814	8,495	15,854	25,485	50,970
<b>8.7</b>	<b>119</b>	<b>510</b>	<b>1,274</b>	<b>2,973</b>	<b>5,663</b>	<b>9,911</b>	<b>20,388</b>	<b>28,317</b>	<b>59,465</b>
10.5	142	651	1,416	3,398	6,513	11,326	24,069	31,148	67,960
12.3	173	708	1,699	3,828	7,362	12,742	26,901	36,812	76,456
14	190	793	1,982	4,247	9,061	14,442	29,732	42,475	84,950
17.5	227	1,076	2,548	5,653	11,328	19,822	32,564	56,634	113,268

Los caudales descritos son para consumos corrientes y para tuberías no superiores a 15 metros.  
El caudal continuo normal no debe de exceder al 75% del caudal máximo.  
Si las tuberías útiles exceden a los 15 metros y (o) el caudal continuo excede al 75% del consumo máximo, debe utilizarse una tubería de mayor diámetro que la resultante en la tabla.

Cuadro 3.11 <sup>(40)</sup>

Con los datos del fabricante VOLVO :

Presión de trabajo del sistema del compresor = 6.5 – 8.9 kg/cm<sup>2</sup>

Para los cálculos utilizaremos = 8.7 kg/cm<sup>2</sup>

Caudal de suministro del compresor = 350 l/min

En la tabla con la presión de 8.7 kg/cm<sup>2</sup> y para un caudal de 350 l/min, seleccionamos un diámetro de 1/4 " donde su caudal máximo recomendable es de 510 l/min que al 75% hace un caudal de 382.5 l/min, que esta dentro de lo recomendado.

<sup>(40)</sup> Salvador Millan. Cálculo y Diseño de Circuitos en Aplicaciones Neumáticas. Pág. 273

## b) Cálculo de la tubería de la red de operación

Con los datos :

Presión de suministro =  $8.7 \text{ kg/cm}^2$

Considerando una caída de presión del 10% por cada 10 m, entonces para una tubería del sistema de 8 m tendremos una presión de  $8.0 \text{ kg/cm}^2$

Pero la regulación del sistema estará para trabajar a  $7 \text{ kg/cm}^2$

Caudal de operación máximo del sistema =  $35.88 \text{ l/min}$

En la tabla con la presión de  $7 \text{ kg/cm}^2$  y el caudal de  $35.88 \text{ l/min}$  seleccionamos un diámetro de un  $1/8''$  que es la mínima recomendada.

### 3.4.7 Selección de las válvulas y distribuidores

Las válvulas son elementos concebidos para controlar el arranque, parada, dirección y sentido del flujo de aire en un circuito neumático. Cumplen la función de válvulas distribuidoras cuando se utilizan para gobernar todo tipo de actuadores.

Se montan en los circuitos para ser manipuladas voluntariamente por el operador.

## Símbolos de distribuidores neumáticos

Símbolos según ISO - CETOP

Gráfico 3.17



Para la operación del cilindro neumático, seleccionaremos un distribuidor 5 vías/2 posiciones, de diámetro de conexión de  $\phi 1/8''$  mandado por simple piloto neumático con retroceso por resorte, la ventaja de este distribuidor es de tener salidas independiente de aire, por lo que se hace mas fácil la regulación de escape y es una válvula comercial y económica.

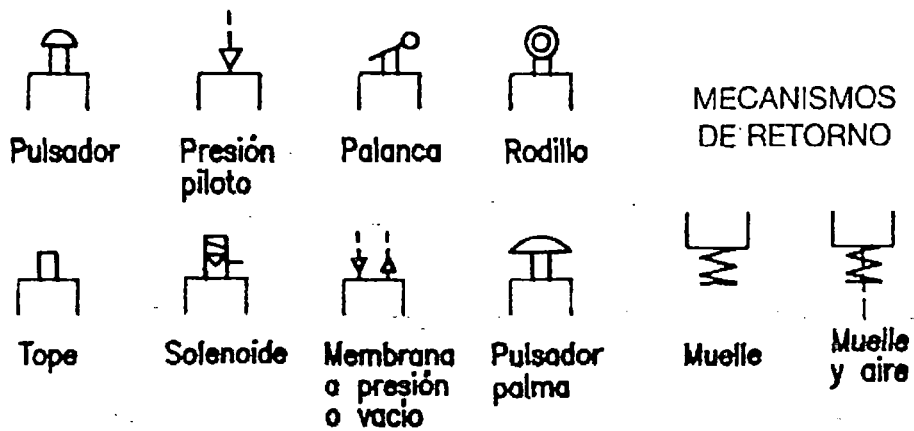


Gráfico 3.23 Mecanismos de pilotaje

Para el pilotaje seleccionamos una válvula de 3vias/2 posiciones accionado por pulsador y retorno por muelle el diámetro de conexión será menor al del distribuidor principal

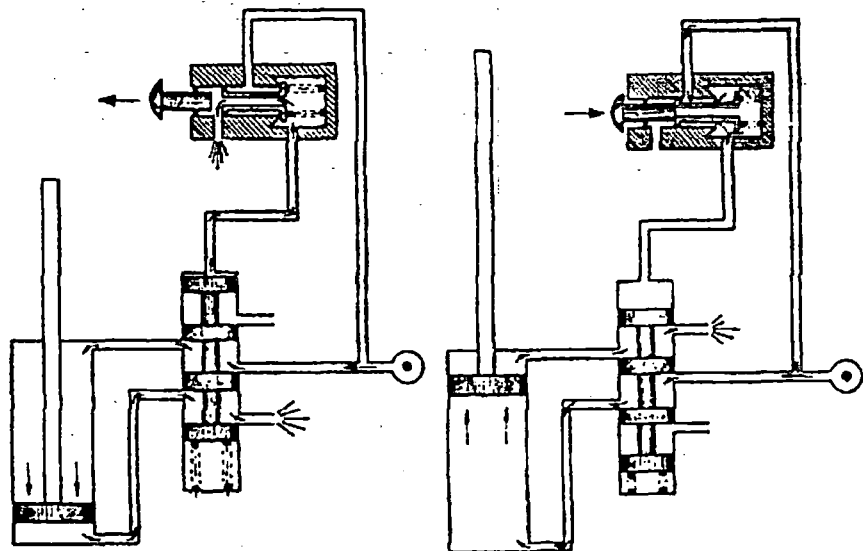
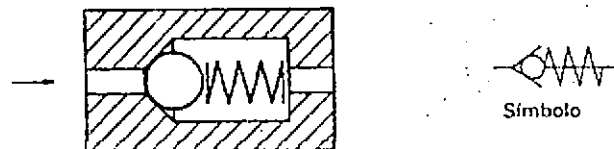


Gráfico 3.24 Operación del cilindro neumático

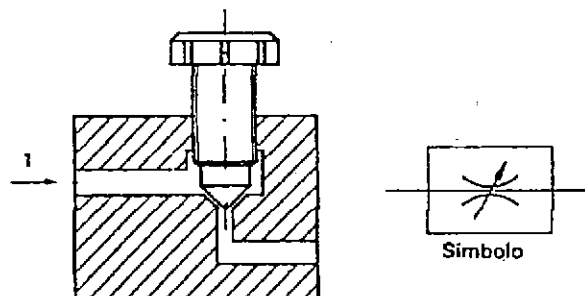
### 3.4.8 Selección de los accesorios de regulación, control y bloqueo

Estos dispositivos son complementarios al circuito, sin ellos no es posible un control del caudal del fluido ni de la presión del mismo; no podría impedirse el paso del aire en un sentido, ni acelerar tampoco la salida de aire al exterior en un cilindro neumático.

**Válvula antiretorno:** Permiten la circulación libre del flujo en un sentido, pero bloquean el paso en sentido contrario. En el sentido de la flecha circulara el aire libremente, en cuanto haya vencido la resistencia del resorte.



**Válvula reguladora de caudal:** El caudal o cantidad de fluido que pasa por una conducción es fácilmente regulable, simplemente estrangulando el paso, o lo que es lo mismo, disminuyendo la sección del conducto.

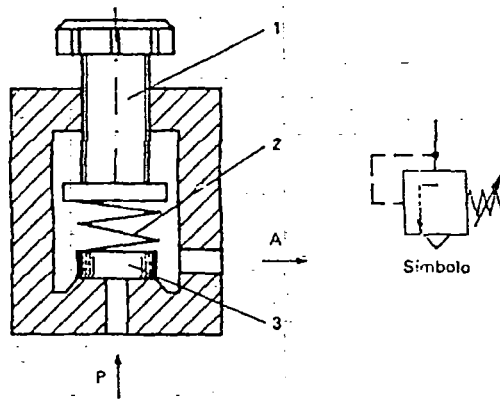




### Válvula reguladora de presión:

Se encargan en un circuito de controlar la presión del fluido, desde un valor cero hasta el máximo que proporcione la red de distribución.

La regulación de la presión se logra comprimiendo mas o menos el resorte (2); para ello se emplea el tornillo roscado (1) manipulando desde el exterior. Para vencer la acción del muelle es preciso ejercer una fuerza sobre (3) y hacia arriba, que será proporcional a la presión de (P). Cuando se ha alcanzado cierta presión, el asiento (3) abre y el fluido circula hacia la salida (A).



### 3.4.9 Preparación del aire comprimido

#### 3.4.9.1 Filtración

El aire comprimido para ser utilizado en los sistemas neumáticos debe ser previamente acondicionado. En el aire hay una serie de impurezas, que para la buena marcha de la instalación es necesario eliminarlo. Las impurezas que podemos encontrar son las siguientes:

*Impurezas sólidas:*

- Polvo de sílice
- Oxido de las conducciones
- Virutas de goma de los flexibles
- Hilachas de empaquetaduras de teflón
- Residuos de aceites quemados

*Impurezas líquidas:*

- Agua en fase líquida.
- Aceites lubricantes (mas o menos quemados).

*Impurezas gaseosas:*

- Vapor de agua
- Gases procedentes del calentamiento del aceite en el compresor

### 3.4.9.2 Filtros

Se diseñan para eliminar impurezas sólidas y líquidas.

Los filtros se eligen teniendo en cuenta los tres factores importantes siguientes:

- Eliminación eficaz de impurezas, polvo, agua, etc.
- Efectuar esta eliminación con la menor pérdida de carga posible, puesto que la pérdida de carga supone desperdicio de aire comprimido.
- Que tenga un mantenimiento y limpieza sencillo.

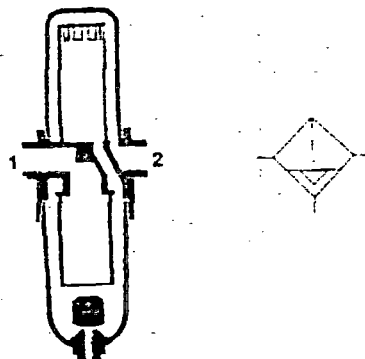


Gráfico 3.25 Filtro de aire

El aire, al pasar por el filtro, lo hace forzado por un deflector que por centrifugación proyecta contra las paredes las partículas sólidas y líquidas más pesadas, que chocan sobre la pared del vaso, descendiendo a la parte inferior de este.

Después de esta primera separación, el aire atraviesa el vaso filtrante de plástico o bronce poroso de la finura requerida (5,10,25,40 o más micras).

Las condensaciones del fondo del depósito deben ser purgadas regularmente, cuando alcanzan un cierto nivel, esta maniobra se realiza por medio de un grifo instalado en la parte inferior.

### 3.4.9.3 Lubricación

En el sistema neumático existe órganos deslizantes con velocidades de traslación altas.

Al efectuarse estos movimientos es inevitable, a pesar de los perfectos acabados superficiales, que haya unos rozamientos que originan desgastes.

Para evitar el desgaste se usan los lubricadores neumáticos que actúan introduciendo una fina niebla de aceite en el conducto de aire comprimido. El mismo aire transporta las minúsculas gotas de aceite hasta los elementos que deben lubricarse. Los lubricadores funcionan por el efecto venturi, aspirando el aire de un depósito.

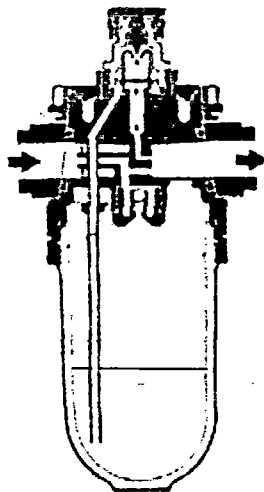
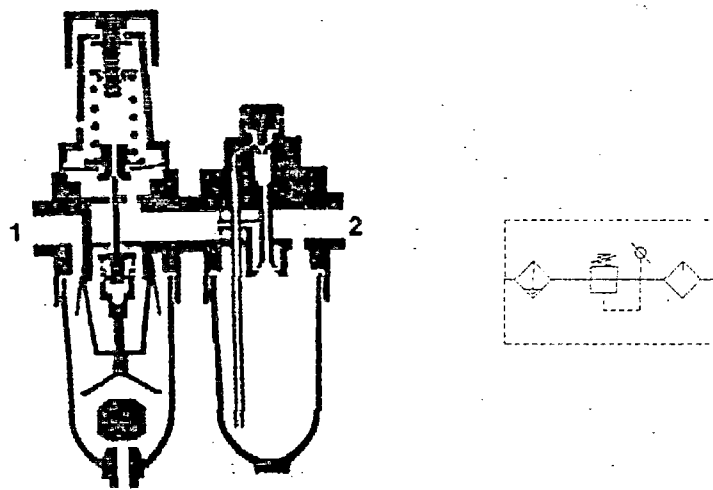


Gráfico 3.26 Lubricador neumático

Sección de lubricador por niebla con regulación de caudal de aceite aportado. El tornillo superior de regulación permite controlar el caudal de aceite que cae a la zona de pulverización para ser incorporado al flujo de aire.

En la practica el conjunto formado por un filtro regulador mas un lubricador con su manómetro se denomina **“Unidad de acondicionamiento de Aire comprimido”**



*Gráfico 3.27* Unidad de mantenimiento

Sección completa de un conjunto filtro – regulador y lubricador. En nuestro diseño seleccionaremos una unidad de mantenimiento de conexión de 1/8” que estará ubicado a la salida del tanque de aire.

#### **3.4.10 Producción del aire comprimido**

En el presente diseño el suministro de aire a presión lo proporcionara el compresor del motor Volvo, que es del tipo alternativo de embolo,

genera aire comprimido en un rango de presión de trabajo de 6 – 8.9 kg/cm<sup>2</sup> con un caudal máximo de 350 l/m.

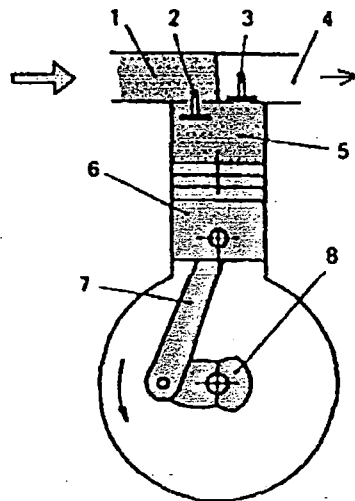


Gráfico 3.28 Compresor de pistón.

(41) El funcionamiento es similar al de los motores de combustión interna, pero sin ningún tipo de explosión. En la figura se muestra un compresor de pistón de una etapa, similar a los usados en el motor Volvo. En un eje solidario al motor, va acoplado la excéntrica o manivela (8) que acciona a la biela (7) produciendo un movimiento alternativo en el pistón (6). Cuando el pistón desciende, aspira el aire de la atmósfera a través del conducto (1) y de la válvula de aspiración (2). Mientras tanto, la válvula de escape (3) se encuentra cerrada. Al llegar el pistón al límite de su carrera inferior, la válvula (2) se cierra y, con ambas válvulas cerradas, el embolo inicia la compresión del aire del interior de la cámara (5). Cuando dicho aire se comprime hasta el máximo, la válvula (3) se abre y el aire a presión es expulsado a la red a través del conducto (4).

(41) A. Serrano Nicolás. Neumática. Pág. 71

### 3.4.11 Cálculo y diseño del tanque acumulador de aire

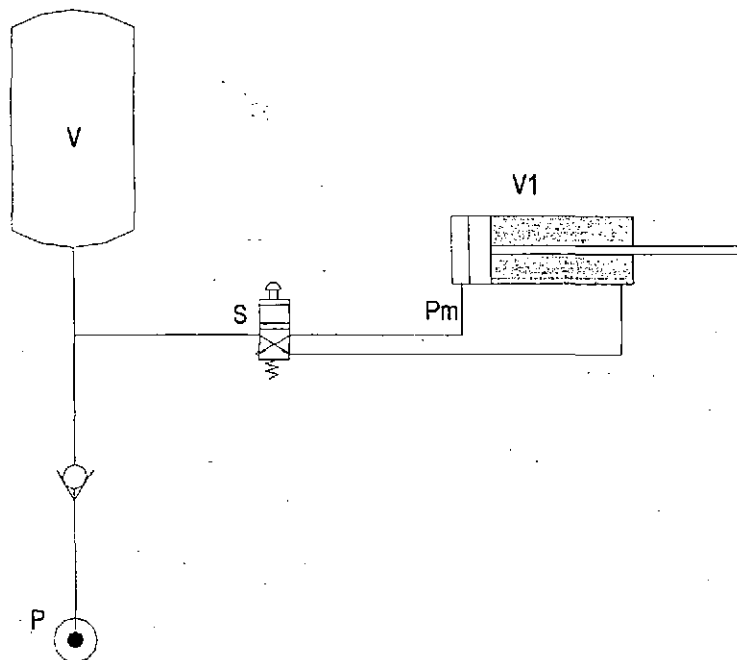


Gráfico 3.29 Circuito neumático.

#### a) Capacidad del depósito de aire

El depósito de aire cumple varias funciones en el sistema: En caso de fallar el sistema de accionamiento del compresor, el tanque acumulador, debe entregar aire suficiente al sistema para mantener en marcha los equipos neumáticos, también son refrigeradores del aire, y condensadores del agua que contiene el aire y elimina las pulsaciones producidas por un compresor recíprocante.

El tanque acumulador debe ser lo suficientemente grande como para contener el aire entregado por el compresor y para efectuar la marcha de los equipos neumáticos, con el compresor trabajando sin carga.

En el gráfico 3.29 el cilindro debe completar un ciclo de accionamiento cuando la válvula S cambie de posiciones, el aire de alimentación del

cilindro proviene de un depósito V alimentado a la presión de servicio de aire P. La presión P<sub>m</sub> es la mínima presión de aire que debe actuar sobre el cilindro para que complete su carrera. La presión en V disminuye a medida que el cilindro avanza, puesto que estamos considerando que la alimentación de aire del compresor ha cesado.

