

2011

RESIDENCIA PROFESIONAL  
INGENIERÍA MECÁNICA



VÍCTOR HUGO BOLÁN GONZÁLEZ  
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA  
GUTIÉRREZ CHIAPAS

**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ**

**RESIDENCIA PROFESIONAL**

**INGENIERÍA MECÁNICA**

**PROPUESTA DE TIPO DE CAMBIO DE BOMBAS DE ACHIQUE PARA  
VACIADO DEL CÁRCAMO DE LA SEGUNDA ETAPA**

Presenta:

**VÍCTOR HUGO BOLÁN GONZÁLEZ**

Asesor interno: Ingeniero Roberto del Ángel Torres

Asesor externo: Ingeniero Néstor Joaquín cruz

Índice	paginas
<b>Presentación</b> -----	<b>4</b>
<b>1-introducción</b> -----	<b>5</b>
<b>1.1-funcionamiento de las bombas de desagüe de la 2ª etapa</b> -----	<b>6</b>
<b>2-justificacion</b> -----	<b>6-7</b>
<b>3-objetivos</b> -----	<b>7</b>
<b>3.1-objetivo en general</b> -----	<b>7</b>
<b>3.2-objetivos específicos</b> -----	<b>7</b>
<b>4-lugar donde se desarrolló la residencia</b> -----	<b>7-10</b>
<b>5-fundamentos teóricos de una central hidroeléctrica</b> -----	<b>11</b>
<b>5.1-historia del aprovechamiento de la energía hidráulica</b> -----	<b>11-12</b>
<b>5.2-tipo de central hidroeléctrica (c.h.m.m.t)</b> -----	<b>12</b>
<b>5.3-según su régimen de flujo</b> -----	<b>12</b>
<b>5.4-impactos ambientales potenciales</b> -----	<b>13</b>
<b>5.5-beneficios</b> -----	<b>13-14</b>
<b>5.6-gráficas y estructura organizacional en la c.h.m.m.t.</b> -----	<b>15-16</b>
<b>6-máquinas de fluido</b> -----	<b>17</b>
<b>6.1-clasificación de las máquinas de fluido</b> -----	<b>17</b>
<b>6.1.2-clasificacion de las bombas rotodinámicas</b> -----	<b>18</b>
<b>6.1.3-elementos principales de una bomba rotodinámica</b> -----	<b>19</b>
<b>6.2-funcionamiento y formulas principales</b> -----	<b>20-21</b>
<b>6.2.1-deducción de la ecuación de Euler</b> -----	<b>21-24</b>
<b>6.3-altura útil de una bomba</b> -----	<b>24</b>
<b>6.3.1-primera expresión de la altura útil y de la energía útil</b> -----	<b>24-26</b>
<b>6.3.2-segunda expresión de la altura útil</b> -----	<b>26-27</b>
<b>7-número de Reynolds</b> -----	<b>27</b>
<b>7.1-coeficiente de resistencia k, longitud equivalente l/d y coeficiente de flujo</b> -----	<b>27-28</b>
<b>7.2-ecuación de continuidad</b> -----	<b>29</b>

<b>8-cavitación en las bombas-----</b>	<b>30</b>
<b>8.1- formulas principales para cálculos de cavitación-----</b>	<b>30-33</b>
<b>9-memoria de cálculo-----</b>	<b>33</b>
<b>9.1- cálculo para elegir el número de bombas y el tipo de instalación-----</b>	<b>33-38</b>
<b>9.2-cálculo para escoger el tipo de bomba que achicara el agua del cárcamo-----</b>	<b>39-50</b>
<b>9.3-cálculo para comprobar si hay peligro de cavitación en las bombas escogidas-----</b>	<b>51-54</b>
<b>9.4-cálculo de la altura útil mediante otro método-----</b>	<b>55-59</b>
<b>9.5- cálculo del NPSH de la bomba-----</b>	<b>60-61</b>
<b>Conclusión-----</b>	<b>62</b>
<b>Bibliografía-----</b>	<b>63</b>
<b>Anexos-----</b>	<b>64-75</b>

## PRESENTACIÓN

La residencia profesional es el proyecto que todo alumno de ingeniería mecánica del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez a nivel profesional debe de realizar para objetivos de titulación. Todo proyecto de residencia tiene como punto de partida principal la necesidad de resolver un problema que demanda una empresa, industria, institución o la misma sociedad.

Como alumnos de ingeniería hemos sido capacitados y preparados, a lo largo de nuestra formación educativa, para encontrar las posibles soluciones de eventos o situaciones que suceden en la vida real y actual; es importante recalcar que como profesionistas tenemos la información suficiente a nuestro alcance para desarrollar el proyecto, sin embargo es importante mencionar que en la vida real esta información debe ser utilizada de manera cuidadosa debido a que los errores no son perdonados en el mundo real, actual y laboral; de ello depende que se ponga todo el empeño, capacidad y actitud del residente profesional, ya que es el momento clave donde se deja de pensar como estudiante y se empieza a pensar como ingeniero mecánico.

Tuve la fortuna de realizar la residencia profesional en la central hidroeléctrica Manuel Moreno Torres, (Chicoasen), ya que comprendí de manera concreta que es lo que realiza y como se desenvuelve un ingeniero mecánico en la industria, como aplica todos los conocimientos que adquirió en la escuela para resolver un problema. Fue de gran importancia adquirir esta experiencia ya que la industria es muy diferente a la escuela, tuve la gran oportunidad de poder ayudar a los ingenieros y trabajadores del departamento mecánico en lo que estuviera a mi disposición y capacidad, así mismo la satisfacción propia de conocer la industria hidroeléctrica más grande de México.

# 1-INTRODUCCIÓN

La central Hidroeléctrica Manuel Moreno Torres, mejor conocida como Chicoasen, se encuentra a 20Km. al norte de la ciudad de Tuxtla Gutiérrez, ciudad capital del estado de Chiapas.

Las coordenadas geográficas son:

- Latitud norte: 16° 36,5´
- Longitud oeste: 93° 5, 9´

La presa Hidroeléctrica aprovecha el cauce del río Grijalva, para la generación de energía eléctrica. Esta central es la tercera construida sobre el cauce del río Grijalva, es en su tipo la más grande de la república Mexicana, cuenta con 8 unidades turbogeneradoras de 300MW, de las cuales 5 comprenden la primera etapa y 3 más corresponden a la segunda etapa; por lo tanto la central cuenta con una capacidad instalada de 2400MW.

El proyecto “propuesta de cambio del tipo de bombas de achique para vaciado del cárcamo de la segunda etapa” tiene el objetivo de proponer el cambio de las bombas de desagüe para poder achicar el agua que se almacena en el cárcamo, cuando las turbinas de la segunda etapa se encuentran trabajando y cuando una de ellas se encuentran en mantenimiento. El funcionamiento del achique de aguas del cárcamo en la segunda etapa es casi nulo ya que de las 6 bombas que en teoría deberían trabajar, solo una está en funcionamiento.

La central cuenta con una galería de drenaje de 199 m. de longitud, 1.50 m. de ancho y 3.75 m. a la parte superior de la bóveda en forma de arco, dispuesta a lo largo de la casa de máquinas a la elevación de 184.24 m. a dicha galería son canalizadas todas las aguas de los sistemas de drenaje y filtraciones existentes en la casa de máquinas, la galería cuenta con una ligera pendiente hacia el cárcamo de drenaje o bombeo que se encuentra en las unidades 5 y 6 a la elevación de 181.25 m. desde donde es bombeada el agua hacia el exterior por medio de un sistema de bombeo integrado por 6 bombas verticales de pozo profundo de la marca Worthington, que comprenden la primera etapa, y por 6 bombas tipo sumergible de la marca Homa, que comprenden la segunda etapa, ubicadas entre las unidades 7 y 8.

## **1.1-Funcionamiento de las bombas de desagüe de la 2ª etapa**

El sistema de desagüe opera en dos casos diferentes: caso de funcionamiento normal y caso de funcionamiento de emergencia. El funcionamiento normal de las bombas de desagüe es automático, las bombas arrancan automáticamente a diferentes niveles; cuando el nivel de agua en la galería de drenaje esta sobre el primer captador de nivel (184.40 msnm.), la primer bomba debe arrancar, si la bomba no arranca, otra bomba de desagüe entra en operación automáticamente y una señal de falla de la bomba será enviada al sistema de control, el sistema de desagüe queda en funcionamiento normal hasta que la última bomba está declarada en falla a continuación la bomba de lodo entra en operación para evacuar los sedimentos. En el caso de funcionamiento normal, si el nivel del agua en el cárcamo de bombeo es “alto” (186.50 msnm.), los eductores deben entrar en operación para apoyar el funcionamiento de las bombas.

En el funcionamiento de emergencia, el circuito de los eductores permite asegurar la tarea de las bombas. Las válvulas motorizadas con una alimentación en corriente directa, permite poner en servicio los eductores en forma totalmente automática, a pesar de una falla de alimentación eléctrica alterna en la central hidroeléctrica. La descarga del equipo de bombeo de la segunda etapa, se efectúa en la galería de oscilación de la siguiente manera las tuberías de descarga de 250 mm son conectadas a una tubería de 500 mm que constituyen en la línea de descarga general del equipo de bombeo y por medio de la cual es conducida el agua a la galería de oscilación. Todas las bombas cuentan con sus tuberías y válvulas de alivio para evitar golpes de ariete en el arranque y paro de la bomba, el funcionamiento del sistema de bombeo operara en forma automática y será programado según el nivel del cárcamo de drenaje

## **2-JUSTIFICACIÓN**

Este proyecto surge debido a la problemática que milita en la inexistente función de las bombas sumergibles de la segunda etapa ya que estas entraron en función en el 2003 y desde ese periodo hasta hoy en día han presentado infinidad de problemas en su desempeño; estas han sido reemplazadas, pero el resultado esperado es el mismo; debido a estas inconveniencias, se han presentado diversas teorías del porqué del

problema; entre estas surgen el diseño de la bomba desde fabrica; el tipo de rodete no apto para desechar residuos sólidos, problemas mecánicos, cavitación; etc. El punto clave de tener estas bombas en perfecto funcionamiento nos garantizara que no existan problemas de inundación ya que en la actualidad las 6 bombas de la 1ª etapa son las que desechar toda el agua que se almacena en los cárcamos, pero estas no garantizan la seguridad de que los niveles no rebasen los 187 m, que es la altura establecida para que entren en funcionamiento las últimas tres bombas, (4, 5, y 6), una vez rebasados los 190.2 m suena alarma de alto nivel de agua en cárcamo de drenaje.

### **3- OBJETIVOS**

#### **3.1.- Objetivo en general:**

Poner en funcionamiento las bombas de achique o desagüe de la segunda etapa con el propósito de evitar inundaciones que puedan generar catástrofes dentro de casa de máquinas, así mismo poder achicar todas las aguas residuales en un periodo de tiempo corto, eso garantizara que las bombas tengan la capacidad de trabajar de manera holgada debido a que se tendrán más bombas en funcionamiento.

#### **3.2.- Objetivos específicos:**

Realizar el cálculo adecuado para escoger la bomba que se adapte a las condiciones que se exigen, de acuerdo al resultado podremos decidir y proponer qué tipo de bomba utilizar, porque ese tipo de bomba, que ventajas obtendremos, cuáles será las posibles desventajas, que tan viable es en cuanto a instalación se refiere.

### **4-LUGAR DONDE SE DESARROLLO LA RESIDENCIA**

La central Manuel Moreno Torres, “Chicoasen”, es la industria hidroeléctrica más grande que existe en nuestro país, es de los grandes logros de Comisión Federal De Electricidad con sus 8 unidades, fue inaugurada por el presidente López portillo en 1980, en la primera etapa de construcción se realizaron los trabajos de las obras principales del proyecto como: toma, tubería de presión, galería de transformadores, obra de excedencia, galería de



oscilación y subestación, durante estos trabajos se realizó la excavación, prácticamente en su totalidad de: la casa de máquinas, las galerías de los transformadores y de oscilación y el túnel de desfogue, así también se concluyó con la plataforma completa para la subestación elevadora.

El proyecto Chicoasen (2 etapa) consiste de la instalación de los nuevos grupos 6, 7 y 8 formadas por las turbinas tipo Francis de eje vertical, en la central hidroeléctrica subterránea que tuvo en su primera etapa empezada la operación en 1980 con cinco unidades formadas también por turbinas tipo Francis de eje vertical.

#### **-Características hidráulicas**

- Nivel máximo: 392.00 m.
- Nivel mínimo: 372.70 m.

#### **-Niveles aguas abajo**

- Nivel máximo: 206.15 m.
- Nivel mínimo: 202.70 m.

#### **-Saltos**

- Salto nominal: 179,00 m.
- Salto máximo: 185,00 m.
- Salto mínimo: 170,00 m.

#### **-Datos de la cortina**

- La cortina es de tipo enrocamiento con núcleo de arcilla impermeable y respaldo de arena.
- Volumen total de agua 15.37 Mm<sup>3</sup>.
- Elevación corona 402 MSNM
- Longitud corona 480 m.
- Ancho corona 25m

#### **-Obra de toma**

- Diámetro túnel 6.70 m.
- Tubo de presión Ø4.58 m.

- 8 tomas en total, una para cada turbina.
- Caudal distribuido  $186.7 \text{ m}^3/\text{seg}$ .
- Tamaño de la compuerta (7.45 x 6.8) m.
- Longitud de los túneles 235 m.

#### **-Vertedores**

- Túneles: 3.
- Túneles con un  $\varnothing 15$  m.
- Longitud de 1300 m.
- Descarga máxima  $15000 \text{ m}^3/\text{seg}$ .
- Longitud de la cresta 75.60 m.
- Elevación de la cresta 373 m.

#### **-Playa de montaje**

Se encuentra en la parte principal de la casa de máquinas, aquí se encuentra el rotor y generador, así como los transformadores propios de las unidades.

- Longitud de 199 m.
- Altura de 20.35 m.
- Ancho de 17.38 m.
- Grúas de 270 y 40 toneladas.

#### **-Sala de control**

Esta se ubica en el primer piso de la planta, aquí se encuentran los equipos de medición, computo, protección, control y comunicación, que permiten el arranque y paro de las unidades generadoras de electricidad.

#### **-Sala de transformadores**

Se encuentra en el primer piso de la casa de máquinas, ahí encontramos los transformadores de potencia que elevan el voltaje de 17 kv a 400 kv.

#### **-grúas viajeras**

En la planta se cuenta con 2 grúas viajeras principales, cada una cuenta con dos ganchos que pueden soportar un peso de 270 toneladas y de 40 toneladas, estas sirven como

apoyo para poder trasladar equipo pesado y para el desarmado de las partes mecánicas de la turbina y sus elementos auxiliares.

### -Unidades

La planta cuenta con 8 turbinas, 5 instaladas en la primera etapa y 3 instaladas en la segunda etapa.

Datos de las turbinas de la primera etapa, tabla número 1

NÚMERO DE UNIDADES	5
MARCA	Mitsubishi
TIPO	Tipo Francis de eje vertical
CAPACIDAD DE PLACA	300MW C/U
POTENCIA MÁXIMA	427,000 HP C/U
VELOCIDAD DE ROTACIÓN	163.64 R.P.M.
CAPACIDAD TOTAL	1500 MW
CAPACIDAD EFECTIVA	1500 MW
GASTO DE DISEÑO	186.7m <sup>3</sup> /seg.
CARGA NETA	176 m.
CONSUMO ESPECIFICO	2.21 m <sup>3</sup> /seg.

Datos de las turbinas de la segunda etapa, tabla número 2

NÚMERO DE UNIDADES	3
MARCA	Alstom
TIPO	Tipo Francis de eje vertical
CAPACIDAD DE PLACA	310 MW C/U
POTENCIA MÁXIMA	427,000 HP C/U
VELOCIDAD DE ROTACIÓN	180 R.P.M.
CAPACIDAD TOTAL	900 MW
CAPACIDAD EFECTIVA	900 MW
GASTO DE DISEÑO	186.7m <sup>3</sup> /seg.
CARGA NETA	179 m.
CONSUMO ESPECIFICO	2.21 m <sup>3</sup> /seg.

## **5-FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE UNA CENTRAL HIDROELÉCTRICA**

### **5.1-Historia del aprovechamiento de la energía hidráulica**

Desde la antigüedad los antiguos romanos y griegos aprovechaban las caídas de agua para obtener la energía suficiente para mover ruedas hidráulicas para moler trigo, por ejemplo, sin embargo, la posibilidad de emplear esclavos y animales de carga retrasó su aplicación generalizada hasta el siglo XII. Durante la edad media, las enormes ruedas hidráulicas de madera desarrollaban una potencia máxima de cincuenta caballos. La energía hidroeléctrica debe su mayor desarrollo al ingeniero civil británico John Smeaton, que construyó por vez primera grandes ruedas hidráulicas de hierro colado. La hidroelectricidad tuvo mucha importancia durante la Revolución Industrial; impulsó a las industrias textiles y del cuero y los talleres de construcción de máquinas a principios del siglo XIX. Aunque las máquinas de vapor ya estaban perfeccionadas, el carbón era escaso y la madera poco satisfactoria como combustible. La energía hidráulica ayudó al crecimiento de las nuevas ciudades industriales que se crearon en Europa y América hasta la construcción de canales a mediados del siglo XIX, que proporcionaron carbón a bajo precio. Las presas y los canales eran necesarios para la instalación de ruedas hidráulicas sucesivas cuando el desnivel era mayor de cinco metros. La construcción de grandes presas de contención todavía no era posible; el bajo caudal de agua durante el verano y el otoño, unido a las heladas en invierno, obligaron a sustituir las ruedas hidráulicas por máquinas de vapor en cuanto se pudo disponer de carbón.

En 1730 el matemático suizo Daniel Bernoulli impulsó la hidrodinámica con su conocido teorema, y Leonardo Euler en 1750 explicó matemáticamente el mecanismo de transmisión de la energía hidráulica a las máquinas e introdujo el concepto de cavitación.

La primera turbina, del tipo de la que conocemos ahora, fue diseñada por el investigador alemán Andreas Segner en 1750, quien probablemente se inspiró en la turbina de Herón. Sin embargo, el primer diseño práctico de una turbina de reacción fue presentado en 1883 por el ingeniero francés Benoit Fourneyron. Se trataba de una máquina diseñada para una carga de 108 m, potencia de 48 CV y velocidad de giro de 2300 r.p.m. Fourneyron se basó en las ideas de su maestro Claude Burdin, quien era un teórico brillante, aunque le

faltaba la habilidad del constructor. Asimismo, a Burdin se debe el termino *turbina*, ya que fue el quien lo utilizo por primera vez.

Por último, al hablar de turbinas hidráulicas es esencial mencionar a tres inventores fundamentales: James B. Francis (ingles), Lester A. Pelton (Estadounidense) y Víctor Kaplan (Checo), quienes presentaron diseños de los tres tipos clásicos de turbinas en 1847, 1889 y 1914, respectivamente. Hasta la fecha sus diseños son utilizados por los fabricantes, quienes han introducido obviamente algunas mejoras, pero conservando las ideas originales y, desde luego, el nombre de sus inventores.

## **5.2-Tipo de central hidroeléctrica (C.H.M.M.T)**

En la **central hidroeléctrica Chicoasen** se utiliza energía hidráulica para la generación de energía eléctrica, esta central aprovecha la energía potencial que posee la masa de agua de un cauce natural (rio Grijalva), en virtud de un desnivel, también conocido como *salto geodésico*, el agua en su caída entre dos niveles del cauce es conducida por túneles y tuberías de alta presión hasta terrenos más bajos donde se hace pasar por una turbina hidráulica tipo Francis de eje vertical la cual transmite la energía a un generador donde se transforma en energía eléctrica.

