



1.
621.67
PER



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

**“Mejoras al Funcionamiento de Bombas Centrífugas Cuando se
Combinan con Conversores de Frecuencia”**

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Benjamín Abelardo Pérez Robalino

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2002

AGRADECIMIENTO



Agradezco a mis padres, a mi esposa, a mi familia, pero muy especialmente al Ing. Ernesto Martínez Lozano, Director de Tesis, por su permanente y desinteresada ayuda. Les doy las gracias también a todas las personas que de una u otra forma han colaborado para la culminación este trabajo.

DEDICATORIA

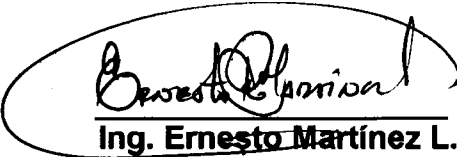


Este trabajo lo dedico a mis padres, quienes me dieron el Ser y me formaron dentro de los cánones de amor, respeto, disciplina y trabajo honesto. A mi amada esposa, compañera fiel, paciente, amorosa y solidaria. A mis hijos, depositarios de mi amor paternal.

TRIBUNAL DE GRADUACION




Ing. Francisco Andrade S.
SUBDECANO FIMCP
PRESIDENTE


Ing. Ernesto Martínez L.
DIRECTOR DE TESIS


Ing. Manuel Helguero G.
VOCAL



DECLARACIÓN EXPRESA

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

(Reglamento de graduación de la ESPOL).

A handwritten signature in black ink, which appears to read "Benjamin Abelardo Pérez Robalino", is written over a horizontal line.

Benjamin Abelardo Pérez Robalino



RESUMEN

Este trabajo busca establecer un sistema de suministro de agua para mejorar el funcionamiento de las bombas centrífugas para el servicio a las habitaciones y demás puntos, de acuerdo a los requerimientos del Grand Hotel Guayaquil; edificación situada en el centro de nuestra ciudad, la cual consta de 4 pisos con terraza, 160 habitaciones con baños individuales y varios puntos adicionales. El suministro de agua lo hacía mediante un sistema hidroneumático que constaba de bombas centrífugas, tanques de presión (sin precarga inicial) galvanizados, tableros de control eléctrico, compresor de aire, presostatos y demás accesorios necesarios para su funcionamiento.

El mencionado hotel tenía dificultades con sus huéspedes, debido al deficitario abastecimiento de agua en los diferentes puntos, principalmente en los ubicados en los últimos pisos. Aunado a esto, frecuentemente, la red de distribución de agua dentro del edificio, sufría averías en las tuberías, debido, posiblemente, a los golpes de

ariete y / o a la vetustez de la misma. Además, el pago por el consumo de energía eléctrica era elevado, puesto que el número de arranques por hora que este equipo requería para su funcionamiento, era excesivo.



Los objetivos del presente trabajo son:

- ◆ El ahorro de energía eléctrica, y por ende, disminuir el pago del consumo a la empresa que suministra la energía.
- ◆ Mantener un constante abastecimiento de agua a los diferentes puntos del hotel, y así evitar las dificultades con los huéspedes, quienes son sus clientes.
- ◆ Reducir los costos de operación y mantenimiento del sistema de bombeo del hotel, y por consiguiente disminuir el tiempo del equipo parado, por reparaciones del mismo.

Se inicia el trabajo presentando los fundamentos teóricos de la parte hidráulica, así como también las definiciones y aplicaciones de las bombas centrífugas y de los convertidores de frecuencia. Luego se esbozan los problemas más comunes en el bombeo de agua de un hotel, y específicamente los que presentaba el Grand Hotel Guayaquil. Se presentan las condiciones de funcionamiento del sistema de bombeo hidroneumático que empleaban; se indican dos

posibles mejoras a este sistema, la una mediante el uso de válvulas reguladoras de presión y la otra empleando convertidores de frecuencia. A continuación, utilizando los parámetros hidráulicos y eléctricos, y luego de realizar los cálculos respectivos, se selecciona el sistema con convertidores de frecuencia; se presenta un costo aproximado de los equipos así como de los gastos de instalación y puesta en marcha de los mismos. Seguidamente se elaboran los cálculos energéticos de ambos sistemas, es decir del sistema hidroneumático original y del sistema con convertidores de frecuencia, para, en base a ellos, hacer las comparaciones y recomendaciones respectivas.

Con el nuevo sistema de bombeo instalado en octubre de 1998 y que sigue en funcionamiento, se obtuvo un considerable ahorro energético, y permite la recuperación de la inversión inicial en un tiempo, relativamente, corto.



ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	IV
SIMBOLOGÍA.....	V
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	VII
ÍNDICE DE PLANOS.....	VIII
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
1. BOMBAS CENTRÍFUGAS Y CONVERSORES DE FRECUENCIA.....	4
1.1 Definición de Bombas Centrífugas.....	5
1.1.1 Aplicaciones.....	32
1.2 Definición de Conversores de Frecuencia.....	39
1.2.1 Aplicaciones.....	44
1.3 Accesorios.....	49
CAPÍTULO 2	
2. PROBLEMAS EN EL BOMBEO DE AGUA DE UN HOTEL.....	50



2.1 Problemas más Comunes en el Bombeo de Agua del Hotel.....	51
2.2 Sistema de Bombeo Empleado.....	51
2.3 Mejoras Propuestas al Sistema de Bombeo.....	60
2.3.1 Sistema de Presión Constante Empleando Válvulas Reguladoras.....	61
2.3.2 Sistema de Presión Constante Utilizando Conversores de Frecuencia.....	67

CAPÍTULO 3

3. SELECCIÓN Y DISEÑO DEL SISTEMA CON CONVERTORES DE

FRECUENCIA.....	75
3.1 Parámetros de Selección.....	76
3.2 Selección de Equipos.....	87
3.3 Costo de los Equipos y su Instalación.....	93

CAPÍTULO 4

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	97
--------------------------------	----

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	116
--	-----

ANEXOS

BIBLIOGRAFÍA

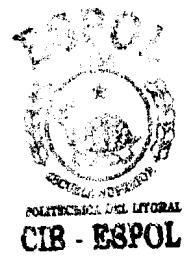


ABREVIATURAS



\$/año	Dólares por año
\$/Kw-hr	Dólares por kilowatio hora
A	Amperios
arr/hr	Arranques por hora
Ciclos/hr	Ciclos por hora
ft	Pies
ft/s	Pies por segundo
ft/s ²	Pies por segundo cuadrado
gal/día	Galones por día
GPM	Galones por minuto
HP	Caballos de fuerza
hr/año	Horas por año
HZ	Ciclos por segundo
Kw	Kilowatios
Kw-hr	Kilowatio hora
Kw-hr/día	Kilowatio hora por día
L/s	Litros por segundo
m	Metros
m/s	Metros por segundo
m/s ²	Metros por segundo cuadrado
m ³ /hr	Metros cúbicos por hora
mA	Miliamperios
min	Minutos
min/arr	Minutos por arranque
mm	Milímetros
°F	Grados Fahrenheit
plg	Pulgadas
psi	Libras por pulgada cuadrada

RPM	Revoluciones por minuto
s	Segundos
V	Voltios
Vcc	Voltios de Corriente Continua



SIMBOLOGÍA

3F	Trifásico
1F	Monofásico
%	Porcentaje
Bar	Presión Barométrica
H	Cabezal
V	Velocidad
g	Aceleración de la Gravedad
D	Diámetro
ADT	Altura Dinámica Total
TDH	Altura Dinámica Total
P	Presión
Q	Capacidad o Caudal
A	Área
WKw	Potencia Hidráulica
BKw	Potencia al Freno
ρ	Densidad del líquido
η	Eficiencia
NPSH	Carga Neta Positiva de Succión
NPSH _A	Carga Neta Positiva de Succión Disponible
NPSH _R	Carga Neta Positiva de Succión Requerida
P _b	Presión Barométrica
V _p	Presión de Vapor del Líquido
L _s	Altura Máxima de Succión
h _f	Pérdidas por Fricción en la Tubería de Succión
L _h	Cabezal Mínimo de Succión
N	Velocidad de la Bomba
Pot	Potencia
BHP	Potencia del Caldero en HP
EPDM	Propileno Etileno



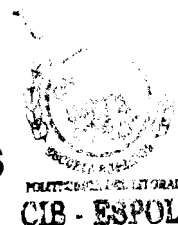
CC	Corriente Continua
CA	Corriente Alterna
RCS	Controlador de Silicio
\propto	Proporcional
F	Frecuencia
NPT	Tipo de Rosca
\bar{Q}	Caudal Promedio
V_u	Volumen Útil
$T_{\text{mínimo}}$	Tiempo Mínimo
V_t	Volumen del Tanque
P_2	Presión de Parada
P_a	Presión Atmosférica
P_1	Presión de Arranque
# tanques	Número de Tanques
MEB	Punto de Máxima Eficiencia
PVC	Cloruro de Polivinilo
L_e	Longitud Equivalente de Tubería
L_t	Longitud Total de Tubería
$L_{\text{tubería}}$	Longitud de Tubería
H_f	Cabezal de Fricción
H_s	Cabezal Estático
TEFC	Totalmente Cerrado Enfriado por Ventilador
T_{prendido}	Tiempo de Equipo Prendido
$Q_{\text{diseño}}$	Caudal de Diseño
T_{apagado}	Tiempo de Equipo Apagado
T	Tiempo Total por Ciclo
C_o	Costos de Funcionamiento
P_o	Potencia de Operación de las Bombas
c	Costo del Kilowatio Hora
t_o	Tiempo de operación de las Bombas
C_a	Costo de Arranques de las Bombas
P_a	Potencia al Arranque de las Bombas
t_a	Tiempo de Arranque de las Bombas
t_{pc}	Tiempo de Compresor Prendido
T_{oc}	Tiempo de Operación del Compresor
C_{oc}	Costo Operativo del Compresor



t_{ac}	Tiempo por Arranques del Compresor
C_{ac}	Costo por Arranques del Compresor
C_t	Costo Operativo Total
%F	Porcentaje de Carga por Fricción
C	Costo de Operación
A	Ahorro de Energía



ÍNDICE DE FIGURAS



	Pág.	
Figura 1.1	Cabezal Estático de Succión con Bomba Localizada Arriba del Tanque de Succión.....	9
Figura 1.2	Cabezal Estático de Succión con Bomba Localizada abajo del Tanque de Succión.....	9
Figura 1.3	Bomba Arriba de la Fuente Abierta a la Atmósfera.....	13
Figura 1.4	Bomba Debajo de la Fuente Abierta a la Atmósfera.....	14
Figura 1.5	Bomba Arriba de la Fuente Cerrada a la Atmósfera y presurizada.....	15
Figura 1.6	Bomba Debajo de la Fuente Cerrada a la Atmósfera y Presurizada.....	15
Figura 1.7	Presión de Vapor del Agua en Función de la Temperatura.....	17
Figura 1.8	Características de Rendimiento de una Bomba Centrífuga.....	18
Figura 1.9	Relación entre la Fricción del Sistema y el Caudal.....	19
Figura 1.10	Relación entre la Carga del Sistema y el Caudal.....	20
Figura 1.11	Relación entre la Carga Estática Variable del Sistema y el Caudal.....	21
Figura 1.12	Número de Puntos Según la Unidad y el Tipo de Edificación.....	27
Figura 1.13	Capacidad del Sistema en GPM en Función del Número de Puntos.....	28



Figura 1.14	Bombas Sumergibles de Eje Vertical.....	33
Figura 1.15	Bomba en Línea.....	33
Figura 1.16	Bombas Sumergibles para Drenajes.....	34
Figura 1.17	Bombas de Eje Horizontal.....	35
Figura 1.18	Bomba Sanitaria.....	36
Figura 1.19	Bomba de Acero Inoxidable.....	36
Figura 1.20	Bomba con Carcasa de Teflón.....	37
Figura 1.21	Bomba Autocebante.....	37
Figura 1.22	Bomba con Recubrimiento Interno de Elastómero de Buna N.....	38
Figura 1.23	Variadores de Frecuencia para Motores de Corriente Alterna.....	39
Figura 1.24	Protección Integrada para Optimizar la Funcionalidad del Sistema.....	40
Figura 1.25	Relación entre el Voltaje y la Frecuencia.....	41
Figura 1.26	Componentes Básicos del Conversor de Frecuencia de CA.....	42
Figura 1.27	La Señal de Frecuencia del Conversor Governa la Velocidad del Motor de CA.....	44
Figura 1.28	Suministro de Agua a Domicilios.....	45
Figura 1.29	Sistema de Filtración por Ósmosis Inversa.....	46
Figura 1.30	Sistema para Calderos.....	47
Figura 1.31	Sistema para Inyección de Plásticos.....	47
Figura 1.32	Sistema para Aires Acondicionados.....	48
Figura 1.33	Sistema de Riego.....	48
Figura 2.1	Diagrama del Sistema de Bombeo Empleado.....	53
Figura 2.2	Curva Característica del Sistema Empleado.....	56
Figura 2.3	Sistema de Presión Constante, Usando Válvulas Reguladoras de Presión.....	63
Figura 2.4	Vista Lateral del Sistema de Presión Constante con Válvulas Reguladoras de Presión.....	64



Figura 2.5	Disminución de la Potencia al Freno en Función de la Velocidad.....	68
Figura 2.6	Convertidores de Frecuencia.....	69
Figura 2.7	Control para Presión Constante.....	70
Figura 2.8	Control para Flujo Constante.....	70
Figura 2,9	Control para Igualar una Curva del Sistema.....	71
Figura 2.10	Curva de la Bomba de Velocidad Variable.....	72
Figura 3.1	Bomba Acoplada a Motor controlado por un Convertor de Frecuencia.....	76
Figura 3.2	Recorrido aproximado de la Tubería en el Hotel.....	81
Figura 3.3	Curvas Características de Funcionamiento 60hz, 3500RPM.....	89
Figura 3.4	Sistema de Presión Constante con Convertidores de Frecuencia Instalados en el Hotel.....	94
Figura 3.5	Tablero de Control con Transmisores de Presión y Autotransformadores.....	94
Figura 3.6	Sistema de Presión Constante donde se Aprecian los Sensores de Presión.y las Bombas.....	95

ÍNDICE DE TABLAS



	Pág.	
Tabla 1	Consumo de Agua en Función del Número de Puntos.....	24
Tabla 2	Consumo de Agua en Función del Número de Baños.....	26
Tabla 3	Máximo Número de Arranques por Hora Según su Potencia en HP.....	55
Tabla 4	Rango de Operación Recomendados para Tanques Hidroneumáticos con Sistemas de Velocidad Variable.....	91
Tabla 5	Costos del Nuevo Equipo.....	96
Tabla 6	Gastos Anuales por Reparación Mantenimiento.....	108
Tabla 7	Ahorros de Energía en Condiciones de Reducción, %.....	110
Tabla 8	Ahorros de Energía (A) según el Porcentaje de Cargas por Fricción (\$/año), (%).....	113
Tabla 9	Ahorro Real del Nuevo Sistema.....	114

ÍNDICE DE PLANOS



Plano 1	Sistema Hidroneumático (1/1, 1/2)
Plano 2	Sistema de Presión Constante Dúplex con Válvulas Reguladoras de Presión
Plano 3	Sistema de Presión Constante Dúplex con Válvulas Reguladoras de Presión y Tanque Hidroneumático



INTRODUCCIÓN

El Grand Hotel Guayaquil, situado en el centro de la ciudad tenía problemas con sus huéspedes, quienes se quejaban constantemente del déficit en el abastecimiento de agua, tanto en caudal como en presión. Estos inconvenientes sumados a las frecuentes averías en la red de distribución, debido a los cambios bruscos de presión (golpes de ariete) y al consumo de energía eléctrica, que se veía afectado por el elevado número de arranques de los motores eléctricos de las bombas, lo que representaba un incremento al costo de operación del sistema de bombeo, todo esto fue lo que motivó a analizar la situación existente y buscar una solución.

El hotel consta de 4 pisos con terraza, 160 habitaciones con sus baños respectivos, 3 baños completos y 10½ baños, 3 llaves de jardín, 2 lavadoras industriales y 6 domésticas, 1 lavadora de platos y varios puntos de consumo adicionales (36 en total).

Para cubrir la demanda funcionaba un sistema hidroneumático compuesto de equipos y accesorios, tales como: dos bombas centrífugas de 1 x 2-8, con

diámetros de succión de 2 pulgadas y de descarga de 1 pulgada, con potencia de 7.5HP / 230V / 3F / 60HZ / 3500RPM, eficiencia del 85% y con un consumo unitario aproximado 157.98Kw-hr/día, dos tanques de presión galvanizados del tipo convencional de 350 galones (1.32m³) cada uno, tablero eléctrico para control de las dos bombas, un compresor de aire con motor de 0.5HP / 115V / 1F / eficiencia del 83% y con su tanque reservorio de 13.21 galones (0.05m³) / 50psi (3.45bar), con un consumo aproximado de 10.79Kw-hr/día, presostatos (automáticos) seteados, el uno entre 40psi (2.76bar) y 60psi (4.14bar) y el otro entre 35psi (2.41bar) y 55psi (3.79bar), controles de volumen de aire, manómetros, válvulas y otros accesorios complementarios.

Debido a la entrada y salida de huéspedes y principalmente al clima existente en nuestra ciudad, el uso de los baños se daba durante todo el día y parcialmente en la noche, por lo que el sistema se encontraba operando constantemente, y al ser aleatorio el consumo, se encontró que la presión en el sistema variaba frecuentemente; el promedio de huéspedes diario era de aproximadamente 75 % de la capacidad total de albergue del hotel.

A partir de los requerimientos se debe rediseñar un sistema que permita que la presión en el mismo sea constante y además que el costo de la energía disminuya; para elaborar este trabajo se presentan dos alternativas:



- © Usando válvulas reguladoras de presión, y
- © Usando convertidores de frecuencia.

Se establecerán los equipos y accesorios que se requerirán en cada caso, se mostrarán las respectivas ventajas y desventajas; luego se seleccionará la opción más adecuada a los requerimientos del cliente, que es usando convertidores de frecuencia. De éste se elaborarán los cálculos energéticos y las comparaciones con el sistema original, así también se presentarán los costos del nuevo equipo y los gastos involucrados en su instalación.





CAPÍTULO 1

1. BOMBAS CENTRÍFUGAS Y CONVERSORES DE FRECUENCIA.

Las bombas en general se las puede clasificar de diferentes maneras, como por ejemplo: bombas para bombear pastas (líquidos espesos con sólidos), bombas para dosificación, bombas sanitarias usadas en la industria alimenticia, éstas, desde el punto de vista de su aplicación se las puede subclasificar de acuerdo a los materiales y / o al tipo de sello.

Otra clasificación importante es de acuerdo al principio fundamental de funcionamiento, que tiene que ver con la parte principal de la máquina: rodete, pistón (émbolo), diafragma, lóbulo, etc. que es el elemento intercambiador de energía mecánica en energía de fluido o viceversa. Por

tanto, se puede hablar de dos grupos: a) máquinas de desplazamiento positivo y b) turbomáquinas. De este último grupo trataremos en este trabajo.

Estos conocimientos ayudan al ingeniero a seleccionar en forma adecuada una bomba para cualquier sistema o aplicación, pues por lo menos se debe conocer los tipos de bombas disponibles. Al respecto una ayuda importante la ofrecen los proveedores y / o los fabricantes, pero quien toma la decisión final al hacer una compra es el usuario, que es quien realmente trabaja y conoce el proceso.

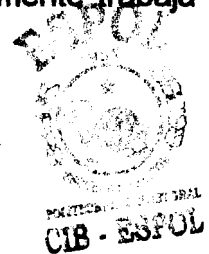
1.1 Definición de bombas centrífugas

Las bombas centrífugas son turbomáquinas, que imparten velocidad a líquidos por medio de la fuerza centrífuga. Esta energía de velocidad es entonces transformada en energía de presión en la periferia de los álabes rotatorios o impulsores que descargan el líquido a alta velocidad.

Para seleccionar adecuadamente una bomba centrífuga se deben tener presente los siguientes parámetros:

◆ Altura o Cabezal Estático.-

En cualquier punto de un líquido existe una presión determinada, que es causada por una columna vertical del líquido, debido a su peso. La



altura de esta columna es conocida como cabezal estático o altura estática, y se la expresa en metros o pies de líquido, y las representaremos por m o ft respectivamente. Como existen muchos líquidos con su peso específico respectivo, el cabezal estático corresponde a cualquier presión específica, la cual depende del peso del líquido de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\text{Cabezal en metros} = \frac{\text{presión}(\text{bar}) \times 10.2}{GE} \quad (1.1)$$

$$\text{Cabezal en Pies} = \frac{\text{presión}(\text{psi}) \times 2.31}{GE} \quad (1.2)$$



Para el agua, la gravedad específica (GE) es igual a 1.0; de lo anterior se puede concluir que se tienen diferentes lecturas de presión para diferentes líquidos, siendo la altura la misma. Como ya se dijo, el impulsor de la bomba imparte velocidad al líquido, que luego es convertida mayormente en presión; y se la puede representar por:

$$H = \frac{V^2}{2g} \quad (1.3)$$

Donde H es cabezal en m o en ft , V es la velocidad en la periferia del impulsor en m/s o ft/s y g es la aceleración de la gravedad y es igual a $9.81m/s^2$ ($32.2 ft/s^2$).

La velocidad en la periferia del impulsor es aproximadamente:

$$V = \frac{RPM \times D}{19.1} \quad (1.4)$$

Donde D es el diámetro del impulsor en metros (m), V es la velocidad periférica en m/s; o también:

$$V = \frac{RPM \times D}{229} \quad (1.5)$$



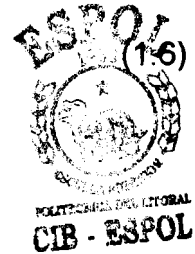
Donde D está en pulgadas (plgs) y V en ft/s . Por consiguiente se puede predecir el cabezal aproximado de cualquier bomba centrífuga, teniendo como parámetros el diámetro del impulsor y la velocidad de operación. Este cabezal (m o ft) va a ser el mismo, sin importar qué líquido es; sin embargo las presiones van a depender del peso específico de cada líquido.

◆ Cabezal de bombeo.-

Es la altura dinámica de bombeo, que es el cabezal necesario para transportar el líquido a la presión y al sitio deseado. En la práctica se lo identifica más como Altura Dinámica Total (ADT) o en Inglés como Total Dynamic Head (TDH) y que es como en lo sucesivo se la

representará, dado en metros o en pies, que aún se siguen utilizando, debido a que la mayor parte de la información enviada por los fabricantes de bombas está en Inglés. La altura dinámica es igual a la diferencia entre los niveles de líquido (altura estática), más la diferencia de presión entre la superficie del líquido del tubo de la succión y de la descarga, más las pérdidas por fricción en la tubería, se lo puede representar por esta ecuación:

$$TDH = P_1 - P_2 + H_{\text{estática}} + H_{\text{fricción}}$$



Donde:

TDH = Altura dinámica total en m o *ft*.

H estática = Altura o carga estática total en m o *ft*.

H fricción = Pérdidas por fricción en la tubería en m o *ft*.

P₁ = Presión deseada en la descarga en m o *ft*.

P₂ = Presión al lado de la succión, pudiendo ser esta positiva o negativa, en m o *ft*.

Para una mejor ilustración se pueden ver las figuras 1.1 y 1.2, extraídas de la obra BOMBAS, Selección, Uso y Mantenimiento, de Kenneth McNaughton.

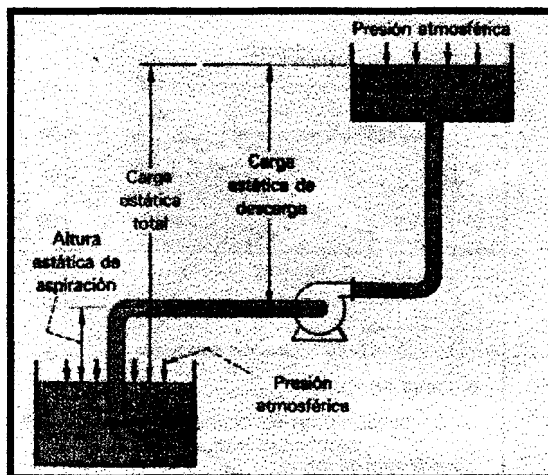


FIGURA 1.1. CABEZAL ESTÁTICO DE SUCCIÓN CON BOMBA LOCALIZADA ARRIBA DEL TANQUE DE SUCCIÓN (BOMBAS)

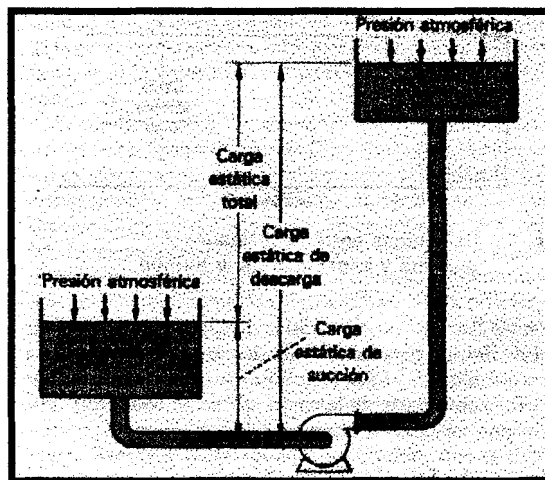


FIGURA 1.2. CABEZAL ESTÁTICO DE SUCCIÓN CON BOMBA LOCALIZADA ABAJO DEL TANQUE DE SUCCIÓN (BOMBAS)

En un tanque elevado, donde la superficie del líquido tanto en la succión como en la descarga, está expuesto a la presión atmosférica,

$P_1 = P_2 = P_{atm}$, como se aprecia en las figuras 1.1 y 1.2, por tanto la ecuación anterior queda reducida a:

$$TDH = \text{Hestática} + \text{Fricción} \quad (1.7)$$

En un sistema de presión constante o hidroneumático, $P_2 =$ Presión atmosférica = 0 bar(relativos) y $P_1 =$ Presión en el último piso = 1.03bar (15psi) a 1.38 bar (20psi), generalmente.



En un sistema contra incendios, $P_2 =$ Presión atmosférica = 0 bar (0psi) relativos y $P_1 =$ Presión en el pitón más lejano 3.45 à 5.52 bar (50 à 80psi), por lo general y que es lo que exige nuestro Benemérito Cuerpo de Bomberos.

En un caldero, usados en la industria para generación de vapor, $P_2 =$ Presión atmosférica = 0 bar (0psi) relativos, $P_1 =$ Presión del caldero.

◆ Capacidad.-

Los líquidos son esencialmente incomprensibles, por consiguiente existe una relación directa entre la capacidad en una tubería y la

velocidad de flujo. La capacidad representada por Q , está dada en GPM (galones por minuto), m^3/hr ; l/s, etc, y su ecuación es:

$$Q = A \times V \quad (1.8)$$

◆ Potencia y eficiencia.-

Los términos: potencia hidráulica y potencia al freno, son los más utilizados. La potencia hidráulica (WKw) en Kw es la potencia del líquido manejada por la bomba y la potencia al freno (BKw) en Kw es la potencia de entrada actual y manejada por el eje de la bomba. Su relación está dada por:

$$WKw = \frac{QH\rho}{6116 \times 10^3} = \frac{Q\rho}{600} \quad (1.9)$$

$$BKw = \frac{QH\rho}{6116 \times 10^3 \eta} = \frac{Q\rho}{600\eta} \quad (1.10)$$



Donde: Q es el caudal en L/min, H es el cabezal total en metros, ρ , la densidad del líquido en kg/m^3 , 6116×10^3 una constante y η es la eficiencia de la bomba, normalmente en porcentaje (%). Por tanto:

$$\eta = \frac{WK_w}{BK_w} = \frac{QH\rho}{6116 \times 10^3 BK_w}$$

(1.11)



♦ Cavitación y NPSH.-

La cavitación es un fenómeno que ocurre cuando la presión absoluta dentro del impulsor cae por debajo de la presión de vapor del líquido y se forman burbujas de vapor, que hierven o se vaporizan. Los síntomas prácticos de este fenómeno son: ruido, vibración, caída en las curvas de capacidad de carga y eficiencia, los mismos que son nocivos para la vida útil de una bomba, pues se presentan daños por picaduras y erosión.

La forma de prevenir la vaporización en los puntos de baja presión de la bomba es determinando el NPSH, en inglés, Net Positive Suction Head, o en español: Carga Neta Positiva de Succión.

Existen dos: el NPSHA, es el disponible y se lo determina mediante cálculo, pues depende de las condiciones del sistema, y el NPSHR, es el requerido y está dado por el fabricante de la bomba quien lo determina experimentalmente.

Para que una bomba no cavite, debe cumplir con esta relación:

$$NPSH_A > NPSH_R \quad (1.12)$$

Para determinar el $NPSH_A$, se debe saber que existen 4 casos típicos, a saber:

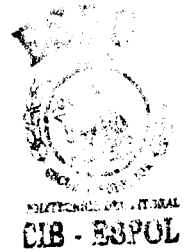
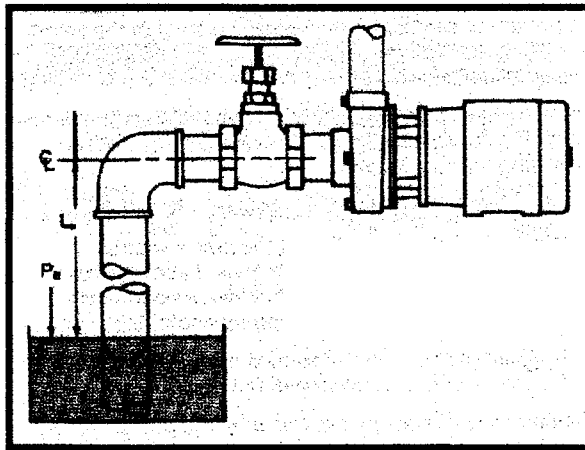


FIGURA 1.3. BOMBA ARRIBA DE LA FUENTE ABIERTA A LA ATMÓSFERA (G.P.M.)

- Cuando la bomba está arriba de la fuente y ésta se encuentra abierta a la atmósfera, como se ilustra en la figura 1.3, tomada del libro Goulds Pumps Manual (G.P.M.), se tiene:

$$NPSH_A = P_b - V_p - L_s - h_f \quad (1.13)$$

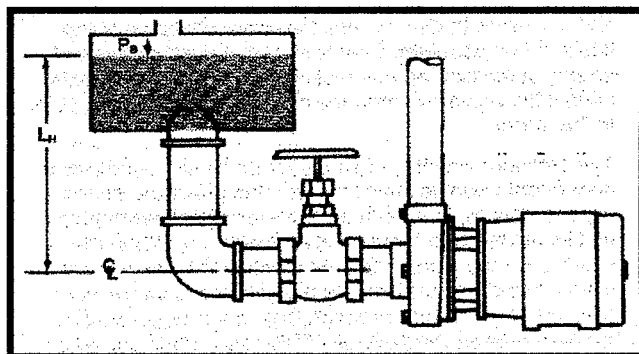


FIGURA 1.4. BOMBA DEBAJO DE LA FUENTE ABIERTA A LA ATMÓSFERA (G.P.M.)