Considerando que el aire que se encuentra en el sistema está en condiciones ambientales, por tanto asumimos para el cálculo que las variaciones de presión y volumen se realizan a temperatura constante (42)

Con la válvula S cerrada, las condiciones del depósito son (contando presiones absolutas):

$$V(P+1) \quad \text{-----}(28)$$

Cuando se produce la apertura de S y en la última posición del cilindro las condiciones son:

$$(V+V_1)(P_m+1) \quad \text{-----}(29)$$

Por tanto:  $V(P+1) = (V+V_1)(P_m+1) \quad \text{-----}(30)$

V es el volumen del depósito que queremos encontrar puesto que el resto es conocido.

$$VP + V = VP_m + V + V_1P_m + V_1 \quad V(P - P_m) = V_1P_m + V_1$$

$$V = \frac{V_1 \cdot (P_m + 1)}{P - P_m} \quad \text{-----}(31)$$

<sup>(42)</sup> Salvador Millán. Automatización, Neumática y Electroneumática. Pág. 208



$$V_1 = 90.96 \text{ cm}^3 \quad \text{En el avance del Pistón}$$

$$V_1 = 78.16 \text{ cm}^3 \quad \text{En el retorno del pistón}$$

Considerando para un puno final.

$$P_m = 7 \text{ kg/cm}^2 \quad P = 7.5 \text{ kg/cm}^2$$

Reemplazando en la Ec 31:

Para un avance del cilindro

$$V = 1455.36 \text{ cm}^3 = 1.455 \text{ litros}$$

En el proceso constructivo de las carreteras, la cisterna esta siempre regando la plataforma de carretera, trabajando conjuntamente con los demás equipos y maquinaria, en caso de que fallara el sistema de suministro de aire del camión cisterna, el sistema de accionamiento neumático dejaría de trabajar.

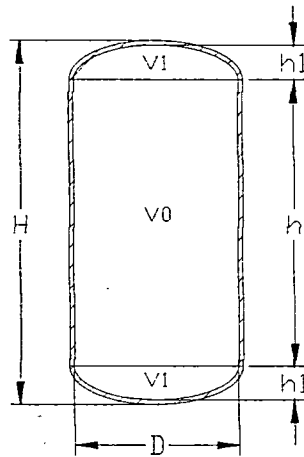
Para tal caso sobredimensionaremos el tanque para que pueda suministrar 20 ciclos de operación necesarios para un día de trabajo, con la seguridad de no perjudicar el avance de la obra en caso de que el compresor no entregue aire al sistema.

Entonces el volumen del tanque será:

$$V_{\text{tanque}} = 20 \times 1455.36 = 29107.2 \text{ cm}^3$$

$$\text{Pero utilizaremos } V_{\text{tanque}} = 30000.0 \text{ cm}^3 = 30 \text{ litros}$$

**b) Dimensiones del deposito de aire**



*Gráfico 3.30 Tanque de aire.*

Donde:

V = Volumen interior del recipiente, en  $\text{cm}^3$

H = Altura total interior del recipiente, en cm

D = diámetro interior del recipiente, en cm

Luego:  $V = V_0 + 2V_1$

$$V_0 = \text{Volumen del casco cilíndrico} = \frac{\pi D^2}{4} \times h \quad \text{-----(32)}$$

$$V_1 = \text{Volumen de la tapa elipsoidal} = \frac{\pi D^3}{24} \quad \text{-----(33)}$$

Sustituyendo

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot h + 2 \cdot \left( \frac{\pi D^3}{24} \right) \quad \text{-----(34)}$$

Asumiendo;

$$D = h/2 \quad \text{-----(35)}$$

Reemplazando tenemos:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot 2D + 2 \cdot \left( \frac{\pi D^3}{24} \right) \quad \text{-----(36)}$$

Simplificando:

$$V = \frac{\pi D^3}{2} + \frac{\pi D^3}{12} \qquad V = \frac{7\pi D^3}{12}$$

Despejando el diámetro:

$$D = \left( \frac{12}{7} \cdot \frac{V}{\pi} \right)^{\frac{1}{3}} \qquad \text{-----}(37)$$

Reemplazando valores:

$$D = \left( \frac{12}{7} \cdot \frac{30000.00}{\pi} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 25.391 \text{ cm consideraremos} \qquad D = 25.4 \text{ cm}$$

$$\text{También } D = h/2 \qquad h = 2D = 2(25.4\text{cm}) = 50.8 \text{ cm}$$

La altura total del recipiente es:

$$H = h + 2h_1$$

$h_1$  = Altura de la cabeza elipsoidal

$$h_1 = D/4 \qquad \text{-----}(38)$$

$$\text{Luego:} \qquad H = h + \frac{2D}{4} \qquad \text{-----}(39)$$

$$H = h + \frac{D}{2} \qquad \text{-----}(40)$$

$$H = 508.8 + \frac{25.4}{2}$$

$$H = 63.5 \text{ cm}$$

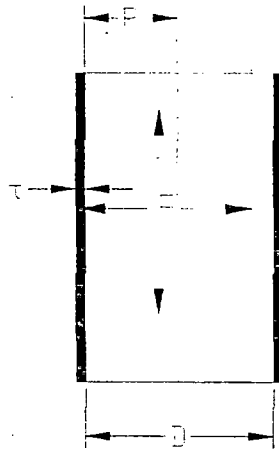
$$\text{Tambi3n: } h_1 = \frac{D}{4} = \frac{25.4}{4} = 6.35 \text{ cm}$$

### c) C3lculo del espesor del casco del deposito de aire

La forma del casco ser3 cil3ndrica, de material acero al carbono SA 285 grado B, que trabajara normalmente bajo una presi3n interna m3xima de  $8.9 \text{ kg/cm}^2$

#### 1.- Bajo presi3n interna

Consideraremos la presi3n de dise1o igual a 3.6 veces la presi3n m3xima de trabajo en el tanque.



Gr3fico 3.31 Presi3n interna en el tanque

#### a) Esfuerzo Circunferencial (juntas longitudinales) <sup>(43)</sup>

$$\text{Si cumple con : } \begin{cases} t \leq R/2 \\ P \leq 0.385 SE \end{cases} \text{-----(41)}$$

<sup>(43)</sup> Eugene F. Megyesy. Manual de Recipientes a Presi3n, Dise1o y C3lculo. P3g. 18

Entonces se aplicara:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad \text{-----(42)}$$

b) Esfuerzo Longitudinal (junta circunferencial)

$$\text{Si cumple con : } \left\{ \begin{array}{l} t \leq R/2 \quad \text{-----(43)} \\ P \leq 1.25 SE \end{array} \right.$$

Entonces se aplicara:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \quad \text{-----(44)}$$

Donde:

t = Espesor mínimo requerido de las planchas del casco. Sin considerar la

tolerancia por corrosión (pulg.)

P = Presión de diseño interior o presión de trabajo máximo permisible (Psi)

P = 3.6xPresion de trabajo

$$P = 3.6 \times 8.9 \frac{kg}{cm^2} = 455.71 \text{ PSI}$$

$$R = \text{Radio interior del casco (pulg.)} \quad R = \frac{D}{2} = 5.0 \text{ pulg.}$$

S = Valor del esfuerzo máximo permisible del acero = 13800 psi según tabla UCS-23 de las normas ASME.

E = Eficiencia de empalme según la tabla UW-12 de las normas ASME  
= 0.90

Luego; reemplazando valores en las Ec. 42 - 44

$$a) \quad t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

$$t = \frac{455.71 \times 5.0}{13800 \times 0.9 - 0.6 \times 455.71} = 0.1875 \text{ pulg}$$

$$t = 0.1875 \text{ } \langle \rangle \text{ } 3/16''$$

$$P \leq 0.385 SE$$

$$t \leq R/2$$

$$455.71 \leq 0.385 \times (13800) \times 0.9$$

$$0.1875 \leq 5/2$$

$$455.71 \leq 4781.7 \quad \text{OK!}$$

$$0.1875 \leq 2.5 \quad \text{OK!}$$

$$b) \quad t = \frac{PR}{2SE + 0.4P}$$

$$t = \frac{455.71 \times 5.0}{2 \times 13800 \times 0.9 + 0.4 \times 455.71} = 0.091 \text{ pulg}$$

$$t = 0.091" \lt; \gt; 3/32"$$

Entonces:

$$P \leq 1.25 SE$$

$$t \leq R/2$$

$$455.71 \leq 1.25(13800) \times 0.9$$

$$0.091 \leq 5/2$$

$$455.71 \leq 15525$$

OK!

$$0.091 \leq 2.5$$

OK!

Por lo tanto de los dos espesores mínimos del casco hallados bajo presión interna, tomaremos el espesor de **3/16"** por ser el mayor.

#### d) Cálculo del espesor de la tapa del deposito de aire

La forma de la cabeza será elipsoidal y será hecho de material de acero al carbono SA 285 grado B, La presión interna máxima de trabajo es de  $8.9 \text{ kg/cm}^2$ .

Y la presión de diseño será igual a 3.6 veces la presión máxima de trabajo.

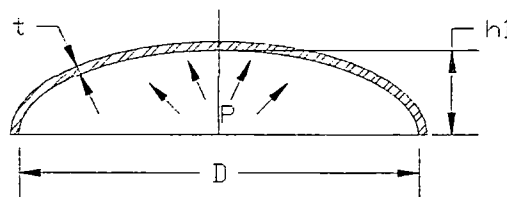


Gráfico 3.32 Presión interna en la tapa del tanque

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \text{ -----(45)}$$

Donde:

t = Espesor mínimo requerido de cabeza. Sin considerar la

tolerancia por corrosión (pulg.)

P = Presión de diseño interior o presión de trabajo máximo permisible

P = 455.71 psi

D = diámetro interior de la falda de la cabeza. D = 10 pulg.

S = Valor del esfuerzo máximo permisible de acero = 13800 psi según tabla ucs-23 de las normas ASME.

E = Eficiencia de empalme según la tabla UW-12 de las normas ASME

E = 0.90.

Reemplazando en la Ec. 45

$$t = \frac{455.71 \times 10}{2 \times 13800 \times 0.9 - 0.2 \times 455.71} = 0.1841 \text{ pulg}$$

**t = 0.1841'' <> 3/16''**

Según las normas ASME UG28 un recipiente que se haya diseñado y construido de acuerdo a los requisitos del código para presión interna y que se requiera para usarse bajo una presión externa de 15lb/pulg<sup>2</sup> o menor, no necesita diseñarse de acuerdo a las normas para la condición externa.

Entonces:

- El espesor mínimo del casco cilíndrico del recipiente es:

$$t = 3/16''$$

- El espesor mínimo de la cabeza elipsoidal del recipiente es:

$$t = 3/16''$$



También será necesario considerar, el aspecto de la corrosión, para tal efecto vamos añadir adicionalmente un valor.

Según la norma UCS-25 de ASME, recomienda que para tanques de aire comprimido menores a 0.25 pulg. de espesor, el margen de corrosión sea la sexta parte del espesor de la placa calculado <sup>(44)</sup>.

Entonces:

El espesor mínimo del casco cilíndrico del depósito considerando la corrosión es:

$$T_{\text{casco}} = t + t/6 = 7t/6 = 0.2187 \text{ pulg.} \quad T_{\text{casco}} \lessgtr 7/32$$

El espesor mínimo de la cabeza elipsoidal del depósito considerando la corrosión es:

$$T_{\text{cabeza}} = t + t/6 = 7t/6 = 0.2187 \text{ pulg.} \quad T_{\text{cabeza}} \lessgtr 7/32$$

Por lo tanto concluimos finalmente que los espesores verdaderos a usar, del casco y la cabeza del depósito de aire serán sobredimensionados para asegurar su larga vida útil y son:

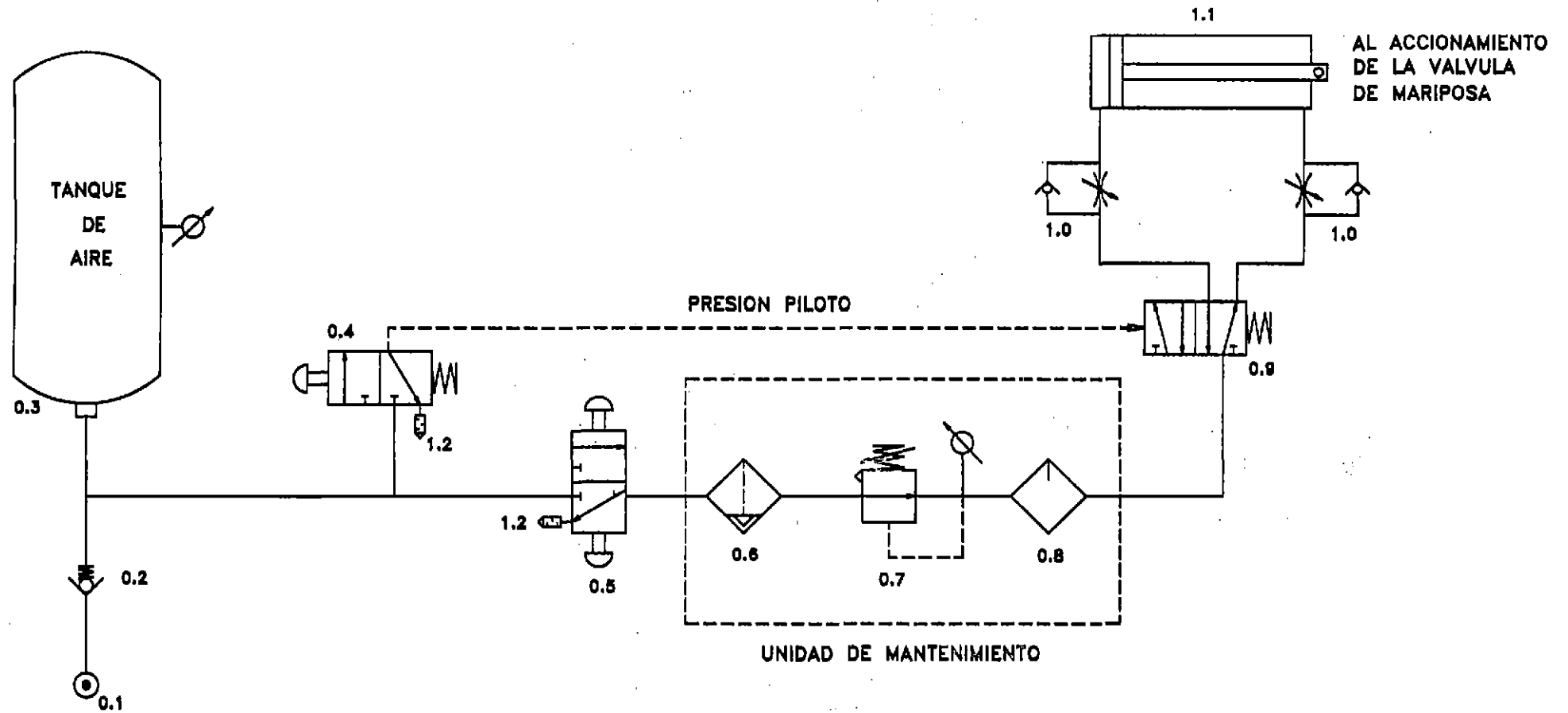
$$T_{\text{casco}} = 1/4''$$

$$T_{\text{cabeza}} = 1/4''$$

Con la que nos dan un margen de seguridad, lo suficientemente necesario, como para poder soportar cualquier sobrepresión inesperada.

<sup>(44)</sup> Eugene F. Megyesy. Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Cálculo. Pág. 191

# SISTEMA DE ACCIONAMIENTO NEUMATICO



### 3.5 Parámetros de trabajo del sistema

El operador regulará el flujo de agua sobre la carretera, según el requerimiento de la obra. La regulación del flujo se hará mediante la válvula de globo instalada en el sistema, luego usando el sistema neumático el operador podrá activar y desactivar el flujo de agua sobre la carretera tantas veces lo requiera.

A continuación se presenta el modelo de trabajo para diferentes anchos de carretera y caudales diferentes de riego.

AGUA NECESARIA PARA REGAR LA CARRETERA VALORES ENTRE 0.8 - 1.5 Litros/m <sup>2</sup>	<b>0.8 Litros/m<sup>2</sup></b>
ANCHO DE PLATAFORMA ENTRE 3.00 A 8.00 m	<b>5 m</b>
Área de riego en 10 m de carretera	<b>50 m<sup>2</sup></b>
Agua necesaria para 10 m de carretera	<b>40 Litros</b>
	<b>10.53 Glns</b>
VELOCIDAD DE TRANSPORTE DE LA CISTERNA	<b>5.0 km/h</b>
Tiempo = Distancia/velocidad	<b>1.39 m/s</b>
Tiempo de riego de 10m de carretera	<b>7.20 seg.</b>
	<b>0.120 min.</b>
CAUDAL REQUERIDO DE AGUA	<b>87.72 Gln/min</b>
	<b>0.0055 m<sup>3</sup>/seg.</b>
Dimensiones de boquillas	
1/8	3/16
Selección de boquilla	<b>5/32</b>
Área de la boquilla de riego con un ancho de 6" x el espesor	<b>0.000605 m<sup>2</sup></b>
Caudal = Velocidad x Área	
Numero de boquillas de riego	<b>2</b>
VELOCIDAD DE SALIDA DE LA PELÍCULA DE AGUA PARA UNA BOQUILLA	<b>4.57 m/s</b>
Altura = 1/2 g x T <sup>2</sup>	
Altura	<b>2 m</b>
TIEMPO DE CAÍDA DE LA PELÍCULA DE AGUA	<b>0.639 seg.</b>
Distancia = Velocidad x tiempo	
ALCANCE DE LA PELÍCULA DE AGUA	<b>2.92 m</b>
Angulo de salida de la boquilla 45° - 55° - 60°	<b>55°</b>
ANCHO DE RIEGO DE UNA BOQUILLA	<b>2.70 m</b>
<b>ANCHO DE RIEGO TOTAL</b>	<b>5.40 m</b>

### 3.5.1 Anchos de superficie de rodadura (Tabla 5.4.1.1 N.P.)

N.P. Normas para el diseño de Carreteras

Importancia de la Carretera Velocidad Km/h	Hasta 50 (Veh / H)		50 a 100		100 a 200		200 a 400		Más de 400	
	*	**	*	**	*	**	*	**	*	**
30	5.50	5.50	5.50	5.50	5.50	6.00	n.a	n.a	n.a	n.a
40	5.50	5.50	5.50	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	7.30
50	5.50	6.00	5.50	6.00	6.00	6.00	6.00	6.60	6.60	7.30
60	5.50	6.00	5.50	6.00	6.00	6.00	6.60	6.60	6.60	7.30
70	5.50	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.60	6.60	6.60	7.30
80	5.50	6.00	6.00	6.00	6.00	6.60	6.60	7.30	7.30	7.30
90	n.a	6.00	6.00	6.00	6.60	6.60	6.60	7.30	7.30	7.30
100	n.a	n.a	6.00	6.60	6.60	6.60	6.60	7.30	7.30	7.30
110	n.a	n.a	n.a	n.a	6.60	7.30	7.30	7.30	7.30	7.30

\* Carreteras del Sistema Vecinal y Carreteras del Sistema Departamental de importancia limitada: (bajo porcentaje de trafico pesado)

\*\* Carreteras del Sistema Nacional y carreteras importantes del sistema departamental; (considerable porcentaje de trafico pesado)

n.a Valores no aconsejables

Si el trafico es inferior a 20 veh/h y la carretera esta comprendida en el sistema vecinal, se debe examinar la conveniencia de la solucion con 3.00 m de ancho en el pavimento.