La central, según su concepción arquitectónica, es una central en caverna donde se accede a casa de máquinas por medio de vehículos de CFE y es vigilada por personal de las SEDENA, además cuenta con 2 ramificaciones, la primera para salir a la base de la cortina y la segunda es uno de los accesos al cuarto o piso de oscilación; la caverna tiene un diámetro de 8 m. y una longitud de 760 m.

## **5.3-Según su régimen de flujo**

La central hidroeléctrica CHMMT utiliza un embalse de tipo enrocamiento para reservar agua e ir graduando el agua que pasa por la turbina tipo Francis, es posible generar energía durante todo el año si se dispone de reservas suficientes, requieren una inversión y estudio mayor.

## **5.4-Impactos ambientales potenciales**

Los potenciales impactos ambientales de los proyectos hidroeléctricos son siempre significativos. Sin embargo existen muchos factores que influyen en la necesidad de aplicar medidas de prevención en todo, Principalmente en la construcción y operación de la represa y el embalse constituye la fuente principal de impactos del proyecto hidroeléctrico. Los proyectos de las represas de gran alcance pueden causar cambios ambientales irreversibles, en un área geográfica muy extensa; por eso, tienen el potencial de causar impactos importantes. Ha aumentado la crítica de estos proyectos durante la última década. Los críticos más severos sostienen que los costos sociales, ambientales y económicos de estas represas pesan más que sus beneficios y que, por lo tanto, no se justifica la construcción de las represas grandes. Otros mencionan que, en algunos casos, los costos ambientales y sociales pueden ser evitados o reducidos a un nivel aceptable, si se evalúan, cuidadosamente, los problemas potenciales y se implantan medidas correctivas que son costosas.

## **5.5-Beneficios**

El beneficio obvio del proyecto hidroeléctrico es la energía eléctrica, la misma que puede apoyar el desarrollo económico y mejorar la calidad de la vida en el área servida. Los proyectos hidroeléctricos requieren mucha mano de obra y ofrecen oportunidades de empleo. Los caminos y otras infraestructuras pueden dar a los pobladores mayor acceso a los mercados para sus productos, escuelas para sus hijos, cuidado de salud y otros servicios sociales.

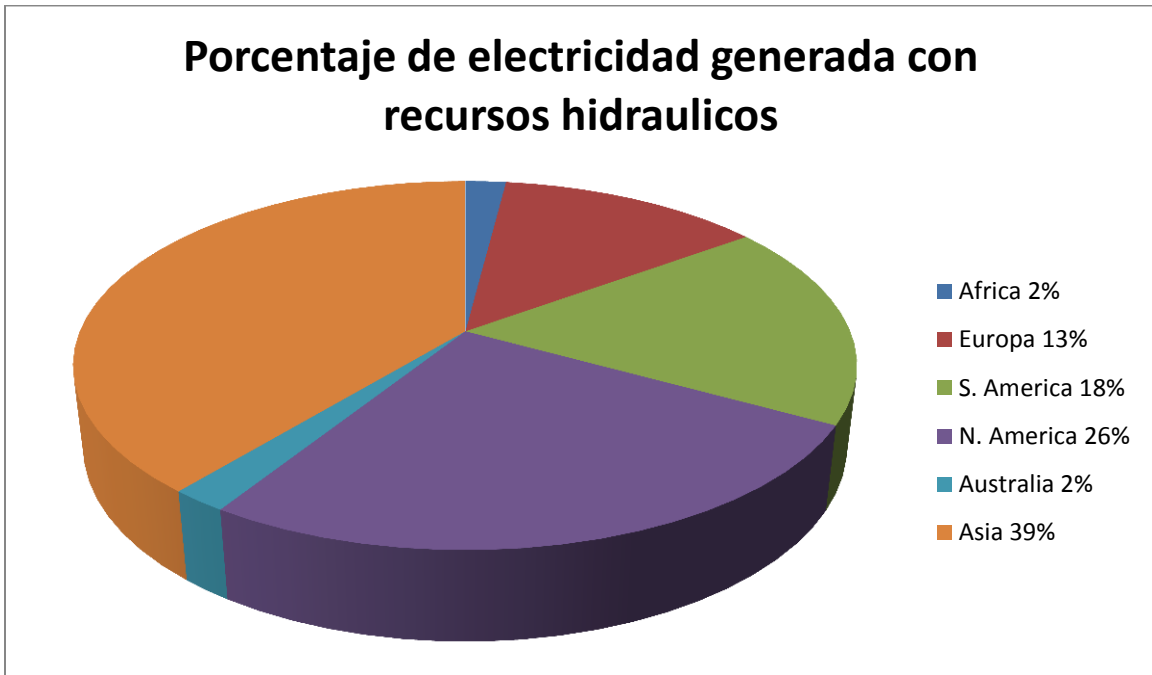
Además, la generación de la energía hidroeléctrica proporciona una alternativa para la quema de los combustibles fósiles, o la energía nuclear, que permite satisfacer la demanda de energía sin producir agua caliente, emisiones atmosféricas, ceniza, desechos radioactivos ni emisiones de CO<sub>2</sub>.

Si el reservorio es, realmente, una instalación de usos múltiples, es decir, si los diferentes propósitos declarados en el análisis económico no son, mutuamente, inconsistentes, los otros beneficios pueden incluir el control de las inundaciones y la provisión de un

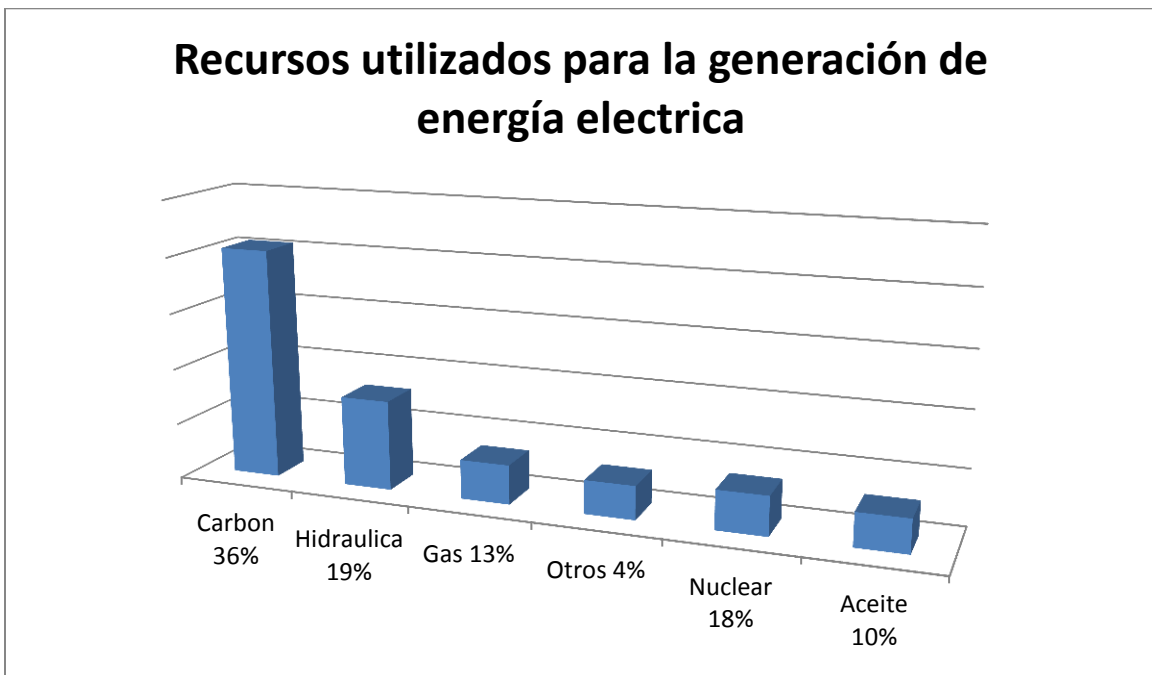
suministro de agua más confiable y de más alta calidad para riego, y uso doméstico e industrial.

La intensificación de la agricultura, localmente, mediante el uso del riego, puede, a su vez, reducir la presión que existe sobre los bosques primarios, los hábitats intactos de la fauna, y las áreas en otras partes que no sean adecuadas para la agricultura. Asimismo, las represas pueden crear pesca en el reservorio y posibilidades para producción agrícola en el área del reservorio que pueden más que compensar las pérdidas sufridas por estos sectores debido a su construcción.

## 5.6-GRAFICAS



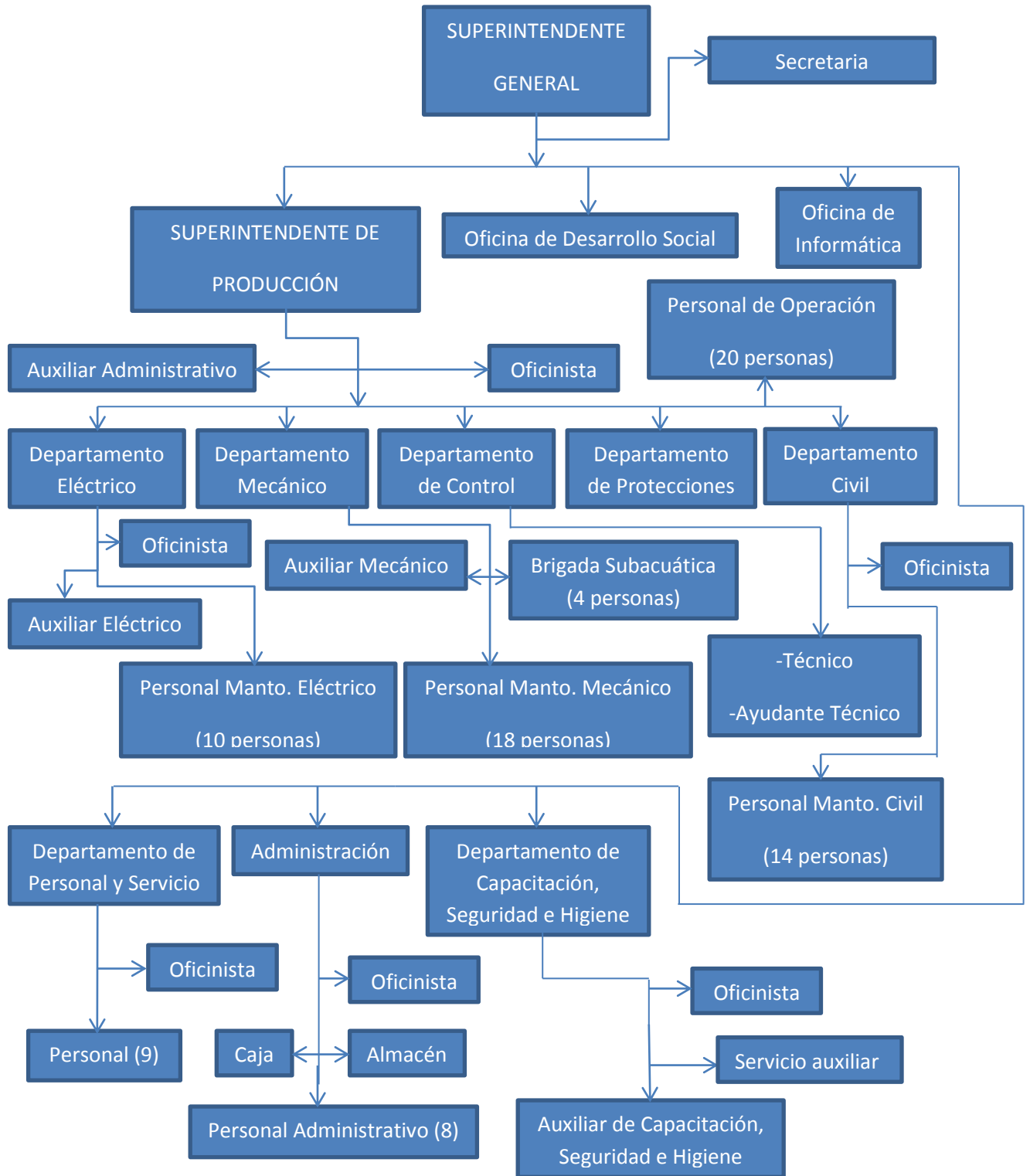
*Grafica número 1*



*Grafica número 2*



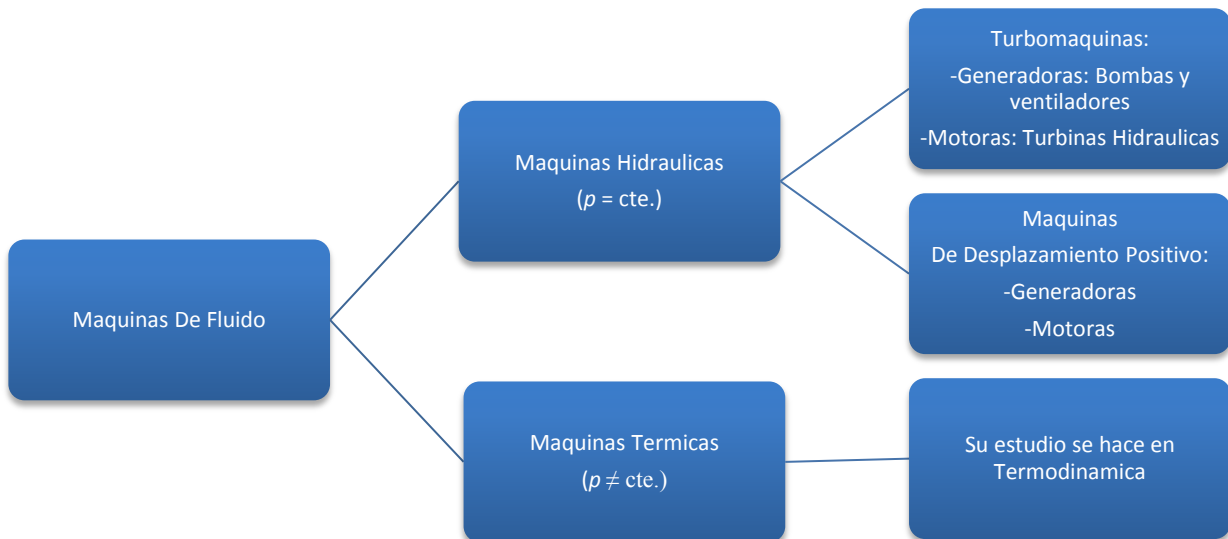
## 5-6-ESTRUCTURA ORGANIZACIONAL EN LA C.H.M.M.T.



## 6-MÁQUINAS DE FLUIDO

En la planta hidroeléctrica Ing. Manuel Moreno Torres hay distintos sistemas que tienen la capacidad de desplazar fluidos a una cierta distancia, entre estos se encuentran las bombas centrífugas, conocidas también como máquinas de fluidos, incluidas en la siguiente clasificación.

### 6.1-Clasificación de las máquinas de fluido:



Las máquinas de fluido son aquellas máquinas en que el fluido, o bien proporciona la energía que absorbe la máquina o bien aquellas en que el fluido es el receptor de energía, al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida. En toda máquina de fluido hay un intercambio entre energía de fluido y energía mecánica, por ejemplo, el agua sale de una bomba con más presión que la que tenía a la entrada de la misma, porque la bomba ha restituido al agua la energía absorbida en el eje.

### 6.1.1-definicion y clasificación de las bombas

La bomba es una máquina que absorbe energía mecánica y restituye al líquido que la atraviesa energía hidráulica, se emplean para impulsar toda clase de líquidos, estas se clasifican de la siguiente manera:

1)-ROTODINAMICAS: -son siempre rotativas, su funcionamiento se basa en la ecuación de Euler; y su órgano transmisor de energía se llama rodete.

-se llaman rotodinámicas porque su movimiento siempre es rotativo y la dinámica de la corriente juega un papel fundamental en la transmisión de la energía.

2)-DE DEZPLAZAMIENTO POSITIVO<sup>1</sup>: -a este grupo pertenecen las bombas alternativas, las bombas rotoestáticas que se caracterizan por ser rotativas pero que la dinámica de la corriente no juega un papel fundamental en la transmisión de la energía.

### 6.1.2-clasificacion de las bombas rotodinámicas

-Según la dirección del flujo: bombas de flujo radial, de flujo axial y de flujo radio axial.

-Según la posición del eje: bombas de eje horizontal, de eje vertical y de eje inclinado.

-Según la presión engendrada: bombas de baja presión, de media presión y de alta presión.

-según el número de flujos en la bomba: de simple aspiración y de doble aspiración.

-Según el número de rodetes: de un escalonamiento o de varios escalonamientos.

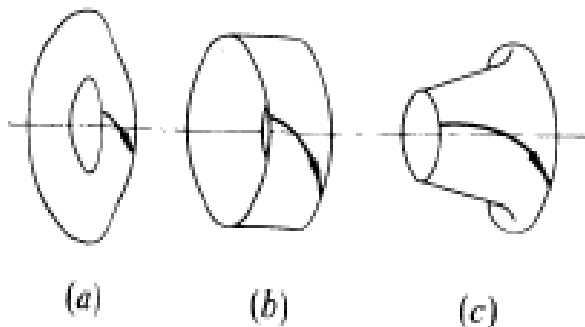


Fig.1-Trayectoria de una partícula de fluido en el rodete de una maquina: (a) radial; (b) axial;(c) semiaxial o de flujo mixto.

<sup>1</sup>Es importante mencionar que las bombas de desplazamiento positivo son irrelevantes en el desarrollo de este proyecto.

### 6.1.3-Elementos principales de una bomba rotodinámica

En la fig. 2 vemos una bomba radial de eje horizontal

-Rodete (1): gira solidario con el eje de la máquina y consta de un cierto número de alabes que imparten energía al fluido en forma de energía de cinética y energía de presión.

-Corona de Alabes Fijos (2): recoge el líquido del rodete y transforma la energía cinética comunicada por el rodete en energía de presión, la corona de alabes fijos no existe en todas las bombas porque encarece su construcción; aunque hace a la bomba más eficiente.

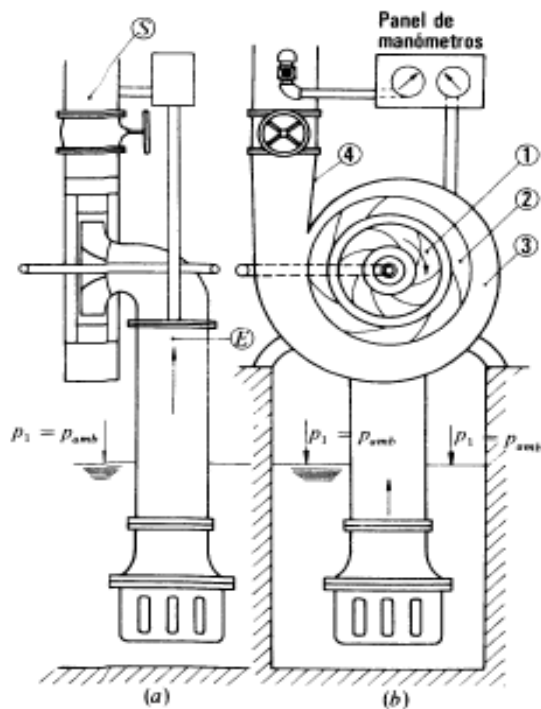


Fig. 2-Elementos de una Bomba centrífuga

-Caja Espiral (3): transforma la energía dinámica en energía de presión y recoge con pérdidas mínimas de energía el fluido que sale del rodete, conduciéndolo hasta la tubería de impulsión.