- Cuando la bomba está abajo de la fuente y ésta se encuentra abierta a la atmósfera, ver figura 1.4 (G.P.M.), se tiene:

$$\text{NPSHA} = P_b + L_H - V_p - h_f \quad (1.14)$$

- Cuando la bomba está arriba de la fuente, ésta se encuentra cerrada a la atmósfera y presurizada a una presión P. Ver ilustración 1.5 (G.P.M.), se tiene:

$$\text{NPSHA} = P - L_s - V_p - h_f \quad (1.15)$$

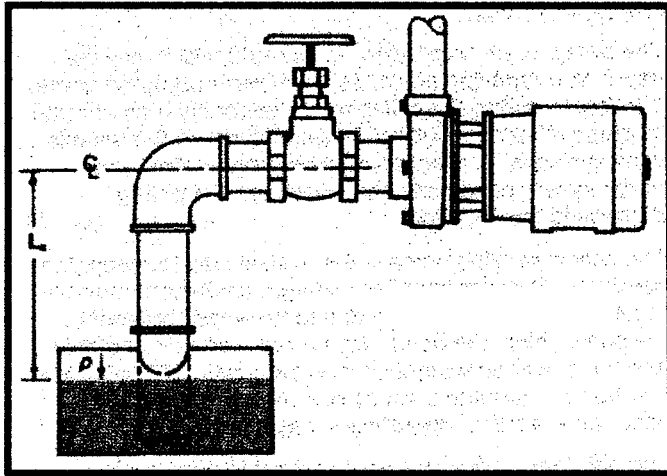


FIGURA 1.5. BOMBA ARRIBA DE LA FUENTE CERRADA A LA ATMÓSFERA Y PRESURIZADA (G.P.M.)

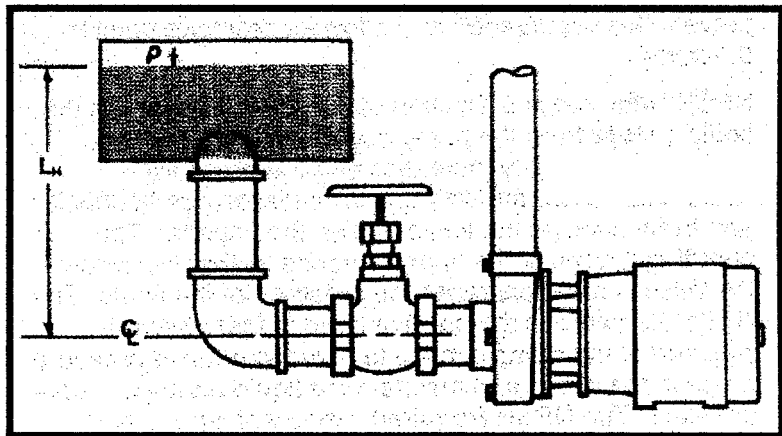


FIGURA 1.6. BOMBA DEBAJO DE LA FUENTE CERRADA A LA ATMÓSFERA Y PRESURIZADA (G.P.M.)

- Cuando la bomba está abajo de la fuente, ésta se encuentra cerrada a la atmósfera y presurizada a una presión P , ver figura 1.6 (G.P.M.), se tiene:

$$\text{NPSH}_A = P + L_H - V_P - h_f \quad (1.16)$$



Para las fórmulas 1.13, 1.14, 1.15 y 1.16, se explica a continuación lo que representa cada uno de sus términos:

P_b = Presión barométrica en ft ò m absolutos. A nivel del mar
14.7psi (1.013bar), 33.9 ft (10.33m).

V_p = Es la presión de vapor del líquido, en ft ò m absolutos, depende de la temperatura. Para el agua y a nivel del mar, véase figura 1.7, tomada del libro G & L Pumps.

L_s = Altura máxima de succión. en ft ò m

h_f = Pérdidas por fricción en la tubería de succión en ft ò m

L_H = Cabezal mínimo de succión en ft ò m

P = Presión en la superficie del líquido en una fuente cerrada dado en ft ò m absolutos.

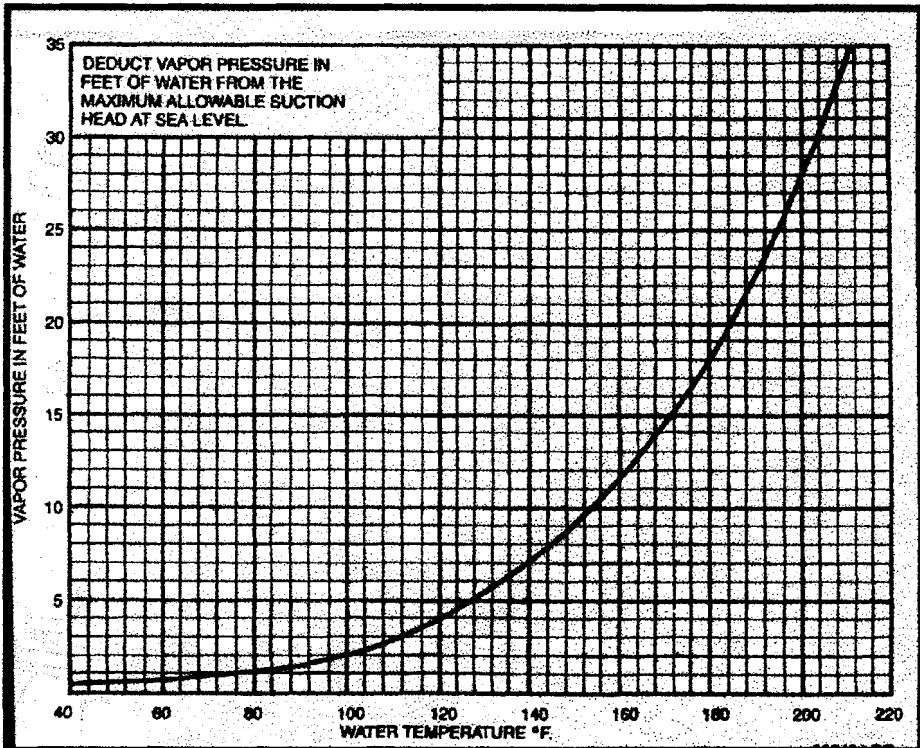


FIGURA 1. 7. PRESIÓN DE VAPOR DEL AGUA EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA (G&L PUMPS)

◆ Curvas características de las bombas.-



El funcionamiento de una bomba centrífuga se representa gráficamente a través de las curvas características de la bomba que indica el comportamiento de la misma, pues se muestra su rendimiento hidráulico, esto es el Cabezal Dinámico Total(TDH ó ADT) en *ft* ó *m*, Potencia al freno (BHP ó BKw) en HP ó Kw,

eficiencia (η) en %, NPSHR en ft o m , la capacidad en GPM o m^3/hr . El punto al cual la bomba trabaja con más eficiencia se lo conoce como punto de máxima eficiencia, como se ve a continuación, en la siguiente figura, 1.8, tomada del libro BOMBAS, Selección, Uso y Mantenimiento, de Kenneth McNaughton.

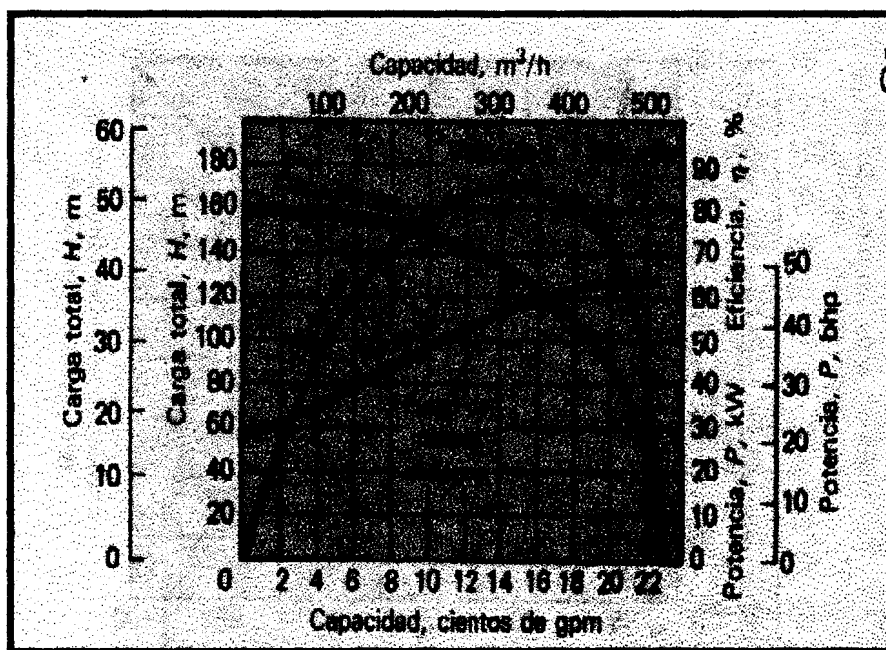


FIGURA 1.8. CARACTERÍSTICAS DE RENDIMIENTO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA (BOMBAS...)

En todo sistema existe una relación entre el flujo o caudal y las pérdidas de carga por fricción y cuya resultante es la llamada curva de

fricción del sistema, como se muestra en la figura 1.9, tomada del libro de Kenneth McNaughton,.

Si se consideran las pérdidas por fricción y las cargas estáticas totales y se las relaciona con el flujo se tiene la curva conocida como curva de carga del sistema, como se aprecia en la figura 1.10, según el libro de Kenneth McNaughton

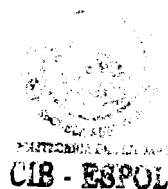
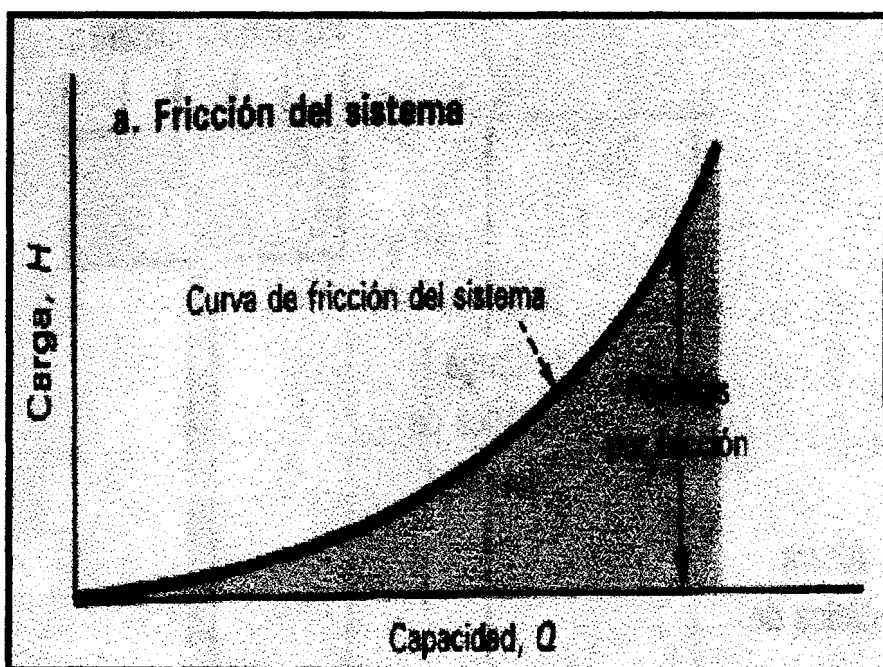


FIGURA 1.9. RELACIÓN ENTRE LA FRICCIÓN DEL SISTEMA Y EL CAUDAL (BOMBAS...)

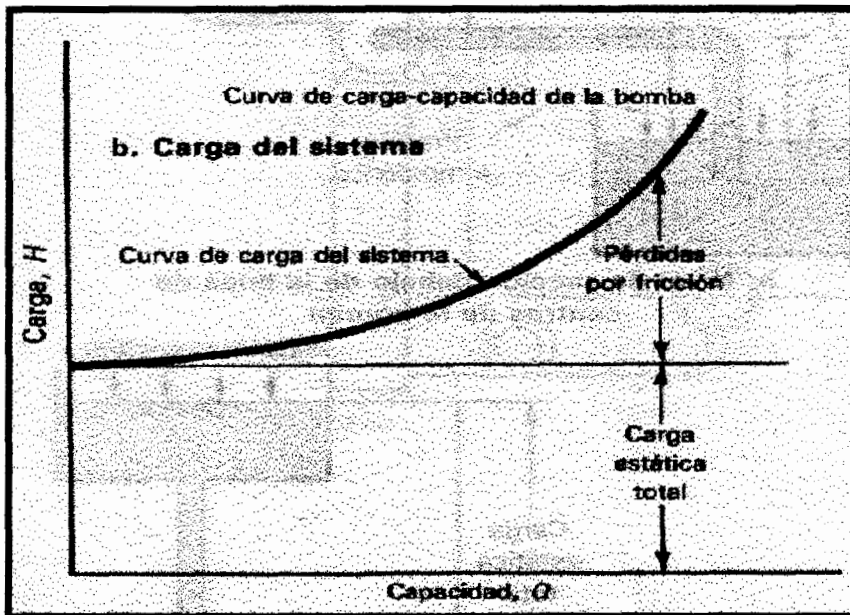


FIGURA 1.10. RELACIÓN ENTRE LA CARGA DEL SISTEMA Y EL CAUDAL (BOMBAS...)

El funcionamiento de una bomba dependerá de las características del sistema donde opera la bomba, que requerirá un cabezal específico para cada caudal.



El punto de intersección entre la curva de carga del sistema y la curva de carga-capacidad de la bomba, es el punto de operación, como se muestra en la figura 1.11, extraída del libro de Kenneth McNaughton.

Se indica además cómo varía el flujo cuando varía la carga estática entre un valor mínimo y un máximo.



FIGURA 1.11. RELACIÓN ENTRE LA CARGA ESTÁTICA VARIABLE DEL SISTEMA Y EL CAUDAL (BOMBAS...)



◆ Leves de Afinidad.-

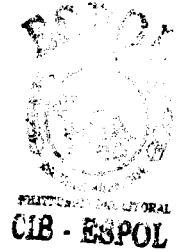
Son expresiones matemáticas que relacionan entre sí las variables involucradas en el funcionamiento de una bomba. Se pueden aplicar a todas las bombas centrífugas, e incluso a las de flujo axial. Estas leyes son:

- Cuando la velocidad cambia y el diámetro del impéler permanece constante.

$$\text{a) } \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (1.17)$$

$$\text{b) } \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad (1.18)$$

$$\text{c) } \frac{Pot_1}{Pot_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \quad (1.19)$$



- Cuando cambia el diámetro del impéler y la velocidad permanece constante:

$$\text{a) } \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad (1.20)$$

$$\text{b) } \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (1.21)$$

$$\text{c) } \frac{Pot_1}{Pot_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad (1.22)$$

Donde:

Q = Capacidad en m^3/hr ò GPM

$H = \text{TDH en m o ft}$

$Pot = \text{Potencia al freno en Kw ò HP}$

$N = \text{Velocidad de la bomba en RPM}$

Estas leyes, sin embargo, se las debe usar dentro de límites razonables, pues ofrecen ciertas desviaciones, incluso en reducciones más o menos pequeñas.

Selección del caudal para bombas centrífugas.-

Las unidades más usadas son:

$\text{GPM} \times 0.063 = \text{L/seg}$

$\text{L/seg} \times 15.85 = \text{GPM}$

$\text{M}^3/\text{hr} \times 4.403 = \text{GPM}$



En edificios el consumo en GPM está dado por el tipo de edificio y por el número de puntos, así:

TABLA 1

CONSUMO DE AGUA EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE PUNTOS

		PUNTOS DE CONSUMO					
TIPO DE EDIFICIO.	≤ 25	26 - 50	51 - 100	101 - 200	201 - 400	401 - 600	
Hospital	1.0	1.0	0.80	0.60	0.50	0.45	
Mercantil	1.3	1.0	0.80	0.71	0.60	0.54	
Oficina	1.3	0.9	0.72	0.65	0.50	0.40	
Escuela	1.2	0.85	0.65	0.60	0.55	0.45	
Hotel	0.8	0.65	0.55	0.45	0.40	0.35	
Apertam.	0.6	0.50	0.37	0.30	0.28	0.25	

REF. ITT INDUSTRIES. G&L PUMPS

Si se tiene menos de 25 puntos, la capacidad de la bomba no debe ser menor que el 75% de la capacidad requerida por los 25 puntos.

Para usar la tabla 1, se requiere de la aplicación de la siguiente ecuación:

$$Q = \# \text{ puntos} \times \text{factor} \quad (1.23)$$

Por ejemplo, si se tiene una escuela con 196 puntos; de acuerdo a la tabla 1, donde se intersecan la fila 4 con la columna 4 se encuentra el factor 0.6; entonces el consumo sería:

$$Q = 196 \times 0.6$$

$$Q = 117.6 \text{GPM}$$



POLITECNICO NACIONAL
CIB - ESPOL

Para consumos de lavanderías y piscinas, añadir 10% por cada uno, si la mayoría de ocupantes son mujeres, añadir un 20% a la capacidad de la bomba, así mismo si es un proceso especial se debe añadir a la capacidad de la bomba.

En domicilios el consumo en GPM está dado por el número de baños, así:

TABLA 2

CONSUMO DE AGUA EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE BAÑOS

# de baños	1	1½	2 - 2½	3 - 4
Caudal	7	10	15	20



REF. ITT INDUSTRIES, G&L PUMPS

Una manera muy interesante de determinar la capacidad requerida en un sistema, es la que se basa en el número de unidades, como se muestra en la figura 1. 12.

Se tienen tres columnas indicando los diferentes tipos de edificaciones: privadas, semipúblicas y público-comerciales. Lo que hay que hacer es seleccionar el tipo de unidad e ir sumando el número de puntos. Luego podemos remitirnos a la figura 1.13 y encontrar la capacidad del sistema. Cabe mencionar que en esta figura no se incluyen las demandas por enfriamiento (torres, aire acondicionado, chillers, etc.) y calefacción, donde se usan intercambiadores de calor y se requiere mantener una determinada temperatura mediante la recirculación de agua.

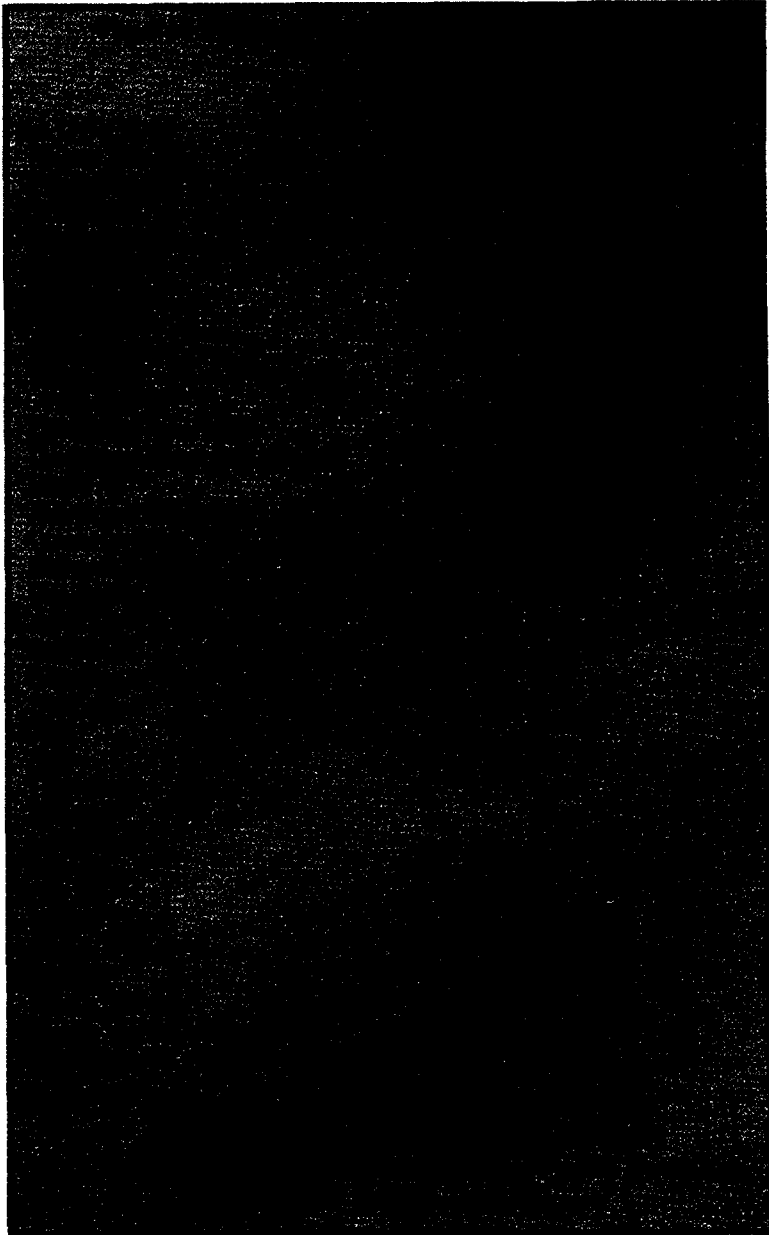


FIGURA 1.12. NÚMERO DE PUNTOS SEGÚN LA UNIDAD Y EL TIPO DE EDIFICACIÓN (AURORA PUMPS)

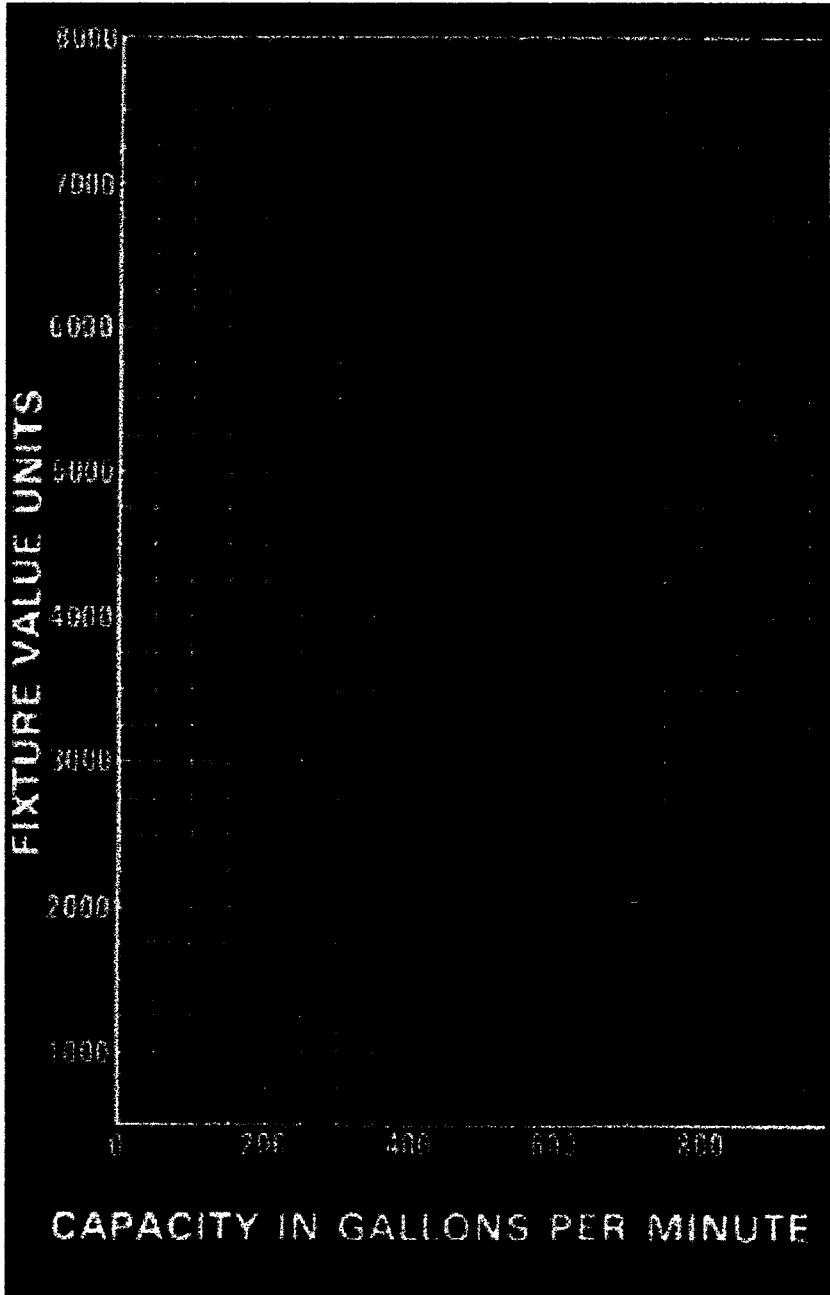


FIGURA 1.13 CAPACIDAD DEL SISTEMA EN GPM EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE PUNTOS (AURORA PUMPS)

En Urbanizaciones o Poblaciones, el consumo promedio de agua, por día es el siguiente:

Para uso residencial:

consumo por persona 50 gal/día

Para uso comercial:

oficinas, por persona 25 gal/día

restaurante, por silla 100 gal/día

hotel, por habitación 125 gal/día

teatro, por silla 3 gal/día

peluquería, por silla 100 gal/día

Para uso institucional:

escuela, por día 75 gal/día

colegio, por estudiante 100 gal/día

universidad, por alumno 100 gal/día

club, por persona 25 gal/día

hospital, por persona 400 gal/día



Para determinar el caudal, se debe considerar un 15% en pérdidas del sistema, 250% del consumo promedio en los días pico y 350% del consumo promedio en horas pico. Además se debe tomar en cuenta que:

$$Q_{\text{reposición}} = \text{consumo por día en GPM} \times 2.5/1440 \quad (1.24)$$

$$Q_{\text{sistema}} = \text{consumo por día en GPM} \times 3.5/1440 \quad (1.25)$$

En granjas el consumo promedio unitario es:

caballos	12 gal/día
ganado de carne	15 gal/día
cada 100 pollos	6 gal/día
chanchos	4 gal/día



En sistemas contra incendios el caudal es:

Pitón regulable de 1½ pulgada: 80 á 120GPM con presiones de 50 á 80psi.

Pitón regulable de 2½pulgada: 250 á 400GPM a aproximadamente 80psi

En calderos la evaporación por cada BHP es de 34.5 litros de agua a 100°C y esto equivale a 0.069 GPM.



Para dimensionar la bomba de un caldero se utiliza un factor de 2, para de esta manera absorber evaporaciones súbitas que podrían provocar bajas de nivel en el caldero, por ejemplo si se tiene un caldero de 100BHP, la bomba deberá ser de un caudal de 13.8GPM. Para calderos grandes, más de 600BHP, este factor puede bajar a 1.8.

En cuanto a la presión de la bomba, en ambos casos, debe ser un 20 á 25% mayor que la presión del caldero

En lavadoras el caudal es:

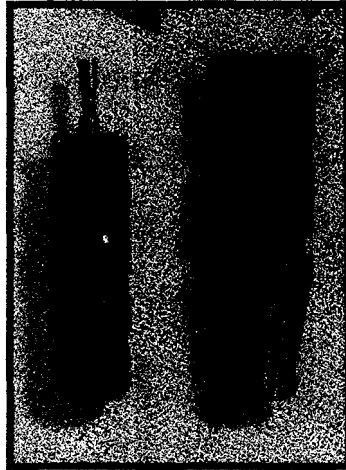
Pistola para manguera de ¾ de pulgada: 6GPM á 140psi.

1.1.1 Aplicaciones

Se debe empezar indicando que para realizar la aplicación de una bomba centrífuga, lo primero que hay que hacer es una buena selección y para eso, obviamente hay que conocer muy bien el proceso o sistema donde trabajará. Es decir, investigar los requisitos totales del sistema e incluso el rendimiento de la bomba, cuyo responsable directo es el ingeniero. Después de esto, además, hay que conocer los tipos de bombas que existen en el mercado y su disponibilidad, que sumado a la experiencia nos llevarán a la adopción del sistema de bombeo más adecuado.

Los tipos de bombas centrífugas tienen que ver con su clasificación y aplicación. Algunos de los tipos de bombas que existen se describen e ilustran en lo que sigue:

- Existen bombas de eje vertical, como las sumergibles, usadas en aplicaciones de pozos profundos o superficiales, tal como se muestra en la figura 1.14, cuyo motor está sumergido con la bomba dentro del pozo, los que generalmente son de 4, 6, 8, 10 y 12 pulgadas de diámetro, o en su equivalente 100, 150, 200, 250 y 300 milímetros de diámetro.



**FIGURA 1.14. BOMBAS SUMERGIBLES DE EJE VERTICAL
(GRISWOLD PUMP COMPANY)**

- Otras de eje vertical son las bombas en línea, usadas para elevar la presión del sistema, más conocidos como booster, en circuitos cerrados, presentadas en la figura 1.15



FIGURA 1.15. BOMBA EN LÍNEA (WEINMAN)

- Otro grupo importante es el de las sumergibles para drenaje de aguas lluvias y servidas, que dependiendo del tamaño pueden manejar ciertos sólidos de 19 mm, 25 mm, 50mm o mayor diámetro, para ilustración, véase la figura 1.16.

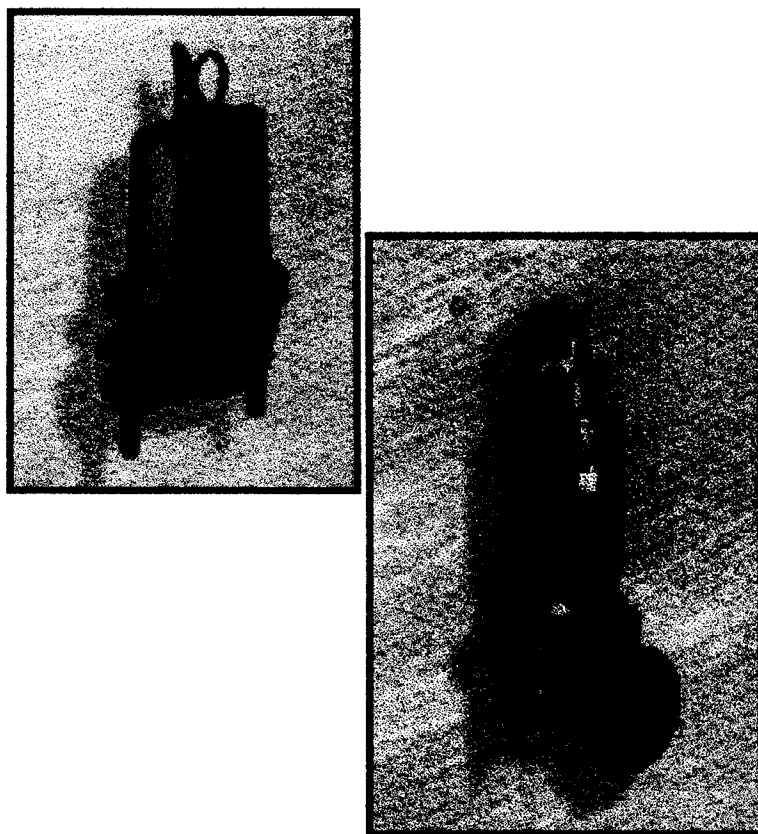


FIGURA 1.16. BOMBAS SUMERGIBLES PARA DRENAJES (BARNES)

- Las bombas de eje horizontal, las hay monoblock, como una unidad compacta, y de eje libre para acoplarlas a motores

eléctricos o de combustión interna (estacionarios), a través de poleas y bandas, o por acople directo, como las que se muestran en la figura 1.17.