Las trochas carrozables, tendran características inferiores a las minimas requeridas en la tabla 5.4.1.1,

**3.5.2 Principales Metrados en construcción de Carreteras  
donde interviene el uso del agua**

EQUIPO MINIMO NECESARIO	CONFORMACION DE TERRAPLENES	PERFILACION Y COMPACTACION DE LA SUB-RASANTE	SUB - BASE	BASE
Cisterna de 5,000 gl, 6x4	Consiste en la colocacion de materiales de corte o prestamos para formar los terraplenes o rellenos de acuerdo a las especificaciones y su compactacion de capas, de conformidad de los alineamientos pendientes, perfiles transversales indicados en los planos.	Consiste en darle el acabado y compactacion necesaria a la sub-rasante despues de que se haya ejecutado los cortes correspondientes de conformidad con las especificaciones, los alineamientos, rasantes y secciones mostradas en los planos	Consiste en colocar sobre la subrasante preparada, los materiales apropiados para luego ser debidamente nivelados y compactados	Esta partida consiste en la aplicación de una capa compuesta por grava o piedra fracturada en forma natural o artificial, sobre la sub-base
Rodillo vibratorio autopropulsado 10Tn				
Motoniveladora 135 HP, con ripper				
Tractor sobre orugas D6 140 HP / Excavadora hidraulica 180 HP 1.3m3				
Volquetes de 15 m3 6x4				
cargador frontal de 180 HP 3.5 m3				
zaranda				
RIEGO DE PLATAFORMA O MANTENIMIENTO VIAL	Aplicación uniforme de agua sobre superficies no pavimentadas para mantener en buen estado, no permitiendo el levantamiento de polvo por efecto del tránsito vehicular.			

## CAPITULO IV

### 4.0 PROCESOS CONSTRUCTIVOS Y DE MONTAJE

#### 4.1 Proceso constructivo y de montaje del tanque de agua

##### 4.1.1 Selección de la soldadura

En la selección de la soldadura se debe considerar el material del cual va estar hecho el tanque, el material empleado es un acero estructural. Estos aceros son usados en trabajos donde se exigen una buena resistencia a la tracción y mayor esfuerzo a la fluencia.

El acero estructural ASTM A-36 tiene la siguiente composición química:

ASTM	Carbono	Manganeso	Fósforo	Azufre	Silicio
A36	0.25 - 0.29	0.80-1.20	0.04	0.05	0.15 - 0.40

*Cuadro 4.1*

OERLIKON, el fabricante de electrodos recomienda usar:

Tenacito 60 clase AWS E7018-G, es un electrodo para acero estructural, que tiene penetración mediana, propiedades mecánicas excepcionales, depósitos de muy alta calidad que previenen fisuras y se puede utilizar en cualquier posición de soldado.

Características de la norma AWS E7018-G <sup>(45)</sup>:

EXXXX-X : Electrodo

<sup>(45)</sup> OERLIKON. Manual de Soldadura. Pág. 29

- E70XX-X : 72,000 lbs/pulg<sup>2</sup>
- EXX1X-X : Toda posición
- EXXX8-X : Tipo de corriente CC(+) o CA
- EXXXX-G : Porcentaje de aleación

Espesor del Material a Soldarse					
1/16"	1/8"	5/32"	3/16"	1/4"	3/8 "
a	a	a	a	a	a
3/32"	5/32"	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"
Diámetro del Electrodo					
3/32"	1/8"	5/32"	5/32"	3/16"	1/4"
			a	a	
			3/16"	1/4"	

Cuadro 4.2 <sup>(46)</sup>

#### 4.1.2 Proceso de corte

Para todos los procesos de corte se utilizara la soldadura oxiacetilénica, a la vez de corte también para realizar las juntas

#### 4.1.3 Proceso de soldadura

Las uniones verticales y horizontales del tanque serán uniones a tope doblemente soldadas y que tengan fusión completa con el metal base a la profundidad requerida de soldado.

<sup>(46)</sup> OERLIKON. Manual de Soldadura. Pág. 53

Este tipo de unión requiere una preparación sencilla, dado que las partes terminales se encuentran en un mismo plano y los terminales son de ranura cuadrada.

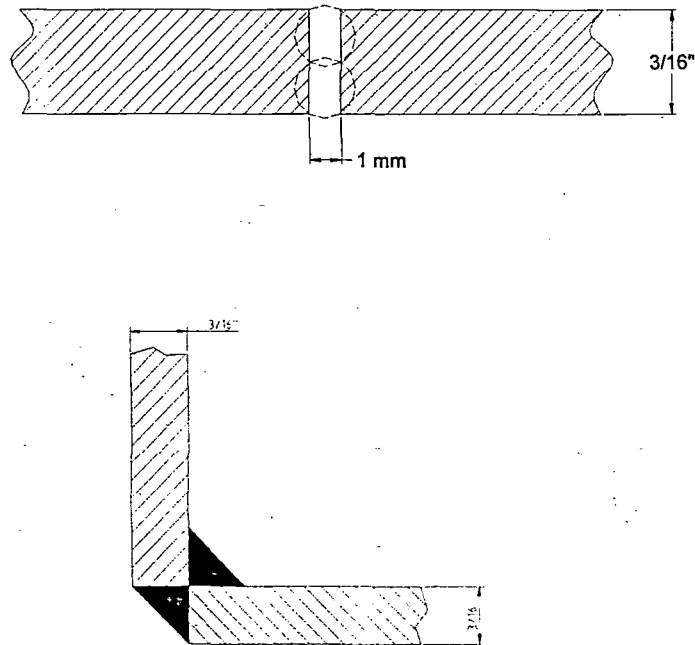


Gráfico 4.1<sup>(47)</sup> Tipo de juntas.

Los refuerzos de la base tendrá uniones traslape con soldadura de filete continuo.

El diámetro del electrodo para soldar será igual al espesor mínimo de las planchas o perfil a soldarse.

<sup>(47)</sup> OERLIKON. Manual de Soldadura. Pág. 42



#### 4.1.4 Proceso de pintura

El objeto principal de la pintura es la conservación de la superficie del acero.

La pintura retarda la corrosión, 1) evitando el contacto de los agentes corrosivos con la superficie del recipiente y 2) por su acción inhibidora de la oxidación debida a las propiedades electroquímicas del material de la pintura.

Para obtener una buena calidad en el proceso de pintado, previamente se debe preparar la superficie del acero, eliminando las escamas de laminación, la herrumbre, suciedad, grasa, aceite y la materia extraña, con un tipo de arenado llamado limpieza a metal blanco, con chorro a presión de arena, hasta obtener una superficie metálica de color uniforme blanco grisáceo.

Para seleccionar la pintura adecuada se debe tener en cuenta el tipo de servicio a la que va estar sometido el tanque, y es:

Inmersión en agua fresca, agua salada, agua sucia, exposición muy severa a la intemperie.

Por lo que se tendrá que hacer un pretratamiento de la superficie con cromato de zinc y butiral vinílico que ayuda a evitar la corrosión.

Y el espesor total de la película seca debe ser aproximadamente de 7.0 milésimas <sup>(48)</sup>.

Una marca de pintura recomendable que cumple con la exigencia es el Sincromato (base) y Esmalte Epoxico (Pintura), en la marca Teckno.

---

<sup>(48)</sup> EUGENE F. MEGYESY. Manual de recipientes a presión, Diseño y Cálculo

#### 4.1.5 Proceso tecnológico de la fabricación del tanque cisterna

Nos indica la secuencia de fabricación del tanque cisterna, siendo el siguiente orden lógico.

- Trazado.
- Corte con oxicorte.
- Desbaste (Eliminación de las rebabas, con disco esmeril).
- Trazado de las zonas donde se va a soldar.
- Rolado.
- Preparación de las juntas.
- Soldeo, en esta operación debemos de considerar el apuntalamiento, armado y pase definitivo de la soldadura.

El armado tiene también una secuencia lógica.

- Se preparan los anillos del cuerpo del tanque.
- Se preparan las tapas y rompeolas.
- Se sueldan los anillos del cuerpo con la tapa del fondo y luego las rompeolas conforme avancen los anillos.
- Se sueldan los refuerzos.
- Se sueldan los accesorios como escaleras, tubos, manhole.
- Se esmerila las zonas soldadas.
- Se prepara las superficies del tanque.
- Se pinta el tanque.

Finalmente se realiza el montaje sobre la plataforma del camión.

## **4.2 Proceso constructivo y de montaje del sistema de accionamiento neumático.**

### **4.2.1 Proceso de fabricación del tanque neumático**

La secuencia de fabricación del tanque neumático, tiene el siguiente orden lógico.

- Trazado.
- Corte con oxicorte.
- Desbaste (Eliminación de las rebabas, con disco esmeril).
- Trazado de las zonas donde se va a soldar.
- Rolado.
- Preparación de las juntas.
- Soldeo, en esta operación debemos de considerar el apuntalamiento, armado y pase definitivo de la soldadura.

El armado tiene también una secuencia lógica.

- Se preparan los anillos del cuerpo del tanque y las tapas.
- Se sueldan los anillos del cuerpo con las tapas.
- Se esmerila las zonas soldadas.
- Se prepara las superficies del tanque.
- Se pinta el tanque.

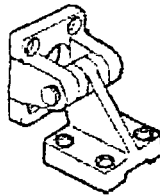
Finalmente se realiza el montaje sobre la plataforma del camión.

## 4.2.2 Fijación del cilindro neumático

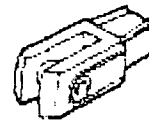
El tipo de fijación depende del modo en que trabaje el cilindro neumático en el dispositivo.

El accionamiento se realiza con un giro en un solo plano de acción, por lo que seleccionaremos una fijación móvil, o giratoria.

De la siguiente forma <sup>(49)</sup>:



Articulación completa posterior según CETOP



Horquilla según ISO

Gráfico 4.3 Articulación para la fijación del cilindro neumático

## 4.2.3 Acoplamiento de las tuberías

Para la conducción del aire comprimido se utilizara una tubería flexible, para la unión se empleara racores: rectos, Acodado y en T.

Los racores estarán a la medida de la tubería, A continuación se presenta la forma de montaje de las tuberías con los racores.

<sup>(49)</sup> Salvador Millan. Cálculo y Diseño de Circuitos en Aplicaciones Neumáticas

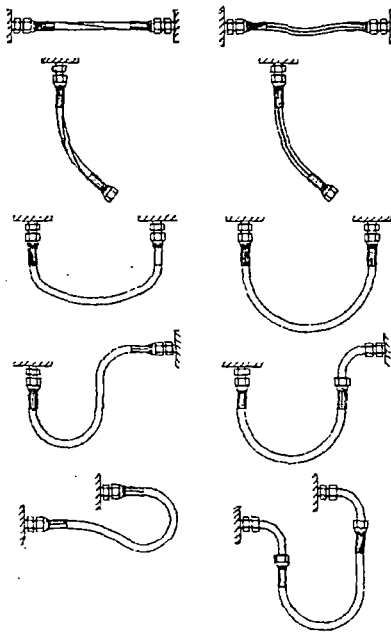


Gráfico 4.4<sup>(50)</sup>

La columna de la izquierda, corresponden a montajes incorrectos, que se corresponden con sus soluciones correctas en la columna de la derecha.

En lo que se refiere a las instalaciones de tuberías flexibles, es necesario cumplir cuatro condiciones principales:

- Los flexibles no deben ser sometidos a tracción.
- Los flexibles no deben ser sometidos a torsión.
- Los flexibles no deben someterse a curvaturas exageradas.
- En caso de limitación de espacio, utilizar codos y curvas rígidas de adaptación.

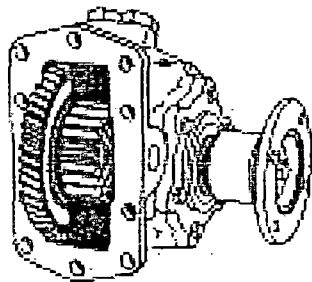
La instalación de tuberías de nylon tiende siempre a adquirir un aspecto desaliñado, por lo que, para la organización y presentación de las instalaciones con este tipo de tubos, es preciso utilizar elementos exteriores de ordenamiento como:

<sup>(50)</sup> Salvador Millan, Automatización, Neumática y Electroneumática.

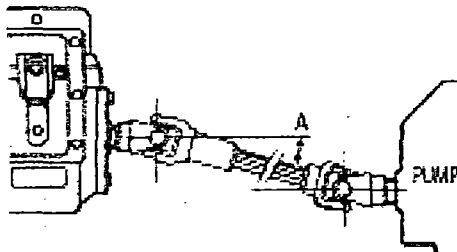
- Canaletas ranuradas con tapa.
- Cip sujetos a elementos resistentes.
- Corbatillas de nylon para agrupar tubos de recorridos paralelos.

#### 4.3 Proceso de montaje de la bomba de agua

Se conectara mediante una unión universal (Cardan), desde el punto de toma de fuerza (PTO, Power Take Off), hasta el eje de la bomba.



PTO (Power Take Off): Punto de toma de fuerza, sistema acoplado a la caja de transmisión de Volvo <sup>(51)</sup>.



VELOCIDADES CRITICAS PARA EJES SOLIDOS			
DIAMETRO DEL EJE (PULG)	LONGITUD		
	30"	48"	66"
0,750	2974 RPM	1162 RPM	615 RPM
0,812	3220 RPM	1257 RPM	666 RPM
0,875	3470 RPM	1355 RPM	717 RPM
0,937	3717 RPM	1452 RPM	768 RPM
1,000	3966 RPM	1549 RPM	819 RPM
1,250	4958 RPM	1936 RPM	1023 RPM

MAX. VELOCIDAD (RPM)	3500	3000	2500	2000	1500	1000
MAX. ANGULO	5°	6°	7°	8°	11°	12°

Gráfico 4.5 <sup>(52)</sup> parámetros de trabajo para ejes de transmisión cardanica

<sup>(51)</sup> Volvo. Catálogo de especificaciones de camiones 2001.

<sup>(52)</sup> WWW.PTOSPECIALTIES.COM

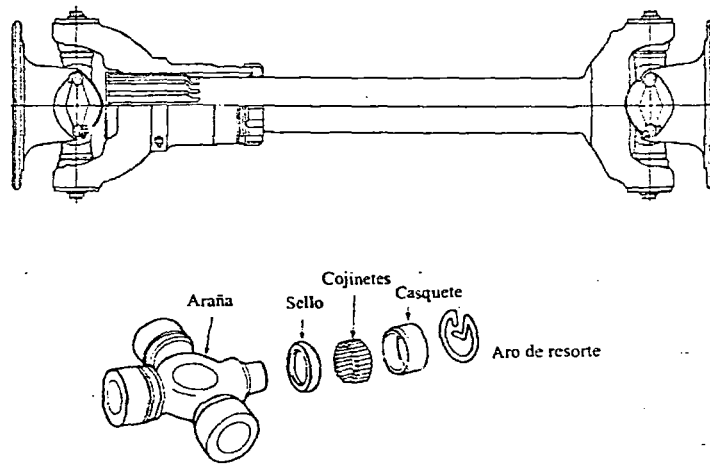


Gráfico 4.6<sup>(53)</sup> Unión universal cardan

Las velocidades a las girara el eje o transmisión cardanica, según lo visto en el capitulo 3.

Para llenado del tanque cisterna : A 1800 RPM

Para realizar el riego de la carretera : A 1400 RPM

Según el cuadro anterior, la desviación máxima a la que se debe realizar el montaje de la transmisión cardánica es de 11° (desviación vertical)

Y el diámetro del eje mínimo para una rotación a 1800 rpm es de 1 ¼"

Para realizar el montaje, debe tenerse en cuenta que la bomba y el punto de toma fuerza deben estar en paralelo, luego antes de instalar la transmisión cardanica, limpiar las superficies y engrasar. Luego este engrase debe ser periódico, para evitar el desgaste.

Luego de instalar la bomba se procederá a instalar las válvulas y las tuberías.

<sup>(53)</sup> Volvo. Manual de Partes y Servicio 2001.

## CAPITULO V

### 5.0 EVALUACION ECONOMICA

#### 5.1 Estructura de costos <sup>(54)</sup>

##### a) Costos de materiales y equipo

Corresponde a aquellos costos directamente referidos a la adquisición del equipo principal (camión tracto), materiales, accesorios, partes, elementos para fabricación y equipos que serán instalados en el tanque cisterna.

##### b) Costos de fabricación y montaje

Corresponde a aquellos costos directamente referidos a la mano de obra para la construcción y montaje del tanque y sus accesorios, así como para la instalación del sistema de bombeo y neumático.

También esta referida de aquellos costos de equipos que están involucrados para la fabricación y montaje del tanque y sus accesorios.

##### c) Costos generales

Referida a aquellos costos que involucran para la obtención de las dos anteriores, como gastos administrativos, local, servicios y otros.

Finalmente se deberá aplicar una la utilidad de fabricación al todo el proceso denominado Fabricación del tanque cisterna, dado que a la empresa que se encomiende la tarea, deberá tener dicha utilidad.

---

<sup>(54)</sup> Simón Andrade E. Costos y Presupuestos. Pág. 31



## 5.2 COSTOS DE ADQUISICION DE EQUIPO Y MATERIALES

1.0	COSTO DEL CAMION VOLVO NL10 Intercooler BGT26	\$	127,500.00
-----	---	----	------------

2.0 COSTOS DE MATERIALES PARA FABRICACION DEL TANQUE DE AGUA					\$	1,371.36
Descripcion	Designacion	Material	Cantidad	Precio Unit (\$)	Costo (\$)	
2.1	Cuerpo del Tanque	PL 3/16" x 4' x 8'	ASTM A-36	16	41.00	656.00
2.2	Tapas	PL 3/16" x 4' x 8'	ASTM A-36	5	41.00	205.00
2.3	Rompeolas	PL 3/16" x 4' x 8'	ASTM A-36			
2.4	Refuerzos de la base	PL 1/4" x 4' x 8'	ASTM A-36	3	54.57	163.71
2.5	Soportes de la base	PL 3/8" x 4' x 8'	ASTM A-36	2	81.85	163.70
2.6	Pernos de fijacion	1/2" diam x 1 1/2" NF	Grado 8	12	1.20	14.40
Manhole						
2.7	Cuerpo de manhole	PL 1/4" x 4' x 8'	ASTM A-36	2	54.57	109.14
2.8	Agarraderas	Fe 5/8" diam.x12" long.	ASTM A-36	2	2.85	5.70
2.9	Empaquetadura	1/16" x 2'-2" x 2'-2"	Asbesto	1	7.14	7.14
2.10	Pernos	5/8"NCx11/4" long. C/T	Grado 5	16	0.43	6.85
Conexiones para tanque						
2.11	Respiradero	2" diam.x12" long.	Tubo estándar	1	2.60	2.60
2.12	Descarga	Union soldable de 4"	Schedule 40	1	5.28	5.23
2.13	Carga	Union soldable de 3"	Schedule 40	1	4.82	4.62
2.14	Drenaje	Union soldable de 1 1/2"	Schedule 40	1	2.80	2.30
2.15	Tapon de drenaje	Tapon macho de 1 1/2"	Schedule 40	1	2.80	2.80
2.16	Escalera					
2.17	Escalera	3/4" diam.x13'	Tubo estándar	1	21.42	21.42

3.0 COSTOS DE ACCESORIOS DEL SISTEMA DE BOMBEO					\$	2,833.90
3.1	Bomba de agua	B3ZRM - 4" X3"	-	1	868.40	868.40
3.2	Manguera flexible de presion	4" diam. X 4m	-	1	134.63	134.63
3.3	Tuberia de succion	4" diam. X 4m	Schedule 40	1	110.76	110.76
3.4	Tuberia de descarga	3" diam. X 17m	Schedule 40	1	249.43	249.43
3.5	Valvula de pie con filtro	4" diam.	fe fundido	2	106.00	212.00
3.6	Codo roscado	4" diam. 90°	Schedule 40	2	25.43	50.86
3.7	Valvula de tres vias	3" diam.	-	1	180.00	180.00
3.8	Conexión en T roscado	3" diam.	Schedule 40	2	29.93	59.86
3.9	Valvula de bola	3" diam.	-	3	129.38	388.14
3.10	Codo roscado	3" diam. 90°	Schedule 40	7	21.44	150.08
3.11	Valvula de mariposa	3" diam.	-	1	82.00	82.00
3.12	valvula de compuerta	3" diam.	-	1	115.60	115.60
3.13	Boquillas de aspersion	3" diam x3/16"	-	2	45.50	91.00
3.14	Soporte de la bomba	L1 1/2" x 1 1/2" x 1/2" x 6m	ASTM - A36	1	41.14	41.14
3.15	Accionamiento de la bomba	Transmision cardanica	Acero al carb.	1	150.00	150.00

4.0 COSTOS EN ACCESORIOS DEL SISTEMA NEUMATICO					\$	805.14
4.1	Cilindro neumatico	32mmx12mm G1/8	Aluminio	1	126.5	126.5
4.2	Equipo de mantenimiento	conexión de 1/8"	-	1	180.2	180.2
4.3	Distribuidor 5/2	conexión de 1/8"	aluminio	1	170.4	170.4
4.4	Accionamiento 3/2	pulsador	-	1	85	85
4.5	Valvula antirretorno	conexión 1/8"	-	1	15	15
4.6	Valvula reguladora de caudal	conexión 1/8"	-	2	18	36
4.7	Valvula reguladora de presion	conexión 1/8"	-	1	21	21
4.8	Lineas de aire al compresor	1/4" diam.x 4m	-	1	12.5	12.5
4.9	Lineas de aire al cilindro	1/8" diam x 15m	-	1	30.6	30.6
4.10	Tanque de aire	PL 1/4" x 4' x 8'	ASTM - A285	2	54.57	109.14
4.11	Valvula de seguridad	3/4" diam.	-	1	7.6	7.6
4.12	Brazo de accionamiento	biela de 8 cm	Acero al carb.	1	11.2	11.2

<b>TOTAL</b>	<b>\$</b>	<b>132,560.40</b>
--------------	-----------	-------------------

Fuente: Elaborado en base a cotizaciones actuales en el mercado, los costos incluyen el IGV.