-Tubo Difusor (4): transforma la energía dinámica en energía de presión.

## 6.2-funcionamiento y formulas principales

El funcionamiento de una bomba centrífuga radial simple depende del rodete que produce un movimiento rotatorio en el líquido y la caja espiral que dirige el líquido hacia el rodete y lo transporta a través del sistema a alta presión; el rodete va montado en una flecha que es propulsado por un motor eléctrico o de combustión interna. La caja o carcasa incluye las toberas de succión y descarga y aloja el ensamble del rodete. A través de la tobera de succión entra líquido al ojo del rodete y se desplaza a lo largo del cuerpo del alabe produciendo estos un movimiento rotatorio. Sale por la periferia de la caja espiral a alta presión a través de la tobera de descarga.

En una bomba de flujo radial, las aspas del rodete están curvadas hacia atrás y el rodete es relativamente angosto. La bomba de flujo radial es muy representativa y comúnmente se le conoce como bomba centrífuga y es la más utilizada hoy en día, esta será sometida a un análisis elemental para poder obtener las ecuaciones fundamentales de este tipo de sistemas, se tendrá una mejor idea de cómo ocurre el intercambio de cantidad de movimiento en una turbomáquina estudiando los siguientes planos:

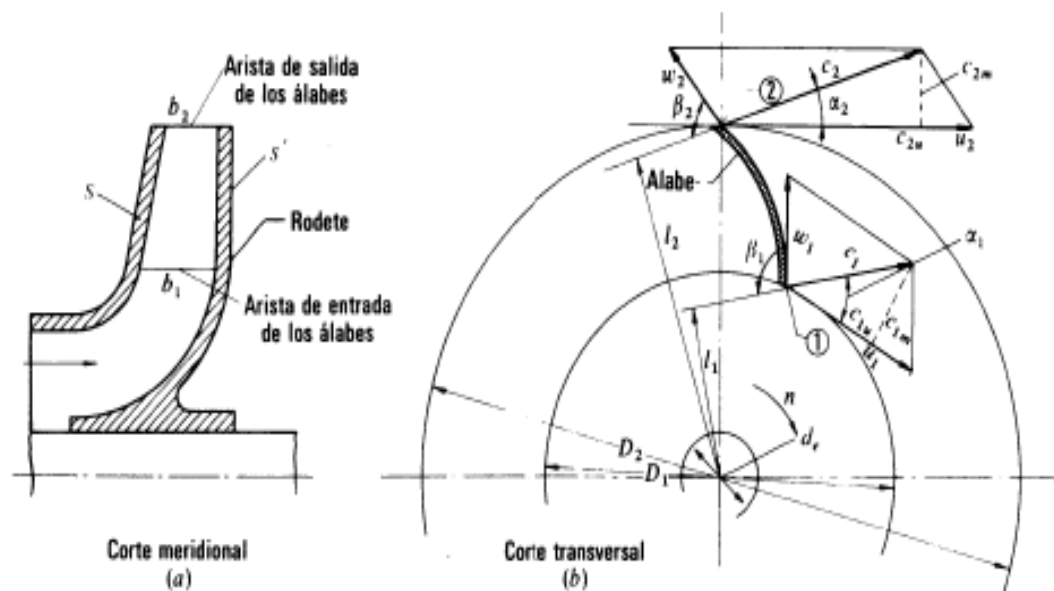


Fig.3-Rodete de una bomba centrífuga: (a) corte meridional, (b) corte transversal. En este último se han dibujado los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida.

En el corte meridional se presenta un plano que contiene el eje de la maquina en este se representan las superficies anterior y posterior del rodete (s y s' en la figura). En este corte también se ven las aristas de entrada y salida de los álabes. Estas aristas son paralelas al eje de la maquina; también podemos ver los anchos del rodete a la entrada  $b_1$  y a la salida  $b_2$  de los alabes.

El corte transversal se representa por un plano perpendicular al eje. En el corte transversal de una bomba radial se ve el alabe del rodete en su verdadera forma teniendo una superficie cilíndrica. Los diámetros de entrada  $D_1$  y diámetro de salida  $D_2$  se acotan en este plano, así como el diámetro del eje  $d_e$ .

### 6.2.1-deducción de la ecuación de Euler

El cálculo de la ecuación se hará de acuerdo a la fig.3, la fórmula de Euler deducida de nuestra figura, será válido para todas las turbomáquinas.

Supondremos que la bomba funciona en régimen permanente y que al girar crea una depresión penetrando el fluido en el interior de la bomba, sea  $C_1$  la velocidad absoluta de una partícula de fluido a la entrada de un alabe, punto 1 en la fig., el rodete accionado por el motor de la bomba gira a una velocidad  $n$ , rpm, en este punto el rodete tiene una velocidad periférica  $u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$ , con relación al alabe el fluido se mueve con una velocidad  $w_1$  (velocidad relativa a la entrada). Las tres velocidades  $c_1$ ,  $u_1$  y  $w_1$  están relacionadas por la ecuación vectorial:

$$\bar{w}_1 = \bar{c}_1 + \bar{u}_1 \quad (1)$$

Suponemos que la tangente del alabe tiene la dirección del vector  $\bar{w}_1$ , con lo que la partícula entra sin choque en el alabe. La partícula guiada por el alabe sale del rodete con una velocidad relativa a la salida  $\bar{w}_2$ , que será tangente al alabe en el punto 2, en este punto el alabe tiene la velocidad periférica  $\bar{u}_2$ ; la misma composición de velocidades de la ecuación (1) nos proporciona la velocidad absoluta a la salida  $\bar{c}_2$

$$\bar{w}_2 = \bar{c}_2 + \bar{u}_2 \quad (2)$$

La partícula del fluido ha sufrido, en su paso por el rodete un cambio de velocidades de  $\bar{c}_1$  a  $\bar{c}_2$ . Del teorema de la cantidad del movimiento, se deduce el teorema del momento

cinético, en efecto aplicando la ecuación del teorema de la cantidad del movimiento al hilo de corriente a que pertenece la partícula de fluido considerada será:

$$d\bar{F} = dQp(\bar{c}_2 - \bar{c}_1) \quad (3)$$

Tomando momentos en la ecuación (3) con relación al eje de la maquina tendremos:

$$dM = dQp(l_2c_2 - l_1c_1) \quad (4)$$

$dM$ = momento resultante con relación al eje de la máquina de todas las fuerzas que el rodete ha ejercido sobre las partículas que integran el filamento de corriente considerado para hacerle variar su momento cinético.

$dQ$ = caudal del filamento.

$l_2, l_1$ = brazos de momento de los vectores  $c_2$  y  $c_1$

Se supone que todas las partículas de fluido entran al rodete a un diámetro  $D_1$  con la misma velocidad  $c_1$  y salen a un diámetro  $D_2$  con la misma velocidad  $c_2$  por ende se supone que todos los filamentos de corriente sufren la misma desviación, lo que implica que el número de alabes es infinito para que el rodete guie al fluido perfectamente; aplicando esta hipótesis llamada *teoría del número infinito de alabes*, al hacer la integral de la ecuación (4) el paréntesis del segundo miembro será constante, obteniéndose:

$$M = Qp(l_2c_2 - l_1c_1) \quad (5)$$

Dónde:  $M$  = momento total comunicado al fluido o momento hidráulico.

$Q$  = caudal total de la bomba.

De la figura 3 (b) se deduce:  $l_1 = r_1 \cos \alpha_1$  y  $l_2 = r_2 \cos \alpha_2$  (6)

Sustituyendo (6) en (5), obtenemos:  $M = Qp(r_2c_2 \cos \alpha_2 - r_1c_1 \cos \alpha_1)$  (7)

Este momento multiplicado por  $\omega$  será igual a la potencia que el rodete comunica al fluido.

$$\therefore P_u = M\omega = Qp\omega(r_2c_2 \cos \alpha_2 - r_1c_1 \cos \alpha_1) \quad W, SI \quad (8)$$

Donde  $\omega = \frac{2\pi n}{60}$  velocidad angular del rodete, rad/seg.

Por otra parte, si llamamos  $Y_u$  a la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido, en nuestro caso la energía específica que el rodete de la bomba comunica al fluido, y  $G$  al caudal másico que atraviesa el rodete, se tendrá en el SI:

$$P_u(W) = G \left( \frac{kg}{s} \right) y_u \left( \frac{J}{kg} \right) = Q \left( \frac{m^3}{s} \right) \rho \left( \frac{kg}{m^3} \right) g \left( \frac{m}{s^2} \right) H_u(m) \quad (9)$$

Donde  $H_u$  altura equivalente a la energía intercambiada en el fluido:

$$y_u \left( \frac{J}{kg} \right) = Q y_u \left( \frac{m^2}{s^2} \right) = H_u(m) g \left( \frac{m}{s^2} \right)$$

Igualando las dos expresiones de la potencia de las ecuaciones (8) y (9) se tiene:

$$Q p y_u = Q p \omega (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (10)$$

$$r_1 \omega = u_1 \quad r_2 \omega = u_2$$

$$c_1 \cos \alpha_1 = c_{1u} \quad c_2 \cos \alpha_2 = c_{2u}$$

Dónde:  $c_{1u}$  y  $c_{2u}$  proyecciones de  $c_1$  y  $c_2$  sobre  $u_1$ ,  $u_2$  componentes periféricas de las velocidades absolutas a la entrada y salida de los alabes, sustituyendo estos valores en la ecuación (10) se obtiene la ecuación de Euler:

$$\boxed{y_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}} \quad (11)$$

(Ecuación de Euler para bombas rotodinámicas)

En las turbomaquinas hidráulicas se prefiere utilizar la ecuación de Euler en forma de altura, en las maquinas hidráulicas la altura es una variable de gran significado físico: altura bruta de un salto de agua, altura de elevación de una bomba.

De la variable  $Y$  se pasa a la variable  $H$ , por la ecuación  $Y \left( \frac{m^2}{s^2} \right) = g \left( \frac{m}{s^2} \right) H(m)$ , por lo tanto dividiendo los dos términos de la ecuación (11) por  $g$  se tendrá:

*PRIMERA FORMA DE LA ECUACION DE EULER (expresión en alturas)*

$$H_u = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \quad (12)$$



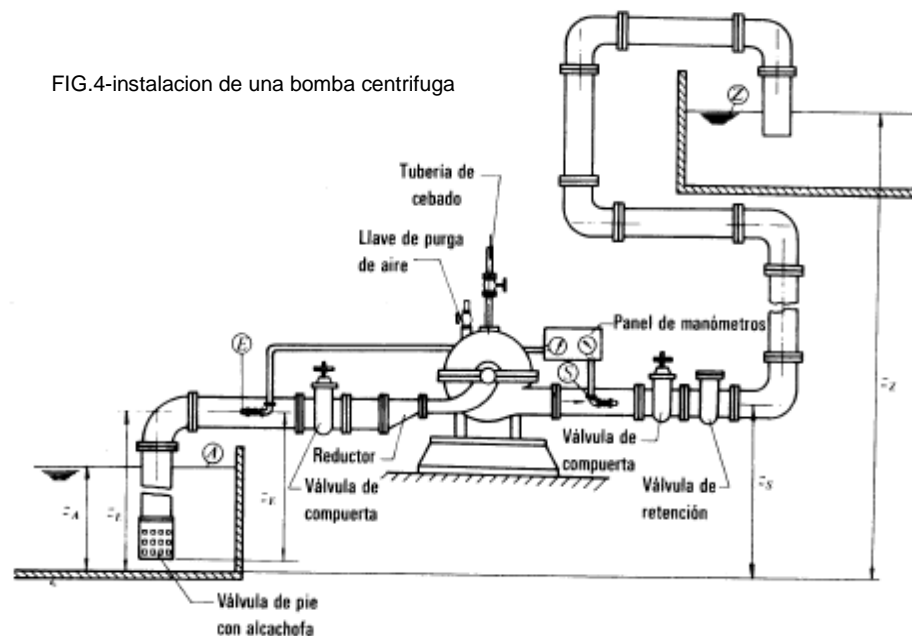
Donde los puntos 1 y 2 se refieren a la entrada y salida del rodete, como ya sabemos  $H_u$  es la altura que el rodete imparte al fluido, si no hubiera pérdidas en el interior de la bomba,  $H_u$  sería también el aumento de altura que experimentaría el fluido en la entrada y salida de la bomba. Sin embargo, en el interior de la bomba se producen pérdidas hidráulicas,  $H_{rint}$ .

### 6.3-ALTURA UTIL DE UNA BOMBA

Altura útil  $H$  que da la bomba, es la altura que imparte el rodete o la altura teórica  $H_u$ , menos las pérdidas en el interior de la bomba  $H_{rint}$ .

$$H = H_u - H_{rint}. \quad (13)$$

#### 6.3.1-primera expresión de la altura útil y de la energía útil



Escribiendo la ecuación de Bernoulli entre las secciones  $E$  y  $S$ , fig. 4

$$\frac{p_E}{\rho g} + z_E + \frac{v_E^2}{2g} + H = \frac{p_S}{\rho g} + z_S + \frac{v_S^2}{2g} \quad (14)$$

Despejando  $H$  tendremos:

$$H = \left( \frac{p_s}{\rho g} + z_s + \frac{v_s^2}{2g} \right) - \left( \frac{p_E}{\rho g} + z_E + \frac{v_E^2}{2g} \right) \quad (15)$$

El primer paréntesis es la altura total del fluido a la salida y el segundo la altura total del mismo a la entrada, por lo tanto la altura útil es la diferencia de alturas totales entre la salida y la entrada de la bomba.

Reordenando los términos de la ecuación (15) tendremos:

$$H = \frac{p_s - p_E}{\rho g} + z_s - z_E + \frac{v_s^2 - v_E^2}{2g} \quad (16)$$

Notas a la ecuación (16):

-El término  $z_s - z_E$  suele ser muy pequeño o igual a 0 en las bombas de eje vertical.

-El término  $\frac{v_s^2 - v_E^2}{2g}$  suele ser también muy pequeño o igual a 0.

En la mayoría de los casos:  $H = \frac{p_s - p_E}{\rho g}$  (17)

$$\left( \frac{v_s^2 - v_E^2}{2g} \approx 0; z_s - z_E \approx 0, \text{ bomba en aspiración} \right)$$

La primera expresión de  $H$ , ec. (16), sirve para calcular  $H$  en una bomba en funcionamiento. La segunda expresión de  $H$  que a continuación deduciremos mira a la instalación con miras a encargar la bomba más adecuada para la instalación que se proyecta, ya que para calcular  $H$  no se requiere que la bomba esté funcionando.

Segunda expresión de la altura útil

Escribiremos la ecuación de Bernoulli entre las secciones  $A$  y  $Z$  de la fig. 4

$$\frac{p_A}{\rho g} + z_A + \frac{v_A^2}{2g} - H_{r-ext} + H = \frac{p_Z}{\rho g} + z_Z + \frac{v_Z^2}{2g} \quad (18)$$

Donde  $H_{r-ext}$ : pérdidas exteriores a la bomba.

- Si los depósitos de aspiración e impulsión están a la presión atmosférica  $p_A = p_Z = 0$ .

- Si las áreas depósitos de aspiración e impulsión son suficientemente grandes para  $\frac{v_A^2}{2g}$  y  $\frac{v_Z^2}{2g}$  puedan despreciarse.

Por la tanto tendremos:

$$\frac{p_A}{\rho g} + 0 + z_A - H_{r-ext} + H = \frac{p_Z}{\rho g} + z_Z + 0$$

$$\therefore H = \frac{p_Z - p_A}{\rho g} + z_Z - z_A + H_{r-ext} \quad (19)$$

Por otro lado:

$$-H_{r-ext} = H_{ra} + H_{ri} + \frac{v_t^2}{2g}$$

$-H_{r-ext}$ : pérdida total exterior a la bomba.

$-H_{ra}$ : perdida en la aspiración (puntos A y E).

$-H_{ri}$ : perdida en la tubería de impulsión.

$-\frac{v_t^2}{2g}$ : perdida secundaria en el desagüe en el depósito.

### 6.3.2-segunda expresión de la altura útil

$$H = \frac{p_Z - p_A}{\rho g} + z_Z - z_A + H_{ra} + H_{ri} + \frac{v_t^2}{2g} \quad (20)$$

Notas para aplicar la segunda expresión de la altura útil:

- Conocer el caudal así como las características de la instalación (metros de tubería, material de la misma y accesorios).
- No es necesario conocer las lecturas del manómetro y del vacuometro. Es decir, hay que mirar a la instalación, no a la bomba.
- Con mucha el pozo de aspiración y el depósito de impulsión están abiertos a la atmosfera, entonces  $\frac{p_Z - p_A}{\rho g} = 0$ .
- Al hacer el pedido de una bomba se ha de especificar a la casa proveedora el caudal y la altura efectiva. Un ingeniero no debe de encargar una bomba sin haber

estudiado minuciosamente el esquema de la instalación y aplicado la ecuación (20), previa fijación del caudal que se ha de garantizar.

- e) En muchas instalaciones de bombeo realizadas se ha comprobado que el rendimiento de la instalación es a veces menos de la mitad del que se hubiera obtenido si la bomba se hubiera elegido adecuadamente y la instalación se hubiera realizado mejor.

## 7-Numero de Reynolds:

Las investigaciones de Oscar Reynolds ha demostrado que el flujo laminar o turbulento depende del diámetro de la tubería, de la densidad y la viscosidad del fluido y de la velocidad del flujo. El valor numérico de una combinación adimensional de estas cuatro variables, conocido como el número de Reynolds, puede considerarse como la relación de las fuerzas dinámicas de la masa del fluido respecto a los esfuerzos de deformación ocasionados por la viscosidad.

$$\therefore R_e = \frac{V\phi\rho}{\mu} = \frac{V\phi}{v_{cin.}} \quad (21)$$

*V = velocidad del flujo,  $\phi$  = diametro interno de la tubería,  $\rho$  = densidad del fluido,  
 $\mu$  = viscosidad del fluido,  $v_{cin.}$  = viscosidad cinemática del fluido.*

Para estudios técnicos, el régimen de flujo en tuberías se considera como laminar si el # de Reynolds es menor que 2000 y turbulento si el # de Reynolds es superior a 4000. Entre estos dos valores esta la zona denominada “critica” donde el régimen de flujo es impredecible, pudiendo ser laminar, turbulento o de transición.

### 7.1-Coeficiente de resistencia $K$ , longitud equivalente $L/D$ y coeficiente de flujo

Existen datos sobre pruebas de pérdida de presión para una amplia variedad de válvulas y accesorios, fruto del trabajo de muchos investigadores. Las pérdidas de presión en un sistema de tuberías se deben a varias características del sistema, que pueden clasificarse como sigue:

- Rozamiento en las paredes de la tubería, que en función de la rugosidad de la superficie interior de la misma, del diámetro interior de la tubería y de la velocidad, densidad y viscosidad del fluido.
- Cambios de dirección del flujo.
- Obstrucciones en el paso del flujo.
- Cambios repentinos o graduales en la superficie y contorno del paso del flujo.