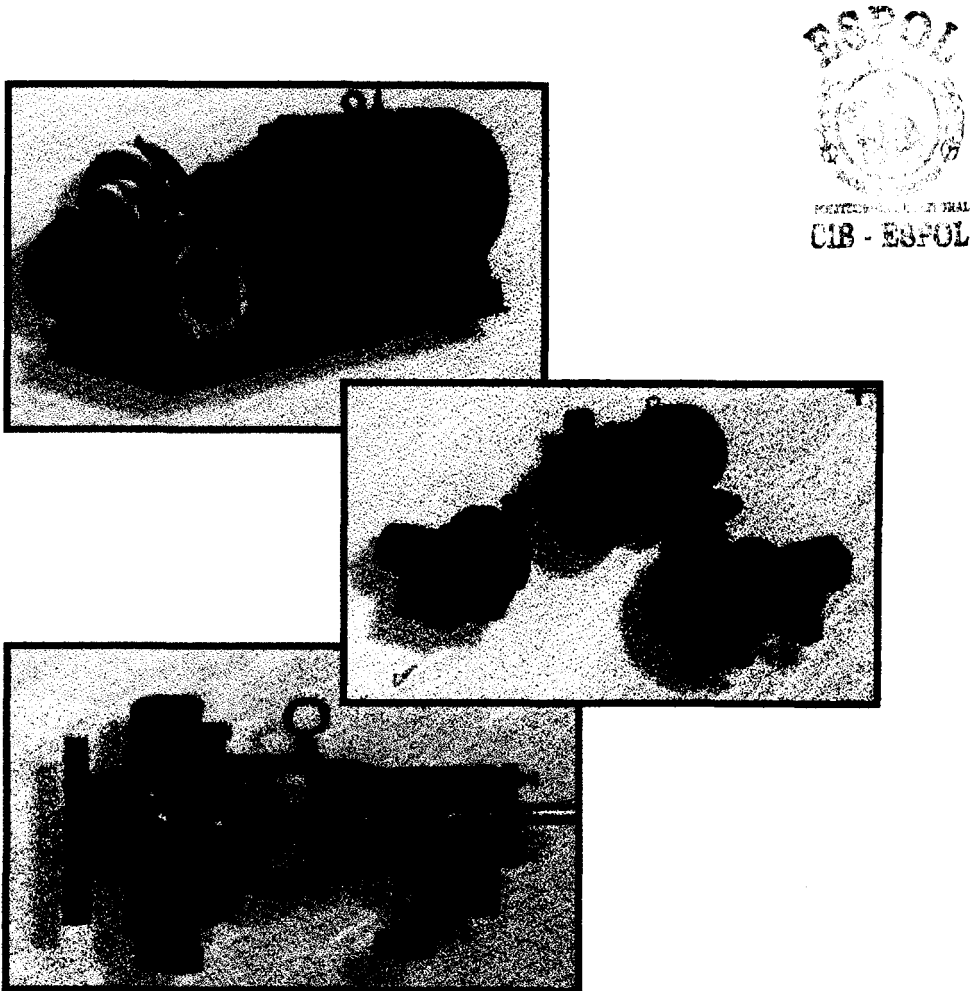


FIGURA 1.17. BOMBAS DE EJE HORIZONTAL (CRANE DEMING PUMPS)

En general la aplicación de las bombas centrífugas se encuentra en sistemas domésticos, sistemas sanitarios, como la del ejemplo

de la figura 1.18, sistemas contra incendios, sistemas industriales, como en procesos químicos que, dependiendo de éste, las hay de diferentes materiales, como la de acero inoxidable 316L, mostrada en la figura 1.19 y la de teflón en la figura 1.20. En los anexos A, B y C se encuentra información adicional de la compatibilidad de ciertos materiales y fluidos, considerando inclusive la temperatura.



FIGURA 1.18. BOMBA SANITARIA (ABEL)

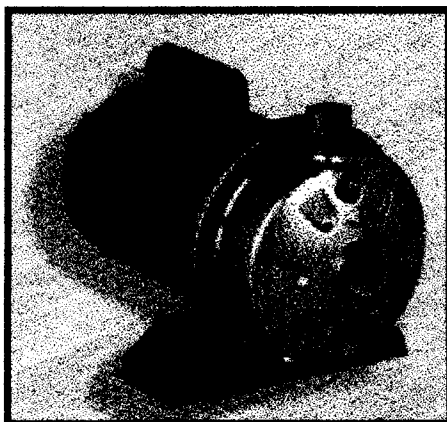


FIGURA 1.19. BOMBA DE ACERO INOXIDABLE (EBARA)

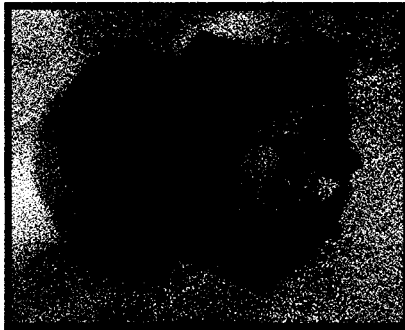


FIGURA 1.20. BOMBA CON CARCASA DE TEFLÓN (IWAKI WALCHEM CORPORATION)



FIGURA 1.21. BOMBA AUTOCEBANTE (BARNES)

- Otro tipo de bombas es de acuerdo a la forma de impeler: abierto, semiabierto o cerrado, como en el ejemplo de la figura anterior, 1.21, que es una bomba Autocebante de impeler abierto para el manejo de ciertos sólidos. Existen otras con

acople magnético (sin sellos mecánicos), donde no se aceptan fugas; y otras que usan sellos mecánicos de diferentes materiales, ver anexo D.



FIGURA 1.22. BOMBA CON RECUBRIMIENTO INTERNO DE ELASTÓMERO DE BUNA N (IWAKI WALCHEM CORPORATION)

- Existen también las bombas construidas con recubrimientos internos especiales, como el caucho y el poliuretano para minería, teflón, EPDM, Vitón, Buna N, etc., como la que se ilustra en la figura anterior, 1.22 .

Es decir, para las bombas centrífugas es tan amplio el mercado de aplicaciones que, como ya se dijo, alcanza el 80% aproximadamente, de la fabricación mundial de bombas.

1.2 Definición de convertidores de frecuencia

Estos son controladores electrónicos que procesan la corriente de la línea (de entrada), de manera que pueden variar la velocidad de rotación del eje de un motor. Los hay de CC y de CA.

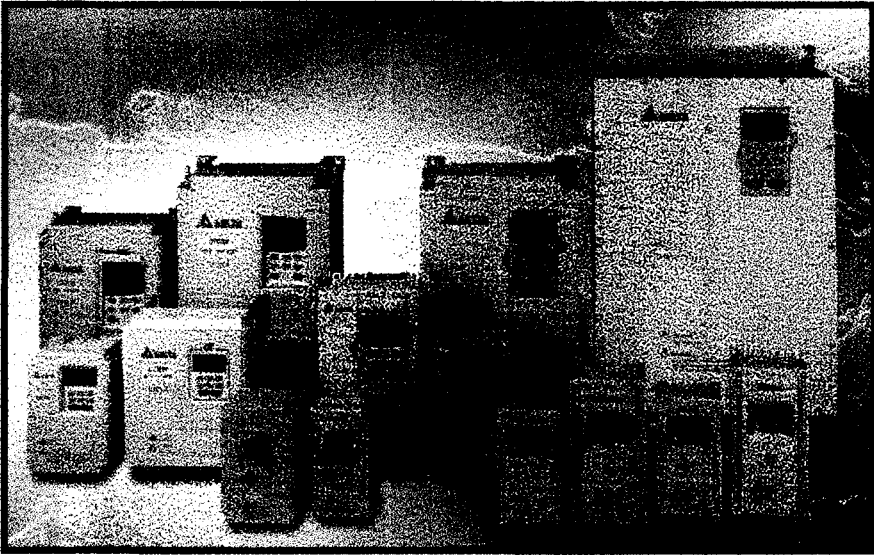


FIGURA 1. 23. VARIADORES DE FRECUENCIA PARA MOTORES DE CORRIENTE ALTERNA, CA (DELTA)

Los primeros, poco a poco van desapareciendo del mercado, por el costo y diseño del motor empleado, mientras que los de CA, mostrados en la figura 1.23, van tomando mayor auge, ya que el tipo de motor es más sencillo, más económico, más liviano y de mayor disponibilidad en el comercio.

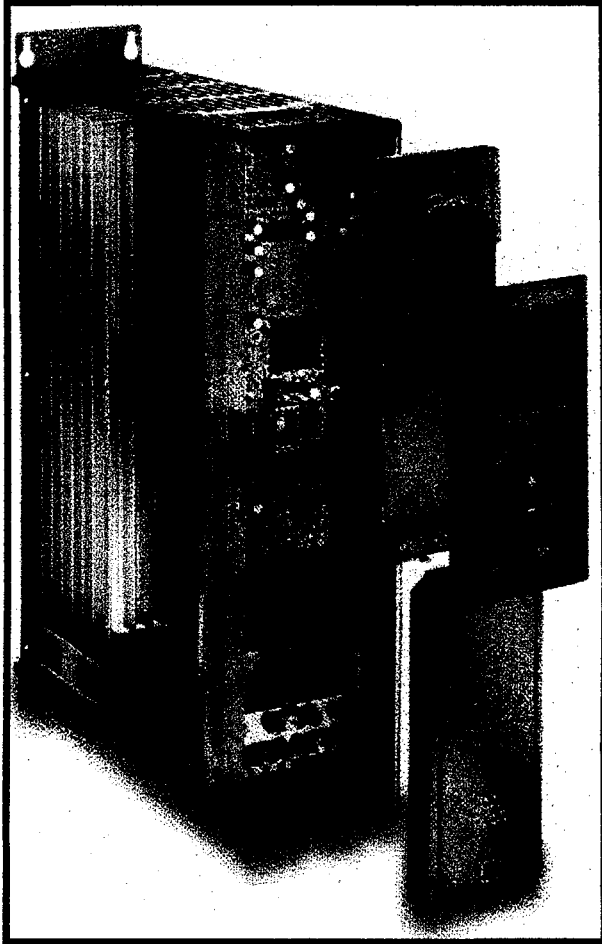


FIGURA 1. 24. PROTECCIÓN INTEGRADA PARA OPTIMIZAR LA FUNCIONALIDAD DEL SISTEMA. (DANFOSS)

Algunos variadores de velocidad cuentan con protección integrada para optimizar la funcionalidad del sistema contra: sobrecargas del sistema, fallas del motor, calentamiento, variaciones de voltaje, sobrecargas de energía, pérdida de fase, cortos circuitos de fase a fase y de fase a tierra,

conmutación en entrada / salida.. En la figura 1.24, antes mostrada, se visualiza uno de ellos.

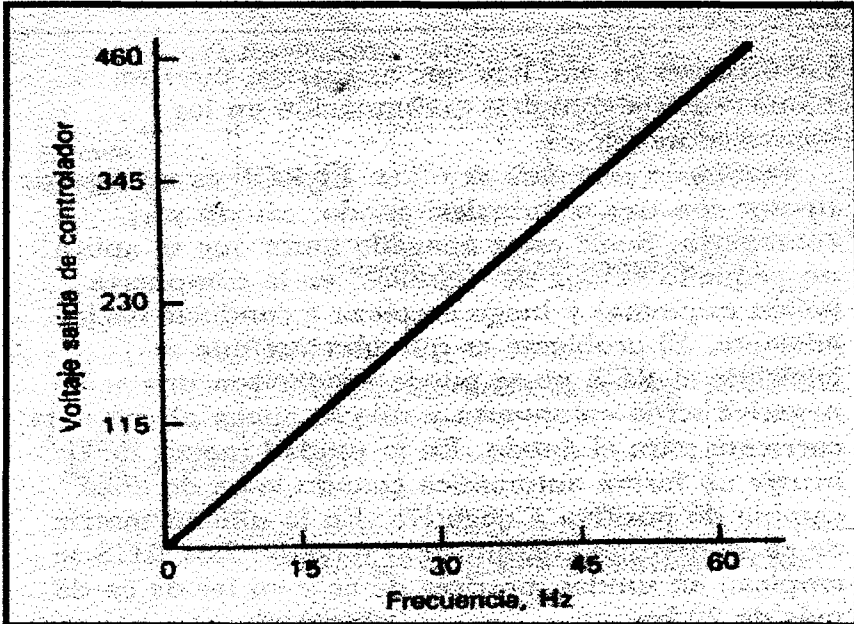


FIGURA 1. 25. RELACIÓN ENTRE EL VOLTAJE Y LA FRECUENCIA (BOMBAS...)

A los convertidores de frecuencia, también se los conoce como variadores de frecuencia o de velocidad y como equipos de estado sólido, por los componentes de estado sólido que se emplean en su fabricación, tales como: transistores, tiristores, rectificador, controlador de silicio (RCS), e interruptores por compuerta anterior. En este tipo de equipos se establece una relación constante o directamente proporcional entre el

voltaje de salida y la frecuencia, como se la muestra en la figura anterior, 1. 25.

Para el dimensionamiento de los convertidores de frecuencia se debe conocer la corriente, a plena carga y a las condiciones previstas de carga, de la unidad motriz.

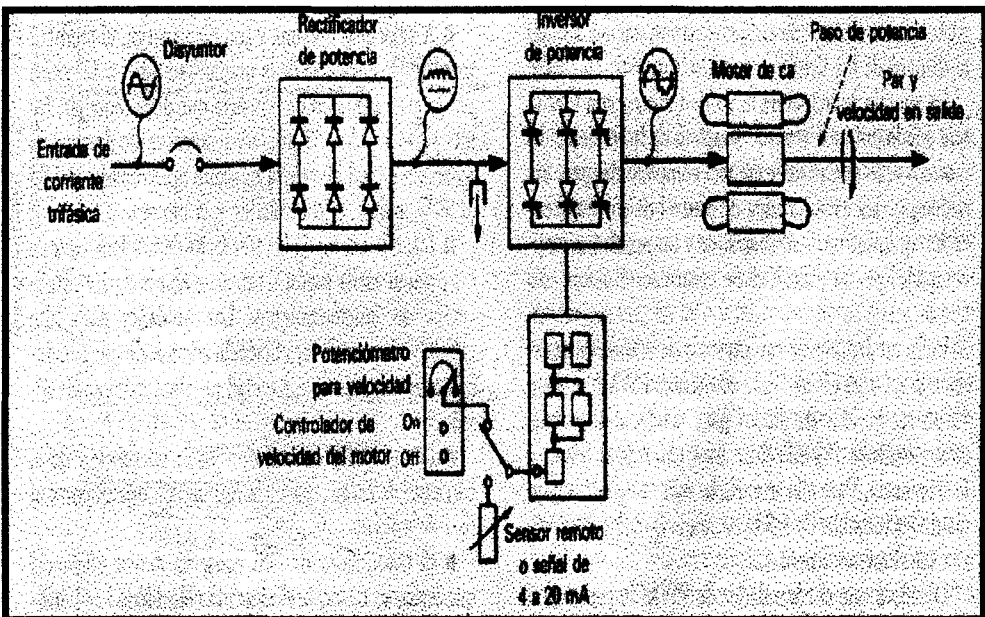


FIGURA 1. 26 COMPONENTES BÁSICOS DEL CONVERTOR DE FRECUENCIA DE CA (BOMBAS...)

Todos los convertidores de frecuencia de CA tienen cuatro componentes básicos: el convertidor de corriente, que convierte la CA de la línea en CC; el inversor de corriente, que invierte la CC a CA de frecuencia y

voltaje variables; el regulador de control, que controla las funciones y respuesta del convertidor y el inversor; y la sección de referencia, no es sino un potenciómetro e interruptor que envían al regulador señales para encender y apagar, además de indicar cual es la velocidad que se requiere. Lo arriba descrito se indica en la figura 1. 26.

Muchos de los convertidores de CA. se emplean con motores estándar de inducción, para variar su velocidad a través del voltaje y frecuencia variables, producidas por el variador. Los parámetros involucrados se los puede relacionar así:

$$\text{Velocidad} \propto \frac{K \times F}{N} \quad (1.26)$$

Donde:

$K = 120$ (constante),

$F =$ es la frecuencia y

$N =$ es el número de polos del motor



Se puede decir entonces que se controla la frecuencia para variar la velocidad del motor CA. Es interesante analizar la figura 1.27, donde se

aprecia el comportamiento del par torsional y potencia (caballaje), en función de la frecuencia y voltaje:

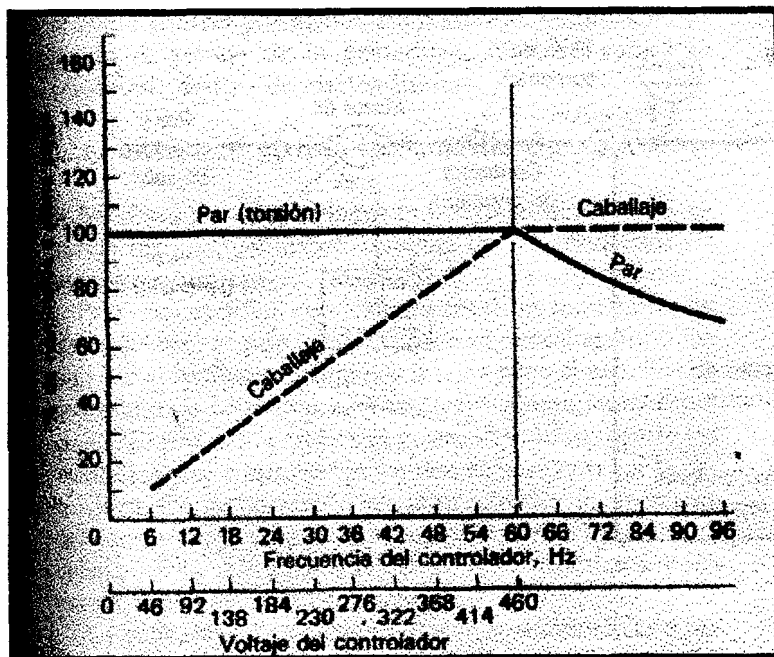
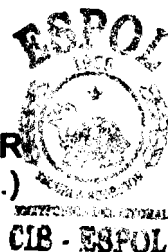


FIGURA 1.27 LA SEÑAL DE FRECUENCIA DEL CONVERTOR GOBIERNA LA VELOCIDAD DEL MOTOR DE CA (BOMBAS...)



1.2.1 Aplicaciones

Todo convertidor de frecuencia requiere de su complemento, que normalmente es el motor eléctrico y que, en combinación con otros accesorios, dará el servicio requerido para cada uso o aplicación.

Se los puede aplicar en bandas transportadoras, sistemas de transportación con más de un motor, donde la velocidad del uno depende de la velocidad de los otros, máquinas llenadoras que, a

la vez, llena los recipientes y los mueve, sirven para dosificar y mezclar materiales en forma proporcional. Otra de las aplicaciones es para reemplazar unidades viejas y también para implementar velocidades variables, donde se trabajaba con velocidades fijas.

Finalmente, otra amplia aplicación es la que tiene que ver con bombas centrífugas, que es la que más interesa. Algunas de ellas son:

- a) Para mantener la presión constante en el suministro de agua a domicilios, ver figura 1.28.

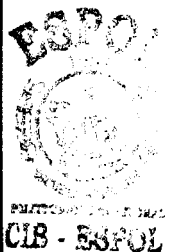
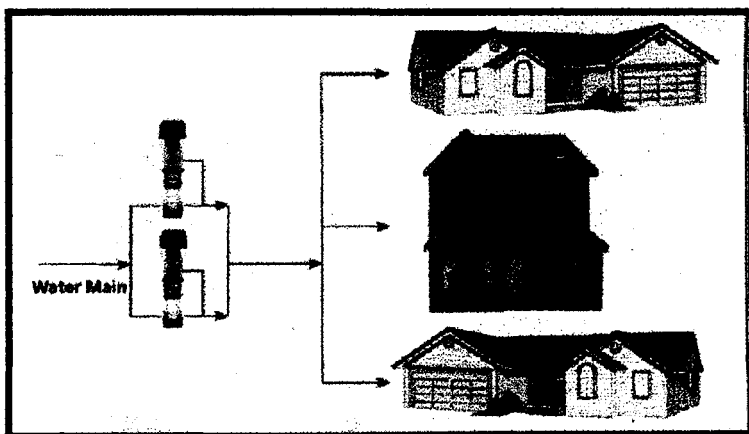


FIGURA 1.28. SUMINISTRO DE AGUA A DOMICILIOS (ITT INDUSTRIES, PUMPING SYSTEM CONTROLLERS)

- b) En sistemas de enfriamiento (torres, chillers)

- c) Para filtración en sistemas de ósmosis inversa, para mantener la presión y el flujo constantes, se ilustra en la figura 1.29..

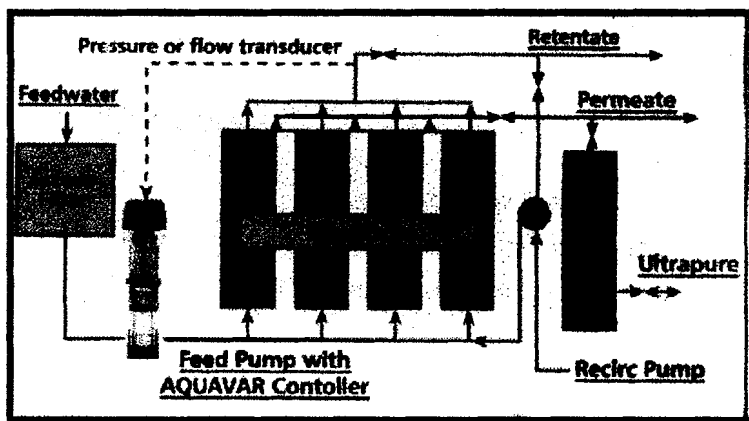
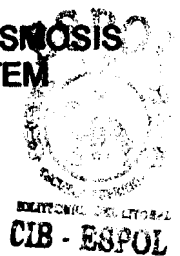


FIGURA 1.29. SISTEMA DE FILTRACIÓN POR ÓSMOSIS INVERSA (ITT INDUSTIES, PUMPING SYSTEM CONTROLLERS)



- d) Para dosificación de químicos.
- e) Para control de nivel en tanques.
- f) Para mantener el flujo constante en un sistema.
- g) Mezcla de dos fluidos basados en el flujo.
- h) Para suministrar agua a los calderos, manteniendo la presión constante, sin importar la demanda y para proteger a la bomba de daños debido a un bajo NPSH, ver figura 1.30

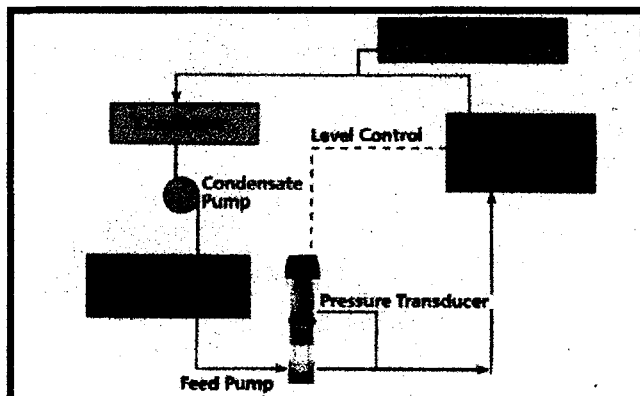


FIGURA 1.30. SISTEMA PARA CALDEROS (ITT INDUSTIES, PUMPING SYSTEM CONTROLLERS)

- i) En máquinas que usan moldes de inyección de plásticos, para mantener la presión constante, observar figura 1.31

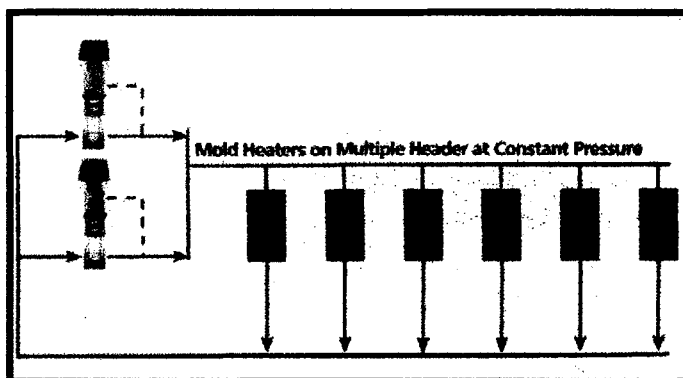


FIGURA 1.31. SISTEMA PARA INYECCIÓN DE PLÁSTICOS (ITT INDUSTIES, PUMPING SYSTEM CONTROLLERS)

- j) En aire acondicionado y ventilación, para, a más de mantener la presión constante, reducir los gastos de energía en condiciones de bajo flujo, se muestra en la figura 1.32

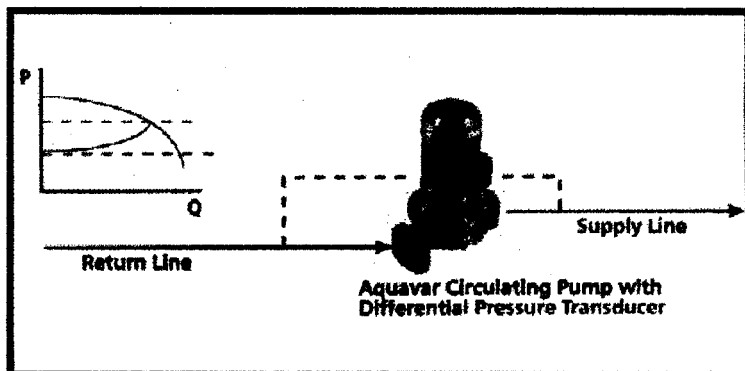


FIGURA 1.32. SISTEMA PARA AIRES ACONDICIONADOS (ITT INDUSTRIES, PUMPING SYSTEM CONTROLLERS)

- k) En sistemas de riego, para una compensación automática del flujo y de la presión, de acuerdo a las zonas en uso, se lo ilustra en la figura 1.33.



FIGURA 1.33. SISTEMA DE RIEGO (ITT INDUSTRIES, PUMPING SYSTEM CONTROLLERS)

- l) En piletas y fuentes para variar la altura del chorro de agua.

1.3 Accesorios

En el caso de las bombas centrífugas concretamente, se había mencionado que los accesorios son complemento para los convertidores de frecuencia y para los motores eléctricos. Ahora, ¿qué tipo de accesorios se necesita. Pues bien, esto depende de la variable que se quiere controlar, pudiendo ésta ser: caudal, presión, temperatura o nivel; que se lo hace por medio de sensores, como: caudalímetros o flujómetros, termocuplas y termorresistencias, transmisores de presión, transmisores de nivel, etc. Se puede considerar como otro accesorio, aunque opcional, los tanques hidroneumáticos, pero que, si se los emplea son de un volumen reducido. Algunos de estos accesorios se muestran en los anexos E, F, G y H.

Por consiguiente, si se tiene una bomba acoplada a su respectivo motor eléctrico, un tanque hidroneumático (pequeño), un sensor de nivel con su transductor y un convertidor de frecuencia, entonces ya se puede hacer un control de nivel como por ejemplo en un reservorio.





CAPÍTULO 2

2. PROBLEMAS EN EL BOMBEO DE AGUA DE UN HOTEL.

Cuando se instala un sistema de bombeo, se espera que este funcione adecuadamente y cumpla con el trabajo para el cual fue adquirido. En la práctica esto no siempre sucede, menos aún cuando la edificación ya ha venido funcionando por varios años, y que es cuando ciertos inconvenientes o problemas se van adicionando.

Los problemas en el bombeo de agua en un hotel pueden ser diversos; el que se describe a continuación se lo puede considerar como uno común, por lo cual, lo que se detalla puede servir para solucionar ciertas dificultades similares en edificaciones de este tipo.

2.1 Problemas más comunes en el bombeo de agua del hotel.

El Grand Hotel Guayaquil, como se mencionó al inicio de este trabajo, tenía varios inconvenientes en el suministro de agua a los diferentes puntos del edificio, lo que constituía un verdadero dolor de cabeza para la administración. Entre las anomalías que se presentaban tenemos por ejemplo: flujos intermitentes, caídas de presión continuas, caudal deficiente; lo cual era más crítico en los últimos pisos y en la terraza.

Adicionalmente a esto, las reparaciones de tuberías y accesorios averiados frecuentemente, que aparte de dejar sin agua al edificio mientras duraba la reparación incrementaban los gastos de mantenimiento del sistema; aún más, a causa del sistema de bombeo empleado, el consumo de energía eléctrica era elevado debido a las paradas y arranques frecuentes del motor.



2.2 Sistema de bombeo empleado

Durante muchos años el hotel se abasteció de agua potable desde su cisterna mediante un sistema de bombeo hidroneumático. Este sistema, ilustrado más adelante, estaba compuesto de:

- 1) 2 bombas centrífugas Peerles, modelo PE833 de tamaño 1 x 2 – 8, con diámetros de succión de 2 pulgadas y de descarga de 1 pulgada NPT, acopladas cada una a su motor trifásico de 7½ HP; 230 / 460V, 3500RPM, 60HZ
- 2) 2 tanques galvanizados, cada uno de 350gal (1.32m³) y que ocupaban gran espacio físico.
- 3) Tablero eléctrico dúplex para control y protección de las bombas.
- 4) 2 presostatos o automáticos.
- 5) 2 manómetros de 0-100psi (0-6.90 bar), ¼ pulgada NPT.
- 6) 2 controles de volumen de aire, uno por tanque.
- 7) 2 válvulas de pie (retención absorbente) de 2 pulgadas NPT.
- 8) 4 válvulas de compuerta de 1 pulgada NPT.
- 9) 4 válvulas de retención (tipo "Y") de 1 pulgada.
- 10) 1 control de nivel 10A para las dos bombas
- 11) 2 válvulas solenoides ¼plg, con bobina para 230V.
- 12) 1 cisterna o fuente de abastecimiento
- 13) 1 compresor de aire (no mostrado) de ½HP (0.37Kw) con su tanque reservorio de 5 galones (0.02m³), que operaba entre 20 y 40psi (1.38 y 2.76bar), con motor monofásico 115V, 60HZ.



Además de Tuberías, neoplos, uniones, cable eléctrico y más accesorios necesarios para completar el circuito hidráulico-eléctrico.

Los equipos arriba descritos estaban instalados y distribuidos, como se puede apreciar en la figura 2. 1.