### 5.3 Costos de fabricación y montaje

#### a) Tiempo para la fabricación del tanque cisterna:

La longitud de corte de las planchas:

Para el cuerpo del tanque:

$$\text{Longitud} = 5 \times 4' + 2 \times 8' + (4.69' + 1.33' + 4.69') + 5 \times 20.69' = 150.16' = 45.76 \text{ m}$$

Para los soportes:

$$\text{Longitud} = 2 \times 21.33' = 42.66' = 13 \text{ m}$$

El rendimiento de corte de una plancha de 5 mm de espesor es aproximadamente 28 m/hr con un proceso semiautomático <sup>(55)</sup>.

Estimaremos un rendimiento de 15 m/hr para un proceso manual de corte.

$$\text{Entonces:} \quad \text{Tiempo de corte} = \frac{58.76 \text{ m}}{15 \frac{\text{m}}{\text{hr}}} = 3.91 \text{ horas}$$

El tiempo de soldeo lo estimaremos de los cuadros de OERLIKON con un electrodo E-7018G  $\phi$  5/32" – 300 mm y un peso x longitud de 50 gr/300 mm.

El tiempo para consumir un electrodo es de 2 minutos.

Para juntas a tope (ambos lados) tenemos:

$$\text{Longitud a soldar} = 418.92' = 127686.81 \text{ mm}$$

$$\text{Cantidad de soldadura} = 127686.81 \text{ mm} \times \frac{50 \text{ gr}}{300 \text{ mm}} = 21.28 \text{ kg}$$

Para juntas a filete tenemos:

$$\text{Longitud a soldar} = 42.66' + 20.69' \times 10 = 249.56' = 76065.88 \text{ mm}$$

---

<sup>(55)</sup> OERLIKON. Manual de Costos en Soldadura 2001.

$$\text{Cantidad de soldadura} = 76065.88\text{mm} \times \frac{50\text{gr}}{300\text{mm}} = 12.67\text{kg}$$

La cantidad total es: 33.95 kg

Considerando un 30% mas para la unión de los accesorios, escalera, drenaje, respiradero y soportes.

Cantidad Total requerida = 44.14 kg

Con una eficiencia del 80% se requerirán de 36 electrodos de 5/32" de diámetro, 300 mm de longitud para depositar 1 kg.

Entonces:

$$\text{El numero de electrodos} = 44.14\text{kg} \times \frac{36\text{electrodos}}{1\text{kg}} = 1589.04\text{electrodos}$$

$$\text{El tiempo de soldeo} = 1589.04\text{electrodos} \times \frac{2\text{minutos}}{1\text{electrodo}} = 52.96\text{horas}$$

Con un factor de utilización de 70%

Tiempo de soldeo = 75.66 horas  $\cong$  76 horas

#### b) Tiempo para el proceso de Pintado

El pintado con una pintura Epoxica, tiene un rendimiento de  $\frac{35\text{m}^2}{\text{hr}}$

El área a pintar es:

En el tanque : 882.62 pie<sup>2</sup>

Tapas, rompeolas, soporte y accesorios : 384.15 pie<sup>2</sup>

Área total (01 mano de base + 02 manos de pintura)

Área Total = 3800.31 pie<sup>2</sup> = 353.03 m<sup>2</sup>

$$\text{Tiempo de pintado} = \frac{353.03\text{m}^2}{35\frac{\text{m}^2}{\text{hr}}} = 10.08\text{horas}$$

El tiempo estimado para el pintado del tanque es 10 horas

Luego el tiempo efectivo para la fabricación del tanque será:

PROCESO	TIEMPO ESTIMADO
Trazado	1 hr
Corte	4 hr
Rolado	10 hr
Soldeo	76 hr
Arenado	4 hr
Pintado	10 hr
Tiempo Total	105 hr

COSTO DE MANO DE OBRA PARA FABRICACION DEL TANQUE				
REQUERIMIENTO DE PERSONAL	CANTIDAD	SUELDO S./HR	TIEMPO DE TRABAJO (HR)	MONTO A PAGAR S/.
Supervisor	1	10	105	1,050.00
Maestro soldador	1	8	80	640.00
Calderero	1	7	1	7.00
Ayudantes	2	4	105	840.00
Arenador	1	6	4	24.00
Pintor	1	8	10	80.00
<b>TOTAL</b>				<b>S/ 2,641.00</b>

COSTO DE EQUIPO PARA LA FABRICACION DEL TANQUE				
EQUIPO	CANT.	ALQUILER S./HORA	HORAS	COSTO (S/.)
Soldadora eléctrica 350 amp.	1	42	76	3,192.00
Soldadora oxiacetilénica	1	50	4	200.00
Compresora para arenado	1	45	4	180.00
Equipo de pintado	1	20	10	200.00
Equipo de rolado	1	22	10	220.00
<b>TOTAL</b>				<b>S/ 3,992.00</b>

<b>COSTOS DE MANO DE OBRA PARA MONTAJE DE ACCESORIOS DE TANQUE</b>			
<b>SISTEMA DE BOMBEO DE AGUA Y SISTEMA NEUMATICO</b>			
	<b>REQUERIMIENTO DE PERSONAL</b>	<b>CANT.</b>	<b>SUELDO X EL MONTAJE</b>
1.0	Tecnico especialista	1	S/. 420.00
2.0	Ayudante	1	S/. 140.00
		<b>TOTAL</b>	<b>S/. 560.00</b>

Los costos totales de fabricación y montaje estimado ascienden a :

**COSTO DE FABRICACION Y MONTAJE = S/. 7,193.00**  
**= US \$ 2,055.14**

#### 5.4 Cálculo Del Costo Total

<b>ESTRUCTURA DE COSTOS PARA LA FABRICACION DEL TANQUE CISTERNA</b>		
<b>ITEM</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>MONTO</b>
1.00	Costos de Materiales y Equipo	\$ 132,560.40
2.00	Costos de Fabricacion y Montaje	\$ 2,055.14
3.00	Costos Generales (10% de 2)	\$ 205.51
4.00	Utilidad (2% de 1+2+3)	\$ 2,696.42
	<b>COSTO TOTAL</b>	<b>\$ 137,517.48</b>

Nota: Los costos incluyen el impuesto general a las ventas

**5.5 ESTRUCTURA DE COSTOS HORARIA**  
**CAMION CISTERNA MARCA VOLVO MODELO NL 10**

DESCRIPCION	PRODUCTO	RENDIMIENTO PROMEDIO	CONSUMO POR HORA	PRECIO UNIT (\$)	COSTO REAL (\$/hr.)	
<b>1. COSTOS DE OPERACION HORARIA</b>					<b>15,3361</b>	
<b>1.1 COMBUSTIBLE</b>						
CONSUMO COMBUSTIBLE 0.0325 GAL/H*BHP	DIESEL	4.5 gal x hr - maq	4,5000	2,10	9,4500	
SUB - TOTAL \$					9,4500	
<b>1.2 LUBRICANTES Y FILTROS</b>						
MOTOR	CARTER DEL MOTOR	SAE-15W40	9,47 gal x .250 hr-maq	0,0379	5,92	0,2242
TRANSMISION	TRANSMISION	SAE-85W140	18,00 gal x 1500 hr-maq	0,0120	4,07	0,0488
GRASA	PUNTOS DE ENGRASE	EP-2	1,50 kg x 8 hr-maq	0,1875	4,80	0,9000
FILTRO AIRE (P)		6888848	1 unid x 1000 hr-maq	0,0010	110,20	0,1102
FILTRO AIRE (S)		6888857	1 unid x 500 hr-maq	0,0020	58,27	0,1165
FILTRO ACEITE		466634	2 unid x 250 hr-maq	0,0080	8,04	0,0643
FILTRO DE COMBUSTIBLE(P)		466987	2 unid x 250 hr-maq	0,0080	5,26	0,0421
FILTRO SEPARADOR DE AGUA		8159975	1 unid x 500 hr-maq	0,0020	59,35	0,1187
FILTRO DE CAJA		3517857	1 unid x 1500 hr-maq	0,0006	8,44	0,0051
FILTRO AIRE COMPRESOR		8152009	1 unid x 1500 hr-maq	0,0006	14,30	0,0086
SUB-TOTAL \$					1,6386	
<b>1.3 NEUMATICOS</b>						
NEUMATICOS			10 unid x 2000 hr-ma	0,0050	210,00	1,0500
SUB-TOTAL \$					1,0500	
<b>1.4 RESERVA PARA REPARACIONES</b>						
REPUESTOS			1 kit x 4500 hr-maq	0,0002	5500,00	1,1000
MANO DE OBRA			25% Repuestos			0,2750
SUB-TOTAL \$					1,3750	
<b>1.5 PERSONAL</b>						
SUPERVISOR DE OPERACIONES MECANIZADAS	Supervision		1 jornal x 160 hr-maq	0,0063	17,14	0,1080
MECANICO	Mantenimiento		1 jornal x 40 hr-maq	0,0250	11,43	0,2858
OPERADOR	Operación		1 jornal x 8 hr-ma	0,1250	11,43	1,4288
SUB-TOTAL \$					1,8225	
<b>2. COSTOS DE POSESION</b>					<b>12,7684</b>	
2.1 INTERES DEL CAPITAL INVERTIDO			(Ca) x 200 Na			2,9649
2.2 DEPRECIACION HORARIA (MAQUINA)			(Ca x Vr)/Nv			9,1670
2.3.SEGURO (MAQUINA E IMPLEMENTO)			0.6%(Ca)/Nv			0,6875
2.4 VIGILANCIA	Seguridad		1 jornal x 120 hr-maq	0,0083	5,88	0,0490
<b>3. GASTOS GENERALES: 16% (6% Gastos Administrativos + 10% supervisión-Capacitación)</b>					<b>2,7100</b>	
3.1 GASTOS ADMINISTRATIVOS (10% de 1+2)			Administración			2,7100
<b>SUB - TOTAL COSTO HORARIO (\$/HORA) 1+2+3</b>					<b>30,8145</b>	
<b>4. IMPUESTO GENERAL A LAS VENTAS: 18% DEL SUB TOTAL</b>					<b>5,5466</b>	
<b>TOTAL COSTO HORARIO (\$/HORA) 1+2+3+4</b>					<b>36,3611</b>	
<b>TOTAL COSTO HORARIO (\$/ /HORA) 1+2+3+4</b>					<b>127,2637</b>	

T.C. 1US = S/.3.50

DATOS UTILIZADOS:

RUBRO	SIMBOLO	RANGO	VALOR UTILIZADO	RUBRO	SIMBOLO	RANGO	VALOR UTILIZADO
Costo Actual de Maquina(US\$).	Ca		137517,48	Vida util de maquinaria	Nv	8000	12000
Coefficiente de valor residual	Kvr	0.8-0.9	0,8	(hr)		-12000	
Tasa de interes anual USS	i(%)	4-10	5	uso anual (hr)	Na	500-1500	1200

**Fuente:** Elaborado en base al Manual Para la Administración de la Maquinaria del Ministerio de Agricultura 2002, aprobado por Resolución Viceministerial No 007-2001-AG

## CAPITULO VI

### 6.0 MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN DEL CAMION CISTERNA

#### 6.1 MANTENIMIENTO DIARIO DEL CAMION VOLVO-NL10 <sup>(56)</sup>

<b>TABLA DE CHEQUEO DIARIO</b>		
<b>ITEM</b>	<b>CHEQUEAR</b>	<b>TIPO</b>
1	NIVEL DE AGUA EN EL TANQUE DEL RADIADOR	R
2	SEPARADOR DE AGUA EN LINEA DE COMBUSTIBLE DE SER NECESARIO DRENAR	L
3	DRENAR AGUA Y SEDIMENTO DEL TANQUE DE COMBUSTIBLE	L
4	NIVEL DE ACEITE DE MOTOR	R
5	INDICADOR DE POLVO EN FILTRO DE AIRE	L
6	APRETAR LOS PERNOS DE LAS RUEDAS	A
7	FUGAS DEBAJO DE LA MAQUINA	I
8	NIVEL DE COMBUSTIBLE MANTENER SIEMPRE MINIMO 1/4	R
9	TURBO CARGADOR, FUGAS	I
10	PRESION DE INFLADO DE NEUMATICOS	
-	CALENTAR LA MAQUINA TODAS LAS MAÑANAS POR 5 MINUTOS ANTES DE TRABAJAR	
-	DEJAR LA MAQUINA ENCENDIDA EN RALENTI POR 5 MINUTOS ANTES DE APAGAR	
-	AL TERMINAR LA JORNADA PARQUEAR LA MAQUINA EN TERRENO SECO Y NIVELADO	
<b>TABLA DE CHEQUEO UNA VEZ POR SEMANA</b>		
<b>ITEM</b>	<b>CHEQUEAR</b>	<b>TIPO</b>
1	NIVEL DE ELECTROLITO EN LAS BATERIAS	R
2	TENSION DE CORREAS DEL VENTILADOR Y ALTERNADOR	A
3	LIMPIEZA DEL RADIADOR	L
4	ENGRASAR TODOS LOS PUNTOS DEL EQUIPO DE TRABAJO	E
5	LIMPIAR RESPIRADERO DE TANQUE DE COMBUSTIBLE	L
<b>IMPORTANTE &gt;&gt;&gt;&gt;&gt;RECUERDE</b>		
1	NO DEJE QUE EL AGUA SUBA MAS ALLA DE LA MITAD DEL DIFERENCIAL.	
2	ENGRASE CON MAS FRECUENCIA DIARIA AQUELLAS PARTES QUE ESTAN EN EL AGUA TODO EL TIEMPO.	
3	EVITE USAR VALDES SUCIOS AL RELLENAR EL TANQUE DE COMBUSTIBLE	
4	INFORME INMEDIATAMENTE CUANDO LA MAQUINA PRESENTE EXCESIVO HUMO NEGRO Y PERDIDA DE POTENCIA, ASI COMO FUGAS Y TEMPERATURA EXCESIVA U OTRO PROBLEMA.	

L = LIMPIAR  
R = RELLENAR  
E = ENGRASAR  
A = AJUSTAR  
I = INSPECCION

<sup>(56)</sup> VOLVO, Manual de mantenimiento de camiones 2001

**6.2 MANTENIMIENTO PREVENTIVO**

**CAMIÓN CISTERNA MARCA VOLVO MODELO NL-10**

DESCRIPCIÓN DEL MANTENIMIENTO	TIPO DE SERVICIO (HOROMETRO)																							
	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000	3250	3500	3750	4000	4250	4500	4750	5000	5250	5500	5750	6000
<b>MOTOR</b>																								
Aceite de Motor	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
Filtro de aceite	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
Filtro de combustible	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
Filtro separador de agua	R/D	C	R/D	C	R/D	C	R/D	C	R/D	C	R/D	C	R/D	C	R/D	C	R/D	C	R/D	C	R/D	C	R/D	C
Filtro de aire primario	R/L	R/L	R/L	C	R/L	R/L	R/L	C	R/L	R/L	R/L	C	R/L	R/L	R/L	C	R/L	R/L	R/L	C	R/L	R/L	R/L	C
Filtro de aire secundario	R/L	C	R/L	C	R/L	C	R/L	C	R/L	C	R/L	C	R/L	C	R/L	C	R/L	C	R/L	C	R/L	C	R/L	C
Refrigerante	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C
<b>TRANSMISIÓN CAJA</b>																								
Aceite de caja	C	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C
Filtro	C					C						C						C						C
Líquido de embrague	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C
Aceite de corona y cubos	C	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C
<b>Frenos</b>																								
Filtro secador	R/L	R/L	R/L	R/L	R/L	C	R/L	R/L	R/L	R/L	R/L	C	R/L	R/L	R/L	R/L	R/L	C	R/L	R/L	R/L	R/L	R/L	C
<b>DIRECCIÓN</b>																								
Aceite de caja dirección	C	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C
Filtro deposito	C	R/L	R/L	R/L	R/L	R/L	R/L	C	R/L	R/L	R/L	R/L	R/L	R/L	R/L	C	R/L	R/L	R/L	R/L	R/L	R/L	R/L	C
Aceite cubo rueda	N	N	N	N	N	N	N	C	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	N/LL	C

122

ESPECIFICACIONES DE LUBRICANTES		
COMPONENTE	CANTIDAD	TIPO
ACEITE DE MOTOR	9,47 gal	SAE 15W40
ACEITE DE CAJA	3.6gal.	SAE 85W140
ACEITE DE DIFERENCIAL	14,5 gal.	SAE 90
ACEITE DE DIRECCIÓN	1.7 gal	SAE 10W
GRASA PARA NIPLES	1,5 kg.	EP NL GL2

LEYENDA	
A	Ajustar
C	Cambiar
D	Drenar
L	Limpiar
LL	Llenar
N	Controlar nivel
R	Revisar



### 6.3 Programa de mantenimiento neumático<sup>(57)</sup>

	Nombre del trabajo	Periodicidad
1.0	Drenar el condensado del filtro	Diariamente
2.0	Limpieza de la unidad de mantenimiento	Mensualmente
3.0	Detección y supresión de fugas de aire	Mensualmente
4.0	Limpieza del cartucho filtrante	Anualmente
5.0	Cambiar el aceite de la unidad de mantenimiento	Anualmente
6.0	Calibrar manómetro	Semianualmente
7.0	Verificar funcionamiento de las válvulas neumáticas	Anualmente
8.0	Verificar alineamiento del cilindro y sus componentes	Anualmente

### 6.4 Mantenimiento y operación del sistema de bombeo<sup>(58)</sup>

- a. Antes de la puesta en marcha se debe asegurar que la lubricación sea hecha y que la bomba esté cebada. Un arranque sin cebar es nocivo sobre todo cuando la bomba lleva algunas partes lubricadas por agua.
- b. La potencia necesaria para el arranque de una bomba de flujo radial bajo una carga elevada o media, disminuye cuando se cierra la válvula de descarga. Hay que aprovechar esto para el arranque.
- c. Se debe inspeccionar mensualmente el ajuste de los pernos de fijación de la bomba centrífuga y de la transmisión cardanica.
- d. Semanalmente se debe de engrasar las crucetas y los puntos móviles de la bomba.