La velocidad en una tubería se obtiene mediante la presión o altura estática, y el descenso de la altura estática o pérdida de presión debida a la velocidad es:

$$h_L = \frac{V^2}{2(g)} \quad (22)$$

Que se define como “altura de velocidad”. El flujo por una válvula o accesorio en una línea de tubería causa también una reducción de la altura estática, que puede expresarse en función de la altura de velocidad. El coeficiente de resistencia **K** en la ecuación:

$$h_L = \Sigma K \times \frac{V^2}{2(g)} \quad (23)$$

Se define como la pérdida de altura de velocidad para una válvula o accesorio, donde:

$$K = \text{coeficiente de resistencia de accesorios}, \quad V = \text{velocidad del flujo}, \quad g = \text{gravedad}$$

Por ello, el coeficiente de resistencia **K** se considera independiente del factor de fricción y el número de Reynolds, que puede tratarse como constante para cualquier obstáculo dado en un sistema de tuberías bajo cualquier condición de flujo, incluida la de régimen laminar

La misma pérdida para una tubería recta se expresa por la ecuación de Darcy:

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2(g)} \quad (24)$$

Dónde:  $K = f \times \frac{L}{D}$

$$f = \text{coeficiente de fricción obtenido del diagrama de Moody}, L = \text{longitud de la tubería}, \\ D = \text{diámetro interno de la tubería}, V = \text{velocidad del flujo}, g = \text{gravedad}.$$

## 7.2-Ecuación de continuidad

Caudal es el volumen de fluido por unidad de tiempo que pasa a través de una sección transversal a la corriente, para flujo uniforme y permanente, aplicando la fórmula de Manning, es:

$$Q = AV \quad (25)$$

donde:  $A$  = area de la seccion interna de la tubería,  $V$  = velocidad del flujo

Así por ejemplo, en una tubería de agua los litros por hora que circulan a través de un plano transversal a la tubería. Si la velocidad de la corriente  $c$  es paralela a la superficie  $A$  (vertical como en la figura 5<sup>a</sup> o también inclinada, pero paralela a la superficie) el caudal que lo atraviesa es nulo. Si la velocidad  $c$  tiene cualquier otra dirección figura 5<sup>b</sup> descomponiendo  $c$  según tres ejes, dos paralelos a la superficie y el tercero normal a la misma, solo la componente  $c_n$  produce caudal.

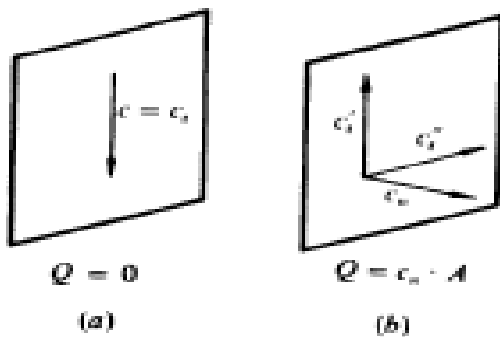


fig. 5-El caudal a través de la superficie de la fig. (a) es nulo. En (b), las dos componentes de la velocidad paralelas a la superficie  $c_1$  y  $c_2$  no contribuyen al caudal

## 8-CAVITACIÓN EN LAS BOMBAS

En las bombas de reacción, al salir el agua de los rodetes es conducida al desfogue por el tubo de descarga, sin embargo, desde que el agua entra en el rodete se generan presiones absolutas bajas que pueden llegar inclusive a provocar la ebullición. En efecto, los líquidos hierven debido a dos factores: su presión absoluta y su temperatura.

Se llama *presión de vaporización de un líquido* a aquella que lo hace entrar en ebullición, y es una característica que depende únicamente de la temperatura. Como es bien sabido, al nivel del mar (10.33 m columna de agua) el agua hierve a 100 °C, pero en un conducto sometido a presión pueden aparecer presiones absolutas muchos menores que la atmosférica, tales que provoquen la vaporización del agua a temperaturas muy distintas.

El conocido fenómeno de ebullición produce burbujas a baja presión (*cavidades*), si el líquido está en movimiento, son arrastradas a zonas de mayor presión donde se aplastan bruscamente y, cuando esto sucede, las cavidades son ocupadas violentamente por el fluido circundante, lo que produce succiones locales muy fuertes en las paredes más cercanas de los conductos. Estas succiones arrancan literalmente pequeños pedazos de del material de dicho conducto y producen oquedades parecidas a los de la erosión que a su vez provocan despegues de flujo, generan más depresiones y producen vaporización, ahora debido a una causa distinta a la que origino el fenómeno, pero que hace el daño crezca paulatinamente. Este fenómeno, llamado *cavitación*, debe evitarse siempre, ya que provoca la destrucción de rodetes. Para eliminar la posibilidad de que aparezca la cavitación solo debe hacerse un proyecto que garantice que las presiones sean mayores que las de vaporización.

### 8.1- FORMULAS PRINCIPALES PARA CALCULOS DE CAVITACIÓN

De acuerdo al sistema de instalación indicado en los anexos fig. # 6, pueden hacerse las siguientes consideraciones, si en una primera instancia se supone que  $H_{ES}$  es positiva para todos los casos, las ecuaciones la energía entre la toma y el ojo del impulsor tiene la forma siguiente:

$$H_{ES} = \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} + h_{f_s} \quad (26)$$

Por lo que la presión a la entrada de la bomba es:

$$\frac{p_s}{\gamma} = H_{ES} - \left( \frac{V_s^2}{2g} + h_{fs} \right) \quad (27)$$

Debido a que la presión  $p_s$  es la mínima que puede presentarse en cualquier instalación, es preciso este valor, medido como presión absoluta, el que no debe bajar hasta la presión de vaporización del agua para que no se presente la cavitación. La expresión (27) señala que para lograr este objetivo conviene que  $V_s$  sea lo menor posible así como la longitud de la tubería de succión, con el fin de reducir al máximo la pérdida por fricción. Para lograr velocidades de succión lo más bajas posibles se procura que:  $d_s > d_d$

El procedimiento para evitar la cavitación es determinar el valor mínimo de  $H_{ES}$ , es decir la posición más alta de la bomba en relación con la superficie de la toma. Por otra parte si aparecen cavidades de baja presión en la rama de succión se rompe la continuidad de flujo y este no circula, aunque todos los demás cálculos sean correctos; puede entonces asegurarse que no hay vaporización cuando se cumple la condición:

$$\frac{p_s}{\gamma} + H_A > H_V \quad (28)$$

Dónde:

*$H_V$  = es la presión de vaporización del agua,  $H_A$  = presión atmosférica del lugar*

Resolviendo ecuaciones (27) y (28):

$$H_A + H_{ES} - h_{fs} - H_V > \frac{V_s^2}{2g} \quad (29)$$

El término de la izquierda es evidentemente positivo mientras exista el flujo; se llama *carga de succión neta positiva neta*, y se abrevia CSPN. Este concepto, en nuestro medio, es llamado algunas veces carga de succión disponible. Se llama carga de succión  $H_s$  a la energía total disponible al final de la rama de succión, medida desde ese punto, es decir:

$$H_s = \frac{p_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} \quad (30)$$

Y según la expresión (27) equivale a:

$$H_s = H_{ES} - h_{fs} \quad (31)$$



Así mismo se designa carga de descarga  $H_d$  a la energía total disponible a la salida de la bomba, es decir, al principio de la rama de descarga y su valor es:

$$H_d = \frac{P_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g} \quad (32)$$

Que como puede verse en la figura# en los anexos equivale:

$$H_d = H_{ED} + h_{fd} \quad (33)$$

Sabemos que la carga dinámica  $H$  de una bomba es la presión que se necesita para elevar el gasto deseado a la altura proyectada. Es decir,  $H$  es la carga estática total más todas las pérdidas en la conducción. Su valor de acuerdo con la fig.

$$H = H_{ET} + h_{fs} + h_{fd} \quad (34)$$

$$\text{De la figura: } H_{ET} = H_{ED} - H_{ES} \quad (35)$$

Tomando en cuenta ec. (34), (35) y de acuerdo a (31), (33)

$$\therefore H = H_d - H_s \quad (36)$$

Si se vuelve a la carga de succión positiva neta definida en la expresión (29) y se usa ahora el concepto de carga de succione ec. (31) puede escribirse

$$CSPN = H_A + H_S - H_V \quad (37)$$

Para asegurarse que no se presente la cavitación, los fabricantes proporcionan el valor mínimo aceptable de la  $CSPN$  para cada bomba. Este valor llamado “carga de succión positiva neta requerida” y abreviado  $CSPN_r$ . Por otra parte, la  $CSPN$  propia del proyecto, se llama “carga de succión positiva neta disponible” y se abrevia  $CSPN_d$ . Entonces la condición indispensable para asegurar que no se presentara la cavitación es.

$$CSPN_d \geq CSPN_r$$

En ocasiones se puede conocer la  $CSPN_r$  a partir del coeficiente de  $\sigma$  de Thoma, que se define:

$$\sigma = \frac{CSPN_r}{H} \quad (38)$$

Este coeficiente es una función de la velocidad específica de la bomba y algunos fabricantes presentan graficas que lo relacionan con ella; sus valores oscilan de 0.05 a 1.00.

## 9-MEMORIA DE CÁLCULO

### 9.1- Cálculo para elegir el número de bombas y el tipo de instalación

Para conocer los caudales de entrada en el cárcamo de la 2ª etapa no hubo necesidad de calcularlos ya que cada tubería de desfogue principal de cada unidad tenía a su paso una válvula electrónica marca Krohne, de fabricación Holandesa, que automáticamente nos daba el caudal de salida en  $\frac{m^3}{h}$ .

Los caudales de entrada en el cárcamo de la 2ª etapa, eran los siguientes:

$$\text{Unidad 6: } Q_6 = 683 \frac{m^3}{h}$$

$$\text{Unidad 7: } Q_7 = 699 \frac{m^3}{h}$$

$$\text{Unidad 8: } Q_8 = 920 \frac{m^3}{h}$$

Otro punto importante a considerar era el caudal de infiltraciones, este dato era algo complicado debido a que dependía única y exclusivamente de factores naturales los cuales son sumamente diversos y aleatorios, sin embargo este dato me lo proporcionó el departamento civil, basándose en función de la máxima intensidad de lluvia registrada.

$$\text{Caudal de infiltraciones: } Q_I = 176 \frac{m^3}{h}$$

∴ Calculando caudal total de entrada en el cárcamo de la 2ª etapa:

$$Q_T = Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_I = (683 + 699 + 920 + 176) \frac{m^3}{h} = 2478 \frac{m^3}{h}$$

Calculo de volumen del cárcamo y galería de achique:

De acuerdo a los dibujos número 1 y 2, paginas 65, 66; en los anexos, consideremos la altura límite de llenado de la galería de achique que son los 3m.

Volumen de la galería de drenaje y achique:

$$V_1 = 1.50m \times 49.36m \times 3m = 222.12m^3$$

Volumen del cárcamo de bombeo:

$$V_2 = (1.70m \times 2.166m)5.25m + (1.70m \times 10.83m)4.25m = 97.5783m^3$$

Volumen total del foso de bombeo:

$$V_T = V_1 + V_2 = 319.6983m^3$$

De acuerdo a los datos siguientes:

- Altura neta aproximada, sin pérdidas =  $45.75 m = 150.975 ft$
- $f = 60 Hz$
- $t = 23 ^\circ C$
- *pérdidas en la succión* =  $h_{fs} = 0$
- *factor de resbalamiento* =  $R = 2.22 \%$
- *# de polos del generador* =  $p = 2$
- $Q_T = 2478 \frac{m^3}{h} = 10.91146 \times 10^3 GPM$
- $H_{ES} = 3.675 m$
- $h = 260 m. s. n. m.$

Procedemos a nuestros cálculos:

La velocidad de giro de los motores eléctricos está dada por la expresión:

$$N = \frac{60f}{p} \left(1 - \frac{R}{100}\right) = \frac{60 \times 60}{2} \left(1 - \frac{2.22\%}{100}\right) = 1760 rpm$$

Sabemos también:

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q_T}}{(H)^{0.75}} = \frac{1760 rpm \sqrt{10.91146 \times 10^3 GPM}}{(150.975 ft)^{0.75}} = 4268.5$$

La presión de saturación 23 °C en metros de acuerdo a la siguiente figura:

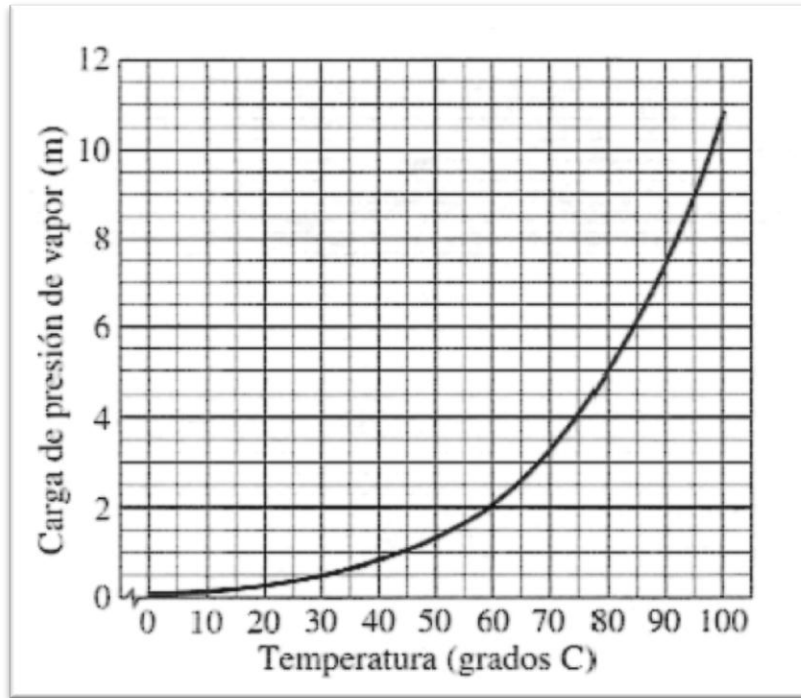


Fig. 6- Presión de vapor versus temperatura para el agua

$$H_V = 0.286416 \text{ m}$$

Ahora calculamos la presión atmosférica en metros con la siguiente formula:

$$H_A = 10 - \frac{h}{900} = 10 - \frac{260 \text{ m. s. n. m.}}{900} = 9.7111 \text{ m}$$

De acuerdo a nuestra ecuación #31:

$$\therefore H_{s\text{proyecto}} = H_{ES} - h_{fs} = 4.25 \text{ m} - 0 = 3.675 \text{ m}$$

De acuerdo a la siguiente formula:

$$H_{s\text{proyecto}} = 9.90 + H_{s\text{grafica}} - H_A + H_V$$

$$\begin{aligned} \therefore H_{s\text{grafica}} &= -9.90 + H_{s\text{proyecto}} + H_A - H_V = -9.90 \text{ m} + 3.675 \text{ m} + 9.7111 \text{ m} - 0.28641 \text{ m} \\ &= 3.20 \text{ m} \times \frac{0.0033 \text{ ft}}{0.001 \text{ m}} = 10.56 \text{ ft} \end{aligned}$$

Con este valor y el de la altura neta sin pérdidas, buscamos en la siguiente figura el valor admisible por unidad  $N'_s$

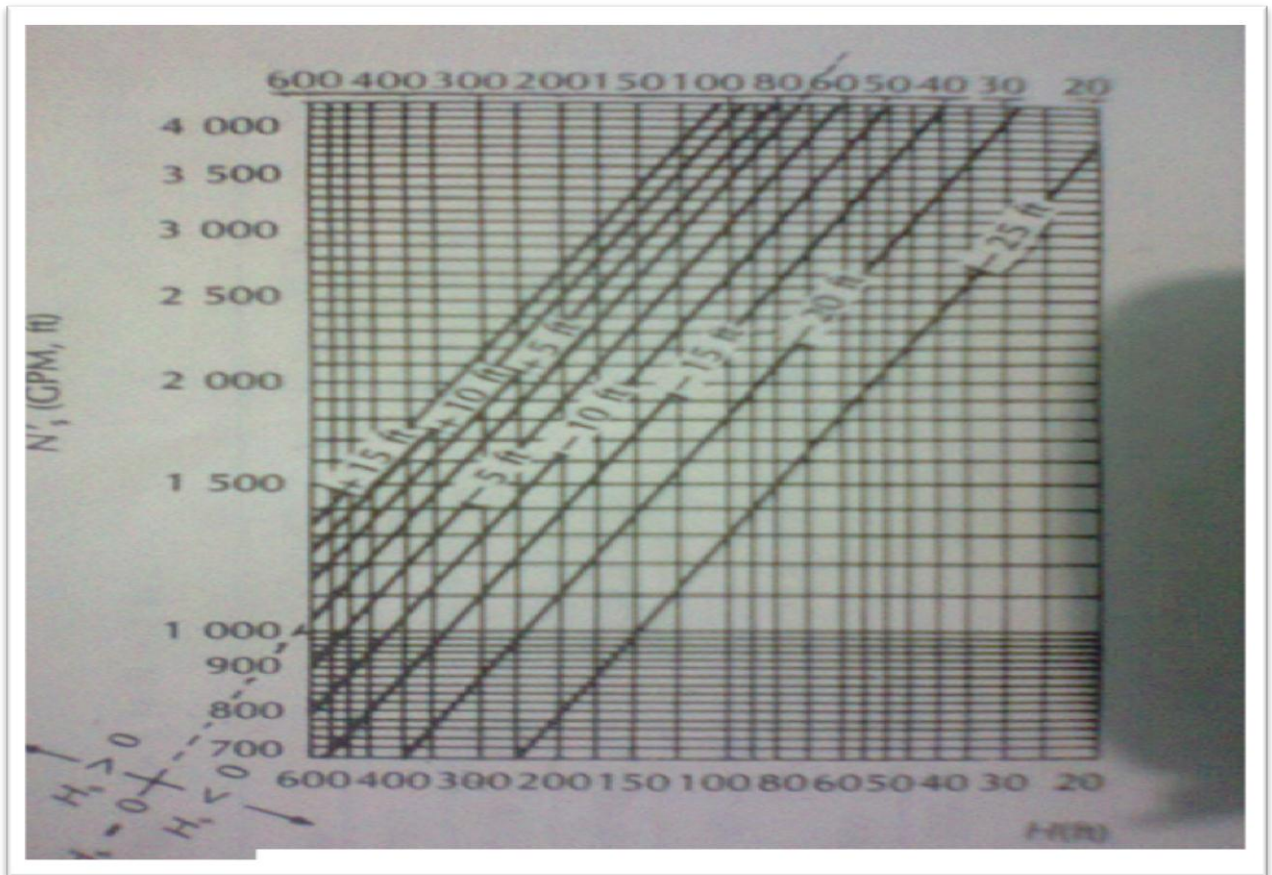


FIG.7-Cartas de instituto de hidráulica de USA para determinar la velocidad específica máxima en bombas centrífugas (un solo paso). (Tomadas de Karassik, pump Handbook).

Por lo tanto encontramos que  $N'_s = 2800$

$\therefore N'_s < N_s$ , lo que significa que debe de haber más de una unidad

Con la siguiente expresión puede determinarse el número mínimo de unidades:

$$z = \left(\frac{N_s}{N'_s}\right)^2 = \left(\frac{4268.5}{2800}\right)^2 = 2.3240$$

Por lo que habría que instalar 3 unidades, sin embargo en la planta se desea siempre tener la seguridad de que el servicio no se interrumpa dentro de una tolerancia razonable, la estación debe contar por lo menos con una bomba de reserva. Por otra parte, no solo la posibilidad de que aparezcan fallas refuerza la conveniencia de disponer de más de una unidad, sino también debe de haber maquinas disponibles para cubrir la demanda cuando alguna deba retirarse para recibir mantenimiento preventivo. Por la tanto se ha decidido instalar 6 bombas; además la opción de colocar varias unidades puede reanudar en un costo menor.