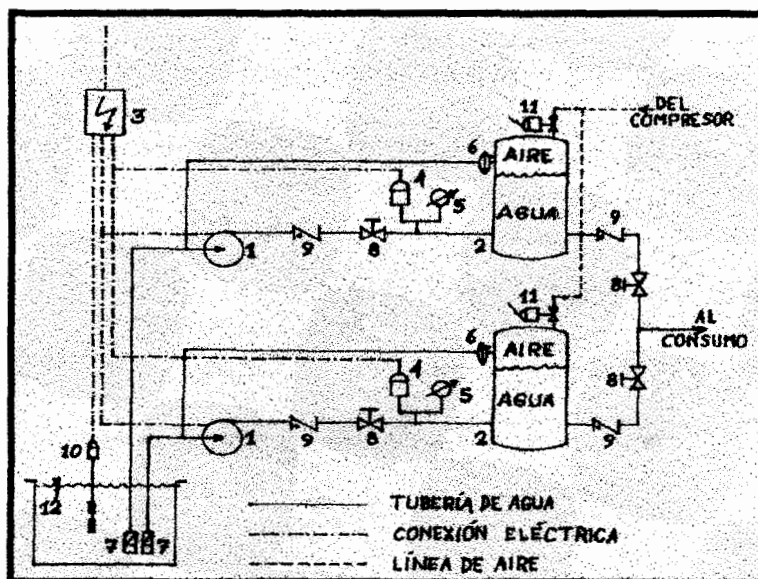


FIGURA 2.1. DIAGRAMA DEL SISTEMA DE BOMBEO EMPLEADO

Cada bomba operaba con su propio tanque, y era controlada desde un mismo tablero eléctrico. La primera bomba funcionaba como bomba principal y la segunda como bomba de respaldo, lo cual lo hacían en forma automática.

Siendo la operación automática, ésta era controlada por un switch de presión o presostato calibrado entre 40 y 60psi (2.76 y 4.14 bar) para la bomba principal y otro entre 35 y 55psi (2.41 y 3.79bar) para la bomba de respaldo o de apoyo. Cuando el primer dispositivo



detectaba una presión en la línea de 40psi (2.76bar), debido al consumo, éste cerraba su contacto y enviaba la señal a un contactor que, a su vez, ordenaba arrancar el motor de la bomba principal, la cual succionaba el agua desde la cisterna enviándola hasta el tanque de presión y de éste hacia el consumo.

El motor, y por ende, la bomba seguían funcionando mientras no recibían la orden de apagar, la cual llegaba cuando la presión en la tubería de descarga alcanzaba 60psi (4.14bar).

La bomba de apoyo realizaba la misma operación; pero entre 35 y 55psi (2.41 y 3.79bar). A partir de este momento quien proveía de agua al hotel eran los tanques hidroneumáticos hasta que éstos se evacuaban parcialmente, y la presión disminuía hasta 40psi (2.76bar), momento en el cual volvía a arrancar la bomba principal; si debido a un mayor consumo la presión seguía bajando hasta llegar a 35psi (2.41bar), entraba a operar la bomba de respaldo hasta alcanzar los 55psi (3.79bar), momento en el cual ésta apagaba.

Experimentos cuidadosos han determinado el número máximo de arranques por hora de una electro-bomba, con relación a su potencia,

como se muestra en la tabla 3, tomada del libro G&L Pumps de ITT Industries.



TABLA 3

MÁXIMO NÚMERO DE ARRANQUES POR HORA SEGÚN SU POTENCIA EN HP

Potencia	0.5-2	2.5-5	5.5-7.5	8-10	11-15	16-30
Máx.#arr/hr	50	40	30	25	20	16
Ciclo (s.)	72	90	120	144	180	225

REF. ITT INDUSTRIES, G&L PUMPS

Según la tabla anterior, para este caso, en el que se usaban bombas de 7.5HP (5.6Kw), debió tenerse un máximo de 30 arranques por hora y un ciclo de trabajo de no menos 120 segundos (2 minutos) entre arranque y parada.

Existe otro criterio mucho más conservador, por lo cual se lo utiliza más comúnmente cuando se trata de bombas centrífugas sumergibles de pozo profundo, donde se requiere un tiempo mayor para el enfriamiento del motor. Este criterio dice que, para bombas de hasta 1HP (0.75Kw), ésta debe permanecer encendida 1 minuto y apagada

3 minutos, mínimo; y para bombas de más de 1HP (0.75Kw), ésta debe permanecer prendida 2 minutos, y 6 minutos, mínimos, apagada; lo que significa que se limita a un máximo de 15 arranques por hora y de 7.5 arranques por hora, respectivamente.

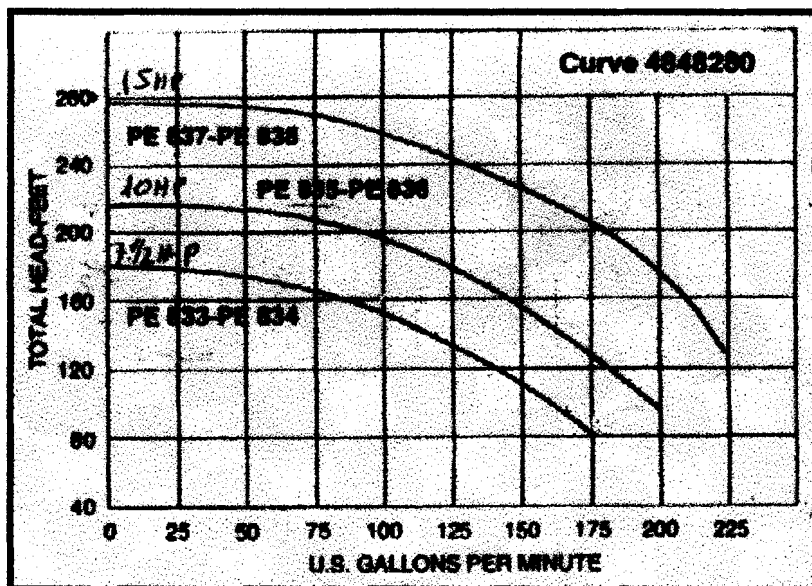


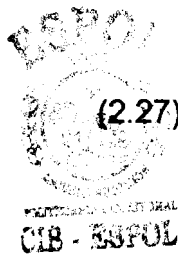
FIGURA 2.2 CURVA CARACTERÍSTICA DEL SISTEMA EMPLEADO (PEERLES PUMP)

De la curva característica mostrada en la figura 2.2 y que corresponde a las bombas empleadas. Considerando la bomba principal a la presión de arranque de 40psi (2.76bar) y en términos de altura 92.4ft (28.17m), se obtenían 165GPM (37.47m³/hr) y a la presión de

apagado de 60psi (4.14 bar) o en términos de altura 138.6ft (42.26m) se obtenían 118GPM (26.80m³/hr).

Con esta información se determinará si el tanque utilizado, era o no del volumen adecuado, para lo cual se empleará la ecuación que sigue:

$$\bar{Q} = \frac{Q_1 + Q_2}{2}$$



Donde:

\bar{Q} , es el caudal promedio en m³/hr o en GPM

Q_1 , es el caudal a la presión de arranque en m³/hr o en GPM

Q_2 , es el caudal a la presión de parada en m³/hr o en GPM.

Reemplazando se tiene:

$$\bar{Q} = (165 + 118) / 2 = 283 / 2 = 141.50\text{GPM (32.14m}^3\text{/hr)}$$

Empleando el primer criterio, dado en la tabla 3, para bombas con motores de 7.5HP (5.6Kw), el ciclo mínimo de trabajo debe ser de 120s (2min), por tanto, el almacenamiento mínimo (descenso de nivel),

conocido también como volumen útil, V_u , en el tanque de almacenamiento de presión está dado por:

$$V_u = T_{\text{minimo}} \times \bar{Q} \quad (2.28)$$

Por tanto:

$$V_u = 2 \text{ min} \times 141.5 \text{ gal} / \text{min}$$

$$V_u = 283 \text{ gal} (1.10 \text{ m}^3)$$



Para determinar el volumen del tanque precargado de aire, se utiliza la ecuación 2.29, aunque se debe aclarar que existe otra para cuando son tanques galvanizados sin precarga inicial y que no vienen al caso.:

$$V_t = V_u \frac{P_2 + P_a}{P_2 - P_1} \quad (2.29)$$

Donde:

P_2 es 60psi (4.14bar) y es la presión a la que se apaga la bomba principal, P_a es la presión atmosférica, que a nivel del mar es 14.7psi (1.013bar) y P_1 es 40psi (2.76bar), y es la

presión a la que se prende la bomba principal;
reemplazando se tiene:

$$V_t = 283 \text{ gal} \times \frac{60 + 14.7}{60 - 40}$$

$$V_t = 283 \text{ gal} \times \frac{74.7}{20}$$

$$V_t = 283 \times 3.735$$

$$V_t = 1057.01 \text{ gal} (4 \text{ m}^3)$$



Por tanto, el volumen total del tanque galvanizado y precargado es de 1057.01 gal (4 m^3). Dividiendo este valor para el volumen del tanque que se utilizaba ($V_{\text{tan que utilizado}}$), se obtiene el número de tanques de esa capacidad que se debían emplear, así:

$$\# \text{ tanques} = \frac{V_t}{V_{\text{tan que utilizado}}} \quad (2.30)$$

Reemplazando:

$$\# \text{ tanques} = \frac{1057.01 \text{ gal}}{350 \text{ gal}} = 3.02$$

O en el sistema internacional(SI):



$$\# \text{ tanques} = \frac{4m^3}{1.324m^3} = 3.02$$

Realizando la misma operación para la bomba de apoyo en el rango 35/55psi (2.41 / 3.79bar), se obtiene que el número de tanques es de 2.82 unidades, que redondeando se puede hablar de 3 tanques de 350gal (1.32m³).

Por tanto, de acuerdo a su instalación, para cada bomba se tendrían que haber utilizado 3 tanques de la capacidad actual, o en su defecto un tanque cuya capacidad sea igual a la sumatoria de estas unidades de 350 galones, es decir 1050 galones, ya que en el comercio existen tanques de volúmenes definidos.

2.3. Mejoras propuestas al sistema de bombeo

Los sistemas de presión constante son una muy buena alternativa para casos como el que se está tratando, pues el incremento del consumo o la demanda de agua, provoca una caída o reducción de presión en el suministro. Con cada llave o válvula abierta se puede crear, temporal o permanentemente, un problema y puesto que estas situaciones existen, deben ser corregidas por razones de salud y seguridad.

Las propuestas más viables se describirán a continuación; pero, finalmente el usuario será quien elija sobre la base de las ventajas, desventajas, criterio y conveniencia.

2. 3. 1 Sistema de presión constante empleando válvulas reguladoras

Estos sistemas son económicamente deseables para aplicaciones que incluyan bombas de hasta 20HP (15Kw)

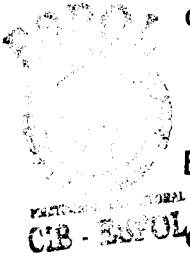
Para la mayoría de las variaciones de flujo se tienen los sistemas de presión constante DÚPLEX, pero, para capacidades mayores se puede tener un sistema TRÍPLEX, pudiendo, en cualquiera de los casos, complementarse con un tanque de presión, como se ve en los planos 1 y 2. Se ha comprobado que, en la mayoría de las aplicaciones, la demanda no sobrepasa el 30% del consumo en las horas pico para el cual se diseñan los grupos de bombeo.

En un sistema de presión constante DÚPLEX, la bomba líder debe manejar un 25% y la de respaldo, un 75% de la capacidad total del grupo de bombeo.



Hay ocasiones que se usan dos bombas con características similares. En ese caso se dimensionan para que cada una maneje un 60% de la capacidad total.

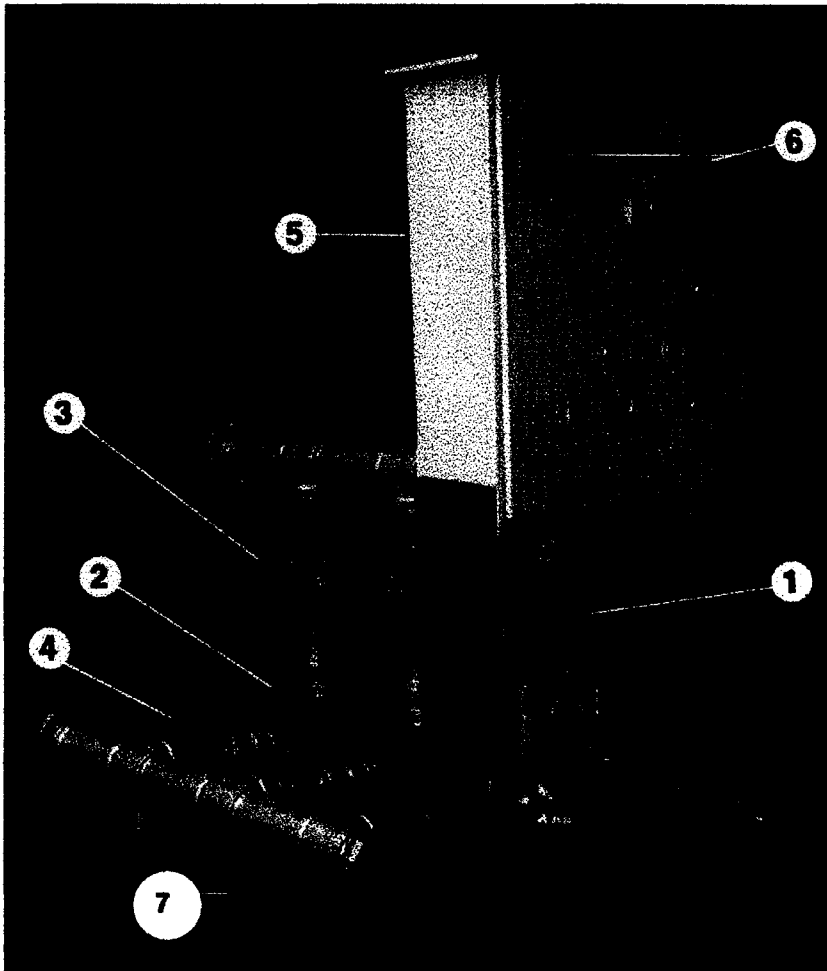
En un sistema de presión constante TRÍPLEX, la bomba líder debe manejar un 20% y las de respaldo, cada una, un 40% de la capacidad total del grupo de bombeo, esto es deseable puesto que se tiene una gran capacidad, que se va incrementando proporcionalmente de acuerdo a la demanda o cuando una bomba falla.



El tipo de instalación y los requerimientos de potencia, influyen en la selección del sistema dúplex o tríplex, pero también se debe al rango de la capacidad donde ocurre la mayor sobrecarga y que por lo general está entre 350 (79.5m³/hr) y 450GPM (102.2m³/hr).

En cuanto al cabezal o TDH del sistema dado en pies o en metros, debe incluir todas las caídas de presión en accesorios y por ende, en la válvula reguladora de presión, que no es si no una combinación de válvula de retención y válvula reductora de

presión operada por piloto, la cual debe ser dimensionada de acuerdo al caudal y presión.



2.3. SISTEMA DE PRESIÓN CONSTANTE, USANDO VÁLVULAS REGULADORAS DE PRESIÓN, ENSAMBLADO POR M.H.C.A.

En la figura 2.3, se ilustra un equipo de bombeo de este tipo y una vista lateral de parte del mismo en la figura 2.4.

Cabe resaltar que se trata de un sistema Tríplex ensamblado por Maquinarias Henriques C.A. (M.H.C.A.), compañía ubicada en esta ciudad.

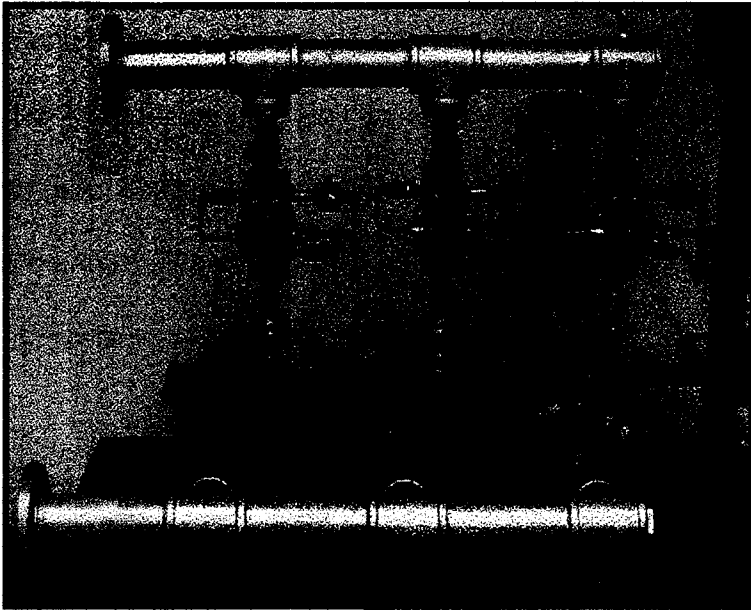


FIGURA 2. 4. VISTA LATERAL DEL SISTEMA DE PRESIÓN CONSTANTE CON VÁLVULAS REGULADORAS DE PRESIÓN, ENSAMBLADO POR M.H.C.A.

Los grupos de bombeo, ya ilustrados y en cuestión, están compuestos, básicamente por los siguientes elementos:

1. Bomba líder
2. Bomba o bombas de respaldo según sea sistema dúplex o tríplex, respectivamente.

3. Válvulas reguladoras de presión a la descarga de cada bomba.
4. Válvulas de compuerta para la succión y descarga de cada bomba.
5. Tablero de control eléctrico
6. Controlador de presión que indica y controla la secuencia de encendido de las bombas de acuerdo al consumo.
7. Base metálica construida en hierro estructural, para montaje de todo el paquete.

Además se debe mencionar:

- Sensor de presión(no mostrado).
- Tanque hidroneumático (no mostrado), puede usarse en forma opcional, para mantener la presión del sistema en periodos de baja demanda, y se lo puede instalar en cualquier lugar remoto, por ejemplo en el cuarto de equipos o sobre la misma base metálica.

Adicionalmente se pueden instalar otros elementos (no ilustrados), como: sensores de temperatura (termostatos),



manómetros, amperímetros, voltímetros, etc., de acuerdo a qué tan sofisticado se desee.

Estos Sistemas de Presión Constante ofrecen ciertas ventajas y por supuesto también tienen sus desventajas.

Entre las ventajas se tienen:

- Diseño compacto que ahorra espacio.
- Menor sonido, pues sus válvulas reguladoras de presión tienen válvula de retención incorporada.
- Se evitan los golpes de ariete.
- Se mantiene la presión constante
- Como se usan bombas múltiples que arrancan en secuencia de acuerdo al consumo, se logra un considerable ahorro de energía.

Como desventajas se pueden anotar:

- Por ser un sistema tipo paquete, el peso hace que su manipuleo, previo a la instalación también sea considerado como una desventaja.
- El costo inicial



- Se requiere de servicio profesional especializado para la puesta en marcha y mantenimiento del equipo.
- El tiempo de entrega, pues se requiere tener todos los elementos para su ensamble.

2.3.2 Sistema de presión constante utilizando convertidores de frecuencia

Este método es otra alternativa o propuesta que se debe analizar, pues emplea equipos de estado sólido que varían la velocidad y, a través de esta función se controla la operación de las bombas,

Estos sistemas se los puede tener en arreglos con una sola bomba o como un sistema de bombas múltiples, todo depende del requerimiento o aplicación y por supuesto de los elementos incluidos, tales como sensores, controladores, variadores, motores, etc.

En la figura 2.5, se muestra cómo disminuye la potencia al freno (BHP), cuando disminuye la velocidad.



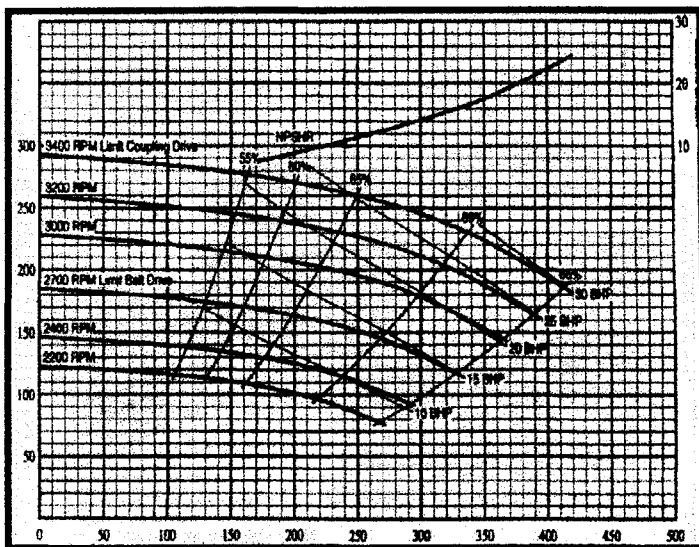


FIGURA 2.5. DISMINUCIÓN DE LA POTENCIA AL FRENO EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD (BERKELEY PUMPS)

Los variadores o convertidores de frecuencia pueden tener varias funciones y formas de comunicación, como de salidas de relé, alimentación de 24Vcc, entradas digitales; salidas analógicas para mostrar frecuencia, la referencia, la intensidad o el par; entradas de tensión analógica de 0 - 10Vcc, entrada de intensidad analógica 0 / 4 - 20mA, puerto de comunicación como el RS485 / 422 / 232, etc., todo depende del control que se quiera realizar. La habilidad de estos equipos de efectuar tal o cual función tiene que ver con la marca y modelo, que a su vez tienen que ver con su costo inicial.

En la figura 2.6 se ilustran cuatro modelos diferentes de convertidores de frecuencia de la marca Danfoss, de Dinamarca.

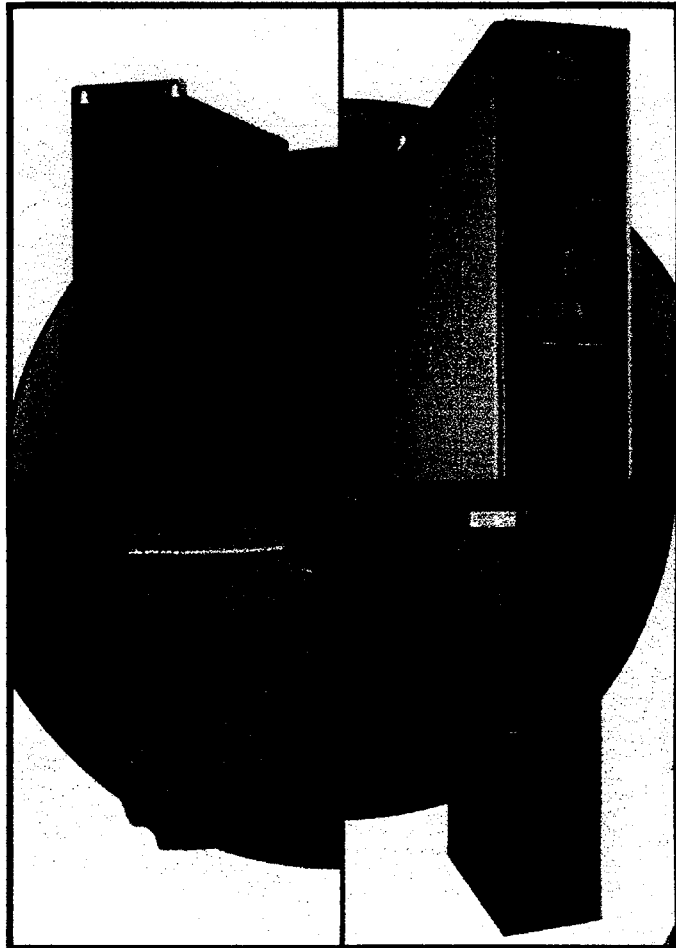


FIGURA 2. 6. CONVERSORES DE FRECUENCIA (DANFOSS)

El uso de una variable de frecuencia, para cambiar la velocidad del motor, es una solución a ciertos problemas de bombeo, pues permite que se pueda controlar la bomba para mantener

una presión constante, un flujo constante o para igualar una curva del sistema, como se muestra en las figuras 2.7, 2.8 y 2.9.

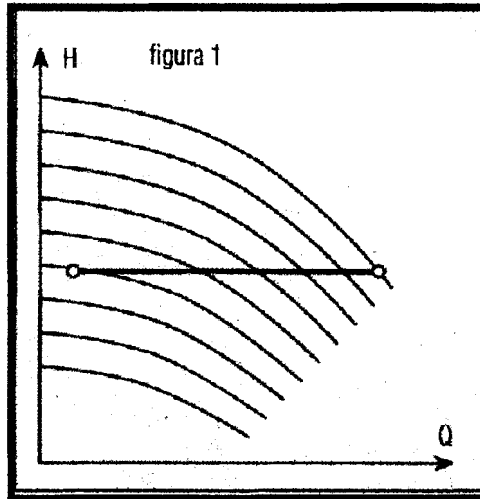


FIGURA 2.7. CONTROL PARA PRESIÓN CONSTANTE (ITT INDUSTRIES, PUMPING SYSTEM CONTROLLERS)

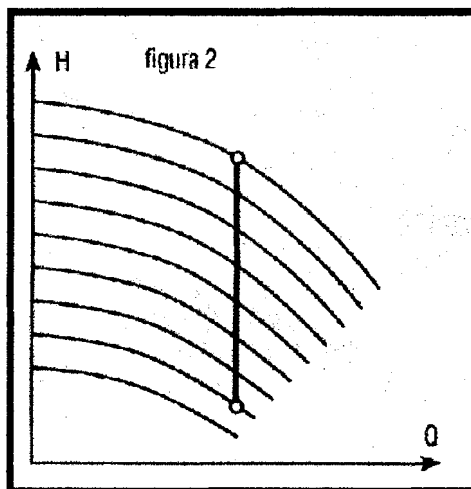


FIGURA 2.8. CONTROL PARA FLUJO CONSTANTE (ITT INDUSTRIES, PUMPING SYSTEM CONTROLLERS)

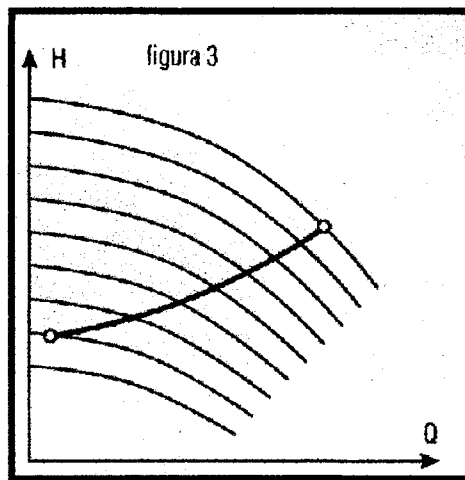


FIGURA 2.9. CONTROL PARA IGUALAR UNA CURVA DEL SISTEMA (ITT INDUSTRIES, PUMPING SYSTEM CONTROLLERS)

Por ejemplo, un sensor de presión en el proceso, detecta los cambios de presión, aguas abajo, estos cambios son procesados y convertidos en una señal eléctrica a través del transmisor P/I de presión y que a su vez son interpretados por un controlador y una señal es enviada al convertidor de frecuencia, el mismo que le ordena al motor incrementar o disminuir la velocidad de la bomba, de acuerdo a la demanda para mantener una presión constante, con una respuesta que es medida en fracciones de segundo, llegando incluso a apagar la bomba en el instante mismo que detecta que el consumo es cero. Si se quiere mantener una presión constante, la manera

de seleccionar una bomba para usarla con un convertor de frecuencia es ubicando la presión o carga dinámica total (TDH) que se desea mantener y el flujo máximo que se necesita.

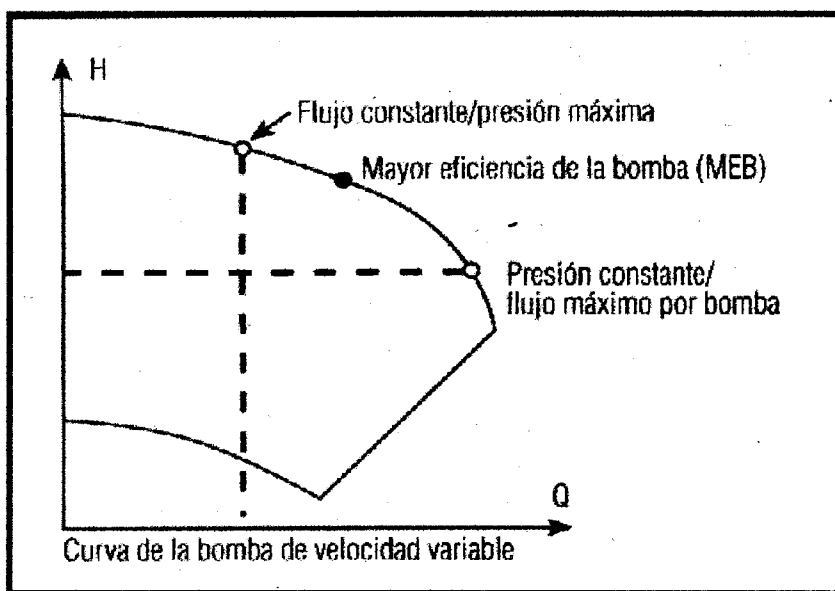


FIGURA 2.10. CURVA DE LA BOMBA DE VELOCIDAD VARIABLE (ITT INDUSTRIES, PUMPING SYSTEM CONTROLLERS)

Siempre se debe elegir una bomba que iguale o supere estos valores considerando la velocidad nominal (o de placa).

En bombas múltiples, la capacidad de todas las bombas debe igualar o exceder la demanda total. Ahora, si se quiere

mantener un flujo constante, se determina el flujo que se desea mantener y se procede a seleccionar una bomba que iguale o exceda la presión máxima requerida a la velocidad nominal (o de placa). Como una regla de mano, se puede decir que se obtienen buenos resultados si la bomba está seleccionada para operar en el punto de máxima eficiencia (MEB), o muy cercano ($\pm 10\%$) a éste, como se ve en la figura anterior, 2.10.

Estos sistemas también presentan sus propias ventajas y desventajas.

Entre las ventajas cabe anotar:



- Debido a su diseño compacto ahorra espacio físico.
- No se requieren válvulas reguladoras de presión ni válvulas de retención.
- Puede obviarse el uso de complejos tableros de control.
- Los tanques hidroneumáticos son relativamente pequeños y en ciertas aplicaciones ni siquiera son indispensables.
- Se evitan golpes de ariete.
- Son sistemas silenciosos en su funcionamiento.

- Permiten considerables ahorros de energía.
- No se requieren de válvulas mecánicas para restringir el flujo.
- Mayor duración del equipo, pues los arranques suaves reducen el choque de la carga máxima del arranque, que se tuviese si la velocidad fuera fija.

Las desventajas que presentan son:

- Requiere de personal capacitado y profesional para su instalación, puesta en marcha y mantenimiento.
- El costo inicial.



CAPÍTULO 3



3.SELECCIÓN Y DISEÑO DEL SISTEMA CON CONVERSORES DE FRECUENCIA.

Luego de que, en conjunto con el usuario, se analizó las diferentes propuestas, se decidió implementar la que utiliza bombas acopladas a motores controlados por convertidores de frecuencia o variadores de velocidad, que es como también se los conoce y que en adelante dichos términos se los usará indistintamente.

En la figura 3.1, que se muestra a continuación, se presenta una bomba acoplada a su motor eléctrico, el cual es controlado por un convertidor de frecuencia, que a su vez se encuentra incorporado un tanque hidroneumático, su tablero de control y demás accesorios.