<sup>(57)</sup> S.R. MAJUMDAR, Sistemas Neumaticos, Principios y Mantenimiento pag. 280

<sup>(58)</sup> Eduardo Mendoza, Bombas Hidráulicas, Selección Operación y Mantenimiento Pag. 139 - 146

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### CONCLUSIONES

- El presente proyecto es una alternativa para la mejora de los procesos constructivos de las carreteras y vías a nivel nacional.
- Se reducirán los accidentes por la eliminación de las condiciones inseguras con que trabajan las cisternas convencionales.
- Se disminuirá los errores en el riego de las plataformas de carreteras, debido a que el flujo estará mejor controlado y regulado.
- se optimizaran los tiempos en los procesos, por la capacidad que tiene la cisterna de regar en una sola pasada todo el ancho de la carretera, generando así mayor avance de obra.
- El equipo diseñado también tiene un alcance para la protección medio ambiental, ayudaría a combatir la contaminación de polvo en lugares donde existe el predominio de terrenos con partículas finas.

### RECOMENDACIONES

- El equipo debe ser operado siguiendo las recomendaciones de mantenimiento y operación.
- No se debe manejar el camión cisterna con el tanque lleno por encima de los 37 km/h en curvas menores a 90 m de radio.
- No se debe mantener el tanque cisterna lleno de agua durante toda la noche.
- No se debe dejar el sistema de bombeo lleno de agua en lugares donde la temperatura descienda bajo los 0° grados.

## BIBLIOGRAFIA

### LIBROS

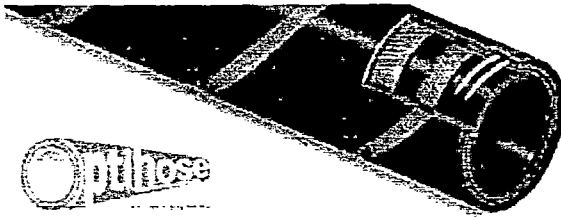
1. A. SERRANO NICOLAS, Neumática, Editorial Paraninfo, Madrid 1998.
2. ALFONSO RICO RODRIGUEZ. La Ingeniería de Suelos en Vías Terrestres, Carreteras, Ferrocarriles y Aeropuertos, Editorial LIMUSA, Volumen I – II, México 2000.
3. ARTHUR G. ERDMAN. Diseño de Mecanismos. Editorial PRENTICE HALL, México, 1998.
4. BERFORD FOWLER. Dinámica, Mecánica para Ingeniería, Editorial ADDISON, USA 1996.
5. CESAR GUERRA BUSTAMANTE. Manual de Proyectos, Carreteras, Ferrocarriles y Canales, Editorial AMERICA, Tercera Edición, Lima 1997.
6. CRANE. Flujo de fluidos en tuberías, válvulas y accesorios, Editorial McGRAW-HILL, México 1992.
7. EDUARDO MENDOZA. Bombas Hidráulicas. Selección, Operación y Mantenimiento. LIMA 1997.
8. EUGENE F. MEGYESY, Manual de recipientes a presión, Diseño y Calculo, Editorial Limusa, México 1992.
9. FESTO PNEUMATIC. Manual de mantenimiento Neumático, México 1986.
10. FESTO. Introducción a la Neumática, manual de estudio, Edit. Festo Didactic, Alemania 1980.
11. INSTITUTO AMERICANO DEL PETROLEO, NORMAS API 650, Reglas y recomendaciones para diseño y construcción de grandes tanques soldados para almacenaje a baja presión, 1979.

12. INTRODUCCIÓN A LA NEUMÁTICA. Festo Didactic, Barcelona, 1980.
13. JOSE ROLDAN VILORIA. Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada. Editorial PARANINFO, Valladolid, 1989.
14. JUAN G. SALDARIAGA V. Hidráulica de tuberías, Editorial McGRAW-HILL, México 1998.
15. M. ROAK, Manual de resistencia de materiales.
16. M. SALVADOR G. Elementos de máquinas, tablas de selección, Editorial Ciencias, Lima 1993.
17. MIGUEL CARULLA. Circuitos Básicos de Neumática. Editorial ALFAOMEGA. Barcelona 1993.
18. RICHARD W. GREENE. Válvulas Selección, uso y mantenimiento, Editorial McGRAW-HILL, México 1996.
19. ROBERT L. MOTT. Diseño de Elementos de Máquinas, Editorial McGRAW-HILL, México 1998.
20. S.R. MAJUMDAR. Sistemas neumáticos principios y mantenimiento, Editorial McGRAW-HILL, México 1998.
21. SALVADOR MILLAN, Automatización, Neumática y Electro neumática, Editorial Alfaomega, México 1996.
22. SALVADOR MILLAN, Calculo y Diseño de circuitos en aplicaciones Neumáticas, Editorial Alfaomega, México 1998.
23. SIMON ANDRADE E. Costos y Presupuestos. Editorial LUCERO. Lima 1999.

## CATALOGOS GENERALES

1. BERKELEY PUMPS, Electronic Catalog 1999. [www.berkeleypumps.com](http://www.berkeleypumps.com)
2. HIDROSTAL. Bomba de alta eficiencia, Sección de datos técnicos, 1998
3. MINISTERIO DE AGRICULTURA. Manual para la administración de la maquinaria. LIMA 2002. Por resolución Viceministerial No 007-2001-AG
4. NORGREN, Catalogo de productos, 1999. [www.norgren.com](http://www.norgren.com)
5. NORMAS AASHTO. A. Policy On Geometric Design Of Highways and Streets. 1990
6. NORMAS PERUANAS PARA EL DISEÑO DE CARRETERAS. Lima 1998.
7. OERLIKON. Manual de soldadura, IV edición, Lima 1999.
8. VOLVO. Catalogo de especificación de camiones. 1999
9. VOLVO. Manuales de partes y servicios 2001
10. WALWORTH. Manual técnico de válvulas de mariposa, México 2001.
11. [www.contromatics.com](http://www.contromatics.com)
12. [www.ptospecialties.com](http://www.ptospecialties.com)
13. [www.watertrucks.com](http://www.watertrucks.com)

# **ANEXOS**



## Manguera para Succión y Descarga de Agua

**USO:** Para succión e impulsión de agua y de líquidos no corrosivos. Son utilizadas en sectores de la industria, minería, construcción y pesquería, entre otras.

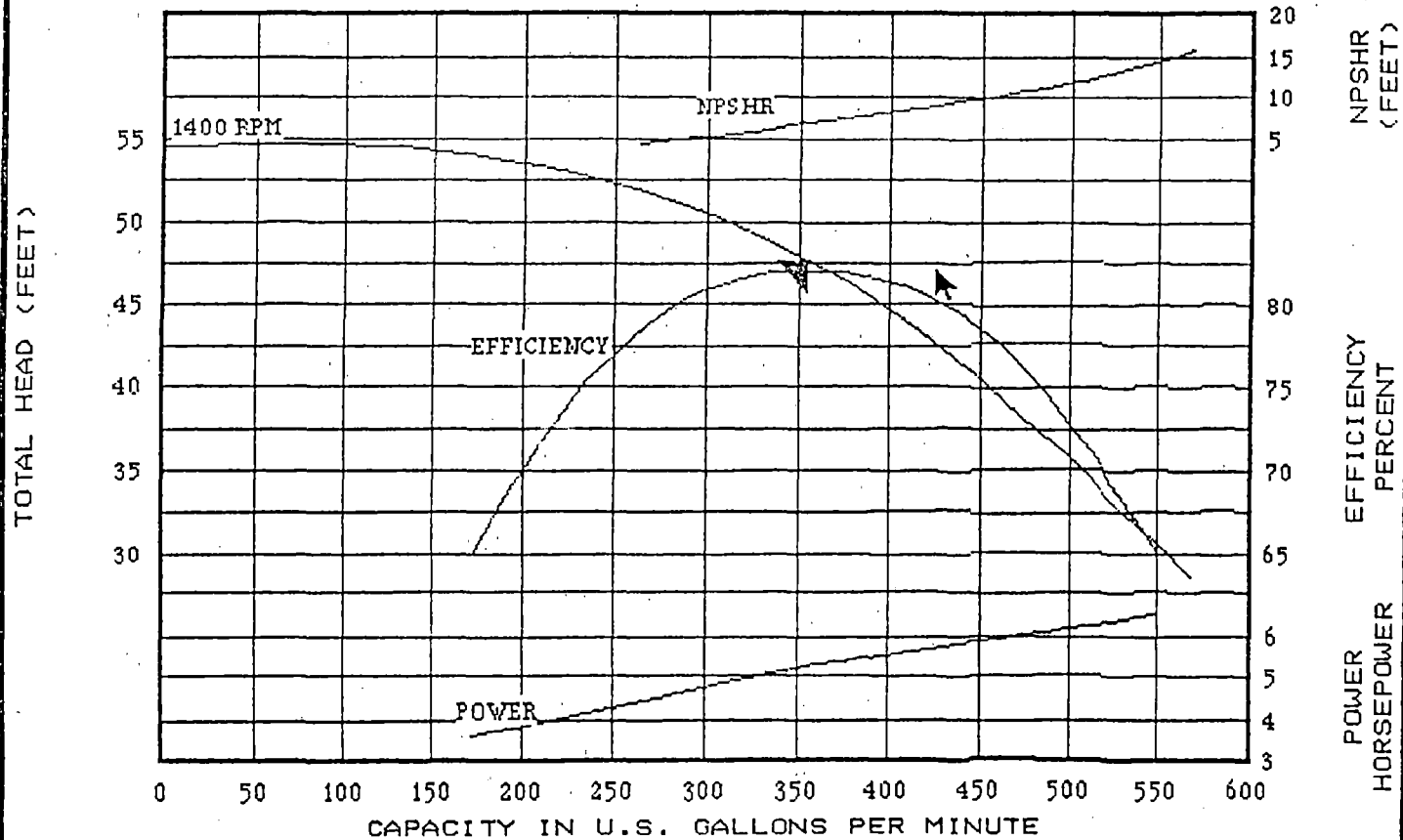
- TUBO INTERIOR** : Compuesto de caucho natural y sintético de color negro (con gran resistencia a la absorción de agua).
- REFUERZO** : Tela nylon de alta tenacidad y/o tela cord y refuerzo con espiral de alambre acerado SAE 1070.
- CUBIERTA** : Compuesto de caucho natural y sintético, resistente a la abrasión, arrastre, intemperie y envejecimiento prematuro.
- COLOR** : Negro con franja naranja, con impresión de tela fina.
- TEMPERATURA** : Temperatura máxima de trabajo 80°C
- LONGITUD** : Se suministra en tramos hasta 25 metros.
- MARCAS** : OPTIHOSE - HECHO EN PERU



# FRAME MOUNTED

## B3ZRM

Impeller Diameter 9.000 in.      Based on Fresh Water @ 68 deg. F  
Design Point Pump Speed: 1400 RPM



B.E.C. 4.5

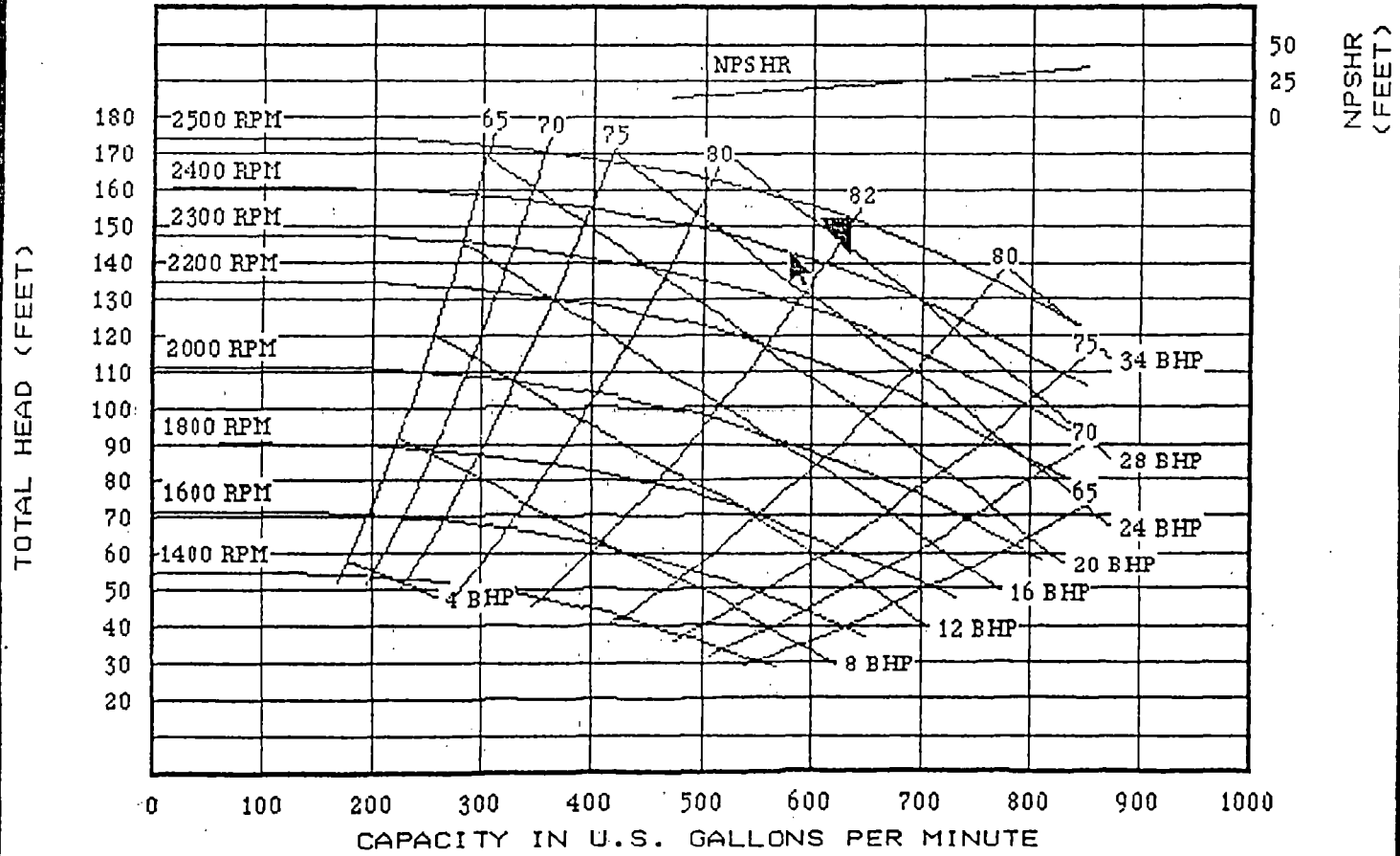




# FRAME MOUNTED

## B3ZRM

Impeller Diameter 9.000 in.      Based on Fresh Water @ 68 deg. F  
Design Point Pump Speed: 2500 RPM



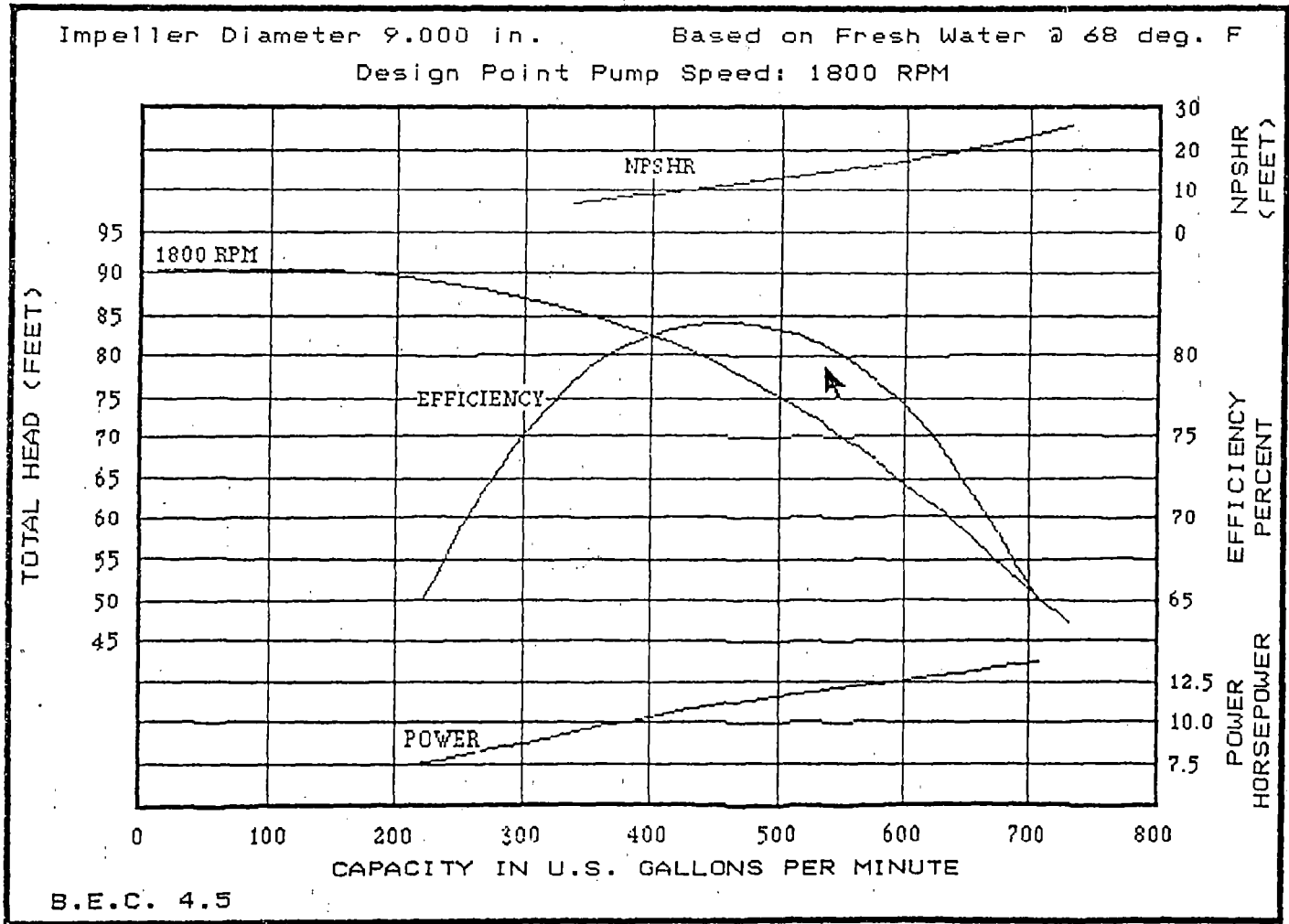
B.E.C. 4.5



# FRAME MOUNTED

## B3ZRM

Impeller Diameter 9.000 in.      Based on Fresh Water @ 68 deg. F  
Design Point Pump Speed: 1800 RPM



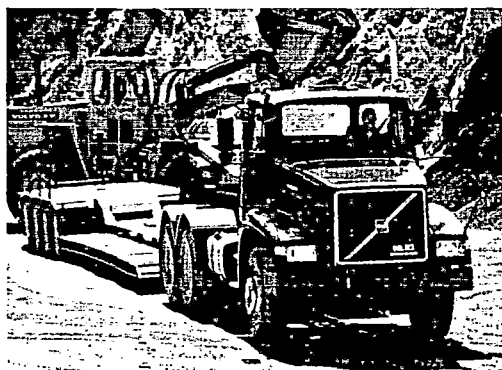
B.E.C. 4.5

# GAMA DE MODELOS

## NL10 INTERCOOLER

Motor Volvo de 10 litros con Turbo e Intercooler con 320 y 340 HP. Caja de cambios de 14 velocidades. Disponible en versiones 4x2 y 6x4. Ejes posteriores con y sin reducción de cubos. Cabina diurna o con Litera. PBV\*: de 19.7 a 32.7 Ton PBC\*\*: de 52 a 80 Ton.