La forma en que vamos a instalarla será en paralelo ya que serán bombas exactamente iguales, el gasto total será la suma de los gastos proporcionados por cada máquina y lo más importante es que necesitamos requerimientos de gasto y no de carga, también de que podemos desconectar una o varias unidades sin interrumpir el suministro. El hecho de instalar varias bombas pequeñas en lugar de una muy grande implica utilizar tuberías de menor diámetro si la instalación es en paralelo.

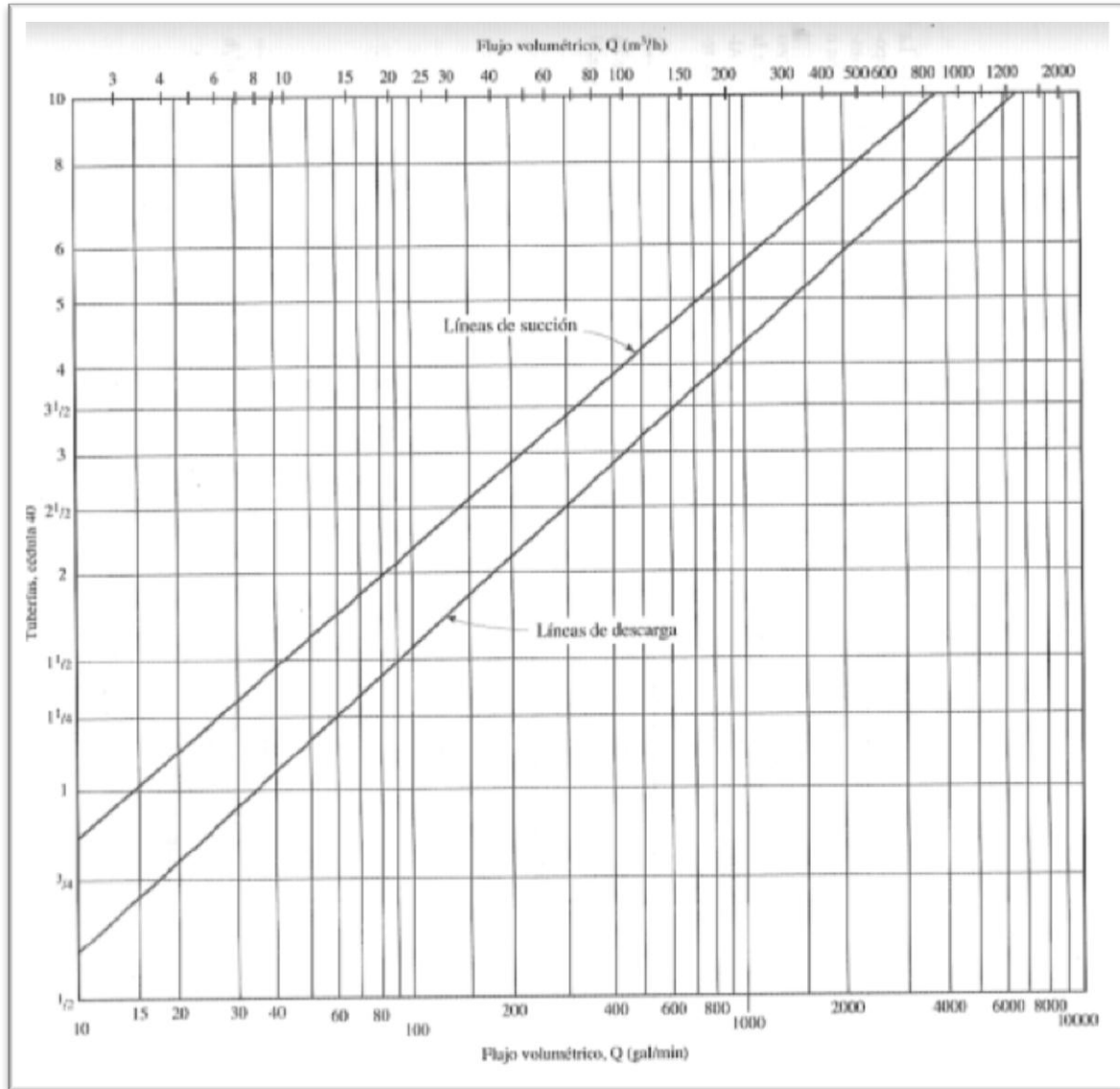


FIG.8-Ayuda para seleccionar el tamaño de tuberías

De acuerdo a la figura número 8 procederemos a encontrar el tipo y diámetro de nuestra tubería, por lo tanto para un caudal de  $413 \frac{m^3}{h}$ , vemos que es una tubería de 8 in, acero comercial cedula 40; sin embargo tomaremos el diámetro más grande de tubería que sigue, para lograr una velocidad baja, debido a que la velocidad baja limita las pérdidas de energía, además si especificamos un tamaño mayor o menor del que indican las rectas de la figura número 8 no se afectara el rendimiento del sistema; por tal motivo escogemos:

*“tubería de 10 in, acero comercial cedula 40”*

## 9.2-Cálculo para escoger el tipo de bomba que achicara el agua del cárcamo

Los datos que tenemos para calcular la altura manométrica son los siguientes:

- Caudal máximo a desalojar=  $2478 \frac{m^3}{h}$
- Temperatura del agua = 23°C
- $\emptyset$  interno de la tubería de descarga longitud<sub>1</sub> = 0.250 m
- $\emptyset$  interno de tubería de descarga longitud<sub>2</sub> = 0.250 m
- $\emptyset$  interno de la tubería de descarga longitud<sub>3</sub> = 0.500 m
- Longitud<sub>1</sub> de la tubería de descarga = 22.75 m
- Longitud<sub>2</sub> de la tubería de descarga = 13.582 m
- Longitud<sub>3</sub> de la tubería de descarga = 79.178 m
- Material de la tubería acero comercial.

El caudal máximo a desalojar será dividido entre el número de bombas totales a instalar, para así obtener el caudal con que trabajaran las bombas, ya que estas serán similares y por ende tendrán la misma capacidad.

Número total de bombas = 6

$$\therefore Q_p = \frac{Q_{max}}{\# \text{ de B.}} = \frac{2478 \frac{m^3}{h}}{6} = 413 \frac{m^3}{h}$$

De acuerdo a la tabla en los anexos, página 75, necesitamos encontrar la viscosidad cinemática ( $v_{cin.}$ ), del agua a 23° C, para encontrar el valor de Reynolds que nos indica el tipo de flujo si es laminar o turbulento.

Interpolando:

$$20^\circ \text{ C} \text{-----} 1.007 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$23^\circ \text{ C} \text{-----} y$$

$$25^\circ \text{ C} \text{-----} 0.897 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$\frac{23 - 20}{25 - 23} = \frac{y - 1.007 \times 10^{-6}}{0.897 \times 10^{-6} - y}$$



$$1.3455x10^{-6} - 1.5y = y - 1.007x10^{-6}$$

$$-2.5y = -2.3525x10^{-6}$$

$$\therefore y = v_{cin.23^{\circ}C} = 0.941x10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

De acuerdo a la figura en los anexos y formulas (25), (21):

$$\therefore V_{d.1} = \frac{Q_p}{A_{d.1}} = \frac{413 \frac{m^3}{h} \times \frac{1h}{3600seg}}{\frac{\pi}{4} (0.250 m)^2} = 2.337 \frac{m}{s}$$

$$Rey = \frac{V_{d.1} \phi_{d.1}}{v_{cin.}} = \frac{2.337 \frac{m}{s} \times 0.250 m}{0.941x10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 6.2088x10^5$$

Del diagrama de Mody en los anexos, pagina 71, como es tubería acero comercial:

$$\frac{\epsilon}{\phi_{d.1}} = \frac{.006 cm}{25 cm} = 2.4x10^{-4} = 0.00024$$

Del diagrama de Mody en los anexos

$$\therefore f = .015$$

Calculo de pérdidas por tubería recta en la tubería de descarga tramo número 1, dibujo en los anexos pagina 67, utilizando la ecuación (24) de Darcy weisbach:

$$h_{Ld1} = f \times \frac{L}{\phi_{d.1}} \times \frac{V_{d.1}^2}{2g}$$

Sustituyendo datos:

$$h_{Ld1} = .015 \times \frac{22.75 m}{0.250 m} \times \frac{\left(2.337 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)} = 0.37897 mc_{H2O}$$

Como no existen perdidas secundarias por accesorios ec. (23):

$$h_{ad1} = \Sigma K \times \frac{V_{d.1}^2}{2(g)} = 0$$

$$\therefore h_{Td1} = h_{Ld1} + h_{ad1} = 0.37897 \text{ m}_{C_{H2O}} + 0 = \boxed{0.37897 \text{ m}_{C_{H2O}}}$$

Calculando pérdidas en la tubería de descarga de acuerdo al dibujo en los anexos página 67, tramo número 2, y ecuaciones (25), (21):

$$\therefore V_{d.2} = \frac{Q_p}{A_{d.2}} = \frac{413 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ seg}}}{\frac{\pi}{4} (0.25 \text{ m})^2} = 2.337 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Rey = \frac{V_{d.2} \phi_{d.2}}{v_{cin.}} = \frac{2.337 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.250 \text{ m}}{0.941 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 6.2088 \times 10^5$$

Del diagrama de Mody en los anexos, pagina 71, como es tubería acero comercial:

$$\frac{\epsilon}{\phi_{d.2}} = \frac{.006 \text{ cm}}{25 \text{ cm}} = 2.4 \times 10^{-4} = 0.00024$$

Del diagrama de Mody en los anexos

$$\therefore f = .015$$

Calculo de pérdidas por tubería recta en la tubería de descarga tramo número 2, dibujo en los anexos pagina 67, utilizando la ecuación (24) de Darcy weisbach:

$$h_{Ld2} = f \times \frac{L}{\phi_{d.2}} \times \frac{V_{d.2}^2}{2g}$$

Sustituyendo datos:

$$h_{Ld2} = .015 \times \frac{13.582 \text{ m}}{0.25 \text{ m}} \times \frac{\left(2.337 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 0.226847 \text{ m}_{C_{H2O}}$$

Como existen perdidas secundarias por accesorios, encontramos los valores de las constantes  $K$  en la siguiente tabla:

PIEZA O ACCESORIO	K
Compuerta abierta	1
Codo 90°	0.90
Codo 45°	0.40
Curva de 90°	0.40
Curva de 45°	0.20
Curva de 22.30°	0.10
Rejilla	0.75
Boquillas	2.75
Válvula de angula abierta	5.00
Válvula de compuerta abierta	0.20
válvula tipo globo abierta	10
Salida del tubo	1
Entrada normal de tubo	0.50
válvula de pie	1.75
válvula de retención	2.50
Ampliación gradual	0.30
Reducción gradual	0.15

Tabla número 3-Valores aproximados de K (pérdidas de carga locales)

Accesorios	Valor de K	(K) x (número de accesorios)
1 Válvula de compuerta totalmente abierta	0.20	0.20 x 1 = 0.20
1 Válvula de retención	2.50	2.50 x 1 = 2.50
1 Curva de 45°	0.20	0.20 x 1 = 0.20
1 Ensanchamiento brusco en la tubería de descarga # 1	$K = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2$ $K = \left(1 - \frac{(250mm)^2}{(500mm)^2}\right)^2 = 0.5625$	0.5625 x 1 = 0.5625

Tabla número 4

$$\sum (K) \times (\# \text{ de accesorios}) = 0.20 + 2.50 + 0.20 + 0.5625 = 3.4625 \text{ } m_{CH_2O}$$

Aplicando ecuación (23):

$$h_{ad2} = \Sigma K \times \frac{V_{d.2}^2}{2(g)} = \frac{(3.4625 \text{ m})(2.337 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} = 0.963847 \text{ mc}_{H_2O}$$

$$\therefore h_{Td2} = h_{Ld2} + h_{ad2} = 0.226847 \text{ mc}_{H_2O} + 0.963847 \text{ mc}_{H_2O} = \boxed{1.190694 \text{ mc}_{H_2O}}$$

Calculando pérdidas en la tubería de descarga tramo número 3, de acuerdo al dibujo en los anexos pagina 68, y ecuaciones (25), (21):

$$\therefore V_{d.3} = \frac{Q_p}{A_{d.3}} = \frac{413 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ seg}}}{\frac{\pi}{4} (0.50 \text{ m})^2} = 0.58427 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Rey = \frac{V_{d.3} \phi_{d.3}}{v_{cin.}} = \frac{0.58427 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.5 \text{ m}}{0.941 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 3.1045 \times 10^5$$

Del diagrama de Mody en los anexos, pagina 71, como es tubería acero comercial:

$$\frac{\epsilon}{\phi_{d.3}} = \frac{.006 \text{ cm}}{50 \text{ cm}} = 1.2 \times 10^{-4} = 0.00012$$

Del diagrama de Mody en los anexos

$$\therefore f = .016$$

Calculo de pérdidas por tubería recta, de acuerdo al dibujo en los anexos página 68, tubería de descarga tramo número 3, utilizando la ecuación (24) de Darcy weisbach:

$$h_{Ld3} = f \times \frac{L}{\phi_{d.3}} \times \frac{V_{d.3}^2}{2g}$$

Sustituyendo datos:

$$h_{Ld3} = .016 \times \frac{79.178 \text{ m}}{0.5 \text{ m}} \times \frac{\left(0.58427 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 0.04408403 \text{ mc}_{H_2O}$$

Como existen pérdidas secundarias por accesorios, encontramos los valores de las constantes  $K$  en la tabla número 3.

Accesorios	Valor de $K$	$(K) \times (\# \text{ de accesorios})$
2 Curvas de $90^\circ$	0.40	$0.40 \times 2 = 0.8$
4 Curvas de $45^\circ$	0.20	$0.20 \times 4 = 0.8$
1 Válvula de compuerta totalmente abierta	0.20	$0.20 \times 1 = 0.20$

Tabla número 5

$$\sum (K) \times (\# \text{ de accesorios}) = 0.8 + 0.8 + 0.20 = 1.8 \text{ } mc_{H_2O}$$

Aplicando ecuación (23):

$$h_{ad3} = \Sigma K \times \frac{V_{d.3}^2}{2(g)} = \frac{(1.8 \text{ m})(0.58427 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} = 0.031318 \text{ } mc_{H_2O}$$

$$\therefore h_{Td3} = h_{Ld3} + h_{ad3} = 0.04408403 \text{ } mc_{H_2O} + 0.031318 \text{ } mc_{H_2O} = \boxed{0.07540 \text{ } mc_{H_2O}}$$

Haciendo un balance de energía, de acuerdo a la ecuación (18):

$$E_1 + E_A = E_2 + E_P$$

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + E_A = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + E_P \quad (18)$$

Donde  $E_P$ : pérdidas por tubería recta y por accesorios.

Como los depósitos de aspiración e impulsión están a la presión atmosférica  $p_1 = p_2 = 0$ .

Los depósitos de aspiración e impulsión son suficientemente grandes  $\frac{V_1^2}{2g}$  y  $\frac{V_2^2}{2g}$  pueden despreciarse.

$$\text{Por la tanto tendremos: } E_A + z_1 = z_2 + (h_{Td1} + h_{Td2} + h_{Td3})$$

$$E_A = z_2 - z_1 + (h_{Td1} + h_{Td2} + h_{Td3})$$

$$E_A = (230 \text{ m} - 184.25 \text{ m}) + (0.37897 \text{ m} + 1.190694 \text{ m} + 0.07540 \text{ m}) = \boxed{47.3950 \text{ } mc_{H_2O}}$$

Calculamos la potencia de la bomba con la siguiente formula:

$$P = QgpH(KW)$$

De la tabla siguiente el agua a 23° C tiene una densidad:

Temp. (° C)	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Peso específico (kN/m <sup>3</sup> )	Viscosidad dinámica (N · s/m <sup>2</sup> )	Tensión superficial (en contacto con el aire) (N/m)	Presión de vapor (kPa)	Módulo de elasticidad volumétrico (GPa)
0	1.000	9,81	1,75 · 10 <sup>-3</sup>	0,0756	0,611	2,02
10	1.000	9,81	1,30 · 10 <sup>-3</sup>	0,0742	1,23	2,10
20	998	9,79	1,02 · 10 <sup>-3</sup>	0,0728	2,34	2,18
30	996	9,77	8,00 · 10 <sup>-4</sup>	0,0712	4,24	2,25
40	992	9,73	6,51 · 10 <sup>-4</sup>	0,0696	7,38	2,28
50	988	9,69	5,41 · 10 <sup>-4</sup>	0,0679	12,3	2,29
60	984	9,65	4,60 · 10 <sup>-4</sup>	0,0662	19,9	2,28
70	978	9,59	4,02 · 10 <sup>-4</sup>	0,0664	31,2	2,25
80	971	9,53	3,50 · 10 <sup>-4</sup>	0,0626	47,4	2,20
90	965	9,57	3,11 · 10 <sup>-4</sup>	0,0608	17,1	2,14
100	958	9,40	2,82 · 10 <sup>-4</sup>	0,0589	101,3	2,07

Tabla número 6-Propiedades del agua a diferentes temperaturas

$$20^{\circ} \text{ C} \text{-----} 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$23^{\circ} \text{ C} \text{-----} p_{23}$$

$$30^{\circ} \text{ C} \text{-----} 996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\frac{23 - 20}{30 - 23} = \frac{p_{23} - 998}{996 - p_{23}}$$

$$426.857 - 0.4285p_{23} = p_{23} - 998$$

$$-1.4285p_{23} = -1424.857$$

$$\therefore p_{23} = 997.44977 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$P = QgpH = 413 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times \frac{\text{h}}{3600\text{s}} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 997.44977 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 47.3950 \text{ m} = 53.2034 \text{ KW}$$

$$P = 53.2034 \text{ KW} \times 1.341 \frac{\text{KW}}{\text{HP}} = \boxed{71.3457 \text{ HP}}$$

Necesitamos una bomba que cumpla con las características ya obtenidas; que son las siguientes:

$$Q = 413 \frac{m^3}{h}, H = 47.3950 m, P = 71.3457 HP$$

De acuerdo al caudal, la potencia y la altura dinámica obtenida, procedemos a buscar el tipo de bomba en el siguiente catalogo:

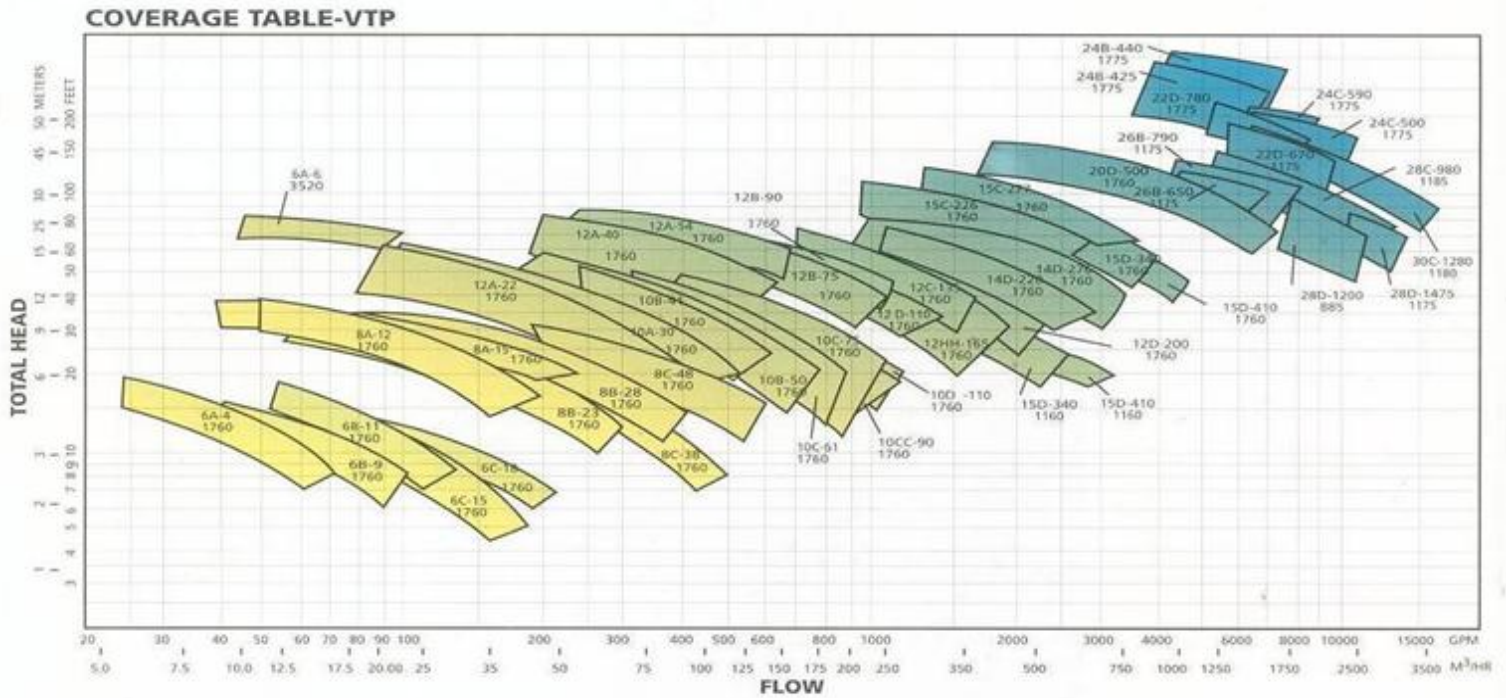


FIG.9-Catalogo WDM para elegir bombas verticales de pozo profundo.