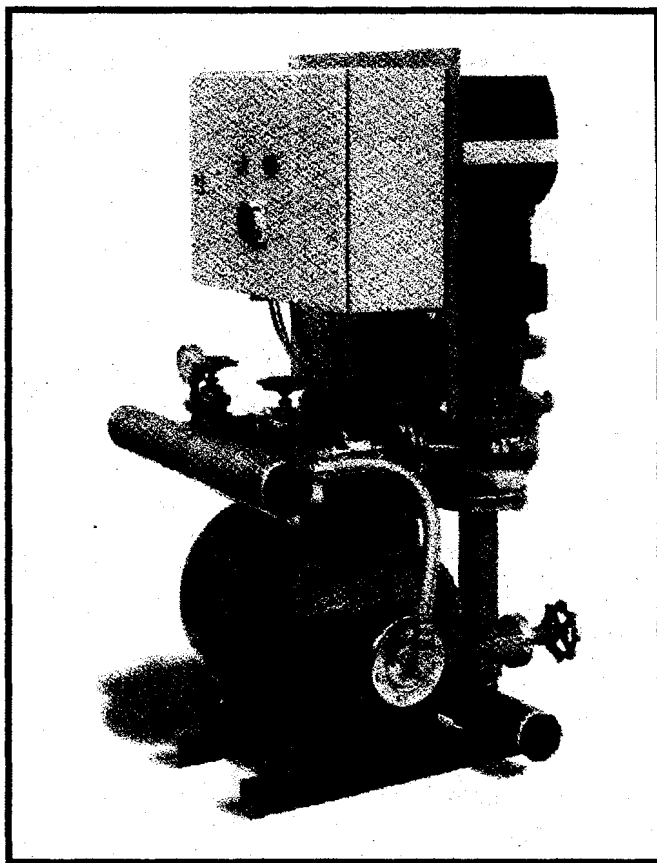


FIGURA 3. 1. BOMBA ACOPLADA A MOTOR CONTROLADO POR UN CONVERTOR DE FRECUENCIA (ITT INDUSTRIES, PUMPING SYSTEM CONTROLLERS)

3.1 Parámetros de selección.

En esta parte se determina el caudal y la presión a la cual debe trabajar el sistema de bombeo, cualquiera este sea. También se debe considerar la variable que se desea controlar, sean éstos: caudal, presión o curva del sistema, después se debe tomar en cuenta el voltaje disponible, sea éste monofásico (110/220V) o

trifásico (220/440V), lugar de donde succionaría (n) la (s) bomba (s), sea: cisterna, pozo o directamente de la red pública; además del material de la tubería, diámetro de la misma, número, tipo y diámetro de los accesorios para tubería que se vayan a requerir y presión deseada en el último punto.

En este caso concreto, se tiene que la tubería principal es de PVC, de 3 pulgadas, voltajes: trifásico 220V y monofásico 110/220V, 60HZ; su abastecimiento se lo hace desde una cisterna.

El Hotel Guayaquil tiene ciento sesenta habitaciones con sus baños respectivos, tres baños completos adicionales, diez medio baños, tres llaves de jardín, dos lavadoras industriales y seis domésticas, una lavadora de platos, doce llaves en el área de banquetes, cuatro en el lobby – damas, seis en el lobby – caballeros, seis llaves en la cocina y siete puntos ubicados en diferentes partes del hotel, para usos varios.

Determinación del Caudal (Q).-

El hotel tiene 160 habitaciones con sus baños respectivos, sabiendo que cada baño tiene 3 puntos, y que cada medio baño tiene 2 puntos, ya se puede determinar el caudal, así:



160 baños completos x 3	=	480 puntos
3 baños completos x 3	=	9 puntos
10 medio baños x 2	=	20 puntos
3 llaves de jardín	=	3 puntos
8 lavadoras de ropa	=	8 puntos
1 lavadora de platos	=	1 punto
12 llaves en el área de banquetes	=	12 puntos
4 lobby damas	=	4 puntos
6 lobby caballeros	=	6 puntos
6 llaves en la cocina	=	6 puntos
8 llaves adicionales	=	8 puntos

Número de puntos = 557 puntos

De la tabla 1 (capítulo 1), para un hotel f es 0.35 y usando la ecuación 1.23, el consumo será:

$$Q = 557 \times 0.35$$

$$Q = 194.9 \text{ GPM}$$

Aproximando se tendrá:

$$Q = 195 \text{ GPM} (44.29 \text{ m}^3/\text{hr})$$



Ahora, si se considera la experiencia de la administración del Grand Hotel Guayaquil, que afirma que el número de habitaciones ocupadas casi nunca sobrepasa el 75 % de la capacidad total de albergue, lo cual repercute mayor y directamente en el número de baños que se está usando en un momento determinado y por consiguiente en el tamaño del equipo seleccionado; por tanto, recalculando lo anterior, se tiene:

160 baños completos x 3 x 0.75	=	360 puntos
3 baños completos x 3	=	9 puntos
10 medio baños x 2	=	20 puntos
3 llaves de jardín	=	3 puntos
8 lavadoras de ropa	=	8 puntos
1 lavadora de platos	=	1 punto
12 llaves en el área de banquetes	=	12 puntos
4 lobby damas	=	4 puntos
6 lobby caballeros	=	6 puntos
6 llaves en la cocina	=	6 puntos
8 llaves adicionales	=	8 puntos



Número real de puntos = 437 puntos

Entonces lo que se tiene, en realidad, son 437 puntos, que estarán requiriendo de abastecimiento. Por tanto:

$$Q = 437 \times 0.35$$

$$Q = 153 \text{GPM} (34.75 \text{m}^3 / \text{hr})$$

Es decir que $153 \text{GPM} (34.75 \text{m}^3/\text{hr})$ podría ser el caudal de diseño usado en la selección del equipo de bombeo, con el propósito que el mismo sea más pequeño y por ende la inversión inicial sea menor. Pero, para cubrir el supuesto que el hotel esté ocupado el 100% de su capacidad es preferible trabajar con 195GPM como caudal de diseño.

Determinación del Cabezal (TDH).-

El hotel tiene cuatro pisos y terraza, con un recorrido, aproximado, de la tubería, como se muestra más en la figura 3.2

En las edificaciones se considera como punto más crítico, aquel que se encuentra más alejado y / o más alto, y es el recorrido que conduce a dicho punto, el que en la práctica se lo considera a efecto de realizar un cálculo rápido con buena aproximación a la hora de determinar la carga que se tiene en el sistema.



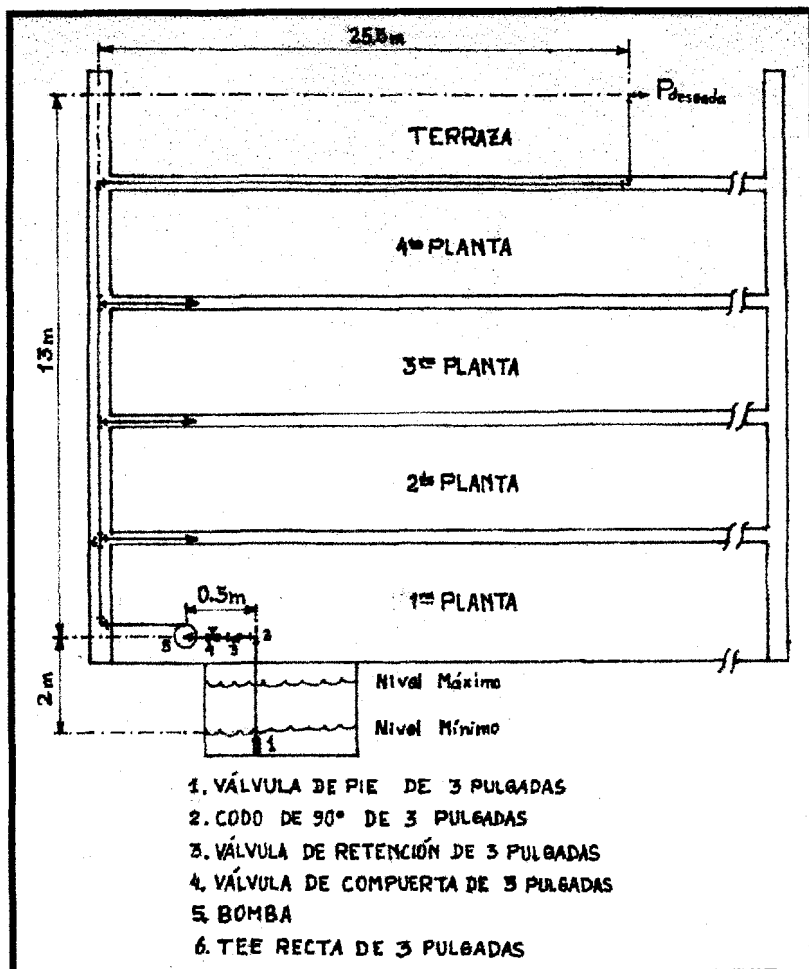
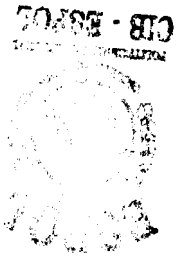


FIGURA 3.2. RECORRIDO APROXIMADO DE LA TUBERÍA EN EL HOTEL

Por no existir un plano sanitario, ni la información suficiente, además de la imposibilidad de observar las tuberías empotradas en las paredes, se tuvo que asumir el número y el tipo de accesorios, así como su diámetro, para lo cual se acude a los anexos K y L. Para el flujo de diseño de 195GPM ($44.29\text{m}^3/\text{hr}$) se requiere de un diámetro

de tubería de mínimo 2 pulgadas (50.8mm), pero las pérdidas por fricción son muy altas, Lo cual haría que se requiera mayor potencia; lo mismo sucedería con tubería de 2½ pulgadas (63.5mm).

Por consiguiente lo recomendable es utilizar tubería y accesorios de 3 pulgadas (76.2mm) y es lo que se asumirá para realizar los cálculos respectivos. Se usará el anexo M a fin de determinar los accesorios y la longitud equivalente de tubería L_e ; como se lo hace a continuación:



1 válvula de pie de 3plg.	1 x 32 =	32	<i>ft</i>
3 codos de 90° de 3plg.	3 x 8 =	24	<i>ft</i>
4 codos de 90° de 2plg.	5 x 5.5=	22	<i>ft</i>
4 tee de 3plg. (5 es asumido)	4 x 5 =	20	<i>ft</i>
3 tee de 2plg.	3 x 4 =	12	<i>ft</i>
3 tee de 1½plg.	3 x 3 =	9	<i>ft</i>
1 válvula de retención de 3plg.	1 x 20 =	20	<i>ft</i>
3 válvulas de compuerta de 3plg.	3 x 1.7=	5.10	<i>ft</i>
3 válvulas de compuerta de 2plg.	3 x 1.2=	3.60	<i>ft</i>
9 válvulas de compuerta de 1plg.	9 x 1 =	9	<i>ft</i>

$$L_e = \text{Tubería equivalente total} = 156.70 \text{ ft} (47.77\text{m})$$

Se asumió además que la tubería, hasta el punto más distante y alto, tenía una longitud de 134.5 ft , (41m) por consiguiente, la longitud total estuvo dada por:

$$L_t = L_{\text{tubería}} + L_e \quad (3.31)$$

Donde:

L_t es la longitud total de la tubería en ft o en m .

$L_{\text{tubería}}$ es la longitud de la tubería en ft o en m .

L_e es la longitud equivalente de la tubería en ft o en m .

De tal manera que reemplazando:

$$L_t = 134.5 \text{ ft} + 156.7 \text{ ft}$$

$$L_t = 291.2 \text{ ft} (88.78 \text{ m}).$$

De la tabla que se muestra en el anexo L, se puede interpolar y determinar que para una tubería plástica (PVC) de 3plg, con 195GPM, el factor de fricción es 6.58 ft , aproximadamente, por cada 100 ft de tubería, por consiguiente para determinar las pérdidas por fricción se aplicará la siguiente ecuación:



$$H_f = \frac{\text{factor de fricción}}{100 \text{ ft}} \times L_t \quad (3.32)$$

Donde:

$\frac{\text{factor de fricción}}{100 \text{ ft}}$ se lo obtiene de los anexos K y L

Reemplazando se tiene:

$$H_f = \frac{6.58 \text{ ft}}{100 \text{ ft}} \times 291.2 \text{ ft}$$

$$H_f = 19.16 \text{ ft (5.84 m)}$$



Sabiendo que la presión deseada en el punto más lejano es de 30psi, el cual, para convertirlo a pies (*ft*) se multiplica por la constante 2.31 y se obtiene 69.30 *ft* (21.13m); el cabezal estático, H_s , es de 49.2 *ft* (2m + 13m) como se indicó en la figura 3.2, entonces, el cabezal dinámico total (TDH) será:

$$TDH = H_s + H_f + P_{\text{deseada}} \quad (3.33)$$

La cual es una modificación a la ecuación 1.7 y por consiguiente se obtiene:



$$\text{TDH} = 49.2\text{ft} + 19.16\text{ ft} + 69.30\text{ ft}$$

$$\text{TDH} = 137.66\text{ ft} (41.97\text{m}).$$

O en términos de presión 59.60psi o lo que es lo mismo 4.11bar. valores que se los puede a redondear a 60psi (4.14bar) o en términos de altura 138.6 *ft* (42.26m). Para efectos de cálculo se utilizarán los valores redondeados.

Cálculo del NPSH.-

Para este cálculo se debe considerar las figuras 1.3, 1.7 y 3.2, conociendo además cuáles son los accesorios que se involucran, el diámetro y el material de la tubería de succión, la temperatura a la que se bombea el líquido y el flujo o caudal de diseño; se tiene: una válvula de pie de 3plg, un codo de 90° de 3plg, 2.5m (8.2 *ft*) de tubería de PVC de 3plg, agua a 80°F, caudal de 195GPM (44.29 m³/hr) y una altura de succión de 2m (6.56 *ft*).

Por tanto, usando la ecuación 1.13 y recordando que:

P_b = presión barométrica 14.7psi (33.9 *ft*) a nivel del mar.

V_p = 1 *ft* (0.3048 m), de la figura 1.7.

$L_s = 6.56 \text{ ft}$ (2m), de la figura 3.2.

$H_f = f$ (195GPM, 3plg; PVC)

La longitud de la tubería de succión es de 2.5m (8.2 *ft*) y los accesorios involucrados son:

1 válvula de pie de 3plg	32.0	<i>ft</i>
1 codo de 90° de 3plg	8	<i>ft</i>
	<hr/>	
$L_e =$	40	<i>ft</i>

$$L_t = 8.2 \text{ ft} + 40 \text{ ft}$$

$$L_t = 48.2 \text{ ft}$$

$$H_f = \frac{6.58 \text{ ft}}{100 \text{ ft}} \times 48.2 \text{ ft}$$

$$H_f = 3.17 \text{ ft} \text{ (0.97m)}$$

Entonces:

$$\text{NPSHA} = 33.9 \text{ ft} - 1 \text{ ft} - 6.56 \text{ ft} - 3.17 \text{ ft}$$

$$\text{NPSHA} = 23.17 \text{ ft} \text{ (7.10m)}$$



Mientras que el $NPSH_R$ está dado en las curvas de rendimiento de la bomba empleada. No debe olvidarse que para que la bomba no cavite, es necesario cumplir esta relación:

$$NPSH_A > NPSH_R$$



3. 2 Selección de equipos

Con los parámetros hidráulicos determinados ya se puede seleccionar cualquier sistema de bombeo que se desee emplear. En este caso serán bombas centrífugas con convertidores de frecuencia, con todos sus elementos periféricos y accesorios.

Sabiendo que el caudal de diseño es 195GPM ($44.29m^3/hr$) y el TDH requerido es 138.6ft (42.26m), se procede a la selección respectiva.

En este caso es conveniente trabajar con más de una unidad, para conseguir un mayor ahorro de energía y también para asegurar que siempre haya abastecimiento de agua, aunque sea parcial, en caso que una de ellas falle; de manera que cada una maneje del 50 al 60%, del consumo total; obviamente, considerando la presión requerida en la edificación. Estas serán dos bombas de

características similares, del mismo modelo, mismo tamaño, misma velocidad, mismo voltaje y misma frecuencia.

Como el nuevo equipo es un Sistema de Presión Constante Dúplex, lo que se debe mantener constante es la presión y lo que va a variar es el flujo; entonces, se asume que lo que cada una de las dos bombas manejan es, aproximadamente, el 55% de la capacidad total, es decir:

$$Q_1 = Q_2 = 0.55Q_{\text{diseño}} \quad (3.34)$$

$$Q_1 = Q_2 = 0.55 \times 195 \text{GPM} = 107.30 \text{GPM} (24.36 \text{m}^3 / \text{hr})$$



En cuanto a la presión, la que se tiene que usar, es la que se determinó considerando el caudal de diseño, esto es, 195GPM (44.29m³/hr), que corresponde al caudal total que manejarán las dos bombas en forma ideal y cuando trabajen al mismo tiempo, es decir:

$$\text{TDH} = 138.6 \text{ ft} (42.26\text{m})$$

En la figura 3.3 se muestra la curva característica de la bomba seleccionada que corresponde a una bomba marca Goulds, fabricada por ITT Industries de los Estados Unidos de Norteamérica,

con las siguientes características: Bomba centrífuga, modelo 7SH, con motor TEFC de 7.5HP (5.6Kw), 3500RPM, 230 / 460 V, tres fases, 60HZ. El diámetro del impéler es 6 7/16 plg para la potencia empleada.

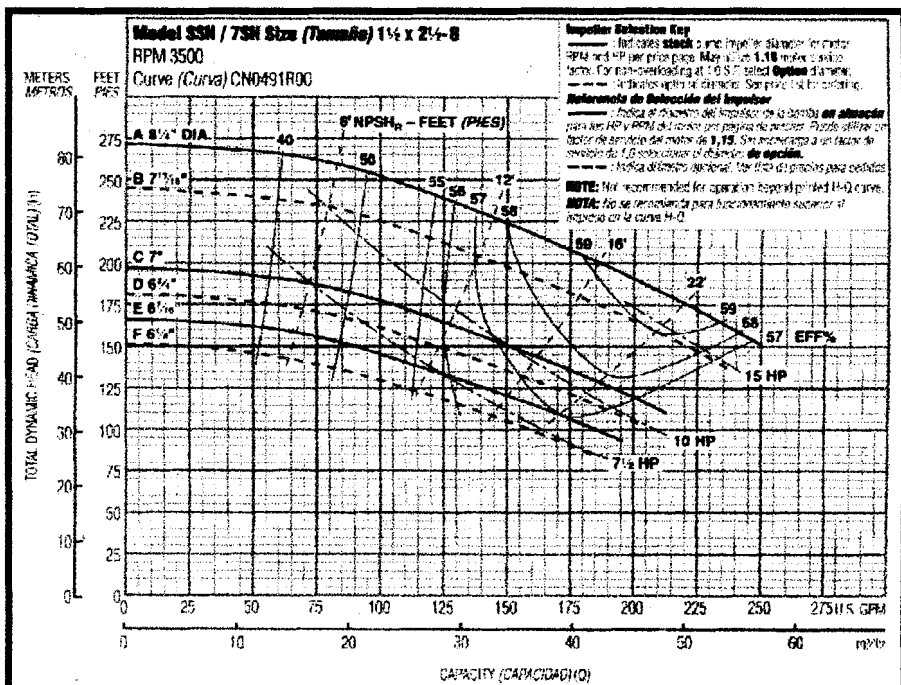
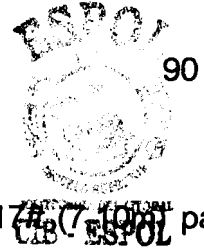


FIGURA 3.3. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO 60HZ, 3500RPM (ITT INDUSTRIES, G&L PUMPS)

Cabe mencionar que se trata de una operación en paralelo y que cada bomba deberá manejar aproximadamente 107.30GPM (24.36m³/hr) a 138.6ft (42.26m) de TDH; así mismo el NPSH_R para



cada bomba deberá ser menor al $NPSH_A$ de 23.17 ft (7.06 m) para una operación en paralelo.

Utilizando la figura 3.3 se tiene que el $NPSH_R$ para cada bomba a 107.30GPM (24.36 m^3/hr), es 11.20 ft (3.41 m). Por tanto para la operación en paralelo con 195GPM (44.29 m^3/hr) se tiene el mismo $NPSH_R$ de 11.20 ft (3.41 m).

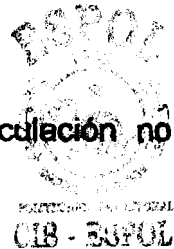
Por consiguiente, se puede decir que, bajo estas condiciones, las bombas no van a tener problemas de cavitación, puesto que se está cumpliendo con la relación que el $NPSH_A$ sea mayor al $NPSH_R$.

Para cuando no hay demanda, y para mantener la presión en la línea se suele usar un tanque de presión con membrana, colocado en el lado de la descarga de la (s)bomba (s).

El tanque requerido es pequeño y los parámetros para su selección son: La presión máxima del sistema y el caudal debe ser, aproximadamente el 10%, de la demanda total, si se trata de una sola bomba, pero si se trata de un sistema dúplex, deberá ser el 10% de lo que maneja la bomba más pequeña. Si son dos bombas de similares características, como en este caso, donde cada una

maneja el 55% del caudal total, entonces el tanque deberá ser de un volumen útil, capaz de almacenar el 10% de lo que maneja una de las bombas es decir, 10.73 galones mínimo, a una presión de 60psi. El tanque que cumple con esto, es un Goulds Aqua-air, modelo V-140, para más información refiérase al anexo N.

Es importante resaltar que en sistemas de recirculación no se requieren tanques de presión.



En un sistema de bombeo de velocidad variable y cuando se usan tanques con membrana, para que éstos operen en forma adecuada, deben tener una precarga inicial de aire de acuerdo a lo que se indica en la tabla 4. Es decir, para este caso la presión o precarga inicial del tanque debe ser de 52psi (3.59bar), puesto que opera en 60psi (4.14bar).

TABLA 4

RANGO DE OPERACIÓN RECOMENDADOS PARA TANQUES HIDRONEUMÁTICOS CON SISTEMAS DE VELOCIDAD VARIABLE

Pres.oper.psi	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150
Precarga psi	12	21	37	52	64	77	95	117	125	138

REF. ITT INDUSTRIES,VARIABLE SPEED PUMP CONTROL

En lo que respecta al convertidor o variador de frecuencia, ya se sabe que servirá para controlar la velocidad de una bomba centrífuga con motor de 7.5HP (5.6Kw), 230 / 460 V, tres fases, 60 Hz. Por otra parte, se debe fijar el voltaje con el que se operará, pues hay monofásicos y trifásicos que van de 200 á 240V y también trifásicos trabajan en el rango de 380 á 500V, estos rangos dependen del fabricante y la procedencia.

El convertidor debe además tener entradas y salidas tanto analógicas como digitales. Uno de los que cumple con estas funciones es el de la marca Danfoss, de Dinamarca, para 7.5HP (5.6Kw) modelo: VLT5008 con protección IP20 y de 380 – 500V; 0-1000HZ, con entrada y salida de 4-20 mA y otras de relé, obviamente, existen otras alternativas.

Existen convertidores de frecuencia que se energizan sólo con voltaje trifásico de 440V. Si no se dispone de éste, se vuelve entonces necesario el uso de auto transformadores elevadores de voltaje, es decir elevan de 220V á 440V, éstos se los puede colocar dentro de una caja metálica o tablero de control, al que se le puede adicionar botoneras para encendido o apagado, luces piloto, breakers, etc. Véase figura 3.5.

Otro elemento, muy importante, es el transmisor de presión ilustrado en el anexo F, que recibe señales de presión desde la línea de descarga y detectadas por sensores (figura 3.6) las convierte en señales de corriente (P / I). Estos transmisores pueden detectar presiones, por ejemplo de 0–25bar, etc y tener corriente de 4-20mA, para control proporcional.

Cuando se operan bombas múltiples, se requiere de un Microprocesador o algún Controlador Lógico Programable (PLC), que sirve para controlar la secuencia de funcionamiento de las bombas.

Este PLC debe tener entradas y salidas analógicas de 4–20mA y digitales o de relé como el PLC Delta modelo: PLC–12, los cuales se energizan con voltaje de 110 - 220 V, dependiendo del modelo, reciben la señal proporcional de 4-20mA del transmisor de presión y a su vez envían otra señal proporcional al convertidor de frecuencia, quien será el que controle la velocidad de la bomba.

3.3 Costo de los equipos y su instalación

Lo que finalmente el hotel adoptó fue el sistema de presión constante usando conversores de frecuencia. El fabricante, ITT

Industries, ha logrado compactar los equipos en uno solo, conocido como el Sistema Aquavar.

Convertidores de Frecuencia

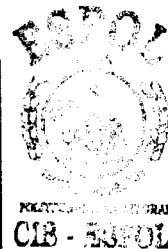


FIGURA 3.4. SISTEMA DE PRESIÓN CONSTANTE CON CONVERTIDORES DE FRECUENCIA INSTALADOS EN EL HOTEL

Auto-Transformadores

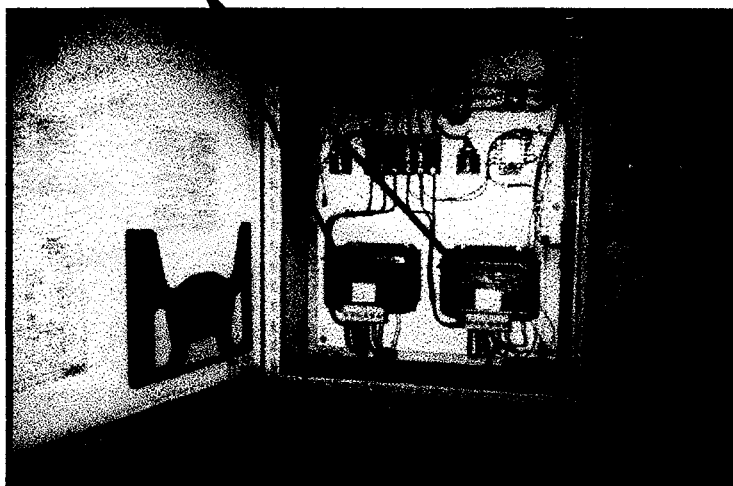


FIGURA 3.5. TABLERO DE CONTROL CON TRANSMISORES DE PRESIÓN Y AUTO TRANSFORMADORES, INSTALADOS EN EL HOTEL

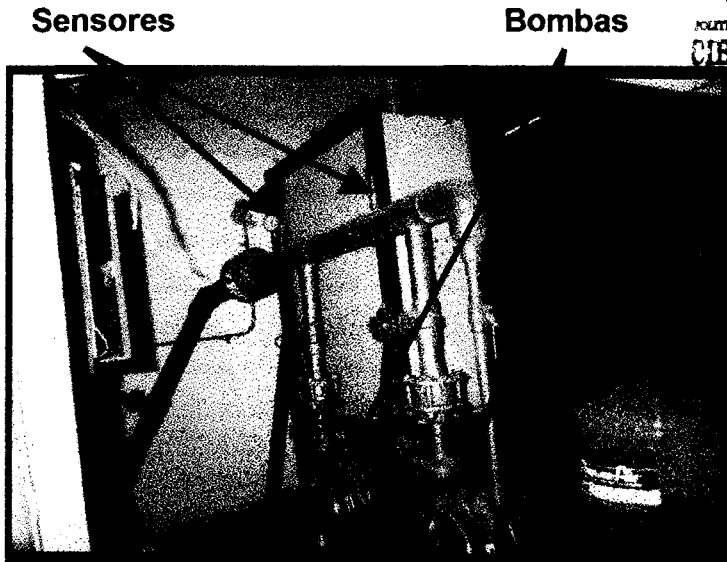


FIGURA 3.6. SISTEMA DE PRESIÓN CONSTANTE DONDE SE APRECIAN LOS SENSORES DE PRESIÓN Y LAS BOMBAS, INSTALADOS EN EL HOTEL

En dicho sistema, la bomba ya viene acoplada a su respectivo motor eléctrico y sobre éste, el convertidor de frecuencia, que a su vez ya tiene un microprocesador incorporado, todos ellos son enfriados por el ventilador del motor TEFC. Además, viene como accesorios el sensor y transmisor de presión, cuyos precios también están incluidos como parte del equipo, el cual se mostró en las figuras, 3.4,3.5 y 3.6

Los costos aproximados del equipo se ven en la tabla 5

TABLA 5
COSTOS DEL NUEVO EQUIPO

Cant	DESCRIPCIÓN	COSTOS(\$)
1	Sistema tipo paquete AQUAVAR modelo 7SH.	9,890.00
1	Tanque precargado modelo V-140.	370.00
1	Tablero con dos auto-transformadores para convertir de 220V á 460V, incluye selectores, breakers y otros elementos para control manual.	2,050.00
	Materiales varios requeridos: neplos, cable eléctrico, tubería EMT, etc.	280.00
	Mano de obra por instalación y puesta en marcha de los equipos.	470.00
Total de costos		13,060.00

Por tanto los costos involucrados en la adquisición e instalación del nuevo equipo son \$13,060.00 dólares, que es el valor de la nueva inversión y que, como se demostrará más adelante, será fácilmente recuperada.





CAPÍTULO 4

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En esta parte es conveniente aclarar que los dos tanques galvanizados que funcionaban por separado, estaban inicialmente sin precarga, pero eran luego, precargados de aire mediante un compresor, por tanto serán considerados como tales; es decir como tanques con precarga, con lo que se logra mejorar su capacidad de almacenamiento y por ende su volumen útil.

El volumen físico total de cada tanque era de 350gal (1.32 m³).

De acuerdo a lo que se determinó en la sección 2.2 y tal como se tenía instalado el sistema en la edificación, con esas bombas y en el rango de

presión al cual operaban, para cada una se debió haber empleado 3 tanques de 350gal (1.32m³) o en su defecto 1 tanque de 1,050.00gal (3.97m³) para no atentar contra la vida útil de los motores eléctricos de las bombas, de 7.5HP (5.6Kw). Solamente así se estaría asegurando que estos tengan el número de arranques por hora permisibles y / o recomendables.

Ahora, si se considera que el volumen del tanque (V_t) empleado es de 350gal (1.32m³), que el volumen útil del tanque es V_u, que el caudal promedio es 141.50GPM (32.14m³/hr), correspondiente al flujo de agua enviado por la bomba hacia el tanque, que el caudal de diseño es 195GPM (44.29m³/hr), correspondiente al flujo que se consume en la edificación inclusive en las horas pico, que las presiones de arranque P₁ y de parada P₂ son de 40psi (2.76bar) y 60psi (4.14bar), respectivamente y que la presión atmosférica P_a es 14.7psi (1.013 bar) a nivel del mar y además recordando que se trata de un tanque con precarga inicial de aire, entonces, aplicando la ecuación 2.29 y despejando V_u ya se puede determinar su volumen útil, así:

$$V_u = 350 \times \frac{60 - 40}{60 + 14.7}$$

$$V_u = 350 \times \frac{20}{74.7}$$



$$V_u = 350 \times 0.268$$

$$V_u = 93.71 \text{gal} (0.35 \text{m}^3)$$

Se debe recordar que el caudal promedio es 141.50GPM (32.14m³/hr), determinado en la sección 2.2 y que el caudal de diseño es 195GPM (44.29m³/hr), determinado en la sección 3.1; además :

$$T_{\text{prendido}} = \frac{V_u}{Q} \quad (4.35)$$

$$T_{\text{apagado}} = \frac{V_u}{Q_{\text{diseño}}} \quad (4.36)$$

Reemplazando:

$$T_{\text{prendido}} = \frac{93.71 \text{gal}}{141.50 \text{GPM}}$$

$$T_{\text{prendido}} = 0.66 \text{ min}$$

$$T_{\text{apagado}} = \frac{93.71 \text{gal}}{195 \text{GPM}}$$

$$T_{\text{apagado}} = 0.48 \text{ min}$$



Entonces, el tiempo, T , empleado en cada ciclo es:

$$T = T_{\text{preendido}} + T_{\text{apagado}} \quad (4.37)$$

Reemplazando los valores anteriores:

$$T = 0.66 \text{ min.} + 0.48 \text{ min.}$$

$$T = 1.14 \text{ min / ciclo}$$



Lo cual significa que:

$$\# \text{ciclos / hr} = \frac{60 \text{ min / hr}}{1.14 \text{ min / ciclo}} = 52.50 \text{ ciclos / hr}$$

Además:

$$52.50 \text{ ciclos / hr} \times \frac{1 \text{ arr}}{1 \text{ ciclo}} = 52.50 \text{ arr / hr}$$

De la tabla 3, se sabe que el número de arranques por hora debía ser de 30 como máximo y no de 52.50 como ocurría.