Tractocamiones, volquetes, plataformas, mezcladores de concreto, cisternas entre otros.

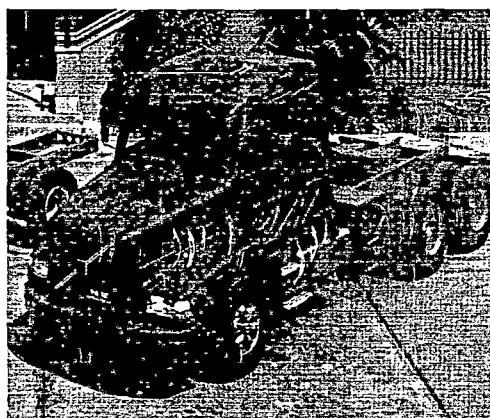


## NL12 INTERCOOLER

Motor Volvo de 12 litros con Turbo e Intercooler con 400 HP. Caja de Cambios de 14 velocidades. Tracción 6x4. Ejes posteriores con reducción de cubos. Cabina diurna o con Litera.

PBV\*: 32.7 Ton PBC\*\*: 100 Ton.

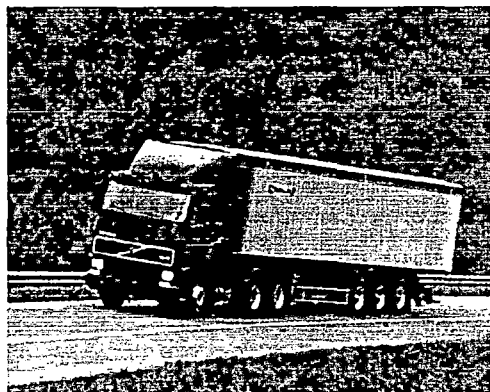
Tracto camiones, volquetes, camiones baranda. Es el camión mas robusto y rentable de su categoría.



## FH12

Motor Volvo con Turbo e Intercooler de Inyección Electrónica de 12 litros con 340, 380 ó 420 HP. Caja de Cambios de 14 Velocidades. Tracción 6x4. Ejes posteriores con o sin reducción de cubos. Suspensión Multihoja semielíptica, parabólica o de aire. Disponible con cabina diurna o Litera. PBV\*: de 27 a 34 Ton PBC\*\*: de 65 a 100 Ton.

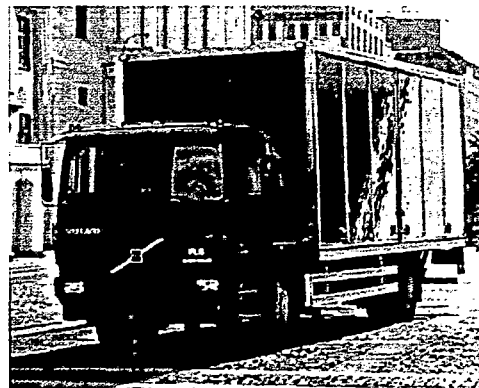
Tracto camiones, camión baranda con remolque. Es el camión de mayor desarrollo tecnológico del mundo.



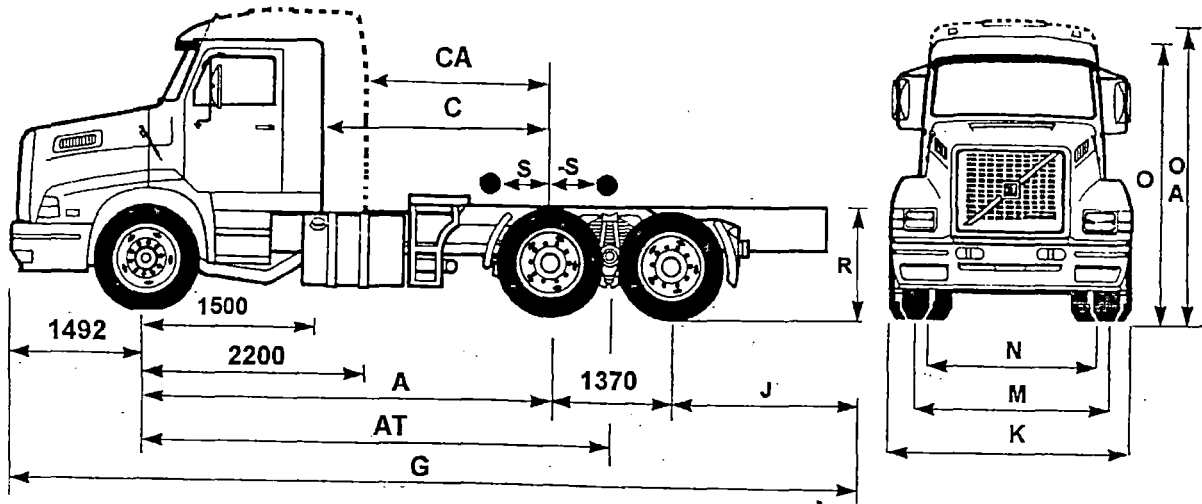
## FL6

Motor Volvo de 6 litros con 171, 180 ó 210 HP de potencia. Caja de Cambios de 6 velocidades. Tracción 4x2. Eje posterior de simple reducción. PBV\*: 11 - 14 - 18 Ton.

Es la mejor alternativa para distribución regional, urbana y servicios municipales.



\* PBV: Peso Bruto Vehicular  
\*\* PBC: Peso Bruto Combinado



### Dimensiones en mm.

Distancia entre ejes = Basculante	4200	5400
A Distancia entre ejes.....	4200	5400
AT Distancia entre ejes teórica.....	4885	6085
C Eje delantero del bogie - borde trasero de cabina simple.....	2700	3900
CA Eje delantero del bogie - borde trasero de cabina dormitorio (ELHH).....	2000	3200
J Voladizo trasero.....	900	2700
G Longitud total del chasis.....	7962	10962
R Bastidor - suelo (Vehículo cargado)*.....	1170	1170
O Techo de cabina - suelo (Vehículo descargado).....	2822	2822
OA Techo de cabina suelo (Vehículo descargado - cabina litera).....	3150	3150
S Centro de carga del Chasis calculado de las especificaciones actuales. El cálculo de "S" es: S= Carga útil eje delantero x distancia entre ejes / carga útil total.		
Diámetro de giro, rueda delantera exterior.....	16700	20400
Diámetro de giro, de barrido.....	18400	22100

\*Sobre el eje delantero del bogie

El largo de la plataforma se refiere a la estructura fijada sobre el chasis standard y con distancia entre la cabina y el borde exterior delantero de la plataforma calculada en 150 mm. Otros equipos pueden dar otros valores

### Medidas de ancho, mm.

K Ancho máximo.....	2450	2450
M Vía delantera.....	1945	1945
N Vía posterior.....	1820	1820

Pesos Kg.	4200	5400
Peso del chasis, adelante.....	4050	4235
Peso del chasis, atrás.....	4320	4535
Peso del chasis, total.....	8370	8770
* Capacidad máxima sobre el eje delantero, especificado por el fabricante.....	6700	6700
* Capacidad máxima sobre el eje del bogie, especificado por el fabricante.....	20000	20000
* Capacidad total máxima (PBV), especificado por el fabricante.....	26700	26700
* Capacidad máxima incluida Super estructura, especificado por el fabricante.....	18330	17930
* Capacidad máxima del tren (PBC) especificado por el fabricante.....	52000	52000

\* Las capacidades varían de acuerdo a las normas legales vigentes en cada país.

Los pesos pueden variar ± 1%

Los pesos del chasis incluyen: Motor TD 102F, Caja de Cambios R 1700, Puente Posterior CTEV87 de simple reducción, 10 Aros de Disco 8.5 x 20" con neumáticos 12.00 - 20", 1 Tanque de combustible de 300 dm<sup>3</sup>, agua, aceite, combustible 20 dm<sup>3</sup> y herramientas, sin conductor.

MODIFICACIONES DE PESO (KG)	Adelante	Detrás	Total
Toma de fuerza posterior.....	+ 10		+ 10
Equipo quinta rueda.....	+ 30	+ 150	+ 180
Conductor.....	+ 50	+ 20	+ 70
Equipo gancho para remolque.....	- 20	+ 80	+ 60
Cabina litera.....	+ 390	+ 200	+ 590
Rueda de reserva.....	- 30	+ 125	+ 95
300 Litros de combustible.....	+ 143	+ 107	+ 250

## MOTOR

### TD 102 F Intercooler

Motor Diesel de inyección directa, 6 cilindros, 4 tiempos con turbo compresor, regulador de gases de escape y elemento eléctrico de arranque.

Potencia a 32.2 rps (1932 rpm)

Neta..... 1300 KW (318 Hp)

Torque a 20 rps (1200 rpm)

Neta..... 1300 Nm (140Kpm)

Diámetro de los cilindros..... 120.65 mm

Carrera..... 140 mm

Cilindrada..... 9.6 dm3 (Litros)

Relación de Compresión..... 15:1

Capacidad de Aceite..... 36 dm3

Capacidad de Refrigerante..... 47 dm3

Dos filtros de aire tipo ciclónico.

Potencia Neta y torque de acuerdo a las normas ISO 1585 y SAE J 1349.

Exigencias de humos segun la regulación ECE/EEC, Federal Register USA y normas Suecas.

## EMBRAGUE

### KFD 215 A

De doble disco en seco. Servoasistido. Diámetro de los Discos..... 380 mm (15")  
Superficie de Fricción..... 2570 cm2

## CAJA DE CAMBIOS

### SR 1700

De 6 velocidades en "Range" y 6 velocidades en supermarcha completamente sincronizadas hacia adelante, adicionalmente 2 velocidades super lenta hacia adelante y 4 posiciones de retroceso. Con enfriador de aceite.

Relación de la SR 1700	BAJA	/ ALTA
Super lenta	16.68	13.37:1
1ra.	11.13	8.92:1
2da.	7.16	5.74:1
3ra.	4.68	3.75:1
4ta.	2.97	2.38:1
5ta.	1.91	1.53:1
6ta.	1.25	1.00:1
Marcha atrás	15.26	4.07:1
	12.23	3.26:1

Capacidad de aceite 13 litros

## PUENTE POSTERIOR

### CTEV87

Bogie Tandem CT de simple reducción tipo hipoides  
Reducción..... 4.87:1

Capacidad de aceite..... 19+9 Litros

## Bloqueo del diferencial

Accionado de forma electroneumática por un mando en el panel de instrumentos.

## DIRECCION

Servodirección de tipo bolas circulantes.  
Nº de vueltas de lado a lado..... 5  
Diámetro del volante..... 500 mm  
Abertura en la rueda delantera..... 50°

## FRENOS

### Freno de Servicio:

De aire comprimido con circuitos separados para las ruedas delanteras y posteriores, freno de remolque con mando separado.

Capacidad de los tanques.

4 x 30 = 120 dm3 (litros)

Compresor:

Capacidad..... 350 dm3/min

Presión de trabajo..... 6.5 - 8.9 Kg/cm2

Superficie de frenado.

En el eje delantero..... 2415 cm2

En el eje posterior delantero... 3050 cm2

En el eje posterior posterior... 3050 cm2

Total..... 8515 cm2

### Freno de estacionamiento:

De accionamiento por aire comprimido freno de resorte actuando directamente sobre las ruedas motrices.

La aplicación se realiza en forma progresiva con un mando situado en la cabina.

### Freno por taponeamiento de escape:

Electroneumático, accionado por contacto del pie.

## SUSPENSION

### Delantera: FFJ - K2

De ballestas semielípticas con casquillos roscados en el anclaje delantero y gemela en el posterior.

Amortiguadores hidráulicos, telescópicos de doble efecto, topes de goma y barra estabilizadora.

Largo de ballestas (mm)..... 1750

Ancho (mm)..... 80

Número de hojas..... 10

Amortiguadores..... 2

Topes de Goma..... 2

### Posterior: BFJ - K1 (20 Ton)

Ballestas sencillas de varias hojas con topes de jébe en ambos extremos.

Largo (mm)..... 1400

Ancho (mm)..... 100

Número de hojas..... 8

Topes de goma..... 4

## BASTIDOR

### PRO 99 R

Largeros en perfil "C" prensado. Bastidor tipo reforzado, remachado y atornillado, completamente rectilíneo en los lados superior e inferior.

Ancho..... 800 mm

Dimensiones de los largueros y refuerzo interior (mm).

	Largueros	Refuerzo
Altura del alma	273	250
Ancho del ala	85	75
Espesor del material	9.5	8

### Tanque de combustible (01)

Localizado en el lado derecho.

Capacidad..... 300 Litros

## RUEDAS Y NEUMATICOS

Ruedas de disco de acero (Tipo Disco) sujetas con 6 pernos.

Ruedas posteriores gemelas

Rueda y neumático de reserva.

Aros..... 8.5 x 20"

Neumáticos..... 12.00 - 20"

## CABINA

Totalmente de acero, aislada con wellit y espacio para conductor y 2 pasajeros. Asiento del conductor de suspensión elástica.

Pintura base intermedia blanca standard.

Equipo: Calefacción y equipo de desempañamiento de regulación termostática, equipo de aire fresco, limpia y lavaparabrisas, soleras interiores, espejos retrovisores, escotilla de techo y claxon de aire.

## INSTRUMENTOS

Cuentarrevoluciones, manómetro de aire comprimido, indicador de combustible y temperatura, voltímetro.

Luces de testigo para frenos de estacionamiento, presión de aire en el sistema de frenos, agua (nivel y temperatura), presión de aceite, luz larga, indicadores de dirección, caída de presión en el filtro de aire y carga de batería.

## EQUIPO ELECTRICO

Tensión..... 24 V

Capacidad de la batería..... 133 Ah

Alternador..... 1300 W

Motor de arranque..... 5.5 Kw (7.5 HP)

## EQUIPO OPCIONAL

-Quinta rueda con conexiones eléctricas y de freno

-Toma de fuerza posterior (BKU 1073)

-Cabina litera (ELHH)

La fábrica se reserva el derecho de modificar la construcción y equipo sin previo aviso.

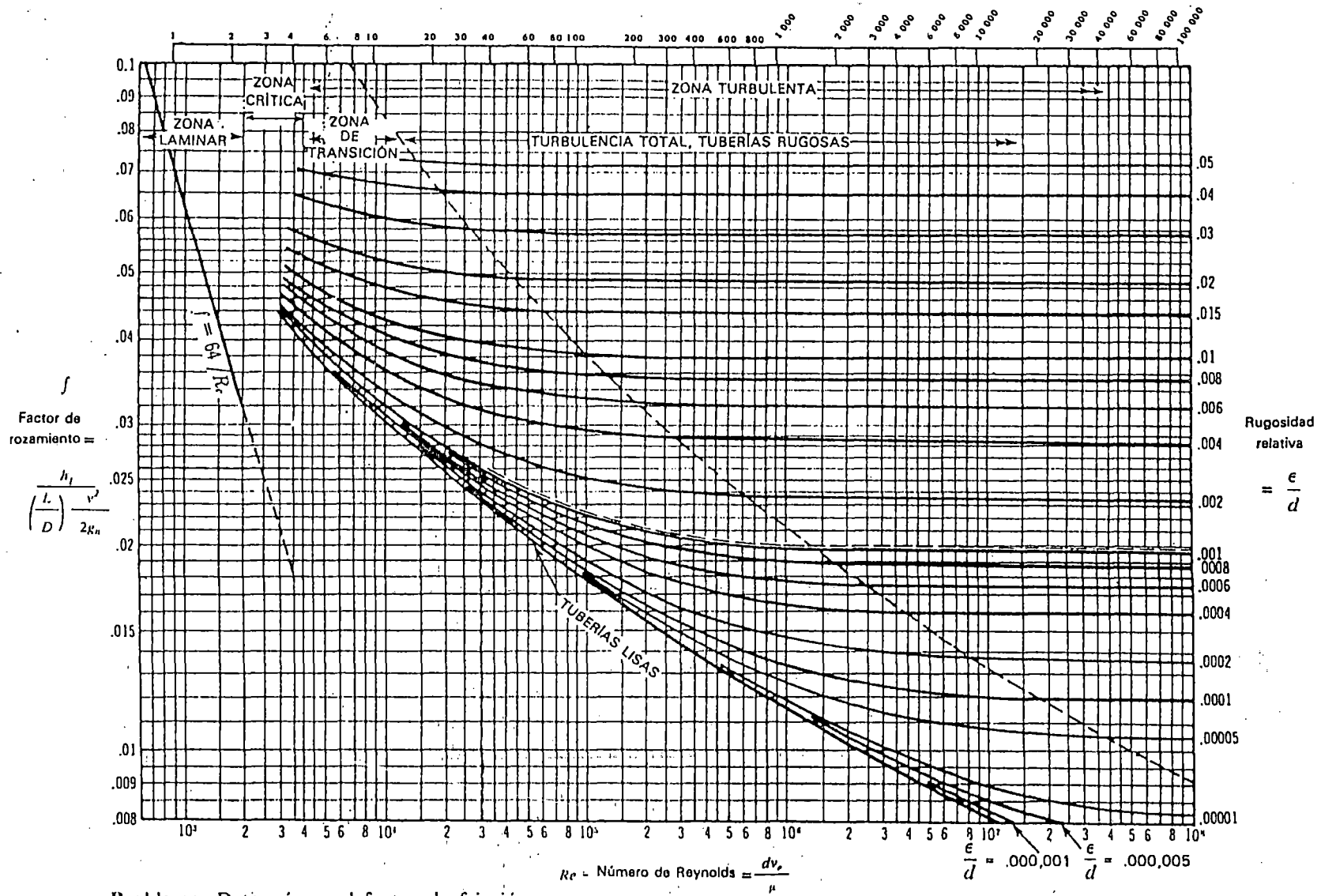
**VOLVO PERU S.A. LIMA, PERU**

Setiembre 99 - JAP

# VOLVO

A-22b. Factores de fricción para cualquier tipo de tubería comercial

Valores de  $(vd)$  para agua a 15°C (velocidad en m/s x diámetro en mm)