Se recomienda que sea una bomba centrífuga tipo tazones, de eje vertical y simple succión; para pozo profundo, con motor tipo vertical.

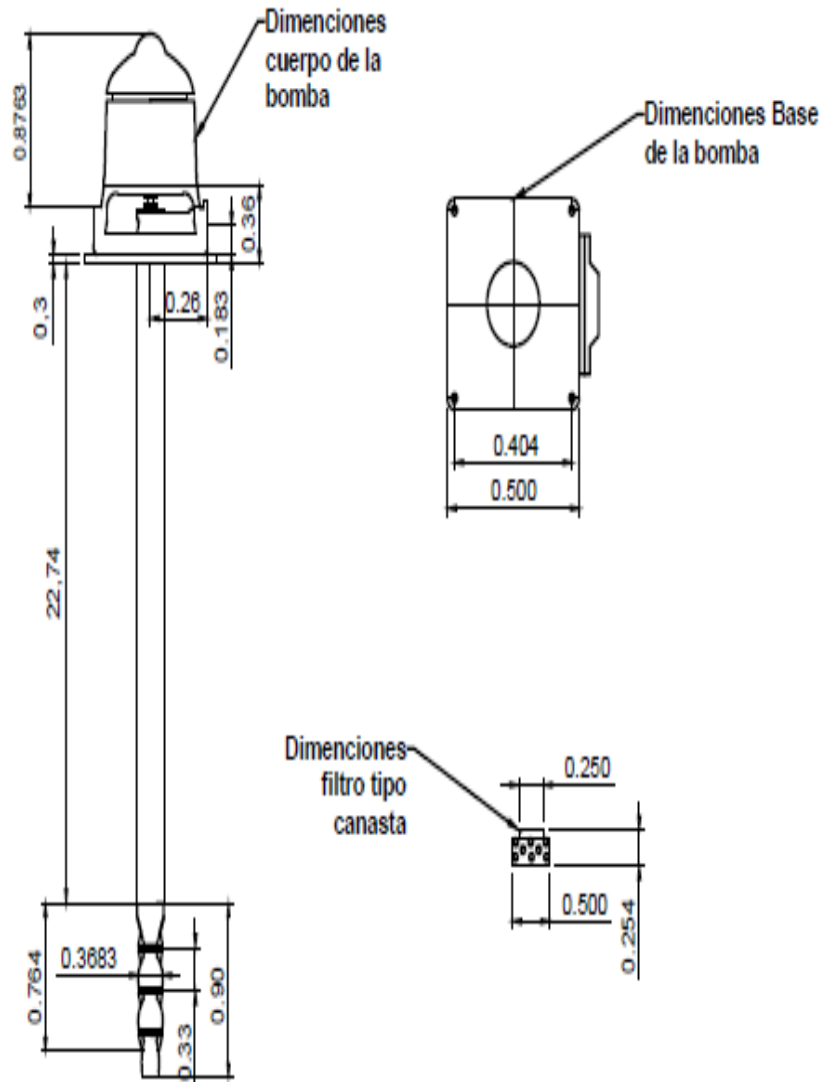
El tipo de motor a elegir será de acuerdo a la siguiente tabla:

MOTOR HP	M ALTURA DEL MOTOR	CABEZALES												
		34		6-8		10		12		10 EST.		12 EST.		
		C	E	C	E	C	E	C	E	C	E	C	E	
		10	25	17	45	21	40	17	45	22	50	22	30	
DISTANCIA DEL INICIO DE LA FLECHA MOTRIZ AL INICIO DEL METALIZADO $Y = (M + E)$														
US	5	20.500	23.000	25.000	24.500	25.000	25.500	23.500						
	7.5	20.500	23.000	25.000	24.500	25.000	25.500	23.500						
	10	20.500	23.000	25.000	24.500	25.000	25.500	23.500						
	15	26.500	29.000	31.000	30.500	31.000	31.500	29.500						
	20	26.500	29.000	31.000	30.500	31.000	31.500	29.500						
	25	28.000	30.500	32.500	32.000	32.500	33.000	31.000						
	30	28.000	30.500	32.500	32.000	32.500	33.000	31.000						
	40	31.500	34.000	36.000	35.500	36.000	36.500	34.500						
	50	31.500	35.500	34.500	34.000	34.500	36.500	34.500						
	60	34.500	38.500	37.500	37.000	37.500	36.500	33.500						
	75	34.500	38.500	37.500	37.000	37.500	39.500	37.500						
	100	40.000	44.000	43.000	42.500	43.000	45.000	43.000						
	125	40.000	44.000	43.000	42.500	43.000	45.000	43.000						
	150	46.000	50.000	49.000	48.500	49.000	51.000	49.000						
200	46.000	50.000	49.000	48.500	49.000	51.000	49.000							

Tabla número 7-Tabla para elegir el motor vertical marca US, 1760 rpm; para una bomba tipo tazones de pozo profundo, la elección es de acuerdo a la potencia en HP.



Bomba centrifuga vertical WDM para pozo profundo, tipo tazones, modelo 20D-500, 1760 rpm, caudal = 430 m<sup>3</sup>/h. dimensiones en metros.



Por lo tanto la bomba que procederemos a escoger de acuerdo al catálogo es: “una bomba tipo tazones de pozo profundo, de eje vertical; marca Worthington modelo 20D-500, 1760 rpm; con un caudal de 430  $\frac{m^3}{h}$  con una altura neta a vencer de 47.3950  $m_{CH_2O}$ ; con un motor marca U. S. WEATHER PROTECTED TYPE I, 75 HP, 1760 rpm, 800 lb; 60 Hertz, con una altura de 0.8763 m.

La ubicación de nuestras bombas será de acuerdo al siguiente criterio:

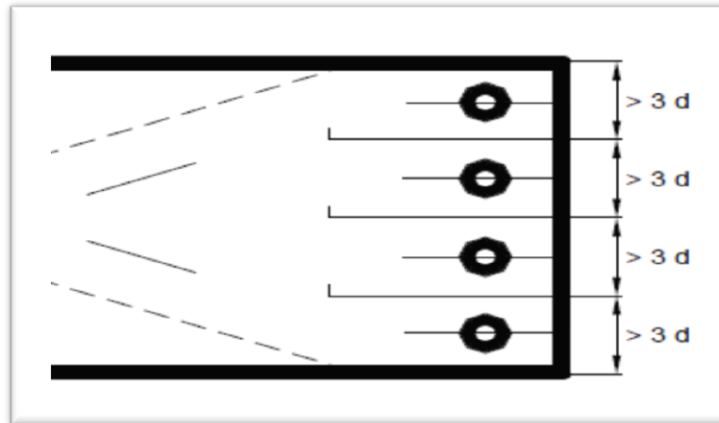


FIG.10-Disposiciones y dimensiones recomendadas para bombas puestas en paralelo

De acuerdo a la fig. 10, la distancia apropiada para colocar bombas en paralelo es  $X > 3\phi$

$$\therefore X = 3(0.250 \text{ m}) = 0.75 \text{ m} \times \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} = 75 \text{ cm}$$

Es decir que el espacio entre cada bomba debe de ser mayor que 75 cm, de acuerdo al colector común que mide 14 m en nuestro sistema de tuberías, el espacio utilizado en nuestro sistema será  $X = 97 \text{ cm}$ , por lo que cumpliremos con el requisito establecido

Ahora procederemos a ubicar la distancia del fondo del cárcamo con nuestra campana o filtro de succión respetando los criterios siguientes:

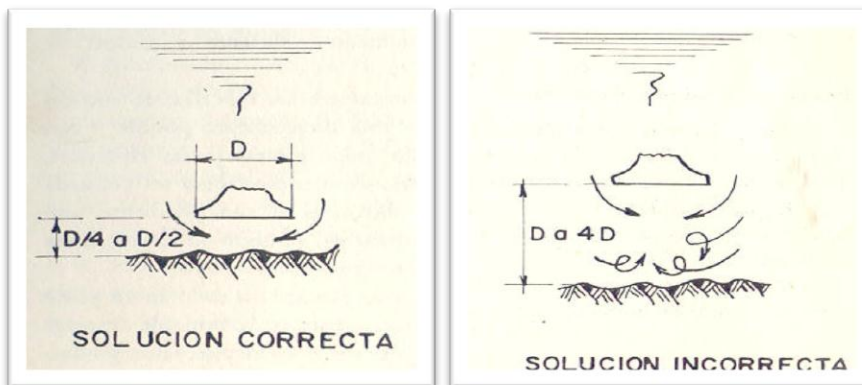


FIG.11-Distancia del fondo del cárcamo al filtro de succión

De acuerdo a la figura 11, nuestro sistema quedara a la siguiente altura:

$$D = \frac{\emptyset}{4} = \frac{25.4 \text{ cm}}{4} = 6.35 \text{ cm, ó tambien, } D = \frac{\emptyset}{2} = \frac{25.4 \text{ cm}}{2} = 12.7 \text{ cm}$$

$\therefore$  El rango a respetar es:  $6.35 \text{ cm} < D < 12.7 \text{ cm}$

Ahora es importante mencionar que se programan tiempos para efectuar principalmente inspecciones periódicas y operaciones de mantenimiento; es por eso que se necesita asegurar el vaciado de una unidad, es decir el tubo de aspiración, la carcasa espiral y la tubería de presión.

El volumen aproximado a vaciar en una unidad de la 2ª etapa son:  $V_A = 6000 \text{ m}^3$

Trabajando las 6 bombas al mismo tiempo tendríamos un caudal total de:  $Q_T = 2580 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$

El tiempo de desagüe seria el siguiente:

$$\therefore T_{des.} = \frac{V_A}{Q_T} = \frac{6000 \text{ m}^3}{2580 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}} = 2.33 \text{ h}$$

Es decir que en  $2.33 \text{ h}$  se vaciara en su totalidad una unidad de la 2ª etapa

### 9.3-Calculo para comprobar si hay peligro de cavitación en las bombas escogidas

En nuestra instalación de bombeo tenemos los siguientes datos:

- $\varnothing$  interno de tubería de descarga = 0.250 m
- Caudal de la bomba =  $413 \frac{m^3}{h}$
- $n = 1760 \text{ rpm}$
- Temperatura del agua =  $23^\circ\text{C}$
- $h = 260 \text{ m. s. n. m.}$
- $\sigma = ?$

Vamos a determinar si hay peligro de cavitación para la siguiente opción; de acuerdo a la figura en los anexos dibujo número 6, pagina 70:

1-  $H_{ES} = 3.675 \text{ m}$

Si  $H_{ES1} < H_{ESmin}$  hay cavitación

$$\therefore A_d = \frac{\pi}{4} (0.250 \text{ m})^2 = 0.049087 \text{ m}^2; \quad V_d = \frac{Q_p}{A_d} = \frac{430 \frac{m^3}{h} \times \frac{1h}{3600seg}}{\frac{\pi}{4} (0.250 \text{ m})^2} = 2.433 \frac{m}{s}$$

De acuerdo a los cálculos anteriores sabemos:

$$h_{Td1} = h_{Ld1} + h_{ad1} = 0.37897 \text{ m}_{CH2O} + 0 = 0.37897 \text{ m}_{CH2O}$$

$$h_{Td2} = h_{Ld2} + h_{ad2} = 0.226847 \text{ m}_{CH2O} + 0.963847 \text{ m}_{CH2O} = 1.190694 \text{ m}_{CH2O}$$

$$h_{Td3} = h_{Ld3} + h_{ad3} = 0.04408403 \text{ m}_{CH2O} + 0.0278386 \text{ m}_{CH2O} = 0.0719226 \text{ m}_{CH2O}$$

$$h_{fd} = h_{Td1} + h_{Td2} + h_{Td3} = 1.641586 \text{ m}_{CH2O}$$

De acuerdo a la ecuación (34):

$$H = H_{ET} + h_{fs} + h_{fd}$$

Como no hay tubería de succión  $h_{fs} = 0$

Sus. Datos:

$$\therefore H = (230 \text{ m} - 184.25 \text{ m}) + (1.641586 \text{ m}) = 47.3916 \text{ m}_{C_{H_2O}}$$

Se utiliza la siguiente ecuación, para calcular la presión atmosférica en columna de agua:

$$H_A = 10 - \frac{h}{900} = 10 - \frac{260 \text{ m. s. n. m.}}{900} = 9.7111 \text{ m}$$

De acuerdo al modelo de la bomba sabemos que:  $n = 1760 \text{ rpm}$

$$\therefore n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{3.65 \times 1760 \text{ rpm} \times \sqrt{0.114722 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}}{(47.3916 \text{ m})^{3/4}} = 120.4627 \text{ rpm}$$

De acuerdo al valor obtenido de  $n_s$ , procedemos a encontrar el valor de Thoma  $\sigma$  en la siguiente figura:

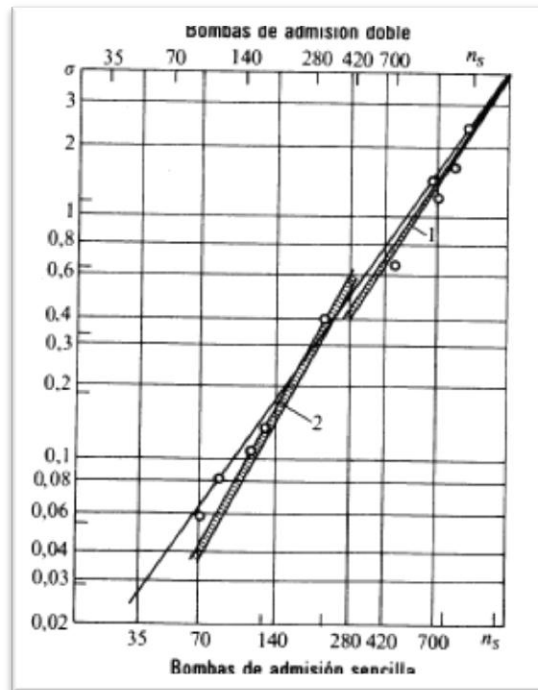


FIG.12-Coeficiente de cavitación  $\sigma$  de las bombas en función de  $n_s$

$$\therefore \sigma = 0.127$$

De acuerdo a la ecuación (38):

$$\therefore CSPN_r = \sigma \times H = 0.127 \times 47.3916 \text{ m} = 6.01873 \text{ m}$$

Ahora necesitamos encontrar la presión de saturación a 23° C, para eso recurrimos a la siguiente tabla:

$t_s$ (°C)	$p_s$ (bar)	$t_s$ (°C)	$p_s$ (bar)
0,00	0,006108	31	0,04491
0,01	0,006112	32	0,04753
1	0,006566	33	0,05029
2	0,007055	34	0,05318
3	0,007575	35	0,05622
4	0,008129	36	0,05940
5	0,008718	37	0,06274
6	0,009345	38	0,06624
7	0,010012	39	0,06991
8	0,010720	40	0,07375
9	0,011472	41	0,07777
10	0,012270	42	0,08198
11	0,013116	43	0,08639
12	0,014014	44	0,09100
13	0,014965	45	0,09582
14	0,015973	46	0,10086
15	0,017039	47	0,10612
16	0,018168	48	0,11162
17	0,019362	49	0,11736
18	0,02062	50	0,12335
19	0,02196	51	0,12961
20	0,02337	52	0,13613
21	0,02485	53	0,14293
22	0,02642	54	0,15002
23	0,02808	55	0,15741
24	0,02982	56	0,16511
25	0,03166	57	0,17313
		58	0,18147

Tabla número 8-  
Presión de saturación  $p_s$  del vapor de agua a diversas temperaturas,  $t_s$

$$H_V = p_s = 0.02808 \text{ bar} \times \frac{1.02 \times 10^{-4} \text{ mca}}{1 \times 10^{-5} \text{ bar}} = 0.286416 \text{ mca}$$

De acuerdo a la ecuación (37):

$$H_{Smin} = CSPN_r - H_A + H_V = 6.01873 \text{ m} - 9.7111 \text{ m} + 0.286416 \text{ m} = -3.405954 \text{ m}$$

Utilizando ecuación (31):

Como no existe tubería de succión en nuestra bomba  $h_{fs} = 0$

$$\therefore H_{ES} = H_{ESmin} = H_{Smin} + h_{fs} = -3.405954 \text{ m} + 0 = -3.405954 \text{ m}$$

De acuerdo a nuestra condición si  $H_{ES1} < H_{ESmin}$  hay cavitación

$$\therefore H_{ES1} > H_{ESmin} = \boxed{3.675 \text{ m} > -3.405954 \text{ m}}$$

Por lo tanto se concluye que no existiría cavitación en nuestras bombas de achique

Ahora procedemos a calcular la presión absoluta a la entrada del impulsor y compararla con la de vaporización, de acuerdo a la ecuación (27):

$$\text{Presión a la entrada de la bomba} = \frac{P_s}{\gamma} = H_{ES} - \left( \frac{V_s^2}{2g} + h_{fs} \right)$$

$$\therefore \left( \frac{P_s}{\gamma} \right)_{abs} = H_{ES} - \left( \frac{V_d^2}{2g} + h_{fs} \right) + H_A = 3.675 \text{ m} - \left( \frac{\left( 2.337 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2 \left( 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)} + 0 \right) + 9.7111 \text{ m}$$

$$\left( \frac{P_s}{\gamma} \right)_{abs} = 3.675 \text{ m} - 0.27836 \text{ m} + 9.7111 \text{ m} = 13.11 \text{ m} > 0.286416 \text{ m}$$

Es importante mencionar que las bombas se eligen generalmente por uno de los tres métodos siguientes:

1. El cliente suministra detalles completos a uno o más proveedores, de las condiciones de bombeo y pide una recomendación y oferta de unidades que parezcan más apropiadas para la aplicación.
2. El comprador efectúa un cálculo completo del sistema de bombeo procediendo a elegir la unidad más adecuada de catálogos y graficas de características.
3. Una combinación de los anteriores métodos para llegar a la selección final.