Ahora bien, con el volumen adecuado del tanque, es decir con 1,050 gal (3.97m³), usando la ecuación 2.29 y despejando V_u , se tendría lo siguiente:

$$V_u = 1,050.00 \times \frac{60 - 40}{60 + 14.7}$$

$$V_u = 1,050.00 \times \frac{20}{74.7}$$

$$V_u = 1,050.00 \times 0.268$$

$$V_u = 281.12 \text{ gal} (1.06 \text{ m}^3)$$



Adicionalmente, con el tanque arriba mencionado, lo ideal sería usar las dos bombas en paralelo, ya no en forma independiente como estaban originalmente, con lo cual el caudal promedio se duplicaría a 283GPM (64.27m³/hr). Luego, usando las ecuaciones 4.35 y 4.36, reemplazando se tendría:

$$T_{\text{prendido}} = \frac{281.12 \text{ gal}}{283 \text{ GPM}}$$

$$T_{\text{prendido}} = 0.99 \text{ min}$$

Ahora:

$$T_{\text{apagado}} = \frac{281.12 \text{ gal}}{195 \text{ GPM}}$$

$$T_{\text{apagado}} = 1.44 \text{ min}$$

Por tanto, aplicando la ecuación 4.37 y reemplazando, el tiempo, T , empleado en cada ciclo sería:

$$T = 0.99 \text{ min.} + 1.44 \text{ min.}$$

$$T = 2.44 \text{ min / ciclo}$$

Por consiguiente:

$$\# \text{ciclos / hr} = \frac{60 \text{ min / hr}}{2.44 \text{ min / ciclo}} = 24.64 \text{ ciclos / hr}$$



O lo que es lo mismo:

$$24.64 \text{ ciclos / hr} \times \frac{1 \text{ arr}}{1 \text{ ciclo}} = 24.64 \text{ arr / hr}$$

Lo cual demostraría que esta sería una de las maneras de mejorar la instalación existente, a fin de conseguir un ahorro energético como consecuencia de la reducción del número de arr/hr.

Retomando el caso real del sistema hidroneumático existente, donde se daban 52.50 arr/hr que afectaban directamente a los costos operativos anuales del sistema, serán determinados mediante la aplicación de la siguiente ecuación:

$$C_o = \frac{P_o}{\eta} \times c \times t_o \quad (4.38)$$

Donde C_o son los costos de funcionamiento por año, P_o es la potencia de operación en Kw, η es 0.85 y es la eficiencia del motor, c es 0.086 \$/Kwhr y corresponde al costo facturado por la empresa suministradora de energía incluido impuestos (bomberos, alumbrado público y recolección de basura), t_o es el producto entre el número de arranques por hora al año y la diferencia entre el tiempo que la bomba está prendida y el tiempo asumido de 2 segundos que ésta se toma en arrancar y llegar a su velocidad nominal.

Luego:

$$P_o = 7.5HP \times 0.746 = 5.60Kw$$

$$c = 0.086\$ / Kw hr$$

$$t_o = \#arr / hr año \times \left(0.66 - \frac{2}{60}\right) \frac{min}{arr}$$

$$t_o = 52.50arr / hr \times 8,760.00hr / año \times \frac{1hr}{60 min} \times 0.63 \frac{min}{arr}$$

$$t_o = 4,820.86hr / año$$

Entonces:

$$C_o = \frac{5.60Kw}{0.85} \times 0.086\$ / Kw / hr \times 4,820.86hr / año$$

$$C_o = 2,729.01\$ / año$$



Adicionalmente:

$$C_a = \frac{P_a}{\eta} \times c \times t_a \quad (4.39)$$

Donde: C_a es el costo anual de energía consumida debido a los arranques, P_a es la potencia al arranque que normalmente, y según algunos fabricantes de motores, es de 6 á 12 veces la potencia nominal, pero se asumirá 10 como dicho valor, c es el costo del Kw-hr en dólares y t_a es el número de horas al año debido al número de arranques y es el producto entre el número de arranques por hora al año y el tiempo que se tarda en arrancar la bomba hasta estabilizarse en su velocidad nominal, y que como ya se dijo se asumirá de 2 segundos; entonces:

$$P_a = 10P_o = 10 \times 7.5HP \times 0.746Kw = 55.95Kw$$

$$t_a = 52.50arr / hr \times 2seg / arr \times 1hr / 3,600seg \times 8,760hr / año$$

$$t_a = 255.51hr / año$$

Reemplazando en la ecuación 4.39, se tiene:

$$C_a = \frac{55.95Kw}{0.85} \times 0.086\$ / Kw hr \times 255.51hr / año$$

$$C_a = 1,446.42\$ / año$$

Hasta aquí, los costos son los debidos al funcionamiento de la bomba, pero, otra carga que se la debe considerar es la debida al uso del compresor de aire para precargar los tanques; sabiendo que es de 0.5HP (0.37Kw), que realizaba 5 arranques cada 8 horas y asumiendo que el motor tiene una eficiencia del 83%, bajo el mismo criterio y aplicando lo anterior, se tiene:

t_{pc} = tiempo que el compresor permanece prendido en cada hora.

$$t_{pc} = \frac{5arr}{8hr} \times \frac{1hr}{\#arr} \times 60 \text{ min}$$

$$t_{pc} = 37.5 \text{ min}$$

t_{oc} = tiempo de operación del compresor por cada hora

$$t_{oc} = 37.5 \text{ min} - \frac{2}{60} \text{ min}$$

$$t_{oc} = 37.47 \text{ min}$$



Por tanto, aplicando la ecuación 4.38, los costos operativos anuales del compresor serán:

$$C_{oc} = \frac{0.5Hp}{0.83} \times 0.746 \frac{Kw}{Hp} \times 0.086 \frac{\$}{Kwhr} \times 37.47 \frac{\text{min}}{hr} \times \frac{1hr}{60 \text{ min}} \times 8,760 \frac{hr}{año}$$

$$C_{oc} = 209.73 \frac{\$}{año}$$

Además:

t_{ac} = tiempo anual por arranques del compresor

$$t_{ac} = 2 \frac{\text{seg}}{\text{arr}} \times \frac{5 \text{arr}}{8 \text{hr}} \times 8,760 \frac{\text{hr}}{\text{año}}$$

$$t_{ac} = 2 \frac{\text{seg}}{\text{arr}} \times \frac{1 \text{hr}}{3,600 \text{seg}} \times 0.625 \frac{\text{arr}}{\text{hr}} \times 8,760 \frac{\text{hr}}{\text{año}}$$

$$t_{ac} = 3.04 \frac{\text{hr}}{\text{año}}$$



Por tanto, reemplazando en la ecuación 4.39, los costos por arranques del compresor anualmente, serán:

$$C_{ac} = \frac{10 \times 0.5 \times 0.746}{0.83} \text{Kw} \times 0.086 \frac{\$}{\text{Kwhr}} \times 3.04 \frac{\text{hr}}{\text{año}}$$

$$C_{ac} = 1.17 \frac{\$}{\text{año}}$$

Ahora, el costo operativo total, C_t está dado por la siguiente ecuación:

$$C_t = C_o + C_a + C_{oc} + C_{ac} \quad (4.40)$$

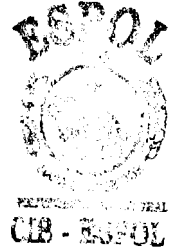
Es necesario recordar que se tenían dos bombas de 7.5HP(5.6Kw) en paralelo y que las dos suman 15HP(11.2Kw), la primera es la bomba principal que se asume trabaja el 100 % del tiempo que demanda el sistema y la segunda bomba, de apoyo o respaldo, se asume que

operaba el 85% del tiempo; de tal manera que la ecuación 4.40 se transforma en:

$$C_t = C_o + C_a + 0.85C_o + 0.85C_a + C_{oc} + C_{ac}$$

Es decir:

$$C_t = 1.85C_o + 1.85C_a + C_{oc} + C_{ac} \quad (4.41)$$



Reemplazando, se tiene:

$$C_t = 1.85 \times 2,729.01 \$/\text{año} + 1.85 \times 1,446.42 \$/\text{año} + 209.73 \$/\text{año} + 1.17 \$/\text{año}$$

$$C_t = 7,935.43 \$/\text{año}$$

Es decir, con el sistema hidroneumático, sólo en energía eléctrica, se gastaba anualmente \$7,935.43, de los cuales el 33.72% era debido al número de arranques que las bombas daban durante el año de operación.

Adicionalmente, hay que considerar otros egresos o gastos en que se incurría durante el año de operación con dicho sistema de distribución, los cuales se detallan en la tabla 6.

TABLA 6

GASTOS ANUALES POR REPARACIÓN Y MANTENIMIENTO

DESCRIPCIÓN	COSTO
Tubería y accesorios: neplós, codos, uniones etc.	680.00
Pintura	130.00
Válvula de retención de 3 pulgadas	183.00
Válvula de pie Simmons de 3 pulgadas	211.00
Sellos mecánicos originales	200.00
Válvula solenoide de ¼ de pulgada, 110V	140.00
Controles de volumen de aire	120.00
Contactores y térmicos de 19-25ª, 220V, 3F	160.00
Mano de obra por reparaciones	320.00
Gasto Total Anual	2,144.00

De manera que los costos operativos anuales, C_{op} , son:

$$C_{op} = 7,935.43 \$/\text{año} + 2,144.00 \$/\text{año}$$



$$C_{op} = 10,076.43 \text{ \$ / año}$$

Por consiguiente, lo que costaba realmente mantener operativo el sistema hidroneumático durante un año era \$10,079.43 dólares.

Evaluación de la rentabilidad de la nueva inversión:

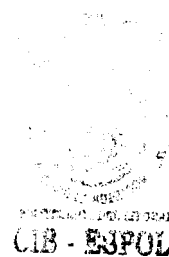
En el capítulo 3 se determinó un TDH de 138.60 *ft* (42.26m), de los cuales 19.15 *ft* (5.84m) representan la carga por fricción, es decir el 13.91% corresponden a ésta, por tanto para determinar el ahorro energético anual del sistema de velocidad variable hay que remitirse a la tabla 7, específicamente a la columna 25% F, que es a la que más se aproxima al porcentaje de carga por fricción para este caso. Si se sabe que se trata de un motor de 7.5HP (5.6Kw), con una eficiencia del 85%, de una velocidad fija con el caudal de diseño; si se sabe además, que el costo por kilowatio-hora es 0.086 dólares; si se asume también, que en un ciclo de trabajo el 15% del tiempo de funcionamiento lo hace al 100% del caudal de diseño, 35% del tiempo de funcionamiento al 87.5% y 45% del tiempo de funcionamiento al 50 %, lo cual significa que funciona el 95% del tiempo total; luego de lo cual ya se podrá calcular el ahorro energético anual.

TABLA 7

AHORROS DE ENERGÍA EN CONDICIONES DE REDUCCIÓN, %

Flujo Nominal, %	Tipo de Sistema			
	100% F	75 % F	50 % F	25 % F
100	21	16	9	3
87.5	38	31	20	12
75	57	47	35	20
50	81	69	55	41

REF. BOMBAS, SELECCIÓN, USO Y MANTENIMIENTO



Con la información hasta aquí presentada se puede calcular el costo anual de operación en dólares, aplicando:

$$C = \frac{P_o}{\eta} \times c \times op \quad (4.42)$$

Donde, P_o es la potencia del motor en Kw, η es la eficiencia del motor, c es 0.086 \$/Kwhr y op son las horas de operación por año; entonces, reemplazando se tiene lo siguiente:

$$C = \frac{7.5 \times 0.746 \text{ Kw}}{0.85} \times 0.086 \frac{\$}{\text{Kwhr}} \times 8,760.00 \frac{\text{hr}}{\text{año}} \times 0.95$$

$$C = 4,710.94 \text{ \$/año (costo anual de operación por bomba)}$$

El ahorro que se puede lograr al instalar una bomba acoplada a un convertidor de frecuencia, se obtiene multiplicando el costo de operación C , por la sumatoria, $\%F$, resultante de multiplicar el porcentaje de los tiempos de funcionamiento por sus respectivos porcentajes de ahorro energético en condiciones de reducción.

Entonces:

$$A = C \times F$$



(4.43)

Además:

$$F = Tf_1 \times \%F_1 + Tf_2 \times \%F_2 + Tf_3 \times \%F_3 + Tf_4 \times \%F_4 \quad (4.44)$$

Por tanto, usando la tabla 7, específicamente, la columna 25% F , se obtiene:

$$F = 0.15 \times 0.03 + 0.35 \times 0.12 + 0.45 \times 0.41$$

$$F = 0.0045 + 0.042 + 0.1845$$

$$F = 0.23$$

Luego, reemplazando en la ecuación 4.43, el ahorro anual de energía, A, en dólares es:

$$A = 4,710.94\$/\text{año} \times 0.23$$

$$A = 1,088.23\$/\text{año}$$



Si la carga por fricción en el sistema no fuese 13.91%, como en este caso, sino, por ejemplo, 46%, entonces, de la tabla 7 se tendría que seleccionar la columna 50%F. Si los parámetros de potencia, eficiencia del motor, costo del Kwhr y los tiempos de funcionamiento con su caudal de diseño, fuesen los mismos; entonces se tendría el siguiente ahorro anual en energía:

$$A = 4,710.94\$/\text{año} (0.15 \times 0.09 + 0.35 \times 0.20 + 0.45 \times 0.55)$$

$$A = 4710.94\$/\text{año} \times 0.33$$

$$A = 1,559.32\$/\text{año}$$

Estos \$1,559.32 dólares corresponden al 33.10% de ahorro en los costos de operación, sin dejar de ser un ahorro de energía anual, que evidentemente es mayor que el obtenido con el 13.91% de carga por fricción. Se pueden seguir realizando los mismos cálculos para cargas por fricción del 75%F y del 100%F, cuyos resultados se muestran en la tabla 8.



TABLA 8

AHORROS DE ENERGÍA(A) SEGÚN EL PORCENTAJE DE CARGAS POR FRICCIÓN (\$/año), (%)

Costo Anual de Operación C (\$/año)	Carga por Fricción (%)	A (\$/año)	A (%)
4,710.94	25% F	1,088.23	23.10%
4,710.94	50% F	1,559.32	33.10%
4,710.94	75% F	2,086.95	44.30%
4,710.94	100% F	2,492.09	52.90%

A, es el ahorro económico que se obtiene debido al ahorro de energía eléctrica por la operación de una bomba; en el caso del hotel, son \$1,088.23 dólares; si se asume que la segunda bomba funciona bajo los mismos parámetros, se tiene que el ahorro anual se duplica, teniendo entonces \$2,176.46 dólares. Pero debido a los gastos de mantenimiento, este valor se ve afectado, dando origen a uno menor, que es el ahorro real por año, el cual se detalla en la tabla 9, cabe aclarar que el detalle marcado con asterisco(*), en dicha tabla, es lo único que hasta la actualidad se ha realizado como mantenimiento.

TABLA 9

AHORRO REAL DEL NUEVO SISTEMA

	DETALLES	\$/AÑO
(+)	Ahorro del pago de la energía de la bomba principal.	1,088.23
(+)	Ahorro del pago de la energía de la bomba de respaldo.	1,088.23
(-)	* Costo de los sellos mecánicos (originales)	140.00
(-)	Mano de obra por cambio de los sellos.	50.00
(-)	Otros	00.00
	Ahorro real (A)	1,986.45

En definitiva, el ahorro real que se consigue con la inversión hecha en el nuevo sistema, es de 1,986.45 dólares por año. Este ahorro anual real sumados a los \$10,079.43 dólares al año, que se dejaron de gastar debido a la eliminación del sistema hidroneumático anterior, dieron un total de \$12,065.88 dólares anuales que se habrían usado para cubrir la mayor parte del costo inicial del sistema de presión constante, que ascendía a \$13,060.00

En el sistema hidroneumático original por cada bomba se empleaba independientemente un tanque de 350 galones(1.32m³), con el cual se daban 52.50 arr/hr. Este número de tanques era deficiente para su

necesidad, pues lo que se requería en realidad eran tres unidades de esta capacidad, por cada bomba, es decir, tenían un déficit de cuatro unidades para las dos bombas. Ahora bien, si se hubiese cambiado la instalación de manera tal que los tanques y las bombas se encuentren en paralelo, es decir conectados a un mismo múltiple (en inglés manifold) tanto sus entradas como sus salidas, sólo se habrían requerido tres tanques de 350 galones (1.32m^3) o uno de 1,050.00gal (3.97m^3) para las dos bombas, con lo cual el número de arranques por hora se hubiesen reducido de 52.50 á 24.64arr/hr, lo que estaría dentro del rango permisible, de acuerdo a la tabla 3. Así se habría conseguido un ahorro energético, mas no la eliminación de los denominados golpes de ariete, que influían directamente en los gastos de mantenimiento del sistema hidroneumático. Además, tampoco se hubiese podido mantener el suministro de agua a los diferentes puntos, sin fluctuaciones de presión, inconveniente que se acentuaría en las horas pico o de mayor demanda, debido esto a los arranques y paradas que son inevitables en este tipo de sistemas. Por otro lado, con la adopción de un nuevo sistema hidroneumático, en el que se necesitarían tres tanques de 350gal (1.32m^3) conectados en paralelo, se requeriría de un gran espacio físico de aproximadamente 20m^2

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Con el nuevo sistema de bombeo, instalado en octubre de 1998, el Grand Hotel Guayaquil obvió por completo las dificultades que tenía para dar un suministro de agua acorde con las exigencias de sus clientes y por supuesto, para no desmerecer sus servicios frente a los otros hoteles de su categoría. Es decir:

1. El abastecimiento de agua en los diferentes puntos del hotel, principalmente en los ubicados en los últimos pisos, se normalizó.
2. Siendo la demanda aleatoria, más aún en las horas pico; ahora, la presión siempre se mantiene constante.



3. Las tuberías ya no sufren los denominados golpes de ariete, que era la causa principal por la cual éstas se averiaban.
4. Con el nuevo sistema de velocidad variable se tienen arranques suaves y por ende se reducen los choques de carga máxima inherentes a los sistemas hidroneumáticos.
5. Este nuevo sistema les ha permitido el ahorro energético anual de un 23.10% aproximadamente.
6. Existe también, un ahorro económico que se ve disminuido por los inevitables gastos de mantenimiento, constituyéndose en ahorro económico real, el cual representa \$1,986.45 dólares.
7. El costo inicial de la nueva inversión se la recuperó en 1.08 años, esto es sin tomar en cuenta los posibles incrementos del costo Kw-hr, en cuyo caso la recuperación hubiese sido en un tiempo menor, ya que los costos anuales de operación habrían sido mayores.
8. El espacio físico que requiere un sistema de presión constante es de unos 3m². Lo anterior es muy importante considerarlo, a fin de mejorar

la utilización del espacio físico, hoy en día que el metro cuadrado de construcción tiene costos nada despreciables.

9. Mientras mayor sea la carga por fricción en un sistema, mayor será el ahorro obtenido por costos de operación; así como también este ahorro será mayor; si los mayores tiempos de funcionamiento en porcentaje, lo hacen con los valores más pequeños del caudal de diseño dados también, en términos de porcentajes.
10. Otra forma de solucionar el problema que se tenía en el hotel era utilizando las mismas bombas e inclusive uno de los tanques, implementando solamente los variadores de frecuencia o de velocidad y demás elementos periféricos.
11. Para mayor información respecto a algunos de los cálculos efectuados en el desarrollo de este trabajo es recomendable remitirse a los anexos M, N, Ñ, O y P.
12. Se recomienda, además la utilización del diskette adjunto, con hojas de cálculo formuladas para facilitar la obtención de nuevos resultados de acuerdo a los parámetros que se ingresen.

Cuando se tienen edificaciones como la mencionada a lo largo de este trabajo, en que los requerimientos de flujo son aleatorios, de acuerdo a la hora (en las horas pico la demanda normalmente es mayor) y al número de huéspedes, es recomendable y conveniente no descartar la posibilidad de que su sistema de bombeo incluya el uso de bombas centrífugas en combinación con convertidores de frecuencia o variadores de velocidad, que es como también se los conoce.





ANEXOS

ANEXO A

COMPORTAMIENTO DE CIERTOS MATERIALES SEGÚN EL TIPO DE FLUIDO BOMBEADO, G&L PUMPS

POLYMER CENTRAL
CIB - ESPOL

Cast Iron, Bronze and 316 Stainless Steel Material Suitability For Pumpage

APPLICATIONS

Effective April, 1991

This chart is intended as a guide in the selection of economical materials. It must be kept in mind that corrosion rates may vary widely with temperature, concentration, and the presence of trace elements or abrasive solids. Blank spaces indicate a lack of accurate corrosion information for those specific conditions.

Code

- 1 — Fully Satisfactory 3 — Limited Use
- 2 — Useful Resistance 4 — Unsuitable

CI — Cast Iron, ASTM A48.

Brz. — Anti-Acid Bronze, Similar to ASTM B148A2.

316SS — Stainless Steel, ASTM A744 Gr. CF-8M, AISI 316.

Corrosive	C.I.	Brz.	316SS
Lactic acid, < 50%, 70° F.	4	2	1
Lactic acid, > 50%, 70° F.	4	2	2
Lactic acid, < 5%, to boiling	4	4	3
Lime slurries, 70° F.	2	2	2
Magnesium chloride, 70° F.	3	3	2
Magnesium chloride, < 5%, to boiling	4	3	3
Magnesium chloride, > 5%, to boiling	4	3	4
Magnesium hydroxide, 70° F.	2	1	2
Magnesium sulphate	3	3	2
Malic acid	3	3	2
Mercaptans	1	4	1
Mercuric chloride, < 2%, 70° F.	4	4	4
Mercurous nitrate, 70° F.	3	4	2
Methyl alcohol, 70° F.	1	1	1
Naphthalene sulphuric acid, 70° F.	4	3	2
Naphthalenic acid, to hot	3	3	2
Nickel chloride, 70° F.	4	4	3
Nickel sulphate	4	3	2
Nitric acid	4	4	2
Nitrobenzene, 70° F.	1	3	1
Nitroethane, 70° F.	1	1	1
Nitropropane, 70° F.	1	1	1
Nitrous acid, 70° F.	4	4	4
Nitrous oxide, 70° F.	3	3	3
Oleic acid	3	3	2
Oleum, 70° F.	2	4	2
Oxalic acid	4	3	3
Palmitic acid	2	2	2
Phenol (see carboic acid)			
Phosgene, 70° F.	3	3	2
Phosphoric acid, < 10%, 70° F.	4	3	1
Phosphoric acid, > 10-70%, 70° F.	4	3	1
Phosphoric acid, < 20%, 175° F.	4	3	2
Phosphoric acid, > 20%, 175° F. < 85%	4	3	3
Phosphoric acid, > 10%, boil, < 85%	4	3	4
Phthalic acid, 70° F.	3	2	2
Phthalic anhydride, 70° F.	2	3	1
Picric acid, 70° F.	4	4	3
Potassium carbonate	2	2	1
Potassium chlorate	2	3	1
Potassium chloride, 70° F.	3	3	2
Potassium cyanide, 70° F.	2	4	2
Potassium dichromate	2	2	1
Potassium ferricyanide	3	2	2

Corrosive	C.I.	Brz.	316SS
Potassium ferrocyanide, 70° F.	4	2	2
Potassium hydroxide, 70° F.	3	3	2
Potassium hypochlorite	4	3	3
Potassium iodide, 70° F.	3	2	2
Potassium permanganate	2	2	2
Potassium phosphate	3	3	2
Sea water, 70° F.	3	2	2
Sodium bisulphate, 70° F.	4	3	3
Sodium bromide, 70° F.	2	3	2
Sodium carbonate	2	2	2
Sodium chloride, 70° F.	3	2	2
Sodium cyanide	2	4	2
Sodium dichromate	2	4	2
Sodium ethylate	2	1	1
Sodium fluoride	3	3	2
Sodium hydroxide, 70° F.	2	2	2
Sodium hypochlorite	4	4	3
Sodium lactate, 70° F.	2	3	3
Stannic chloride, < 5%, 70° F.	4	3	4
Stannic chloride, > 5%, 70° F.	4	4	4
Sulphite liquor, to 175° F.	4	3	2
Sulphur (molten)	2	4	1
Sulphur dioxide (spray), 70° F.	3	3	2
Sulphuric acid, < 2%, 70° F.	4	3	2
Sulphuric acid, 2-40%, 70° F.	4	3	3
Sulphuric acid, 40%, to 80%, 70° F.	4	4	4
Sulphuric acid, 60-80%, 70° F.	2	4	2
Sulphuric acid, < 10%, 175° F.	4	3	4
Sulphuric acid, 10-20% & > 80%, 175° F.	4	4	4
Sulphuric acid, 60-80%, 175° F.	4	4	4
Sulphuric acid, < 3%, boiling	4	4	3
Sulphuric acid, 14-40%, boiling	4	4	4
Sulphuric acid, 40-65% & > 85%, boil	4	4	4
Sulphuric acid, 65-80%, boiling	4	4	4
Sulphurous acid, 70° F.	4	3	3
Tantalum tetrachloride, 70° F.	3	3	3
Tetrachlorethylene, to boiling	2	3	2
Urea, 70° F.	3	3	2
Vinyl acetate	2	2	2
Vinyl chloride	2	3	2
Water, to boiling	2	1	1
Zinc chloride	3	3	2
Zinc cyanide, 70° F.	4	2	2
Zinc sulphate	4	3	1

ANEXO B

MATERIALES DE LAS BOMBAS SEGÚN EL TIPO DE FLUIDO, G&L PUMPS

MATERIALS
G&L PUMPS

Cast Iron, Bronze and 316 Stainless Steel Material Suitability For Pumpage

APPLICATIONS



Effective April, 1991

This chart is intended as a guide in the selection of economical materials. It must be kept in mind that corrosion rates may vary widely with temperature, concentration, and the presence of trace elements or abrasive solids. Blank spaces indicate a lack of accurate corrosion information for those specific conditions.