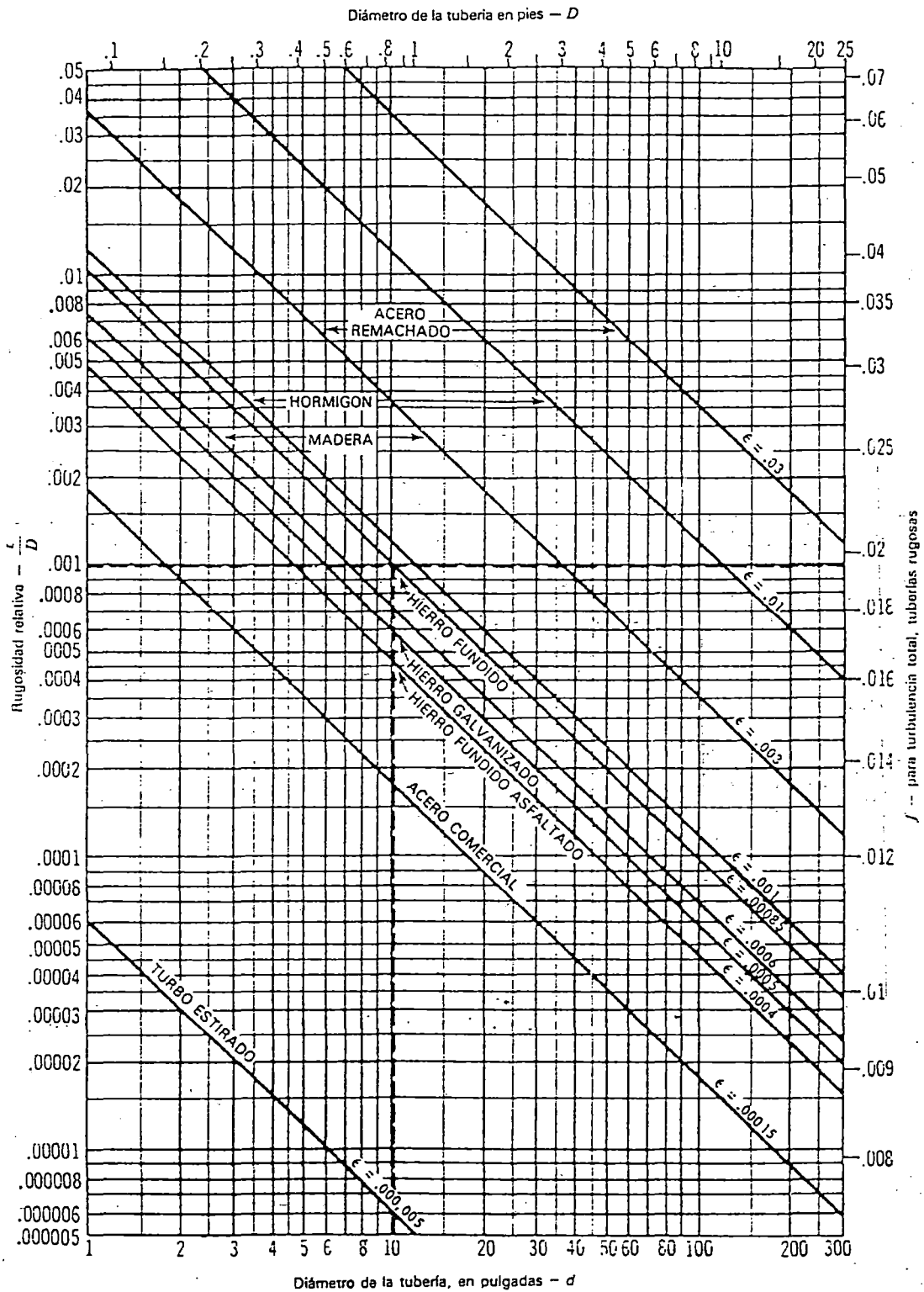


**Problema:** Detérmínese el factor de fricción para una tubería de hierro fundido de 250 mm (10 pulg) de diámetro interno, para un número de Reynolds = 30 000.

**Solución:** La rugosidad relativa (véase gráfica A-21) es 0.001. Entonces, el factor de fricción ( $f$ ) es igual a 0.026.

Adaptación de datos extraídos de la referencia 18 de la Bibliografía.

A-21b. Rugosidad relativa de los materiales de las tuberías y factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total



Adaptación de datos extraídos de la referencia 18 de la Bibliografía, con autorización.

**Problema:** Determinense las rugosidades absoluta y relativa y el factor de razonamiento para flujo en turbulencia total, en una tubería de hierro fundido de 10 pulg. de diámetro interior.  
**Solución:** La rugosidad absoluta ( $\epsilon$ ) = 0.26... Rugosidad relativa ( $\epsilon/D$ ) = 0.001 ... Factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total ( $f$ ) = 0.0196

**A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 1 de 4)**  
**Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios**

("K" está basado en el uso de las tuberías cuyos números de cédula se dan en la página 2-10)

**FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS, DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA**

Diámetro Nominal	mm	15	20	25	32	40	50	65, 80	100	125	150	200, 250	300-400	450-600
	pulg	½	¾	1	1¼	1½	2	2½, 3	4	5	6	8, 10	12-16	18-24
Factor de fricción ( $f_T$ )		.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

**FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR "K" PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON SECCIONES DE PASO REDUCIDO**

Fórmula 1

$$K_2 = \frac{0.8 \left( \text{sen} \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 2

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - \beta^2) \sqrt{\text{sen} \frac{\theta}{2}}}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 3

$$K_2 = \frac{2.6 \left( \text{sen} \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 4

$$K_1 = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 5

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 1} + \text{Fórmula 3}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \text{sen} \frac{\theta}{2} [0.8 (1 - \beta^2) + 2.6 (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

Fórmula 6

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + 0.5 \sqrt{\text{sen} \frac{\theta}{2}} (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

Fórmula 7

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \beta (\text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}), \text{ cuando } \theta = 180^\circ$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \beta [0.5 (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

$$\beta^2 = \left( \frac{a_1}{a_2} \right)^2 = \frac{a_1}{a_2}$$

El subíndice 1 define dimensiones y coeficientes para el diámetro menor. El subíndice 2 se refiere al diámetro mayor.

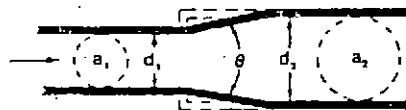
\*Úsese el valor de K proporcionado por el proveedor, cuando se disponga de dicho valor

**ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL**



Si:  $\theta < 45^\circ$  .....  $K_2 = \text{Fórmula 1}$   
 $45^\circ < \theta < 180^\circ$  ....  $K_2 = \text{Fórmula 2}$

**ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL**

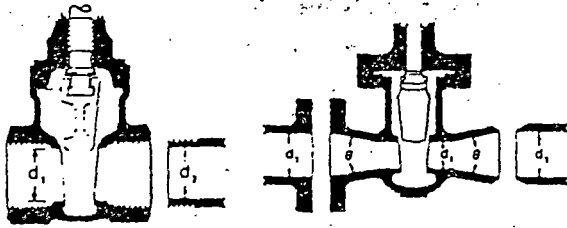


Si:  $\theta < 45^\circ$  .....  $K_2 = \text{Fórmula 3}$   
 $45^\circ < \theta < 180^\circ$  ....  $K_2 = \text{Fórmula 4}$



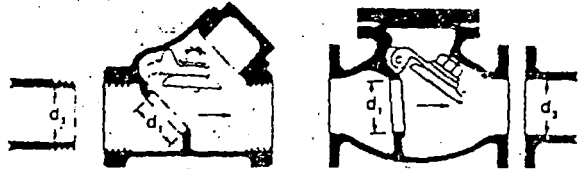
A-24 TABLA DEL FACTOR "K" (página 2 de 4)  
 Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE COMPUERTA  
 De cuña, de doble obturador o tipo macho (cónico)



Si:  $\beta = 1, \theta = 0 \dots\dots\dots K_1 = 8 f_T$   
 $\beta < 1$  y  $\theta \geq 45^\circ \dots\dots\dots K_2 = \text{Fórmula 5}$   
 $\beta < 1$  y  $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots\dots K_3 = \text{Fórmula 6}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO OSCILANTE

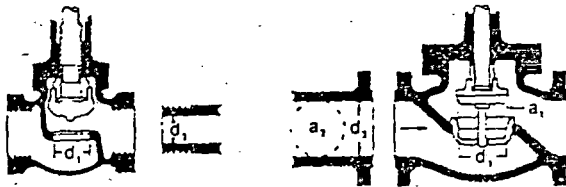


$K = 100 f_T$                        $K = 50 f_T$

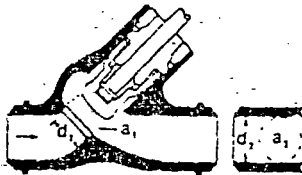
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

(m/seg) =  $45 \sqrt{V}$                       =  $75 \sqrt{V}$   
 (pie/seg) =  $35 \sqrt{V}$                       =  $60 \sqrt{V}$   
 U/L Registradas =  $120 \sqrt{V}$                       =  $100 \sqrt{V}$

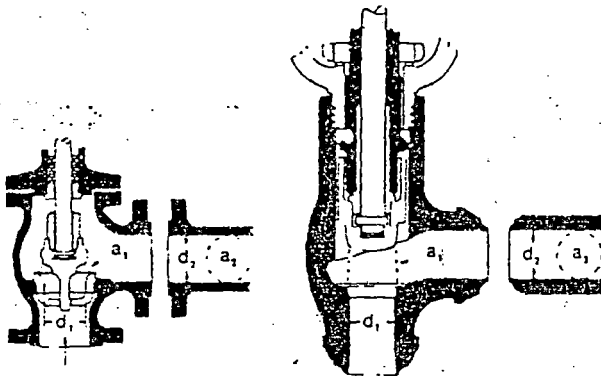
VÁLVULAS DE GLOBO Y ANGULARES



Si:  $\beta = 1 \quad K_1 = 340 f_T$



Si:  $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 55 f_T$

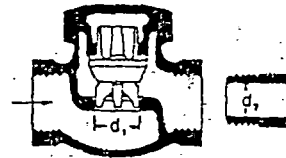


Si:  $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 150 f_T$     Si:  $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 55 f_T$

Todas las válvulas de globo y angulares con asiento reducido o de mariposa

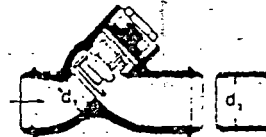
Si:  $\beta < 1 \dots\dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE OBTURADOR ASCENDENTE



Si:  $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 600 f_T$   
 $\beta < 1 \dots\dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

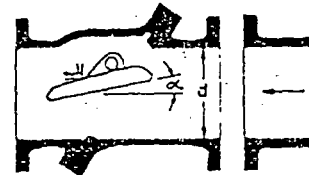
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador =  $50 \beta^2 \sqrt{V}$  m/seg     $40 \beta^2 \sqrt{V}$  pie/seg



Si:  $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 55 f_T$   
 $\beta < 1 \dots\dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador =  $170 \beta^2 \sqrt{V}$  m/seg     $140 \beta^2 \sqrt{V}$  pie/seg

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO BASCULANTE



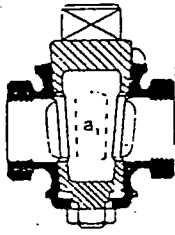
Pasos

	$\alpha = 5^\circ$	$\alpha = 15^\circ$
50 mm (2") a 200 mm (8")	$K = 40 f_T$	$K = 120 f_T$
250 mm (10") a 350 mm (14")	$K = 30 f_T$	$K = 90 f_T$
400 mm (16") a 1200 mm (48")	$K = 20 f_T$	$K = 60 f_T$
Velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador = m/seg	$100 \sqrt{V}$	$40 \sqrt{V}$
pie/seg	$80 \sqrt{V}$	$30 \sqrt{V}$

**A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 4 de 4)**  
**Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios**

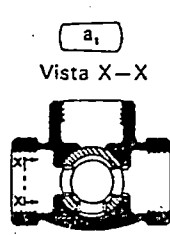
**VÁLVULAS DE MACHO Y LLAVES**

Paso directo

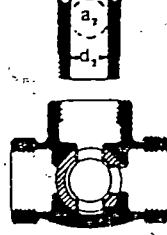


Si:  $\beta = 1$ ,  
 $K_1 = 18 f_T$

tres entradas



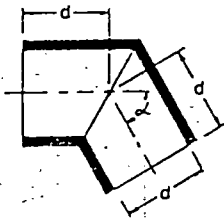
Si:  $\beta = 1$ ,  
 $K_1 = 30 f_T$



Si:  $\beta = 1$ ,  
 $K_1 = 90 f_T$

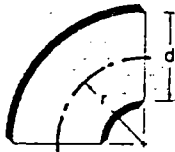
Si:  $\beta < 1$   $K_1 = \text{Fórmula 6}$

**CURVAS EN ESCUADRA O FALSA ESCUADRA**



$\alpha$	$K$
0°	$2 f_T$
15°	$4 f_T$
30°	$8 f_T$
45°	$15 f_T$
60°	$25 f_T$
75°	$40 f_T$
90°	$60 f_T$

**CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE**



$r/d$	$K$	$r/d$	$K$
1	$20 f_T$	8	$24 f_T$
1.5	$14 f_T$	10	$30 f_T$
2	$12 f_T$	12	$34 f_T$
3	$12 f_T$	14	$38 f_T$
4	$14 f_T$	16	$42 f_T$
6	$17 f_T$	20	$50 f_T$

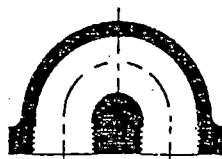
El coeficiente de resistencia  $K_B$ , para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

$$K_B = (n - 1) \left( 0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

$n$  = número de curvas de 90°

$K$  = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

**CURVAS DE 180° DE RADIO CORTO**



$K = 50 f_T$

**CODOS ESTÁNDAR**

90°



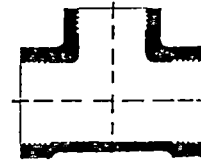
$K = 30 f_T$

45°



$K = 16 f_T$

**CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"**



Flujo directo .....  $K = 20 f_T$   
 Flujo desviado a 90° ..  $K = 60 f_T$

**ENTRADAS DE TUBERÍA**

Con resalte hacia el interior

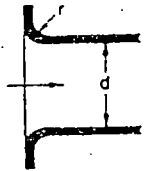


$K = 0.78$

$r/d$	$K$
0.00*	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
0.15 y más	0.04

\*de cantos vivos

A tope



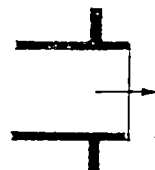
Véanse los valores de  $K$  en la tabla

**SALIDAS DE TUBERÍA**

Con resalte

De cantos vivos

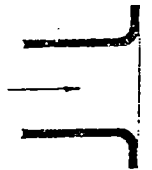
Redondeada



$K = 1.0$



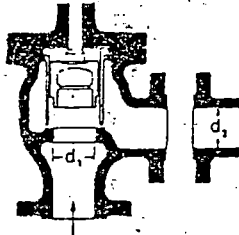
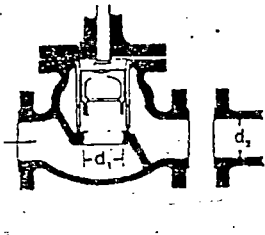
$K = 1.0$



$K = 1.0$

A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 3 de 4)  
 Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE RETENCIÓN Y CIERRE  
 (Tipos recto y angular)

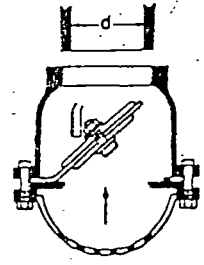


Si:  
 $\beta = 1 \dots K_1 = 400 f_T$   
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$   
 Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador  
 $m/\text{seg} = 70 \beta^2 \sqrt{V}$   
 $\text{pie}/\text{seg} = 55 \beta^2 \sqrt{V}$

Si:  
 $\beta = 1 \dots K_1 = 200 f_T$   
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$   
 Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador  
 $= 95 \beta^2 \sqrt{V}$   
 $= 75 \beta^2 \sqrt{V}$

VÁLVULAS DE PIE CON FILTRO

Obturador ascendente      Obturador oscilante



$K = 420 f_T$

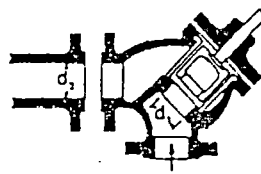
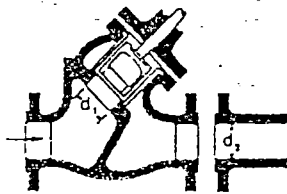
$K = 75 f_T$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$m/\text{seg} = 20 \sqrt{V}$   
 $\text{pie}/\text{seg} = 15 \sqrt{V}$

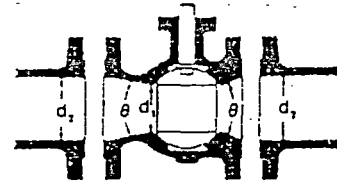
$= 45 \sqrt{V}$   
 $= 35 \sqrt{V}$



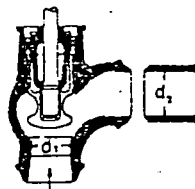
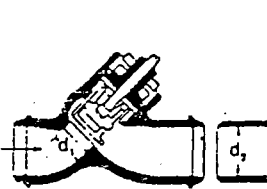
Si:  
 $\beta = 1 \dots K_1 = 300 f_T$   
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$   
 velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador  
 $m/\text{seg} = 75 \beta^2 \sqrt{V}$

Si:  
 $\beta = 1 \dots K_1 = 350 f_T$   
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$   
 $\text{pie}/\text{seg} = 60 \beta^2 \sqrt{V}$

VÁLVULAS DE GLOBO



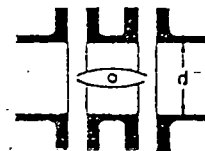
Si:  $\beta = 1, \theta = 0 \dots K_1 = 3 f_T$   
 $\beta < 1$  y  $\theta < 45^\circ \dots K_2 = \text{Fórmula 5}$   
 $\beta < 1$  y  $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots K_2 = \text{Fórmula 6}$



$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$   
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$   
 Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador  
 $m/\text{seg} = 170 \beta^2 \sqrt{V}$

$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$   
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$   
 $(\text{pie}/\text{seg}) = 140 \beta^2 \sqrt{V}$

VÁLVULAS DE MARIPOSA



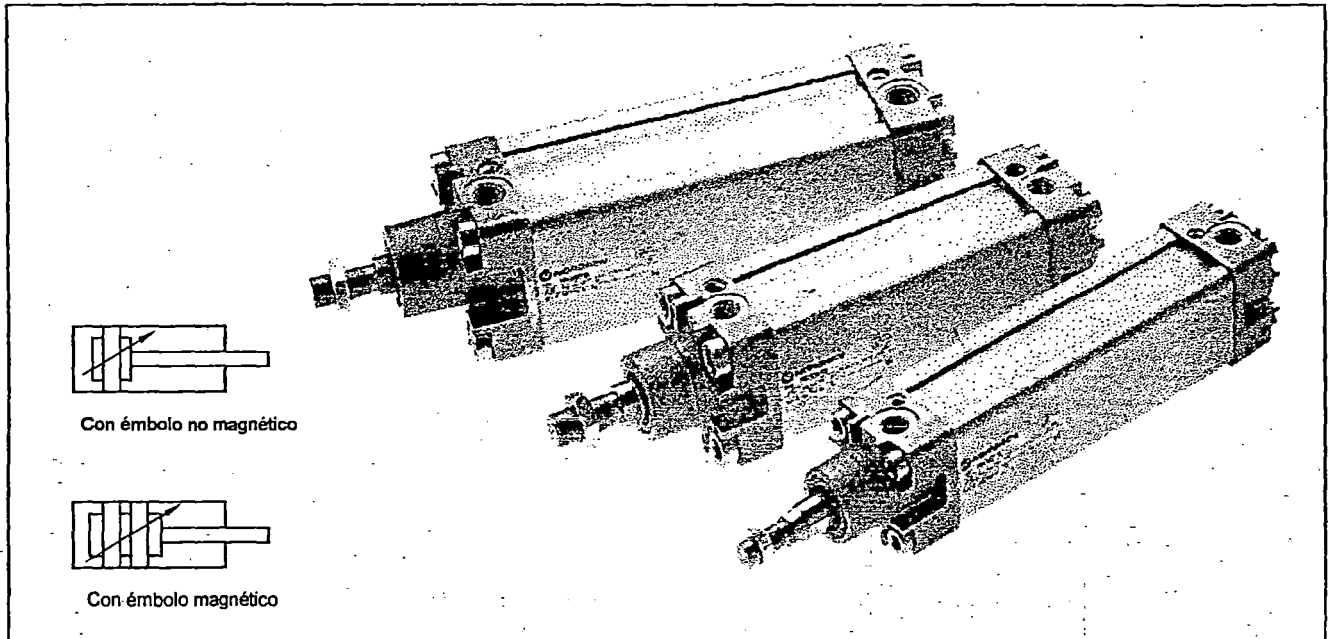
Diámetro 50 mm (2") a 200 mm (8") .....  $K = 45 f_T$   
 Diámetro 250 mm (10") a 350 mm (14") ...  $K = 35 f_T$   
 Diámetro 400 mm (16") a 600 mm (24") ...  $K = 25 f_T$

# Cilindros Neumáticos

Doble efecto  
Ø 32 - 125 mm  
Según ISO 6431

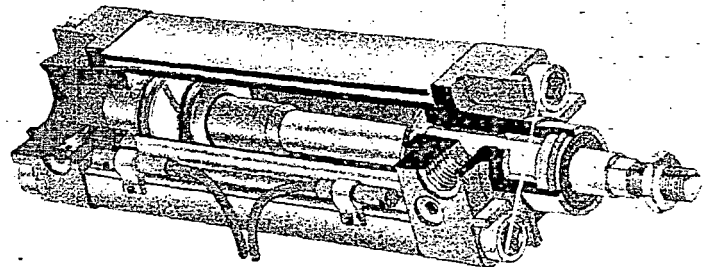


**NORGREN**  
**HERION**



## Características:

- Cuerpo perfilado liviano.
- Templadores ocultos.
- Amortiguación regulable.
- Sellos de poliuretano que garantizan operaciones con baja fricción, y larga vida.
- Longitudes de carrera a pedido, hasta 3000mm.
- Embolo magnético, a solicitud.