Nosotros, como compradores, efectuamos el punto 2; para elegir la bomba adecuada, sin embargo también trataremos de dar una pequeña reseña de cómo podemos encontrar la altura neta, utilizando otro procedimiento, efectuando cálculos necesarios mediante diferentes métodos.

#### 9.4-cálculo de la altura útil mediante otro método

Basándonos en la figura número 13, procedemos a escribir nuestros datos necesarios, recordar que algunos ya fueron calculados, eso nos simplificará el trabajo

- Caudal a desalojar =  $413 \frac{m^3}{h}$
- Nivel dinámico = 22.75 m
- Tipo de fluido = agua
- Velocidad de operación = 1760 rpm
- Temperatura = 23 °C
- Altitud 260 m.s.n.m.
- Nivel estático = 19.75 m
- Longitud tubo de columna = 22.74 m
- Conducción de 13.58 m en tubería de 10'
- Conducción de 79.178 m en tubería de 20'
- Elevación topográfica o desnivel = 23 m



## DEFINICIONES BASICAS

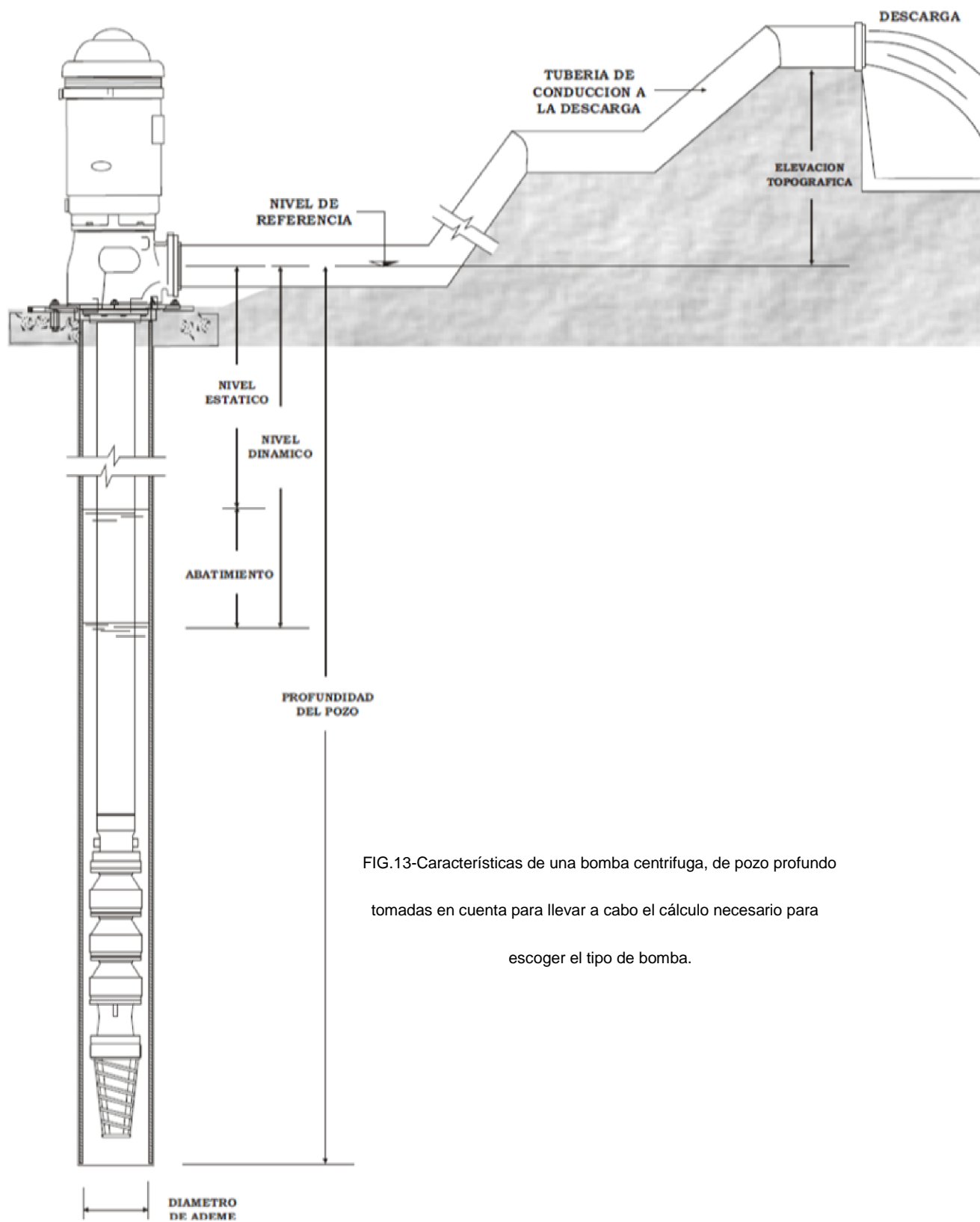


FIG.13- Características de una bomba centrífuga, de pozo profundo tomadas en cuenta para llevar a cabo el cálculo necesario para escoger el tipo de bomba.

GASTO (L/s)	DIAMETRO DEL TUBO DE COLUMNA
5 - 12	3
12 - 20	4
20 - 40	6
40 - 70	8
70 - 110	10
110 - 160	12

Tabla número 9-Diámetro del tubo de columna de acuerdo al caudal

De acuerdo a nuestro caudal que son  $413 \frac{m^3}{h} \times \frac{h}{3600s} \times \frac{L}{0.001m^3} = 114.72 \frac{L}{s}$

Nos damos cuenta basándonos en la tabla número 9, que el diámetro a tomar es de 12', sin embargo por motivos económicos en la planta se tiene ya la tubería de 10', además nos damos cuenta que no existe mucha variación. Tenemos conocimiento, de acuerdo a nuestro plano en AutoCAD número 3, pág. 67 en los anexos, que nuestro tubo de columna tendrá una medida específica la cual es la siguiente:

$$L_T = \text{long. tramos de columna} = 22.74 \text{ m}$$

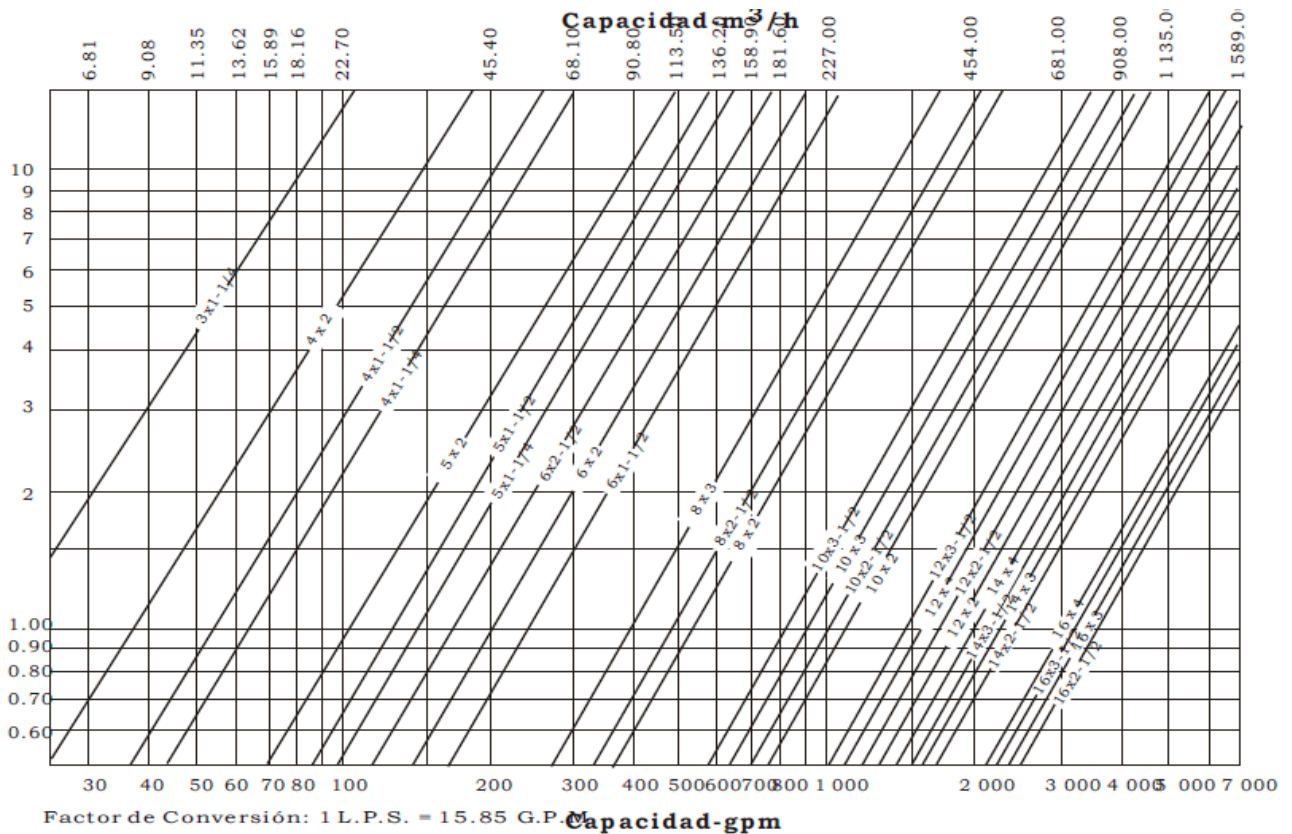


Fig.14- Fricción en la tubería de columna

De acuerdo a la figura número 14, encontramos que la fricción en nuestra tubería de columna de acuerdo a nuestro caudal y diámetro de la tubería de columna:

$$friccion\ en\ la\ columna = 3.15\ ft \times \frac{22.74\ m}{100\ ft} = 0.71631\ m$$

Con nuestra tabla en los anexos pag.73, 74; **“tamaño de tubo de fierro estándar en pulgadas”**. Encontramos las perdidas por fricción, de acuerdo a nuestro caudal:

$$Q_R = 413 \frac{m^3}{h} \times \frac{h}{3600\ s} \times \frac{L}{0.001\ m^3} = 114.72 \frac{L}{s} \times 15.85 \frac{GPM}{L/s} = 1818.312\ GPM$$

De acuerdo a nuestro caudal encontramos el valor de la fricción en las tablas; págs. 73, 74, para las tuberías de conducción de 10' y 20' por lo tanto tenemos que interpolar:

$$1800\ GPM \text{-----} 2.95\ ft$$

$$1818.312\ GPM \text{-----} y$$

$$2000\ GPM \text{-----} 3.59\ ft$$

$$\frac{1818.312 - 1800}{2000 - 1818.312} = \frac{y - 2.95}{3.59 - y}$$

$$0.3618 - 0.100788\ y = y - 2.59$$

$$1.100788\ y = 2.9518$$

$$\therefore y = 2.6815\ ft$$

$$friccion\ en\ la\ descarga,\ 10' = 2.6815\ ft \times \frac{13.58\ m}{100\ ft} = 0.3641\ m$$

Para el tubo de descarga de 20'

1800 GPM----- 0.10 ft

1818.312 GPM----- y

2000 GPM-----0.12 ft

$$\frac{1818.312 - 1800}{2000 - 1818.312} = \frac{y - 0.10}{0.12 - y}$$

$$0.0120945 - 0.100788 y = y - 0.10$$

$$1.100788 y = 0.11209$$

$$\therefore y = 0.101827 \text{ ft}$$

$$\text{fricción en la descarga, 20'} = 0.101827 \text{ ft} \times \frac{79.178 \text{ m}}{100 \text{ ft}} = 0.0806 \text{ m}$$

$$\therefore \text{fricción total en la descarga} = 0.3641 \text{ m} + 0.0806 \text{ m} = 0.4447 \text{ m}$$

Con esta información procedemos al cálculo de la carga dinámica total:

$$\therefore H = 22.75 \text{ m}(\text{nivel dinámico}) + 23 \text{ m}(\text{desnivel}) + 0.71631 \text{ m}(\text{fricción en la columna}) \\ + 0.4447 \text{ m}(\text{fricción total en la descarga}) = \boxed{46.911 \text{ m}}$$

Nos damos cuenta que existe poca variación en cuanto al resultado que nosotros obtuvimos y el resultado que posiblemente obtiene un proveedor usando otros métodos, es importantes que realicemos el cálculo ya que no es recomendable, dejar la selección de la bomba únicamente en manos del representante del proveedor, ya que su criterio será limitado debido a su conocimiento parcial del sistema en que trabajara la bomba.

Contrariamente, cuando se pide una propuesta, es buena práctica proporcionar un diagrama completo del sistema en que trabajara el equipo al representante del proveedor, de esta manera sus técnicos pueden realizar sus propios cálculos y verificar los del cliente, esta es la forma de asegurar una selección más exacta del equipo.

9.5-Ahora procedemos a calcular el NPSH de la bomba basándonos en la siguiente figura:

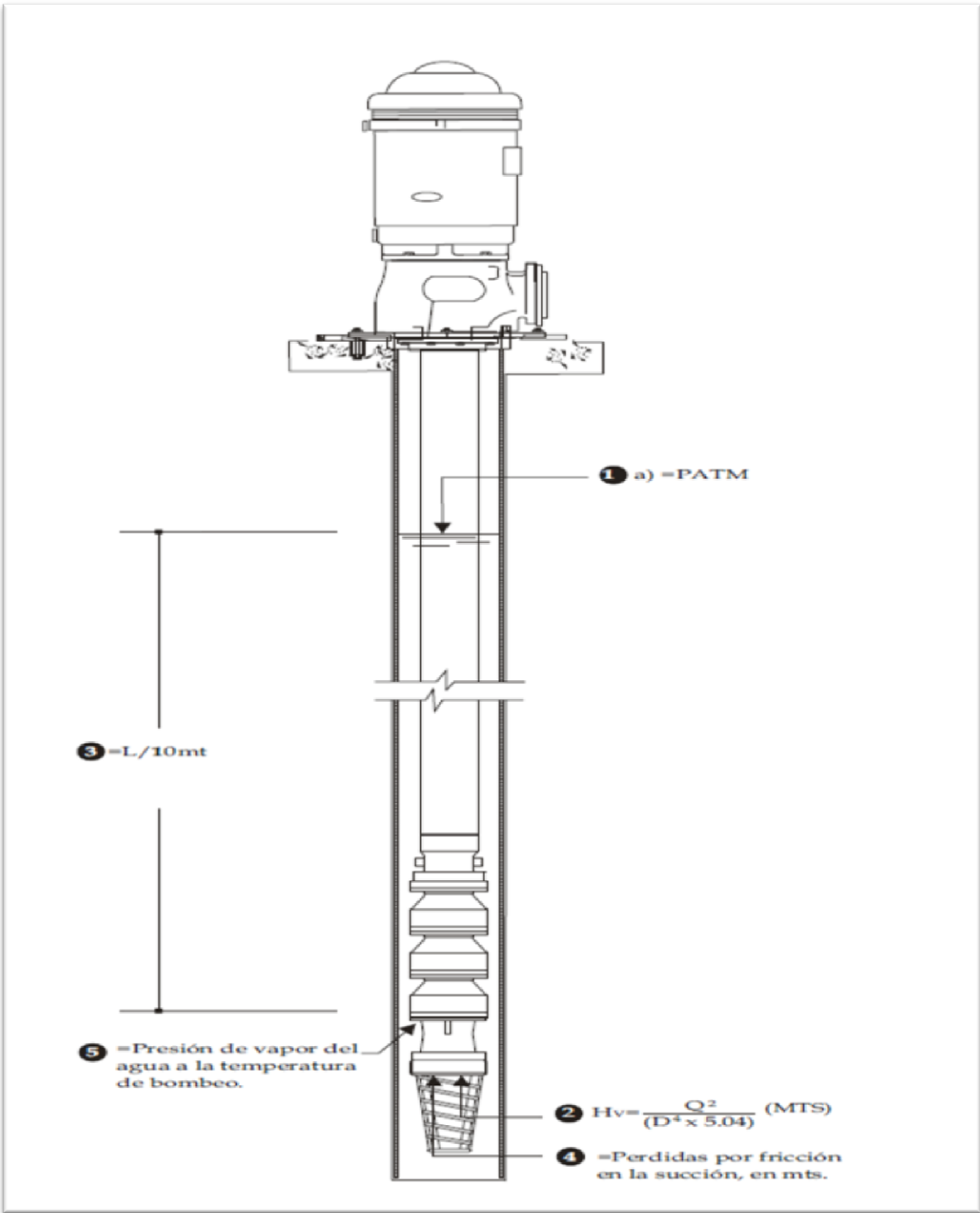


FIG. 15- Análisis del NPSH en una bomba centrifuga tipo tazones

-Presión atmosférica a 260 m.s.n.m., ya la habíamos calculado anteriormente

$$\therefore H_A = 10 - \frac{h}{900} = 10 - \frac{260 \text{ m.s.n.m.}}{900} = 9.7111 \text{ m}$$

-Fricciones en la succión: no existen fricciones en la succión, siempre hemos manejado que  $h_f = 0$ , debido a que no existe tubería de succión y no existen accesorios, excepto el colador de fábrica que se considera despreciable.

$$h_f = 0$$

-Sumergencia de la bomba

$$\begin{aligned} \text{Sumergencia} &= \text{long. total tubo de columna} - \text{nivel dinamico} = 22.6568 \text{ m} - 22.75 \text{ m} \\ &= -0.0932 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\text{—Suma de cargas a favor} = 9.7111 \text{ m} - 0.0932 \text{ m} = 9.6179 \text{ m}$$

-Carga en contra, presión de vapor a la temperatura de bombeo, que ya la habíamos calculado de acuerdo a la tabla número 8, y a 23 °C

$$\therefore H_V = p_s = 0.02808 \text{ bar} \times \frac{1.02 \times 10^{-4} \text{ mca}}{1 \times 10^{-5} \text{ bar}} = 0.286416 \text{ m}$$

-Entonces podemos calcular el NPSH disponible:

$$(NPSH)_{disp.} = 9.6179 \text{ m} - 0.286416 \text{ m} = \boxed{9.33148 \text{ m}}$$

Si el  $(NPSH)_{disp.}$  es mayor que el requerido, no hay ningún problema de cavitación; sabiendo que el  $(NPSH)_{requer.}$ , nos lo proporciona la empresa.

Es importante mencionar que anteriormente calculamos que las bombas no sufrirían problemas de cavitación, sin embargo en este método calculamos el NPSH porque es otra forma de solucionar la cavitación en las bombas.

## CONCLUSIÓN

El realizar este proyecto, me hizo reflexionar y entender, que existe un amplio mundo entre la escuela y la vida del ingeniero en el campo laboral; también profundice muchos conocimientos que en la vida estudiantil simplemente se toman como teoría y nunca se aplican; sin embargo en la industria desarrollé al máximo mis capacidades ingenieriles ya que planteé todas las posibles soluciones al problema, busque en todos los medios posibles, libros de texto, internet, catálogos, planos; etc.