Code
 1 — Fully Satisfactory 3 — Limited Use
 2 — Useful Resistance 4 — Unsuitable
 CI — Cast Iron, ASTM A48
 Brz. — Anti-Acid Bronze, Similar to ASTM B148A2
 316SS — Stainless Steel, ASTM A744 Gr. CF-8M, AISI 316

Corrosive	C.I.	Brz.	316SS
Acetaldehyde, 70° F.	2	1	1
Acetic acid, 70° F.	4	1	1
Acetic acid, < 50%, to boiling	4	2	1
Acetic acid, > 50%, to boiling	4	4	2
Acetone, to boiling	1	1	1
Aluminum chloride, < 10%, 70° F.	4	2	3
Aluminum chloride, > 10%, 70° F.	4	4	3
Aluminum chloride, < 10%, to boiling	4	4	4
Aluminum chloride, > 10%, to boiling	4	4	4
Aluminum sulphate, 70° F.	4	2	1
Aluminum sulphate, < 10%, to boiling	4	2	2
Aluminum sulphate, > 10%, to boiling	4	3	3
Ammonium Chloride, 70° F.	4	4	2
Ammonium chloride, < 10%, to boiling	4	4	2
Ammonium chloride, > 10%, to boiling	4	4	4
Ammonium fluoride, 70° F.	4	4	3
Ammonium sulphate, < 40%, to boiling	4	4	2
Arsenic acid, to 225° F.	4	4	3
Barium chloride, 70° F. < 50%	4	2	3
Barium chloride, < 5%, to boiling	4	2	3
Barium chloride, > 5%, to boiling	4	3	4
Barium hydroxide, 70° F.	2	4	1
Barium nitrate, to boiling	3	4	2
Barium sulphide, 70° F.	3	4	2
Benzoic acid	4	3	2
Boric acid, to boiling	4	3	2
Boron trichloride, 70° F. dry	2	2	2
Boron trifluoride, 70° F. 10%, dry	2	2	2
Brine (acid), 70° F.	4	4	4
Bromine (dry), 70° F.	4	4	4
Bromine (wet), 70° F.	4	4	4
Calcium bisulphite, 70° F.	4	4	2
Calcium bisulphite, to hot	4	4	3
Calcium chloride, 70° F.	2	3	2
Calcium chloride, < 5%, to boiling	3	3	2
Calcium chloride, > 5%, to boiling	4	3	3
Calcium hydroxide, 70° F.	2	2	2
Calcium hydroxide, < 30%, to boiling	3	2	2
Calcium hydroxide, > 30%, to boiling	4	4	3
Calcium hypochlorite, < 2%, 70° F.	4	4	4
Calcium hypochlorite, > 2%, 70° F.	4	4	4
Carbolic acid, 70° F. (phenol)	3	2	1
Carbon bisulphide, 70° F.	2	2	1
Carbonic acid, 70° F.	2	3	1
Carbon tetrachloride, dry to boiling	2	2	1

Corrosive	C.I.	Brz.	316SS
Chloric acid, 70° F.	4	4	4
Chlorinated water, 70° F.	3	3	2
Chlorosulphonic acid, 70° F.	4		4
Chlorosulphonic acid, 70° F.	4	4	4
Chromic acid, < 30%	4	4	3
Citric acid	4	3	1
Copper nitrate, to 175° F.	4	4	2
Copper sulphate, to boiling	4	3	3
Cresylic acid	3	3	2
Cupric chloride	4	3	4
Cyanohydrin, 70° F.	3		2
Dichloroethane	3	2	2
Diethylene glycol, 70° F.	1	2	1
Dinitrochlorobenzene, 70° F. (dry)	3	2	1
Ethanolamine, 70° F.	2	4	2
Ethers, 70° F.	2	2	2
Ethyl alcohol, to boiling	1	1	1
Ethyl cellulose, 70° F.	1	2	2
Ethyl chloride, 70° F.	3	2	2
Ethyl mercaptan, 70° F.	3	4	2
Ethyl sulphate, 70° F.	3	2	2
Ethylene chlorohydrin, 70° F.	3	2	2
Ethylene dichloride, 70° F.	3	2	2
Ethylene glycol, 70° F.	2	2	2
Ethylene oxide, 70° F.	3	4	2
Ferric chloride, < 5%, 70° F.	4	4	4
Ferric chloride, > 5%, 70° F.	4	4	4
Ferric nitrate, 70° F.	4	4	2
Ferric sulphate, 70° F.	4	4	3
Ferrous sulphate, 70° F.	4	3	3
Formaldehyde, to boiling	2	2	1
Formic acid, to 212° F.	4	3	4
Freon, 70° F.	1	1	1
Hydrochloric acid, < 1%, 70° F.	4	4	3
Hydrochloric acid, 1-20%, 70° F.	4	4	4
Hydrochloric acid, > 20%, 70° F.	4	4	4
Hydrochloric acid, < 1/2%, 175° F.	4	4	3
Hydrochloric acid, 1/2-2%, 175° F.	4	4	4
Hydrocyanic acid, 70° F.	4	4	3
Hydrogen peroxide, < 30% < 150° F.	3	4	2
Hydrofluoric acid, < 20%, 70° F.	4	2	4
Hydrofluoric acid, > 20%, 50° F.	4	3	4
Hydrofluoric acid, to boiling	4	4	4
Hydrofluoroacetic acid, 70° F.	4		3

ANEXO C

COMPORTAMIENTO DEL ACERO INOXIDABLE 304 SEGÚN LA CONCENTRACIÓN Y TEMPERATURA DE BOMBEO, G&L PUMPS

304 Stainless Steel Products Material Suitability For Pumpage

APPLICATIONS

Effective March, 1991



Item No.	Pumpage Type	Formula	Conc. %	Temp. °C	*Code Level
1	Acetic acid	CH ₃ COOH	10	20	2
2	Ammonium bicarbonate	NH ₄ CO ₃	10	20	2
3	Ammonium carbonate	(NH ₄) ₂ CO ₃	80	3	
4	Ammonium chloride	NH ₄ Cl	10	20	3
5	Ammonium hydroxide	NH ₄ OH	10	<80	3
6	Ammonium nitrate	NH ₄ NO ₃	5		3
7	Beer				1
8	Benzic acid	C ₆ H ₅ COOH	10	20	2
9	Benzic acid	"		20	2
10	Boric acid	H ₃ BO ₃	5	20	1
11	Boric acid	"	5	80	2
12	Brine				2
13	Butyric acid	C ₄ H ₇ COOH	Wat. Sol.		2
14	Calcium chloride	CaCl ₂		20	3
15	Calcium nitrate	Ca(NO ₃) ₂	10		2
16	Calcium phosphate	Ca ₃ (PO ₄) ₂	10	≤100	2
17	Citric acid	C ₆ H ₈ O ₇	5	20	2
18	Coffee				1
19	Copper sulfate	CuSO ₄	5	20	2
20	Ethylene glycol	CH ₂ (OH)CH ₂ (OH)			1
21	Fluoroacetic acid	H ₂ CF ₂	20	20	4
22	Fruit juices				1
23	Hydrocyanic acid	HCN		20	2
24	Hydrogen peroxide			20	2
25	Lactic acid	C ₃ H ₅ O ₃	5	≤85	3
26	Lactic acid	"	10	20	2
27	Magnesium chloride	MgCl ₂			3
28	Magnesium sulfate	MgSO ₄		20	2
29	Malic acid	(CHCO ₂ H) ₂	10	20	3
30	Milk				1
31	Nitric acid	HNO ₃	20	20	4
32	Nitric acid	"	20	70	4
33	Oleic acid	C ₁₈ H ₃₃ O ₂	20	20	3
34	Oxalic acid	(COOH) ₂	≤10	≤20	2
35	Oxalic acid	(COOH) ₂	10	70	4

Item No.	Pumpage Type	Formula	Conc. %	Temp. °C	*Code Level
36	Phosphoric acid	H ₃ PO ₄		≤80	3
37	Phthalic acid	C ₆ H ₄ (COOH) ₂	Wat. Sol.	20	2
38	Potassium bicarbonate	KHCO ₃	20	20	1
39	Potassium carbonate	K ₂ CO ₃	40	20	2
40	Potassium chloride	KCl	10	20	2
41	Potassium hydroxide	KOH	10	<80	2
42	Potassium permanganate	KMnO ₄		20	2
43	Potassium phosphate	KH ₂ PO ₄	10	80	3
44	Potassium sulfate	K ₂ SO ₄			2
45	Propionic acid	CH ₃ CH ₂ CO ₂ H	20	20	2
46	Propylene glycol	CH ₃ CH(OH)CH ₂ OH	80	20	3
47	Salicylic acid	C ₆ H ₄ (OH)COOH		20	2
48	Sodium bicarbonate	NaHCO ₃	10	20	1
49	Sodium carbonate	Na ₂ CO ₃		<80	1
50	Sodium chloride	NaCl			3
51	Sodium hydroxide	NaOH	<10	<80	2
52	Sodium nitrate	NaNO ₃	10		2
53	Sodium phosphate	Na ₂ PO ₄		≤100	1
54	Sodium sulfate	Na ₂ SO ₄	5	<80	2
55	Sulfuric acid	H ₂ SO ₄	10	20	4
56	Sulfurous acid	H ₂ SO ₃	Sat	20	3
57	Sulfurous acid	"	10	20	2
58	Tannic acid	C ₁₂ H ₆ O ₆	10	20	1
59	Tartaric acid	C ₄ H ₄ O ₆	10	20	2
60	Tee				1
61	Vinegar			≤80	1
62	Water			≤110	1
63	Water, condensation				1
64	Water, de-aerated				3
65	Water, demineralized				1
66	Water, distilled				1
67	Water, mine				1
68	Water, sea				3
69	Water, thermal				1
70	Wine-Whiskey				1

Where hot and aggressive liquids are to be pumped, in addition to checking the chemical compatibility, bear in mind that any deviations in temperature, density and viscosity from the reference data would bring about variations in terms of power input, hydraulic performance and suction capacity. Make sure, in all cases, that the power input is not higher than the rated power and the suction lift does not exceed the permissible values.

*Code Key: 1 = Good 2 = Fair 3 = Poor 4 = Not Recommended
Important—Pumpage coded 3 "poor" may result in reduced or unsatisfactory service life. Refer to "user" in house engineers for product acceptability.



1991-03-01
G&L - BENTON

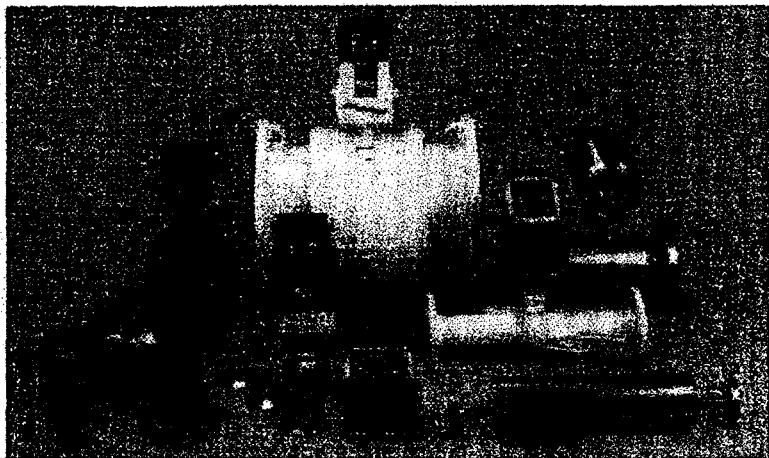
ANEXO D
GUÍA DE APLICACIÓN DE SELLOS MECÁNICOS, G&L PUMPS

Rotary	Stationary	Elastomer	Service
Carbon	Ceramic	Buna	General, Clean Water to 200° F (Non-Fluctuating Temperature)
Carbon	Ceramic	Viton	Mild Chemicals, Petroleum (Non-Fluctuating Temperature)
Carbon	Ceramic	EPR	Ozone, Mild Caustic (Non-Fluctuating Temperature)
Carbon	Ni-Resist	EPR	Hot Water, Boiler Feed to 250° F & Mild Caustic
Carbon	Silicon Carbide	Viton	Glycol, Mild Chemicals & Mild Abrasive to 250° F
Carbon	Silicon Carbide	EPR	Boiler Feed, High Temp to 250°F, Mild Caustic & Ozone
SilCar	Silicon Carbide	Viton	Abrasives, Chemicals, Carbon Free

1. The above data is a general use guide only. For pump temperature limits see product literature and for specific chemical, concentration and temperature compatability please contact the factory.
2. All combinations are not available in every product. Please consult your catalog for specific availability.
3. Applications apply only to mechanical seals supplied by Goulds Pumps WTGNA.



ANEXO E ACCESORIOS PARA CONVERTORES DE FRECUENCIA CON BOMBAS CENTRÍFUGAS CAUDALÍMETROS, DANFOSS



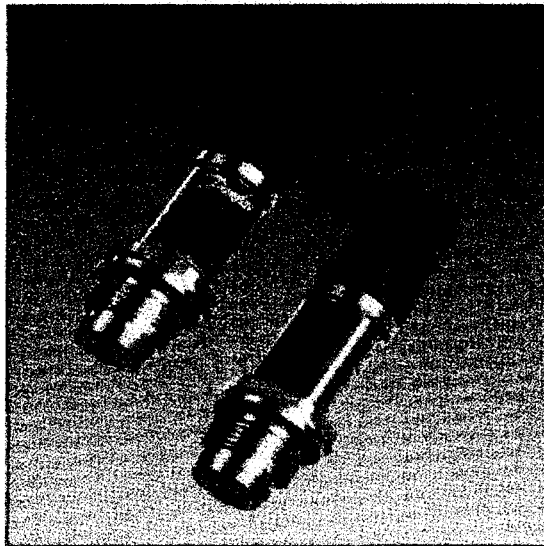
Caudalímetros para la medición de fluidos: medidores de caudal electromagnéticos MAGFLO®, medidores de caudal másico MASSFLO®, medidores de caudal ultrasónicos SONOFLO®, y medidores de torbellino VORFLO®. Danfoss también dispone de equipamiento para la medición del contenido de oxígeno en el agua.



Los caudalímetros MAGFLO® también cumplen los requisitos de higiene y precisión exigidos por las industrias alimentaria y de bebidas.

ANEXO F

ACCESORIOS PARA CONVERTORES DE FRECUENCIA CON COMBAS CENTRÍFUGAS TRANSMISORES DE PRESIÓN, DANFOSS



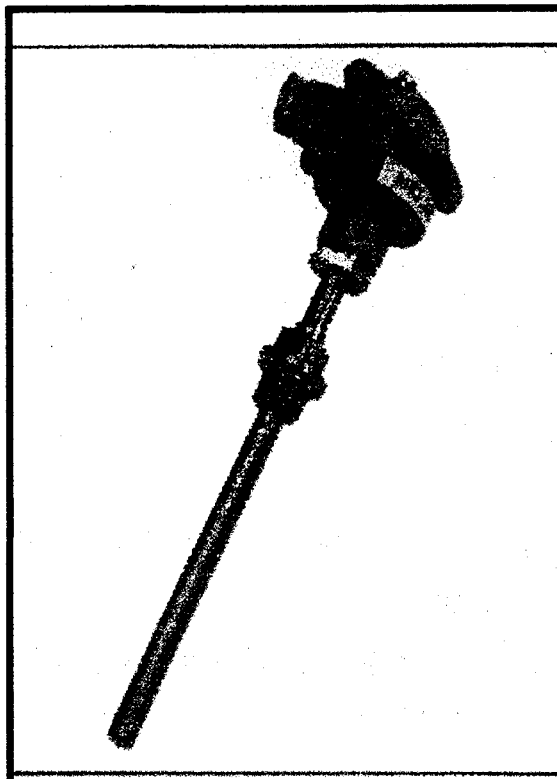
Transmisor de presión con diafragma aflorante MBS 4510

- ◆ Diseñado para ser utilizado en aplicaciones exigentes dentro del sector de la industria de procesamiento
- ◆ Conexión de montaje sanitaria
- ◆ Protegido según la directiva UE EMC
- ◆ Calibrado por láser y con compensación de temperatura
- ◆ Precisión muy elevada
- ◆ Ajuste cero & Span

Datos técnicos

Fluido:	Aire, gas, líquido
Temperatura de trabajo:	de -10°C a 85°C
Piezas en contacto con el medio:	AISI 316L (DIN 17440-1.4404)
Protección:	IP 65
Conexión eléctrica:	Conector Pg 9 DIN 43650
Precisión:	≤± 0,2% FS (típica), ≤± 0,5% FS (máx.)
Tensión de alimentación:	De 10 a 30 V c.c. polaridad protegida
Señal de salida:	De 4 a 20 mA
Conexión de proceso:	G 1" A, ISO 228 con junta DIN 3869-33 NBR.

ANEXO G
ACCESORIOS PARA CONVERTORES DE FRECUENCIA CON BOMBAS CENTRÍFUGAS
SONDA DE TEMPERATURA O TERMOCUPLA, DANFOSS



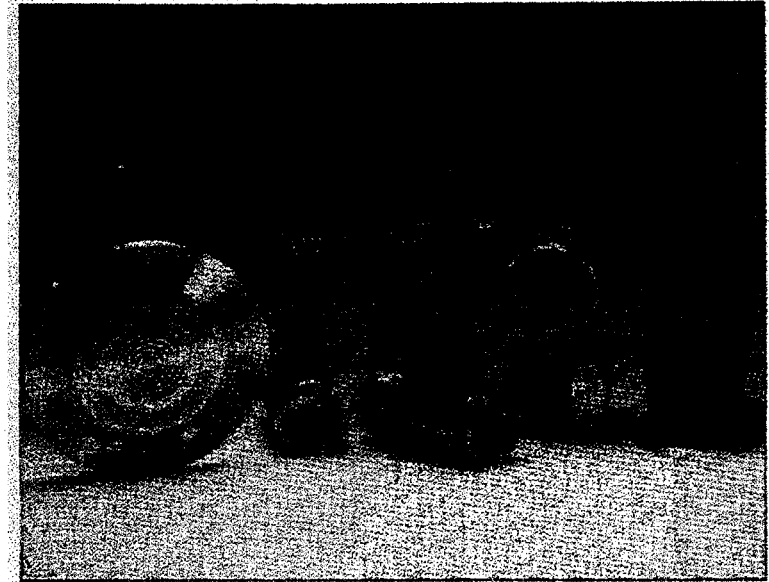
Serie MBT 33

- ◆ Transmisor de temperatura para trabajos pesados
- ◆ Rango de temperatura desde -50 a +400°C
- ◆ Conexión soldada
- ◆ Velocidades del fluido de hasta 60m/s
- ◆ Con o sin transmisor incorporado

ANEXO H ACCESORIOS PARA CONVERTIDORES DE FRECUENCIA CON BOMBAS CENTRÍFUGAS TRANSMISOR DE NIVEL, DANFOSS

MBS 7000-L Smart Transmisor de nivel

- ◆ Rangos de medición desde 0-12,5 mbar hasta 0-25 bar
- ◆ Temperaturas de proceso de -40 a $+150^{\circ}\text{C}$
- ◆ Precisión = 0,075% de intervalo de medida
- ◆ Rango 40:1
- ◆ Señal de comunicación de salida 4-20 mA y HART®
- ◆ Protección intrínsecamente segura y a prueba de explosiones IP 67
- ◆ Función de control P10
- ◆ Piezas en contacto con el medio de acero inoxidable 316L, Monel 400, Hastelloy C276 o titanio
- ◆ Montaje por brida según normativa DIN o ANSI



ANEXO I

PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS, BERKELEY PUMPS

FRICTION LOSS CHARTS

Loss of Head in Feet, Due to Friction Per 100 Feet of Pipe

These data are for new pipe. Increase by 15% to compensate for aging.

¾"			
Flow U.S. Gal. Min.	Steel ID .622"	Copper ID .623"	Plastic ID .622"
0.5	.582	.33	.314
1.0	2.10	1.25	1.14
1.5	4.44	2.67	2.58
2.0	7.57	4.56	4.10
2.5	11.4	6.88	6.15
3.0	16.0	9.66	8.55
3.5	21.3	12.9	11.5
4.0	27.3	16.4	14.8
4.5	33.9	20.4	18.3
5.0	41.7	24.8	22.2
5.5	49.2	29.5	26.6
6.0	57.8	34.6	31.2
6.5	57.0	40.2	36.2
7.0	76.8	46.1	41.5
7.5	87.3	52.5	47.2
8.0	98.3	59.4	53.0
8.5	110.0	66.0	59.5
9.0	122.0	73.5	66.0
9.5	135.0	81.0	73.0
10.0	149.0	89.4	80.5

¾"			
Flow U.S. Gal. Min.	Steel ID .824"	Copper ID .822"	Plastic ID .824"
1.5	1.13	.70	.61
2.0	1.93	1.21	1.04
2.5	2.91	1.82	1.57
3.0	4.08	2.56	2.21
3.5	5.42	3.4	2.93
4.0	6.94	4.36	3.74
4.5	8.63	5.4	4.66
5.0	10.5	6.57	5.66
6.0	14.7	9.22	7.95
7.0	19.6	12.2	10.6
8.0	25.0	15.7	13.5
9.0	31.1	19.5	16.8
10.0	37.8	23.7	20.4
11.0	45.1	28.2	24.4
12.0	53.0	33.2	28.6
13.0	61.5	38.5	33.2
14.0	70.5	44.2	38.0
16.0	90.2	56.6	48.6
18.0	112.0	70.4	60.5
20.0	136.0	83.5	73.5

1"			
Flow U.S. Gal. Min.	Steel ID 1.049"	Copper ID 1.042"	Plastic ID 1.049"
2	.595	.345	.322
3	1.36	.732	.680
4	2.14	1.24	1.15
5	3.42	1.88	1.75
6	4.84	2.63	2.45
8	7.73	4.50	4.16
10	11.7	6.77	6.31
12	16.4	9.47	8.85
14	21.8	12.6	11.8
16	27.9	16.2	15.1
18	34.7	20.1	18.7
20	42.1	24.4	22.8
22	50.2	28.8	27.1
24	59.0	34.0	31.9
26	68.4	39.7	36.9
28	78.3	45.3	42.3
30	89.2	51.6	48.1
35	119.0	68.7	64.3
40	152.0	88.0	82.0
45	189.0	109.0	102.0

1¼"			
Flow U.S. Gal. Min.	Steel ID 1.380"	Copper ID 1.368"	Plastic ID 1.380"
4	.564	.364	.304
5	.853	.545	.460
6	1.20	.765	.649
7	1.59	1.02	.860
8	2.04	1.31	1.10
10	3.08	1.98	1.67
12	4.31	2.75	2.33
14	5.73	3.64	3.10
16	7.34	4.68	3.96
18	9.13	5.81	4.93
20	11.1	7.10	6.00
25	16.6	10.7	9.06
30	23.5	15.0	12.7
35	31.2	20.0	16.9
40	40.0	25.6	21.6
50	60.4	38.7	32.6
60	84.7	54.1	45.5
70	114.0	72.2	61.3
80	144.0	92.4	77.9
90	179.0	115.0	96.6

1½"			
Flow U.S. Gal. Min.	Steel ID 1.61"	Copper ID 1.60"	Plastic ID 1.61"
4	.267	.169	.144
6	.565	.358	.305
8	.963	.611	.520
10	1.45	.923	.786
12	2.04	1.29	1.10
14	2.71	1.71	1.46
16	3.47	2.2	1.87
18	4.31	2.75	2.33
20	5.24	3.31	2.83
25	7.90	5.00	4.26
30	11.1	7.00	6.0
35	14.7	9.35	7.94
40	18.9	12.0	10.2
45	23.4	14.9	12.63
50	28.5	18.1	15.4
55	34.0	21.5	18.35
60	40.0	25.3	21.6
65	46.4	29.0	25.1
70	53.2	33.8	28.7
75	60.4	38.0	32.6
80	68.1	43.1	36.8
85	76.2	47.6	41.2
90	84.7	53.6	45.7
95	93.6	58.8	50.5
100	103.0	65.1	56.6

CIB - ESPOL



ANEXO J PÈRDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS, BERKELEY PUMPS

FRICTION LOSS CHARTS

Loss of Head in Feet, Due to Friction Per 100 Feet of Pipe

These data are for new pipe. Increase by 15% to compensate for aging.

2"			
Flow U.S. Gal. Min.	Steel ID 2.067"	Copper ID 2.062"	Plastic ID 2.067"
10	.431	.268	.233
15	.616	.369	.325
20	.855	.492	.439
25	1.134	.645	.577
30	1.452	.828	.750
35	1.809	1.041	.958
40	2.205	1.284	1.201
45	2.640	1.557	1.479
50	3.114	1.860	1.792
55	3.627	2.193	2.140
60	4.179	2.556	2.524
70	5.241	3.240	3.146
80	6.324	3.954	3.807
90	7.428	4.698	4.507
100	8.553	5.472	5.245
110	9.699	6.276	6.021
120	10.866	7.110	6.835
130	12.054	7.974	7.687
140	13.263	8.868	8.577
150	14.493	9.792	9.505
160	15.744	10.746	10.471
170	17.015	11.730	11.475
180	18.306	12.744	12.517
190	19.617	13.788	13.597
200	20.948	14.862	14.715

2 1/2"			
Flow U.S. Gal. Min.	Steel ID 2.469"	Copper ID 2.500"	Plastic ID 2.469"
20	.554	.375	.353
30	.839	.572	.550
40	1.136	.795	.777
50	1.536	1.044	1.022
60	1.939	1.319	1.295
70	2.346	1.620	1.597
80	2.757	1.947	1.928
90	3.172	2.300	2.289
100	3.591	2.679	2.680
110	4.014	3.084	3.101
120	4.441	3.515	3.552
130	4.872	3.972	4.033
140	5.307	4.455	4.544
150	5.746	4.964	5.085
160	6.189	5.499	5.656
170	6.636	6.060	6.257
180	7.087	6.647	6.888
190	7.542	7.260	7.549
200	8.001	7.899	8.240
210	8.464	8.564	8.961
220	8.931	9.255	9.712
230	9.402	9.972	10.493
240	9.877	10.715	11.304
250	10.356	11.484	12.145
260	10.839	12.279	13.016
270	11.326	13.100	13.917
280	11.817	13.947	14.848
290	12.312	14.820	15.809
300	12.811	15.719	16.790

3"			
Flow U.S. Gal. Min.	Steel ID 3.067"	Copper ID 2.985"	Plastic ID 3.067"
10	.5	.322	.285
15	.75	.483	.427
20	1.0	.666	.590
25	1.35	.881	.785
30	1.7	1.128	1.012
35	2.1	1.407	1.271
40	2.5	1.718	1.562
45	2.9	2.061	1.885
50	3.3	2.436	2.240
60	4.2	3.168	2.912
70	5.1	3.947	3.625
80	6.0	4.774	4.378
90	6.9	5.649	5.171
100	7.8	6.572	6.004
110	8.7	7.543	6.877
120	9.6	8.562	7.790
130	10.5	9.629	8.743
140	11.4	10.744	9.736
150	12.3	11.907	10.769
160	13.2	13.118	11.842
170	14.1	14.377	12.955
180	15.0	15.684	14.108
190	15.9	17.039	15.301
200	16.8	18.442	16.534
210	17.7	19.893	17.807
220	18.6	21.344	19.120
230	19.5	22.845	20.473
240	20.4	24.346	21.866
250	21.3	25.847	23.300
260	22.2	27.348	24.773
270	23.1	28.849	26.286
280	24.0	30.350	27.839
290	24.9	31.851	29.432
300	25.8	33.352	31.065
310	26.7	34.853	32.738
320	27.6	36.354	34.451
330	28.5	37.855	36.204
340	29.4	39.356	38.007
350	30.3	40.857	39.850
360	31.2	42.358	41.733
370	32.1	43.859	43.656
380	33.0	45.360	45.619
390	33.9	46.861	47.622
400	34.8	48.362	49.665
410	35.7	49.863	51.748
420	36.6	51.364	53.871
430	37.5	52.865	56.034
440	38.4	54.366	58.237
450	39.3	55.867	60.480
460	40.2	57.368	62.763
470	41.1	58.869	65.086
480	42.0	60.370	67.449
490	42.9	61.871	69.852
500	43.8	63.372	72.295
510	44.7	64.873	74.778
520	45.6	66.374	77.301
530	46.5	67.875	79.864
540	47.4	69.376	82.467
550	48.3	70.877	85.110
560	49.2	72.378	87.793
570	50.1	73.879	90.516
580	51.0	75.380	93.279
590	51.9	76.881	96.082
600	52.8	78.382	98.925

4"			
Flow U.S. Gal. Min.	Steel ID 4.025"	Copper ID 3.936"	Plastic ID 4.025"
20	.66	.44	.41
25	.825	.55	.512
30	1.0	.68	.635
35	1.175	.83	.77
40	1.35	.99	.92
45	1.525	1.16	1.08
50	1.7	1.34	1.25
60	2.025	1.68	1.57
70	2.35	2.05	1.93
80	2.675	2.44	2.32
90	3.0	2.85	2.74
100	3.325	3.28	3.19
110	3.65	3.73	3.67
120	3.975	4.20	4.18
130	4.3	4.69	4.71
140	4.625	5.20	5.27
150	4.95	5.73	5.86
160	5.275	6.28	6.48
170	5.6	6.85	7.13
180	5.925	7.44	7.81
190	6.25	8.05	8.52
200	6.575	8.68	9.26
210	6.9	9.33	10.03
220	7.225	10.00	10.83
230	7.55	10.69	11.66
240	7.875	11.40	12.52
250	8.2	12.13	13.41
260	8.525	12.88	14.33
270	8.85	13.65	15.28
280	9.175	14.44	16.26
290	9.5	15.25	17.27
300	9.825	16.08	18.31
310	10.15	16.93	19.38
320	10.475	17.80	20.48
330	10.8	18.69	21.61
340	11.125	19.60	22.77
350	11.45	20.53	23.96
360	11.775	21.48	25.18
370	12.1	22.45	26.43
380	12.425	23.44	27.71
390	12.75	24.45	29.02
400	13.075	25.48	30.36
410	13.4	26.53	31.73
420	13.725	27.60	33.13
430	14.05	28.69	34.56
440	14.375	29.80	36.02
450	14.7	30.93	37.51
460	15.025	32.08	39.03
470	15.35	33.25	40.58
480	15.675	34.44	42.16
490	16.0	35.65	43.77
500	16.325	36.88	45.41
510	16.65	38.13	47.08
520	16.975	39.40	48.78
530	17.3	40.69	50.51
540	17.625	42.00	52.27
550	17.95	43.33	54.06
560	18.275	44.68	55.88
570	18.6	46.05	57.73
580	18.925	47.44	59.61
590	19.25	48.85	61.52
600	19.575	50.28	63.46



ANEXO K
LONGITUD EQUIVALENTE EN PIES DE TUBERÍA RECTA PARA DIFERENTES ACCESORIOS, G&L PUMPS

Size Of Fittings, Inches	½"	¾"	1"	1¼"	1½"	2"	2½"	3"	4"	5"	6"	8"	10"
90° Ell	1.5	2.0	2.7	3.5	4.3	5.5	6.5	8.0	10.0	14.0	15	20	25
45° Ell	0.8	1.0	1.3	1.7	2.0	2.5	3.0	3.8	5.0	6.3	7.1	9.4	12
Long Sweep Ell	1.0	1.4	1.7	2.3	2.7	3.5	4.2	5.2	7.0	9.0	11.0	14.0	
Close Return Bend	3.6	5.0	6.0	8.3	10.0	13.0	15.0	18.0	24.0	31.0	37.0	39.0	
Tee-Straight Run	1	2	2	3	3	4	5						
Tee-Side Inlet or Outlet or Pitless Adapter	3.3	4.5	5.7	7.6	9.0	12.0	14.0	17.0	22.0	27.0	31.0	40.0	
Ball or Globe Valve Open	17.0	22.0	27.0	36.0	43.0	55.0	67.0	82.0	110.0	140.0	160.0	220.0	
Angle Valve Open	8.4	12.0	15.0	18.0	22.0	28.0	33.0	42.0	58.0	70.0	83.0	110.0	
Gate Valve-Fully Open	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.7	2.3	2.9	3.5	4.5	
Check Valve (Swing)	4	5	7	9	11	13	16	20	26	33	39	52	65
In Line Check Valve (Spring) or Foot Valve	4	6	8	12	14	19	23	32	43	58			



ANEXO L TANQUES PRECARGADOS DE AIRE, AQUA-AIR, DE GOULDS, G&L PUMPS

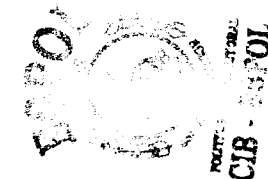
AQUA-AIR Model No.	Dimensions (Inches)		Column A	Column B			Column C	System Connection	Pre-Chgd. of (lbs.)	Shipping Weight (lbs.)
			Total Volume (Gals.)	Drawdown in Gallons at System Operating Pressure Range of			Max. Drawdown Vol. (Gals.)			
	Diameter	Height		20/40 PSIG	30/50 PSIG	40/60 PSIG				
V-6P	8	11 ¹⁵ / ₁₆	2.0	0.7	0.6	0.5	1.2	3/4" NPTM	V6P-18	7.5
V-15P	11	13 ⁷ / ₁₆	4.5	1.7	1.4	1.2	2.7	3/4" NPTM	V15P-18	11.9
V-25P	11	23 ¹ / ₁₆	8.2	3.1	2.6	2.2	4.5	3/4" NPTM	V25P-28	21.1
V-45P	15 ¹ / ₈	21 ¹ / ₁₆	13.9	5.1	4.3	3.7	8.4	1" NPTM	V45P-28	23.8
V-45B	15 ¹ / ₈	21 ¹ / ₁₆	13.9	5.1	4.3	3.7	8.4	1" NPTM	V45B-28	22.6
V-45	15 ³ / ₈	24 ⁹ / ₁₆	13.9	5.1	4.3	3.7	8.4	1" NPTF	V45-28	23.4
ACK1	15 ³ / ₈	25 ¹¹ / ₁₆	13.9	5.1	4.3	3.7	8.4	3/4" NPTF	ACK1-18	27.8
V-60	15 ³ / ₈	32 ³ / ₈	19.9	7.3	6.1	5.3	12.1	1" NPTF	V60-28	33.7
V-60B	15 ³ / ₈	28 ¹ / ₂	19.9	7.3	6.1	5.3	12.1	1" NPTM	V60B-28	32.9
ACL1	15 ³ / ₈	33 ¹ / ₈	19.9	7.3	6.1	5.3	12.1	3/4" NPTF	ACL1-18	40.0
V-80	15 ³ / ₈	39 ¹ / ₈	25.9	8.9	7.7	6.7	13.9	1" NPTF	V80-28	43.0
V-100	15 ³ / ₈	47 ¹ / ₄	31.8	11.8	9.9	8.6	13.8	1" NPTF	V100-28	51.7
V-140	22	36 ⁷ / ₁₆	45.2	16.5	13.9	12.1	27.3	1 1/4" NPTF	V140-38	64.1
V-140B	22	32 ³ / ₁₆	45.2	16.5	13.9	12.1	27.3	1 1/4" NPTM	V140B-38	62.3
V-200	22	48 ⁷ / ₈	65.1	23.9	20.0	17.4	39.3	1 1/4" NPTF	V200-38	88.9
V-200B	22	44 ¹ / ₈	65.1	23.9	20.0	17.4	39.3	1 1/4" NPTM	V200B-38	86.9
V-250	26	46	83.5	30.9	25.9	22.5	50.8	1 1/4" NPTF	V250-38	118.0
V-260	22	60 ¹¹ / ₁₆	84.9	31.2	26.2	22.8	44.7	1 1/4" NPTF	V260-38	113.0
V-350	26	61 ¹ / ₁₆	115.9	42.9	35.9	31.3	70.5	1 1/4" NPTF	V350-38	161.0