## Especificaciones Técnicas:

Fluido:	Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar.
Presión de trabajo:	1 hasta 16 bar
Rango de temperatura:	-20 hasta 80°C

## Materiales:

Vástago:	Acero inoxidable 1.4305
Cuerpo perfilado:	Aluminio anodizado
Templadores:	Acero zincado
Bridas:	Aluminio
Sellos:	Poliuretano
O-rings :	Nitrilo



**FLUIDTEK S.R.L.**

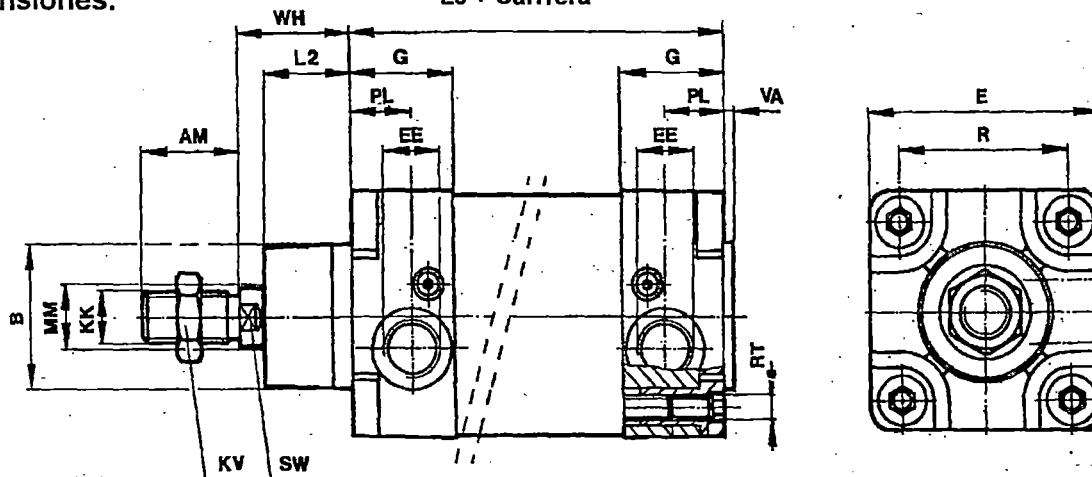
Av. Libertadores 595 San Isidro Lima-27

Tel.: (01) 4226731 / 4426878 Fax: (01) 4426878

e-mail: fluidtek@amauta.rcp.net.pe

**Dimensiones:**

**L8 + Carrera**



Ø	ØMM h9	EE	KK	L8 + carrera	E	R	AM	Ø B e11	G	KV	L2	PL	RT	SW	VA	WH
32	12	G 1/8	M10 x 1,25	94	47	32,5	22	30	27,5	17	20	13	M6	10	3	26
40	16	G 1/4	M12 x 1,25	105	53	38	24	35	32	19	22	15	M6	13	3,5	30
50	20	G 1/4	M16 x 1,5	106	65	46,5	32	40	31	24	29	18,5	M8	17	3,5	37
63	20	G 3/8	M16 x 1,5	121	75	56,5	32	45	33	24	29	19	M8	17	4	37
80	25	G 3/8	M20 x 1,5	128	95	72	40	45	33	30	33	19	M10	22	4	46
100	25	G 1/2	M20 x 1,5	138	115	89	40	55	37	30	36	18	M10	22	4	51
125	32	G 1/2	M27 x 2	160	140	110	54	60	46	41	45	20	M12	27	6	65

**Número de Pedido:**

Ø	Embolo no magnético	Embolo magnético
32	PRA / 8032 / *	PRA / 8032 / M / *
40	PRA / 8040 / *	PRA / 8040 / M / *
50	PRA / 8050 / *	PRA / 8050 / M / *
63	PRA / 8063 / *	PRA / 8063 / M / *
80	PRA / 8080 / *	PRA / 8080 / M / *
100	PRA / 8100 / *	PRA / 8100 / M / *
125	PRA / 8125 / *	PRA / 8125 / M / *

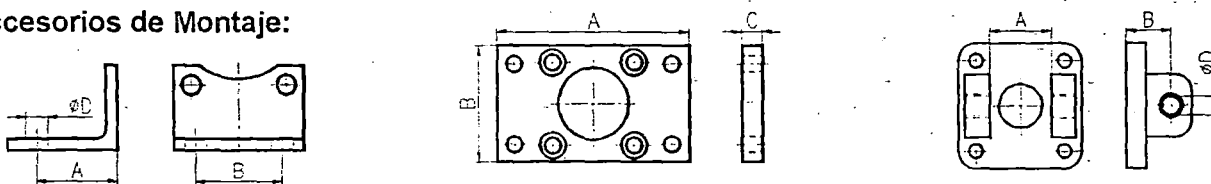
**Kit de Repuestos:**

Ø	Nro. de pedido
32	QA / 8032 / 00
40	QA / 8040 / 00
50	QA / 8050 / 00
63	QA / 8063 / 00
80	QA / 8080 / 00
100	QA / 8100 / 00
125	QA / 8125 / 00

**Incluye :**  
 sello del vástago,  
 sello del embolo,  
 sello de amortiguación,  
 sello rascador,  
 banda guía,  
 sello del tubo,  
 O-ring.

\* Agregar la longitud de carrera en mm.

**Accesorios de Montaje:**



**Patitas**

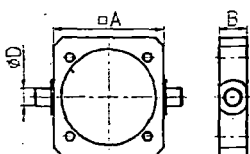
Ø	N° Pedido	A	B	D
32	QA/8032/21	24	32	7
40	QA/8040/21	28	36	9
50	QA/8050/21	32	45	9
63	QA/8063/21	32	50	9
80	QA/8080/21	41	63	12
100	QA/8100/21	45	75	14
125	QA/8125/21	45	90	16

**Brida Delantera / Brida Posterior**

Ø	N° Pedido	A	B	C
32	QA/8032/22	80	50	10
40	QA/8040/22	90	55	10
50	QA/8050/22	110	65	12
63	QA/8063/22	125	75	12
80	QA/8080/22	154	100	16
100	QA/8100/22	186	120	16
125	QA/8125/22	224	140	20

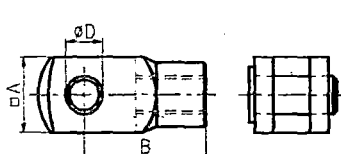
**Pivote Posterior**

Ø	N° Pedido	A	B	D
32	QA/8032/23	26	22	10
40	QA/8040/23	28	25	12
50	QA/8050/23	32	27	12
63	QA/8063/23	40	32	16
80	QA/8080/23	50	36	16
100	QA/8100/23	60	41	20
125	QA/8125/23	70	50	25



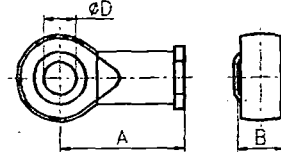
**Pivote Intermedio**

Ø	N° Pedido	A	B	D
32	QA/8032/40	50	20	12
40	QA/8040/40	58	24	16
50	QA/8050/40	70	28	16
63	QA/8063/40	80	28	20
80	QA/8080/40	100	28	20
100	QA/8100/40	126	28	25
125	QA/8125/40	156	40	25



**Horquilla**

Ø	N° Pedido	A	B	D
32	QA/8025/25	20	40	10
40	QA/8040/25	24	48	12
50	QA/8050/25	32	64	16
63	QA/8050/25	32	64	16
80	QA/8080/25	40	80	20
100	QA/8080/25	40	80	20
125	QA/8125/25	55	110	30



**Rótula**

Ø	N° Pedido	A	B	D
32	QA/8025/32	43	14	10
40	QA/8040/32	50	16	12
50	QA/8050/32	64	21	16
63	QA/8050/32	64	21	16
80	QA/8080/32	77	25	20
100	QA/8080/32	77	25	20
125	QA/8125/32	110	37	30

B-11b. Flujo de agua en tuberías de acero de cédula 40

Caída de presión en 100 pies y velocidad en tuberías de cédula 40 para agua a 60°F

Caudal		Caída de presión en 100 pies y velocidad en tuberías de cédula 40 para agua a 60°F																
Galones por minuto	Pies cúbicos por segundo	Velocidad	Caída	Velocidad	Caída	Velocidad	Caída	Velocidad	Caída	Velocidad	Caída	Velocidad	Caída					
		Pies por Segundo	lb/pulg <sup>2</sup>	Pies por Segundo	lb/pulg <sup>2</sup>	Pies por Segundo	lb/pulg <sup>2</sup>	Pies por Segundo	lb/pulg <sup>2</sup>	Pies por Segundo	lb/pulg <sup>2</sup>	Pies por Segundo	lb/pulg <sup>2</sup>	Pies por Segundo	lb/pulg <sup>2</sup>			
		1/8"		1/4"		3/8"		1/2"		3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"		
.2	0.000446	1.13	1.86	0.616	0.359													
.3	0.000668	1.69	4.22	0.924	0.903	0.504	0.159	0.317	0.061									
.4	0.000891	2.26	6.98	1.23	1.61	0.672	0.345	0.422	0.086									
.5	0.00111	2.82	10.5	1.54	2.39	0.840	0.539	0.528	0.167	0.301	0.033							
.6	0.00134	3.39	14.7	1.85	3.29	1.01	0.751	0.633	0.240	0.361	0.041							
.8	0.00178	4.52	25.0	2.46	5.44	1.34	1.25	0.844	0.408	0.481	0.102							
1	0.00223	5.65	37.2	3.08	8.28	1.68	1.85	1.06	0.600	0.602	0.155	0.371	0.048					
2	0.00446	11.29	134.4	6.16	30.1	3.36	6.58	2.11	2.10	0.526	0.743	0.164	0.429	0.044				
3	0.00668			9.25	64.1	5.04	13.9	3.17	4.33	1.81	1.09	1.114	0.336	0.644	0.090	0.473	0.043	
4	0.00891			12.33	111.2	6.72	23.9	4.22	7.42	2.41	1.83	1.49	0.565	0.858	0.150	0.630	0.071	
5	0.01114					8.40	36.7	5.28	11.2	3.01	2.75	1.86	0.835	1.073	0.223	0.788	0.104	
6	0.01337	0.575	0.044	2 1/2"		10.08	51.9	6.33	15.8	3.61	3.84	2.23	1.17	1.29	0.309	0.946	0.145	
8	0.01782	0.765	0.073			13.44	91.1	8.45	27.7	4.81	6.60	2.97	1.99	1.72	0.518	1.26	0.241	
10	0.02228	0.956	0.108	0.670	0.046			10.56	42.4	6.02	9.99	3.71	2.99	2.15	0.774	1.58	0.361	
15	0.03342	1.43	0.224	1.01	0.094	3"				9.03	21.6	5.57	4.66	3.22	1.63	2.37	0.755	
20	0.04456	1.91	0.375	1.34	0.158	0.868	0.056	3 1/2"		12.03	37.8	7.43	10.9	4.29	2.78	3.16	1.28	
25	0.05570	2.39	0.561	1.68	0.234	1.09	0.083	0.812	0.041			9.28	16.7	5.37	4.22	3.94	1.93	
30	0.06684	2.87	0.786	2.01	0.327	1.30	0.114	0.974	0.056			11.14	23.8	6.44	5.92	4.73	2.72	
35	0.07798	3.35	1.05	2.35	0.436	1.52	0.151	1.14	0.077	0.882	0.041	12.99	32.2	7.51	7.90	5.52	3.64	
40	0.08912	3.83	1.35	2.68	0.556	1.74	0.192	1.30	0.095	1.01	0.052	14.85	41.5	8.59	10.24	6.30	4.65	
45	0.1003	4.30	1.67	3.02	0.668	1.95	0.239	1.46	0.117	1.13	0.064			9.67	12.80	7.09	5.85	
50	0.1114	4.78	2.03	3.35	0.839	2.17	0.288	1.62	0.142	1.26	0.076	5"		10.74	15.66	7.88	7.15	
60	0.1337	5.74	2.87	4.02	1.18	2.60	0.406	1.95	0.204	1.51	0.107			12.89	22.2	9.47	10.21	
70	0.1560	6.70	3.84	4.69	1.59	3.04	0.540	2.27	0.261	1.76	0.143	1.12	0.047			11.05	13.71	
80	0.1782	7.65	4.92	5.36	2.03	3.47	0.687	2.60	0.334	2.02	0.180	1.28	0.060	6"		12.62	17.59	
90	0.2005	8.60	6.20	6.03	2.53	3.91	0.861	2.92	0.416	2.27	0.224	1.44	0.074			14.20	22.0	
100	0.2228	9.56	7.59	6.70	3.09	4.34	1.05	3.25	0.509	2.52	0.272	1.60	0.090	1.11	0.036	15.78	26.9	
125	0.2735	11.97	11.76	8.38	4.71	5.43	1.61	4.06	0.769	3.15	0.415	2.01	0.135	1.39	0.055	19.72	41.4	
150	0.3242	14.36	16.70	10.05	6.69	6.51	2.24	4.87	1.08	3.78	0.580	2.41	0.190	1.67	0.077			
175	0.3899	16.75	22.3	11.73	8.97	7.60	3.00	5.66	1.44	4.41	0.774	2.81	0.253	1.94	0.102			
200	0.4456	19.14	28.8	13.42	11.68	8.68	3.87	6.49	1.85	5.04	0.985	3.21	0.323	2.22	0.130	8"		
225	0.5013			15.09	14.63	9.77	4.83	7.30	2.32	5.67	1.23	3.61	0.401	2.50	0.162	1.44	0.043	
250	0.557					10.85	5.93	8.12	2.84	6.30	1.46	4.01	0.495	2.78	0.195	1.60	0.051	
275	0.6127					11.94	7.14	8.95	3.40	6.91	1.79	4.41	0.583	3.05	0.234	1.76	0.061	
300	0.6684					13.00	8.36	9.74	4.02	7.56	2.11	4.81	0.683	3.33	0.275	1.92	0.072	
325	0.7241					14.12	9.59	10.53	4.09	8.19	2.47	5.21	0.797	3.61	0.320	2.08	0.083	
350	0.7798																	
375	0.8355								11.36	5.41	8.82	2.84	5.62	0.919	3.89	0.367	2.24	0.095
400	0.8912								12.47	6.18	9.45	3.25	6.02	1.05	4.16	0.416	2.40	0.108
425	0.9469								13.58	7.03	10.08	3.68	6.42	1.19	4.44	0.471	2.56	0.121
450	1.003								14.69	7.89	10.71	4.12	6.82	1.33	4.72	0.529	2.73	0.136
475	1.059	1.93	0.054															
500	1.114	2.03	0.059						11.97	5.12	7.62	1.64	5.27	0.653	3.04	0.166		
550	1.225	2.24	0.071						12.60	5.65	8.02	1.81	5.55	0.720	3.21	0.182		
600	1.337	2.44	0.083						13.85	6.79	8.82	2.17	6.11	0.861	3.53	0.219		
650	1.448	2.64	0.097						15.12	8.04	9.63	2.55	6.66	1.02	3.85	0.258		
700	1.560	2.85	0.112	2.01	0.047													
750	1.671	3.05	0.127	2.15	0.054													
800	1.782	3.25	0.143	2.29	0.061													
850	1.894	3.46	0.160	2.44	0.068	2.02	0.042											
900	2.005	3.66	0.179	2.58	0.075	2.13	0.047											
950	2.117	3.86	0.198	2.72	0.083	2.25	0.052											
1000	2.228	4.07	0.218	2.87	0.091	2.37	0.057											
1100	2.451	4.48	0.260	3.15	0.110	2.61	0.068											
1200	2.674	4.88	0.306	3.44	0.128	2.85	0.080	2.18	0.042									
1300	2.896	5.29	0.355	3.73	0.150	3.08	0.093	2.36	0.048									
1400	3.119	5.70	0.409	4.01	0.171	3.32	0.107	2.54	0.055									
1500	3.342	6.10	0.466	4.30	0.195	3.56	0.122	2.72	0.063									
1600	3.565	6.51	0.527	4.59	0.219	3.79	0.138	2.90	0.071									
1800	4.010	7.32	0.663	5.16	0.276	4.27	0.172	3.27	0.088	2.58	0.050							
2000	4.456	8.14	0.808	5.73	0.339	4.74	0.209	3.63	0.107	2.87	0.060							
2500	5.570	10.17	1.24	7.17	0.515	5.93	0.321	4.54	0.163	3.59	0.091							
3000	6.684	12.20	1.76	8.60	0.731	7.11	0.451	5.45	0.232	4.30	0.129	3.46	0.075					
3500	7.798	14.24	2.38	10.03	0.982	8.30	0.607	6.35	0.312	5.02	0.173	4.04	0.101					
4000	8.912	16.27	3.08	11.47	1.27	9.48	0.787	7.26	0.401	5.74	0.222	4.62	0.129	3.19	0.052	15.65	9.80	
4500	10.03	18.31	3.87	12.90	1.60	10.67	0.990	8.17	0.503	6.46	0.280	5.20	0.162	3.59	0.065	18.87	12.2	
5000	11.14	20.35	4.71	14.33	1.95	11.85	1.21	9.08	0.617	7.17	0.340	5.77	0.199	3.99	0.079			
6000	13.37	24.41	6.74	17.20	2.77	14.23	1.71	10.80	0.877	8.61	0.483	6.93	0.280	4.79	0.111			
7000	15.60	28.49	9.11	20.07	3.74	16.60	2.31	12.71	1.18	10.04	0.652	8.08</						

**PLANOS**