P = Pipe Mounted B = Buried MP = Mounted Pump



**ANEXO M
VOLUMEN ÚTIL Y NÚMERO DE ARRANQUES**

CÁLCULO DEL VOLUMEN ÚTIL DE TANQUES CON PRECARGA INICIAL DE AIRE						CÁLCULO DEL NÚMERO DE ARRANQUES POR HORA						
V_i(gal)	P₂(psi)	P₁(psi)	P_a(psi)	V_u(gal)	V_u(m³)	Q_{prom}(GPM)	Q_{diseño}(GPM)	T_{prendido}(min)	T_{apagado}(min)	T(min)	min/hr	Arr/hr
350	30	10	14,70	156,60	0,59	141,50	195,00	1,11	0,80	1,91	60,00	31,42
350	35	15	14,70	140,85	0,53	141,50	195,00	1,00	0,72	1,72	60,00	34,93
350	40	20	14,70	127,97	0,48	141,50	195,00	0,90	0,66	1,56	60,00	38,45
350	45	25	14,70	117,25	0,44	141,50	195,00	0,83	0,60	1,43	60,00	41,96
350	50	30	14,70	108,19	0,41	141,50	195,00	0,76	0,55	1,32	60,00	45,47
350	55	35	14,70	100,43	0,38	141,50	195,00	0,71	0,52	1,22	60,00	48,99
350	60	40	14,70	93,71	0,35	141,50	195,00	0,66	0,48	1,14	60,00	52,50
350	65	45	14,70	87,83	0,33	141,50	195,00	0,62	0,45	1,07	60,00	56,02
350	70	50	14,70	82,64	0,31	141,50	195,00	0,58	0,42	1,01	60,00	59,53
350	75	55	14,70	78,04	0,30	141,50	195,00	0,55	0,40	0,95	60,00	63,05
350	80	60	14,70	73,92	0,28	141,50	195,00	0,52	0,38	0,90	60,00	66,56
350	85	65	14,70	70,21	0,27	141,50	195,00	0,50	0,36	0,86	60,00	70,07
350	90	70	14,70	66,86	0,25	141,50	195,00	0,47	0,34	0,82	60,00	73,59
350	95	75	14,70	63,81	0,24	141,50	195,00	0,45	0,33	0,78	60,00	77,10
350	100	80	14,70	61,03	0,23	141,50	195,00	0,43	0,31	0,74	60,00	80,62



ANEXO N
COSTO ANUAL DE FUNCIONAMIENTO Y ARRANQUES DE LAS BOMBAS

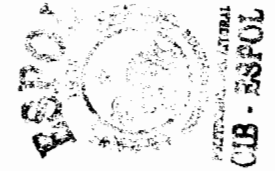
COSTO ANUAL DE FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS							COSTO ANUAL POR ARRANQUES DE LAS BOMBAS			
min/arr	(hr/arr)(hr/año)	t₀(hr/año)	P₀(Kw)	c(\$/Kwhr)	Eff (%)	Co(\$/AÑO)	P_a(Kw)	(hr/arr)(hr/año)	t_a(hr/año)	Ca(\$/año)
1,07	156,71	4923,48	5,60	0,086	0,85	2787,09	55,95	4,87	152,90	865,53
0,96	140,46	4906,38	5,60	0,086	0,85	2777,41	55,95	4,87	170,00	962,34
0,87	127,17	4889,27	5,60	0,086	0,85	2767,73	55,95	4,87	187,10	1059,16
0,80	116,12	4872,17	5,60	0,086	0,85	2758,05	55,95	4,87	204,21	1155,97
0,73	106,77	4855,07	5,60	0,086	0,85	2748,37	55,95	4,87	221,31	1252,79
0,68	98,76	4837,96	5,60	0,086	0,85	2738,69	55,95	4,87	238,41	1349,60
0,63	91,02	4820,86	5,60	0,086	0,85	2729,01	55,95	4,87	255,51	1446,42
0,59	85,76	4803,76	5,60	0,086	0,85	2719,32	55,95	4,87	272,62	1543,23
0,55	80,41	4786,66	5,60	0,086	0,85	2709,64	55,95	4,87	289,72	1640,05
0,52	75,65	4769,55	5,60	0,086	0,85	2699,96	55,95	4,87	306,82	1736,86
0,49	71,40	4752,45	5,60	0,086	0,85	2690,28	55,95	4,87	323,92	1833,68
0,46	67,58	4735,35	5,60	0,086	0,85	2680,60	55,95	4,87	341,03	1930,49
0,44	64,12	4718,25	5,60	0,086	0,85	2670,92	55,95	4,87	358,13	2027,31
0,42	60,97	4701,14	5,60	0,086	0,85	2661,23	55,95	4,87	375,23	2124,12
0,40	58,10	4684,04	5,60	0,086	0,85	2651,55	55,95	4,87	392,34	2220,94



ANEXO Ñ
COSTO ANUAL DE FUNCIONAMIENTO Y ARRANQUES DEL COMPRESOR

COSTO ANUAL DE FUNCIONAMIENTO DEL COMPRESOR					COSTO ANUAL POR ARRANQUES DEL COMPRESOR				COSTO ENERGÉTICO ANUAL DEL SISTEMA HIDRONEUMÁTICO	
T_{oc}(min)	P_{oc}(Kw)	(hr/año)	Eff (%)	C_{oc}(\$/año)	arr/hr	(hr/arr)(hr/año)	P_{ac}(Kw)	C_{ac} (\$/año)	C_i(\$/año)	
37,47	0,37	146	0,83	209,73	0,63	4,87	3,7	1,17	6968,25	
37,47	0,37	146	0,83	209,73	0,63	4,87	3,7	1,17	7129,44	
37,47	0,37	146	0,83	209,73	0,63	4,87	3,7	1,17	7290,64	
37,47	0,37	146	0,83	209,73	0,63	4,87	3,7	1,17	7451,84	
37,47	0,37	146	0,83	209,73	0,63	4,87	3,7	1,17	7613,04	
37,47	0,37	146	0,83	209,73	0,63	4,87	3,7	1,17	7774,23	
37,47	0,37	146	0,83	209,73	0,63	4,87	3,7	1,17	7935,43	
37,47	0,37	146	0,83	209,73	0,63	4,87	3,7	1,17	8096,63	
37,47	0,37	146	0,83	209,73	0,63	4,87	3,7	1,17	8257,82	
37,47	0,37	146	0,83	209,73	0,63	4,87	3,7	1,17	8419,02	
37,47	0,37	146	0,83	209,73	0,63	4,87	3,7	1,17	8580,22	
37,47	0,37	146	0,83	209,73	0,63	4,87	3,7	1,17	8741,42	
37,47	0,37	146	0,83	209,73	0,63	4,87	3,7	1,17	8902,61	
37,47	0,37	146	0,83	209,73	0,63	4,87	3,7	1,17	9063,81	
37,47	0,37	146	0,83	209,73	0,63	4,87	3,7	1,17	9225,01	

ANEXO O
GASTOS Y COSTO OPERATIVOS ANUALES DEL SISTEMA



GASTO ENERGÉTICO POR ARRANQUES DE LAS BOMBAS		GASTOS ANUALES POR REPARACIÓN Y MANTENIMIENTO		COSTO OPERATIVO ANUAL DEL SISTEMA
	%	DESCRIPCIÓN	COSTO (\$)	C_{op} (\$/año)
	22,98	Tubería y Accesorios: neopros, codos, uniones, etc	680,00	9112,25
	24,97	Pintura	130,00	9273,44
	26,88	Válvula de retención de 3 pulgadas	183,00	9434,64
	28,70	Válvula de pie de 3 pulgadas	211,00	9595,84
	30,44	Sellos mecánicos originales	200,00	9757,04
	32,12	Válvula solenoide de 1/4 de pulgada, 110V	140,00	9918,23
	33,72	Controles de Volumen de aire	120,00	10079,43
	35,26	Contactores y térmicos de 19-25A, 220V, 3F	160,00	10240,63
	36,74	Mano de obra por reparaciones	320,00	10401,82
	38,17	Gasto Total Anual	2144,00	10563,02
	39,54			10724,22
	40,86			10885,42
	42,13			11046,61
	43,36			11207,81
	44,54			11369,01



ANEXO P COSTO DE OPERACIÓN DE BOMBAS CON VARIADORES DE VELOCIDAD

*AHORRO DE ENERGÍA EN CONDICIONES DE REDUCCIÓN, %				
FLUJO	TIPO DE SISTEMA			
NOMINAL, %	100% F	75% F	50% F	25% F
100	0,21	0,16	0,09	0,03
87,5	0,38	0,31	0,20	0,12
75	0,57	0,47	0,35	0,20
50	0,81	0,69	0,55	0,41

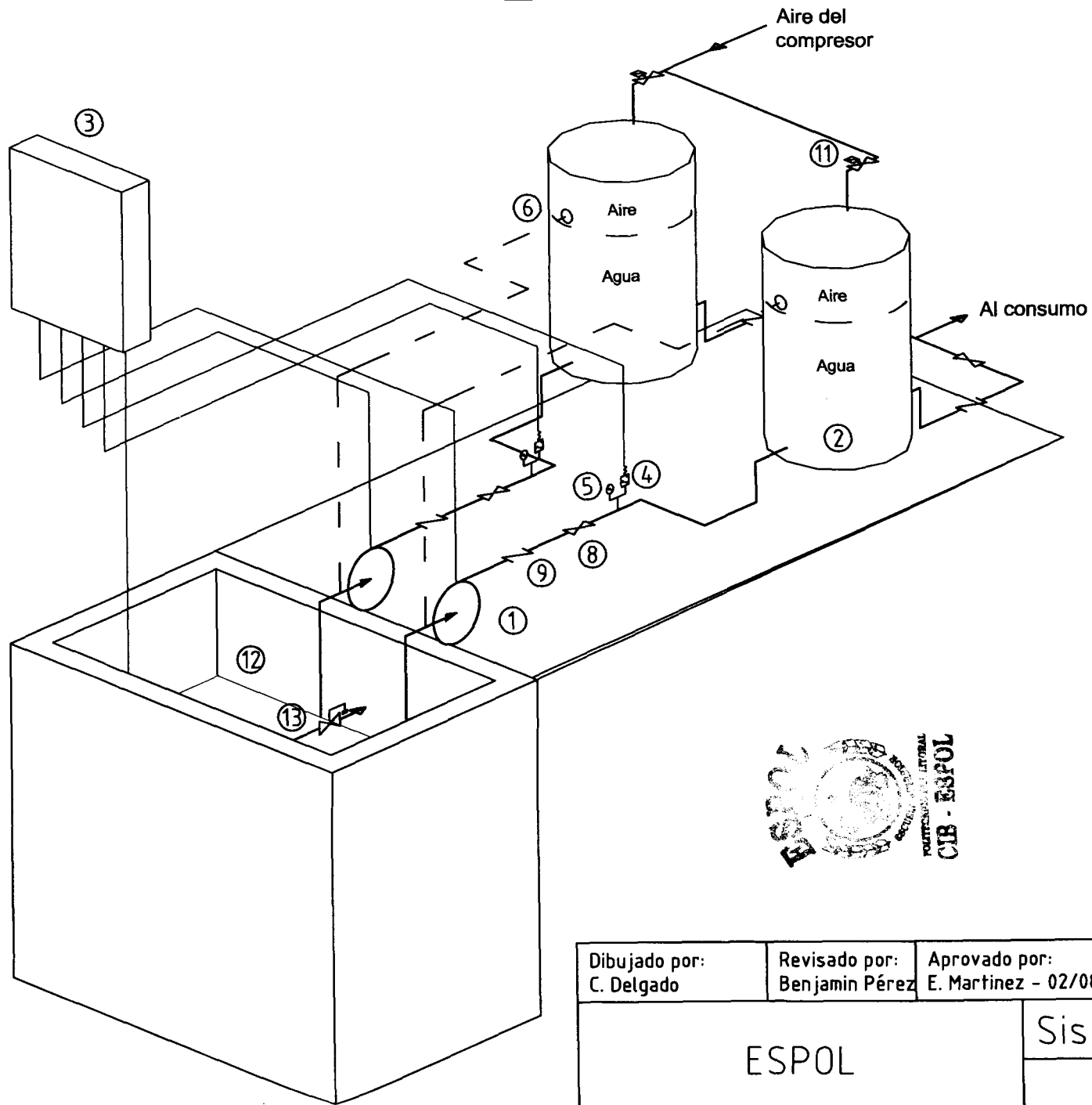
*TIEMPOS DE FUNCIONAMIENTO EN PORCENTAJES				
Tf ₁	Tf ₂	Tf ₃	Tf ₄	% CARGA DE F
0,15	0,35	0,00	0,45	25%F
0,15	0,35	0,00	0,45	50%F
0,15	0,35	0,00	0,45	75%F
0,15	0,35	0,00	0,45	100%F

AHORRO DE ENERGÍA SEGÚN EL PORCENTAJE DE CARGAS POR FRICCIÓN			
COSTO ANUAL DE OPER. C(\$/año)	CARGA POR FRICCIÓN (%)	AHORRO ENERGIA A (\$/año)	AHORRO ENERGIA A(%)
4710,94	25%F	1088,23	23,10
4710,94	50%F	1559,32	33,10
4710,94	75%F	2086,95	44,30
4710,94	100%F	2492,09	52,90

AHORRO REAL DEL NUEVO SISTEMA	
DESCRIPCION	\$/año
Ahorro del pago de la energia de la bomba principal	1088,23
Ahorro del pago de la energia de la bomba de respaldo	1088,23
Costo de los sellos mecánicos (originales)	140,00
Mano de obra por cambio de sellos	50,00
Otros	0,00
Ahorro Real (Ar)	1966,45

AHORRO ENERGETICO EN PORCENTAJE	
F	% CARGA DE F
0,23	25%F
0,33	50%F
0,44	75%F
0,53	100%F

COSTO ANUAL DE OP. POR BOMBA	
h/año	C(\$/año)
8322	4710,94



LISTADO DE ELEMENTOS

Item	Descripción	Qty.
1	Bomba de 5.6 kW, 230/460 V, 3500 rpm, 60 Hz	2
2	Tanque hidroneumático de 350 gal (132m3)	2
3	Tablero Duplex 5.6Kw, 230V, 3F	1
4	Presostato o switch/presión	2
5	Manómetro 0-100psi	2
6	Control de volumen de aire	2
7	Válvula de pie de 2 plg.	2
8	Válvula de compuerta 1 plg.	4
9	Válvula de retención 1 plg.	4
10	Control de nivel 10 Amp.	1
11	Válvula Solenoide 1/4 plg, 230V	2
12	Cisterna o fuente	1
13	Válvula de flotador 1 plg	1

SIMBOLOGIA

- Válvula de compuerta
- Válvula de retención
- Válvula de mando electromagnético
- Válvula de flotador
- Bomba centrífuga
- Presostato
- Manómetro
- Control de nivel

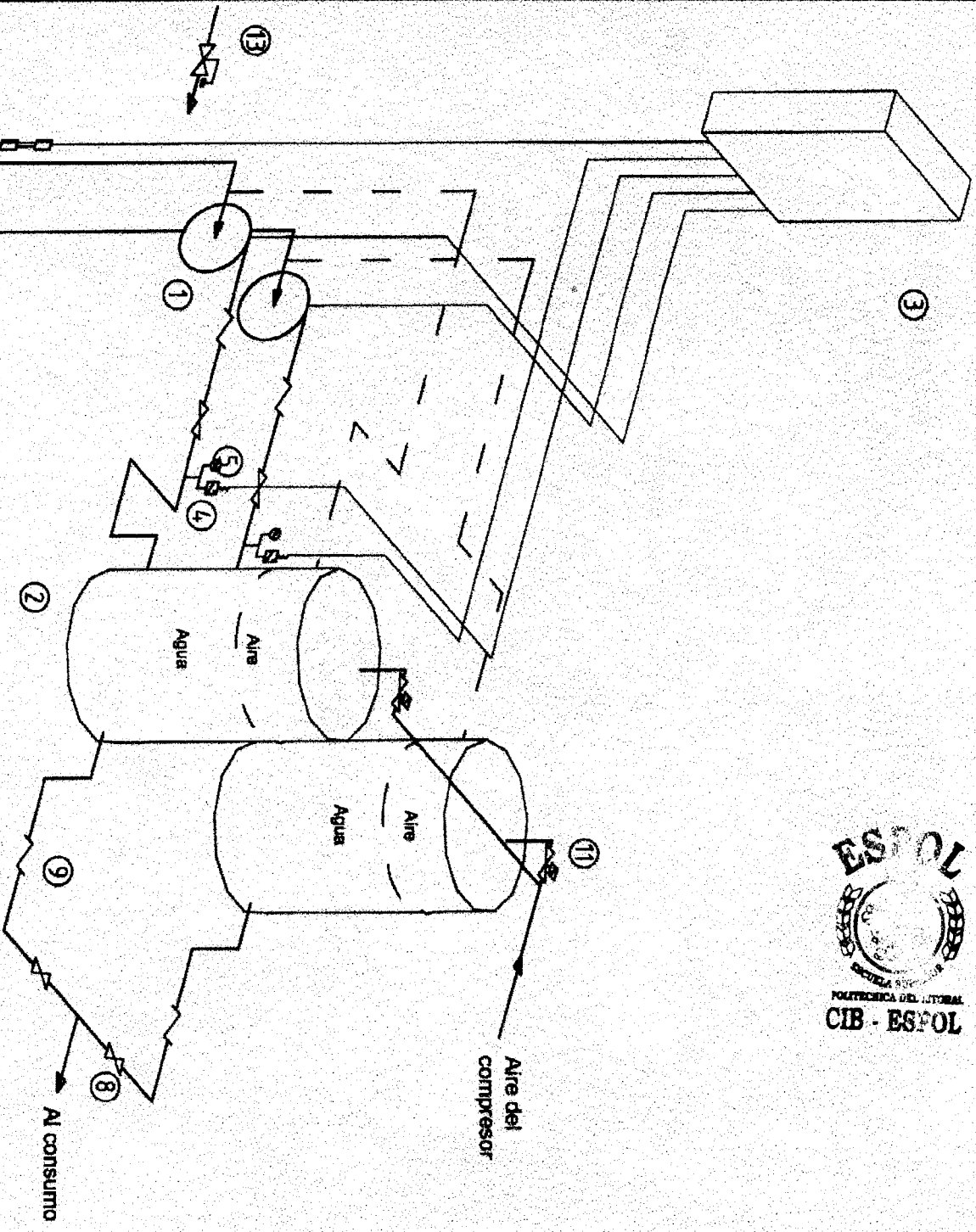
Línea principal de agua _____
 Cañería de agua - 1/4" _____
 Línea de aire comprimido _____
 Conductor eléctrico _____

Dibujado por: C. Delgado	Revisado por: Benjamin Pérez	Aprobado por: E. Martinez - 02/08/02	Archivo: tesis_p1	Fecha: 02/08/02	Escala: xxx
-----------------------------	---------------------------------	---	----------------------	--------------------	----------------

ESPOL

Sistema Hidroneumático actual

PLANO 1	Edición: 0	Hoja: 1/2
---------	---------------	--------------



LISTADO DE ELEMENTOS

Item	Descripción	Qty.
1	Bomba de 5,6 kW, 230/460 V, 3500 rpm, 60 Hz	2
2	Tanque hidroneumático de 350 gal (132m ³)	2
3	Tablero Duplex 5,6kW, 230V, 3F	1
4	Presostato o switch/presión	2
5	Manómetro 0-100psi	2
6	Control de volumen de aire	2
7	Válvula de pie de 2 plg.	2
8	Válvula de compuerta 1 plg.	4
9	Válvula de retención 1 plg.	4
10	Control de nivel 1/4 Amp.	1
11	Válvula Solenoide 1/4 plg, 230V	2
12	Cisterna o fuente	1
13	Válvula de flotador 1 plg	1

SIMBOLOGIA

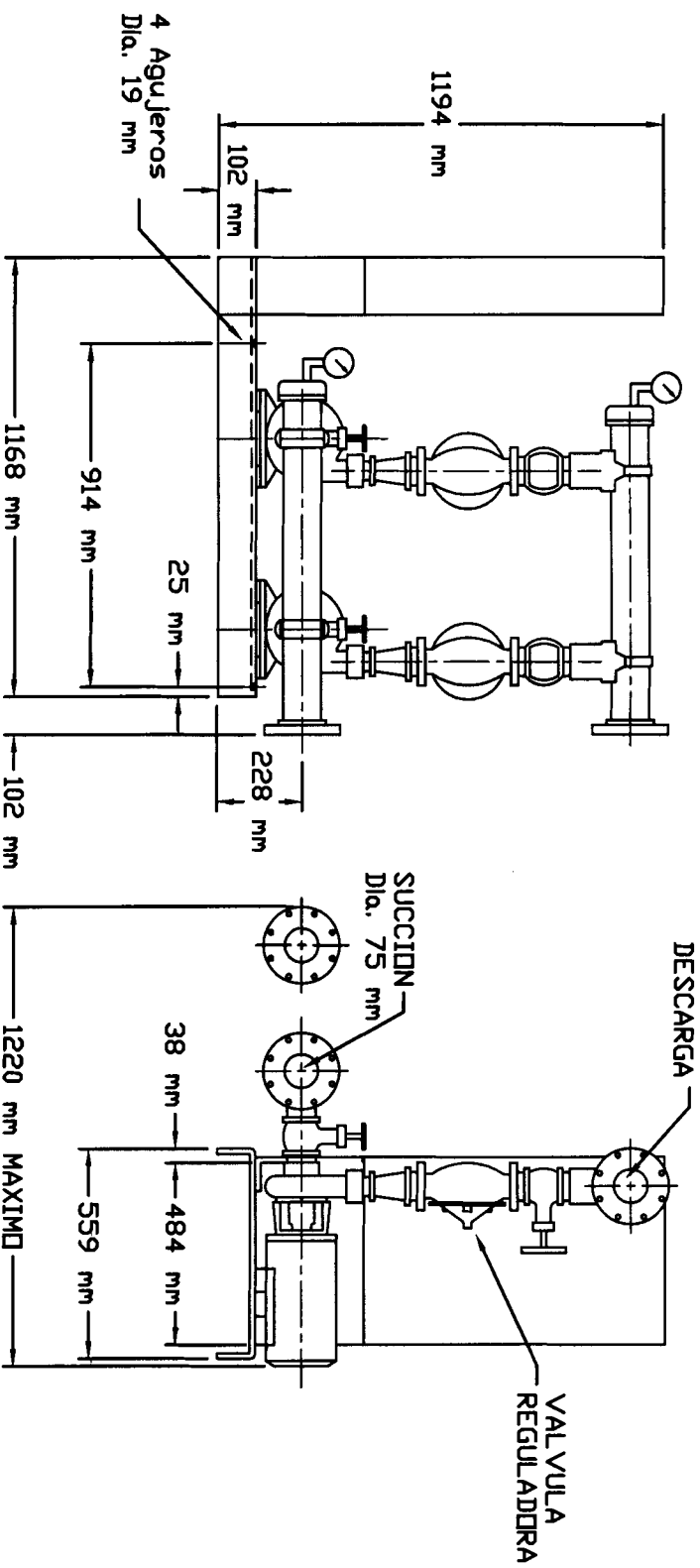
- Válvula de compuerta
- Válvula de retención
- Válvula de mando electromagnético
- Válvula de flotador
- Bomba centrífuga
- Presostato
- Manómetro
- Control de nivel

Línea principal de agua
 Cañería de agua - 1/4"
 Línea de aire comprimido
 Conductor eléctrico

Dibujado por: C. Delgado	Revisado por: Benjamín Pérez	Aprobado por: E. Martínez - 02/08/02	Archivo: tesis_pl1	Fecha: 02/08/02	Escala: xxx
-----------------------------	---------------------------------	---	-----------------------	--------------------	----------------

Sistema Hidroneumático actual

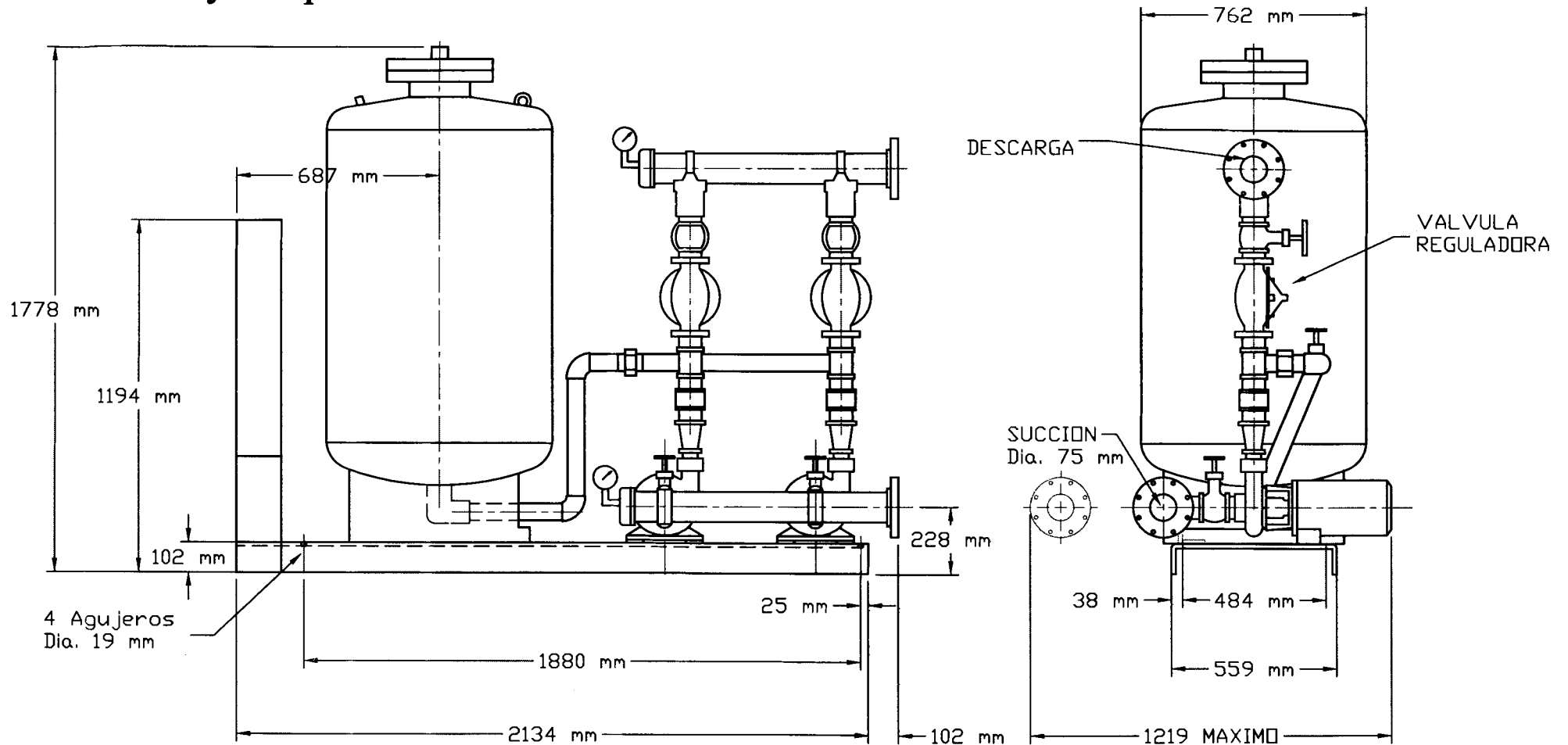
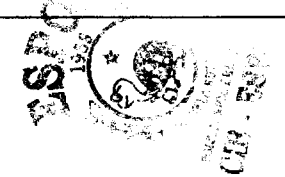
Alternativa A: Sistema de Presión Constante Duplex, con válvulas reguladoras



Dibujado por: C. Delgado	Revisado por: Benjamin Pérez	Aprovado por: E. Martínez	Archivo: tesis_p2	Fecha: 02/08/02	Escala: 1:20
ESPOL					
S. P. C. Duplex - Alternativa A					
PLANO 2			Edición: 0	Hoja: 1/1	

Alternativa B:

Sistema de Presión Constante Duplex, con válvulas reguladoras y tanque hidroneumático



Dibujado por: C. Delgado	Revisado por: Benjamin Pérez	Aprovado por: E. Martinez - 02/08/02	Archivo: tesis_p3	Fecha: 02/08/02	Escala: 1:20
ESPOL			S. P. C. Duplex - Alternativa B		
			PLANO 3	Edición: 0	Hoja: 1/1

BIBLIOGRAFÍA



1. AURORA PUMPS, Catálogo de Bombas, 800 Airport Road-North Aurora-Illinois 60542-Estados Unidos de Norteamérica, 1987
2. BERKELEY PUMPS, Catálogo de Bombas, Delavan, WI-Estados Unidos de Norteamérica, 1987
3. CLAUDIO MATAIX, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, Segunda Edición, Editorial Harla, México D.F., 1982
4. CRANE, Flujo de Fluidos, Primera Edición, Editorial Mc Graw Hill, 1990
5. DANFOSS, Controles Industriales, Catálogo Abreviado, 2001-2002
6. DANFOSS, Drivers and Controls, Dinamarca, 1999

7. GOULDS PUMPS INC., Fundamentos de Bombas, Seneca Falls-New York 13148-Estados Unidos de Norteamérica
8. GOULDS PUMPS, Goulds Pumps Manual, Cuarta Edición, Editorial Dartmouth Printing Company, Hanover-Estados Unidos de Norteamérica
9. ITT INDUSTRIES, G & L Pumps, Auburn-New York 13021-Estados Unidos de Norteamérica, 1997
10. ITT INDUSTRIES, Pumping System Controllers, Auburn-New York 13021-Estados Unidos de Norteamérica, 2000
11. ITT INDUSTRIES, Variable Speed Pump Control, Auburn-New York 13021-Estados Unidos de Norteamérica, 1999
12. JACK KLEIN ASSOCIATES, INC, Catálogo Comercial, West Palm Beach-Florida 33411-2710 Estados Unidos de Norteamérica, 2000
13. KENNETH McNAUGHTON, Selección-Uso y Mantenimiento de Bombas, Primera Edición en Español, Editorial Mc Graw Hill, 1989

14. MAQUINARIAS HENRIQUES C.A., Sistema de Presión Constante Super-Press, Folleto Comercial, M.H.C.A. Guayaquil Km 6.5 Vía a Daule-Ecuador, 1997
15. WATER SYSTEMS COUNCIL, Manual de Bombas de Agua Sumergibles,-Grandes, Tercera Edición, Publicado por Water System Council 800 Roosevelt Rd.-Illinois 60137, 1993
16. WILSON WILCHES, "Selección de Equipos de Bombeo para Edificios de Altura" (Informe Técnico, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1989)