Es importante decir que los primeros días fueron ciertamente complicados debido a que se presentó cierta incertidumbre en la realización del proyecto; si este iba a satisfacer las expectativas establecidas, como alumno llegue con una sensación de preocupación, pero afortunadamente encontré gente que me apoyo en todo momento y nunca me negó nada, eso fue importante para mí porque pude desarrollar mi potencial al máximo. Los resultados obtenidos mediante cálculos, fueron satisfactorios debido a que todo fue revisado y analizado, es posible que se presentaron ciertas variaciones; sin embargo estas se pudieron despreciar ya que en la ingeniería lo que no afecta significativamente, se descarta; esto lo planteo porque en la industria, son muy diferentes los métodos para elegir una bomba centrífuga de pozo profundo; debido que ellos no pierden tiempo, ya que necesitan que el cálculo sea rápido y confiable, es por esa razón que existe una gran diferencia en la selección de una bomba siguiendo los pasos de un libro de mecánica de fluidos y un cálculo efectuado por un ingeniero en la industria en una situación actual y real; hay muchos escenarios y factores que influyen en la toma de decisiones al elegir una bomba en la industria, y estos son más importantes; que simplemente seguir los pasos tan estrictos de la teoría o libros de texto, que es muy respetado su contenido, sin embargo en la realidad esto es muy distinto.

Como estudiante fue una satisfacción propia desarrollar la residencia en una central hidroeléctrica debido a que hubo momentos en los que presente muchas dudas y complicaciones, que afortunadamente pude resolver gracias a mi esfuerzo, conocimiento y capacidad. También pude concebir que el hecho de realizar una buena residencia, siguiendo todos los pasos necesarios, siendo estricto en el desarrollo de esta, no garantiza que los resultados sean favorables, ya que existen situaciones ajenas al proyecto que provocan que este simplemente quede archivado y nunca se lleve a cabo, lamentablemente como estudiante es triste saber esto; sin embargo es importante decirlo ya que es la realidad.

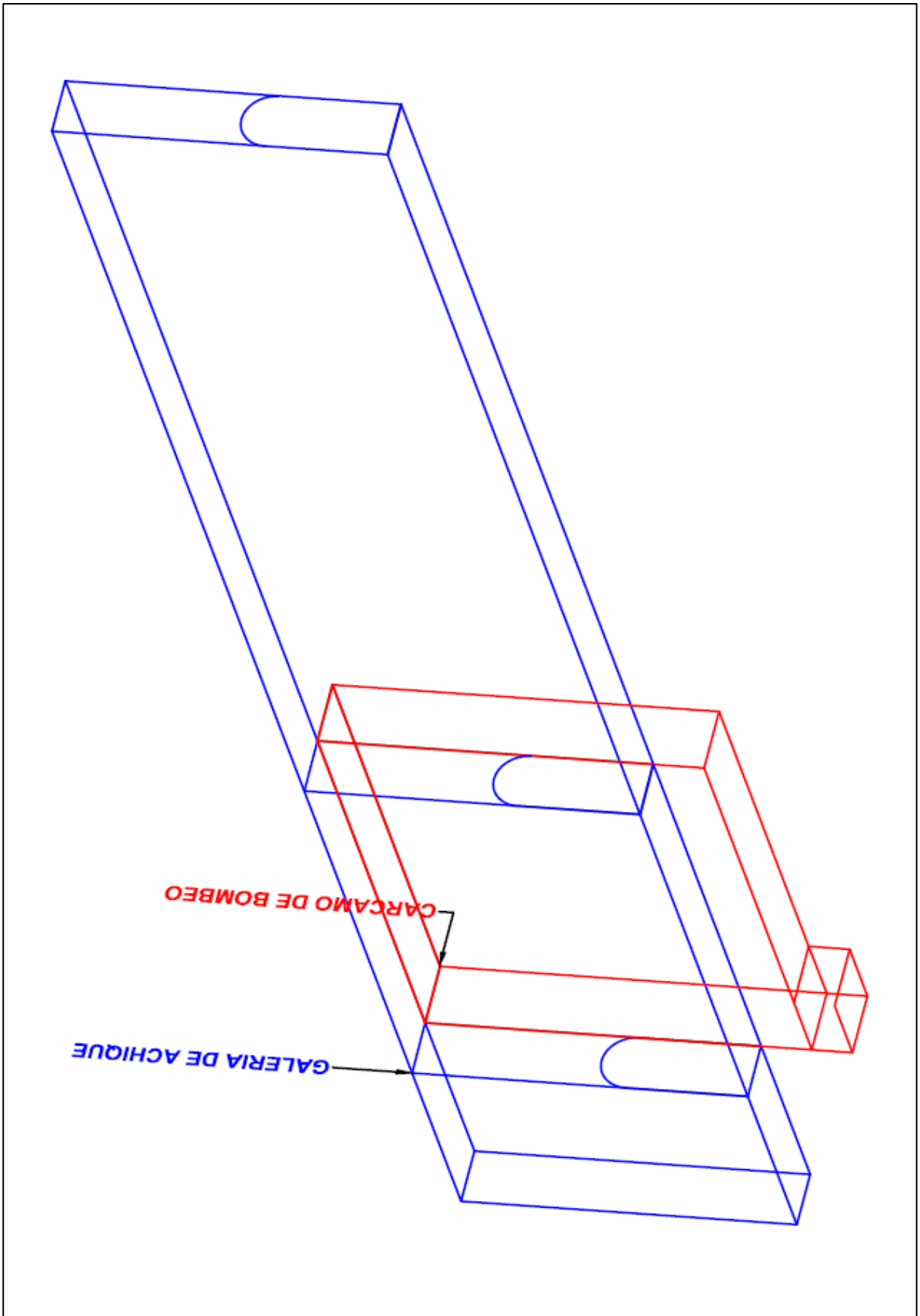
## BIBLIOGRAFÍA

- Aprovechamientos Hidroeléctricos y de Bombeo, Humberto Gardea Villegas, editorial Trillas
- Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas 2ª edición, Claudio Mataix, ediciones del Castillo S. A. Madrid.
- Mecánica de fluidos 6ª edición, Robert L. Mott, editorial Pearson Education.
- Mecánica de los fluidos e hidráulica 3ª edición, Ranald V. Giles, Jack B. Evett, Cheng Liu, ediciones MC Graw Hill.
- Mecánica de fluidos 3ª edición, Merle C. Potter, David C. Wiggert, editorial Thompson.
- Pequeñas centrales hidroeléctricas; Ramiro Ortiz Flores; ediciones MC Graw Hill.
- Flujo de Fluidos en válvulas, accesorios y tuberías, Crane, ediciones MC Graw Hill.
- Pump Handbook third edition, Igor J. Karaski, MC Graw Hill.
- Mecánica de fluidos 9a edición, Víctor L. Streeter, Benjamín Wyle, ediciones MC Graw Hill.
- Catalogo para selección de bombas verticales para pozo profundo marca WDM
- [www.google.com](http://www.google.com)
- <http://www.bombasdelnorte.com/?gclid=CKjijdDpr6wCFRLatgodvjDdHQ>



# ANEXOS

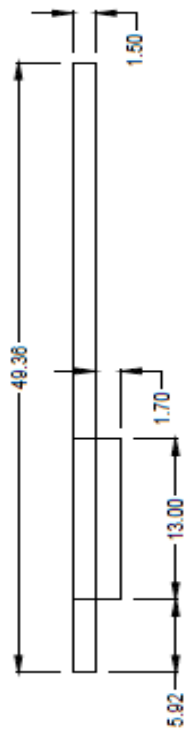
---



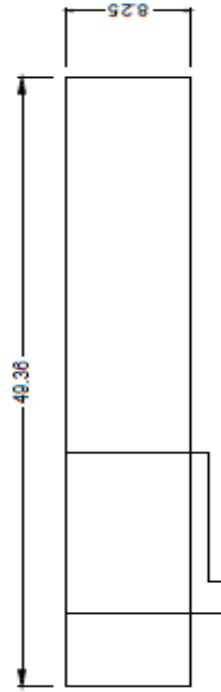
Dibujo en autocad número 1, vista 3D del carcamo 2ª etapa

## Vistas principales del carcamo

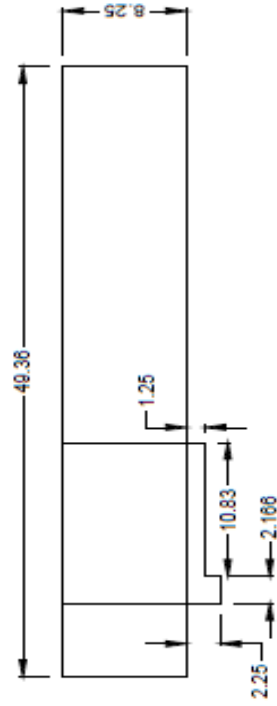
vista superior del carcamo



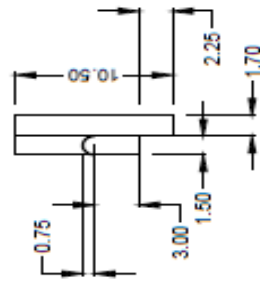
vista de la parte izquierda del carcamo



vista de la parte derecha del carcamo



vista frontal del carcamo



**Realizo: Victor Hugo Bolán González**

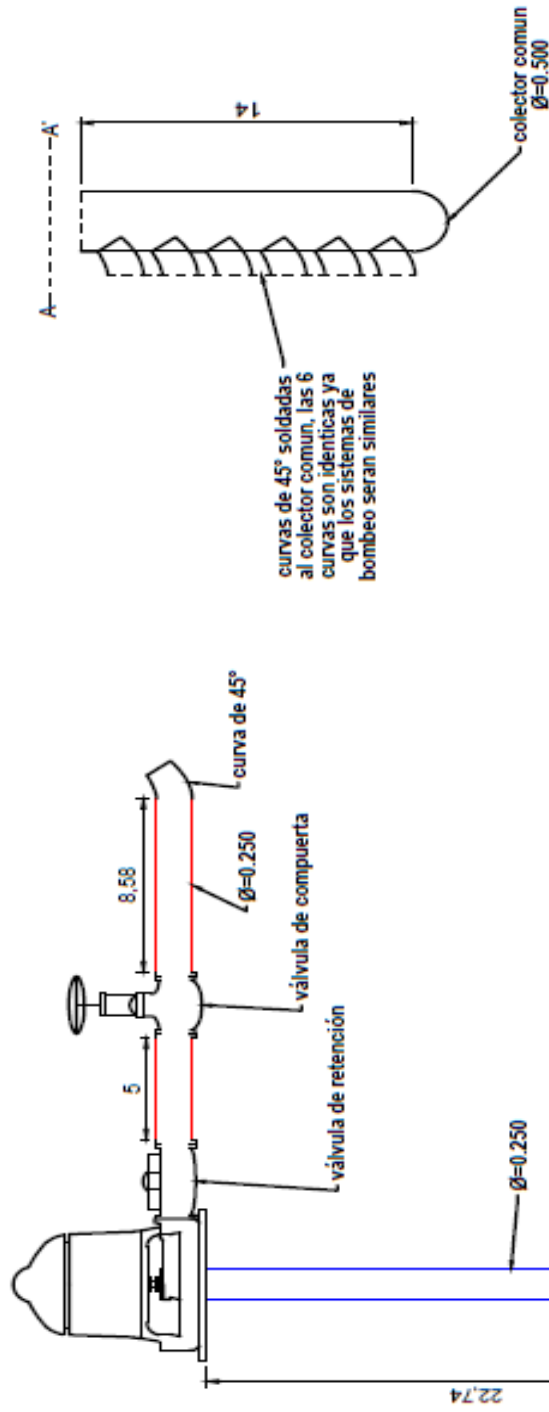
Vistas principales del carcamo 2a etapa

23/10/2011

unidades en m.

Dibujo # 2.

Bomba marca WDM de pozo profundo con eje vertical, modelo 20D-500, 1760 rpm



- Longitud de descarga # 1
- Longitud de descarga # 2
- Tazones de la bomba
- Filtro tipo canasta

Realizo: Victor Hugo Bolán González

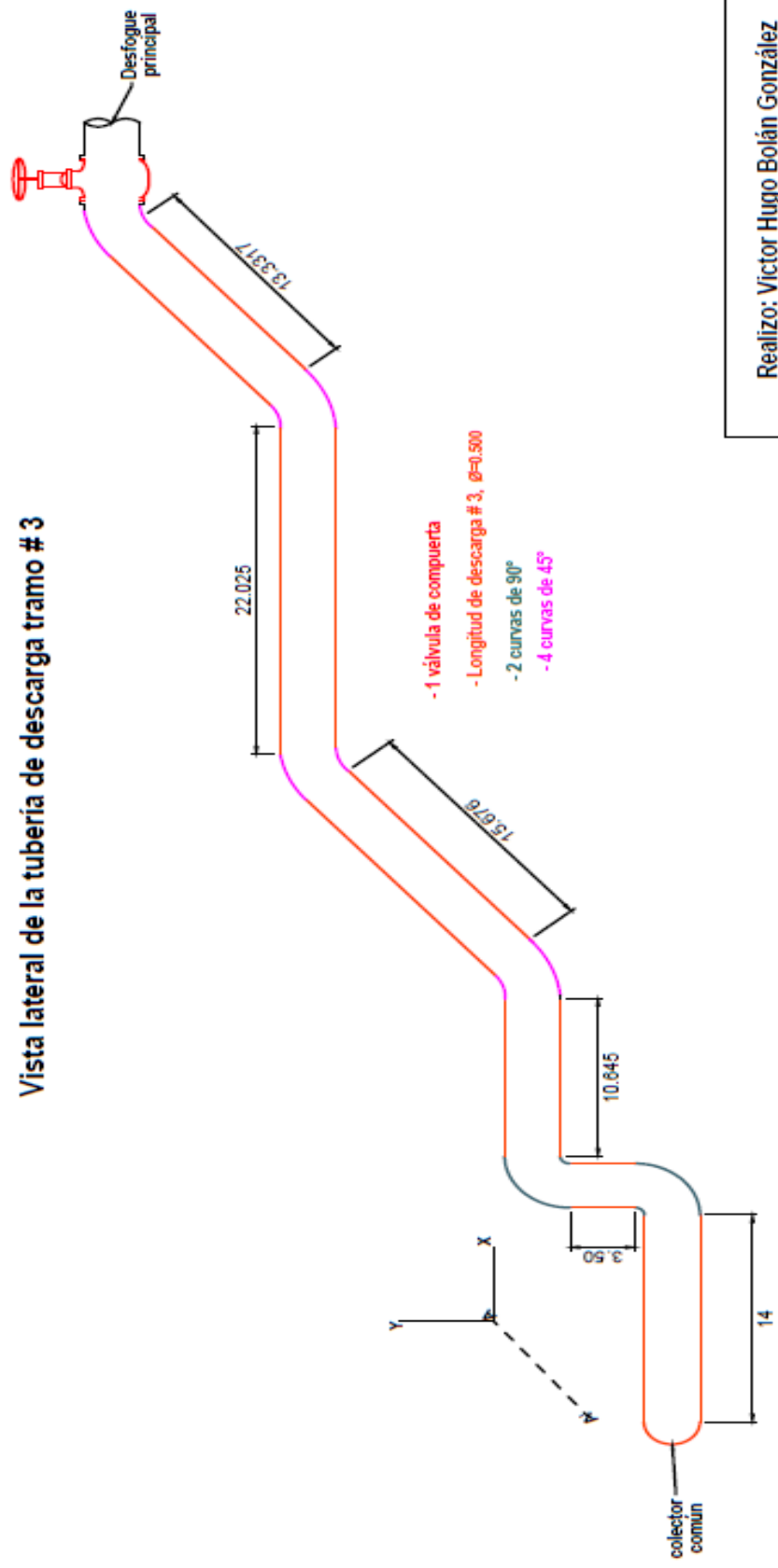
Bomba de Tazones y tuberías de descarga

21-11-2011

unidades en m.

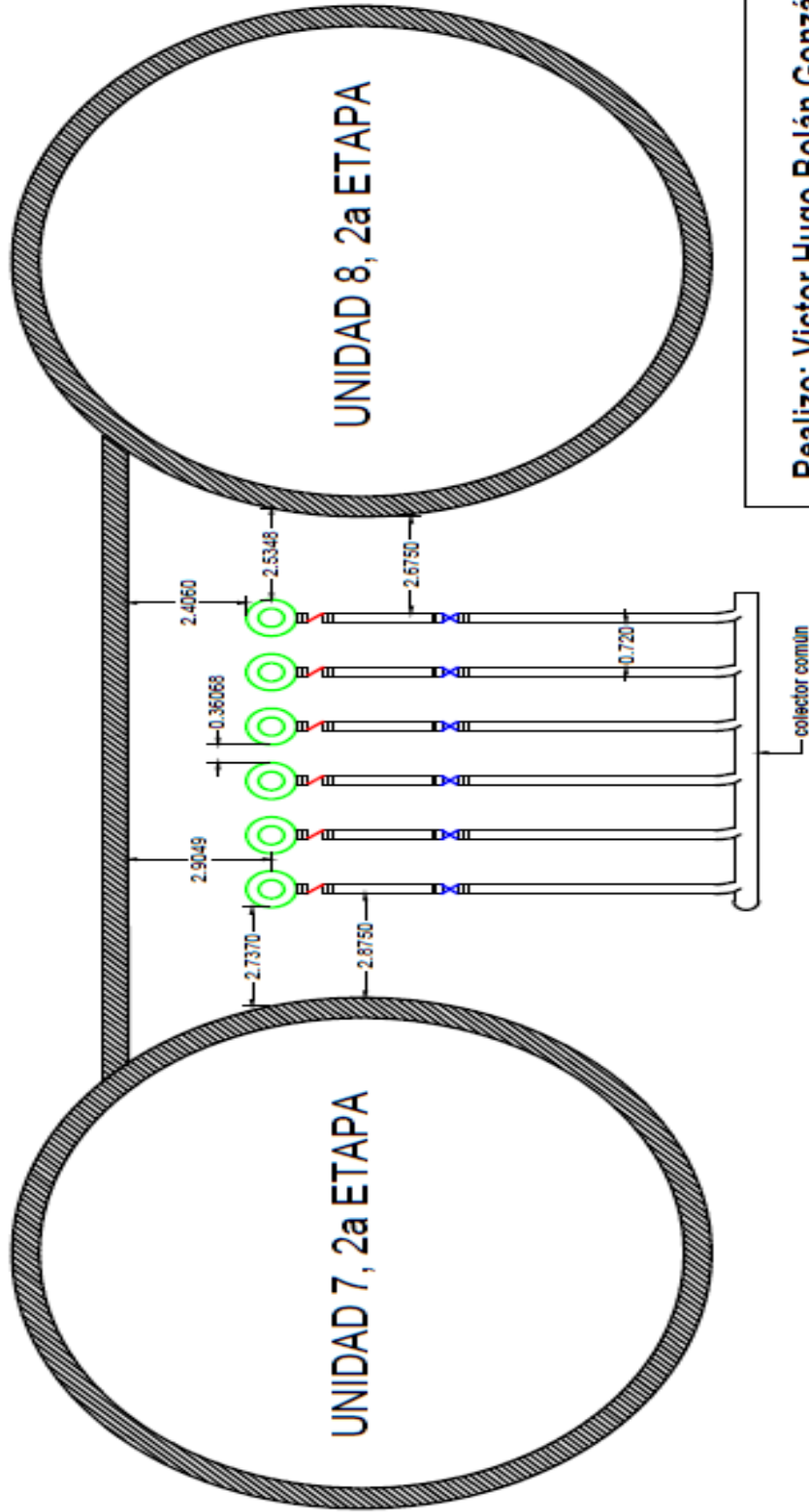
dibujo # 3

### Vista lateral de la tubería de descarga tramo # 3



Realizo: Victor Hugo Bolán González		
Tubería de desfogue, tramo # 3, $\varnothing=0.500$ m		
21-11-2011	unidades en m.	dibujo # 4

# VISTA SUPERIOR DE LA INSTALACIÓN DE LAS BOMBAS, 2a ETAPA

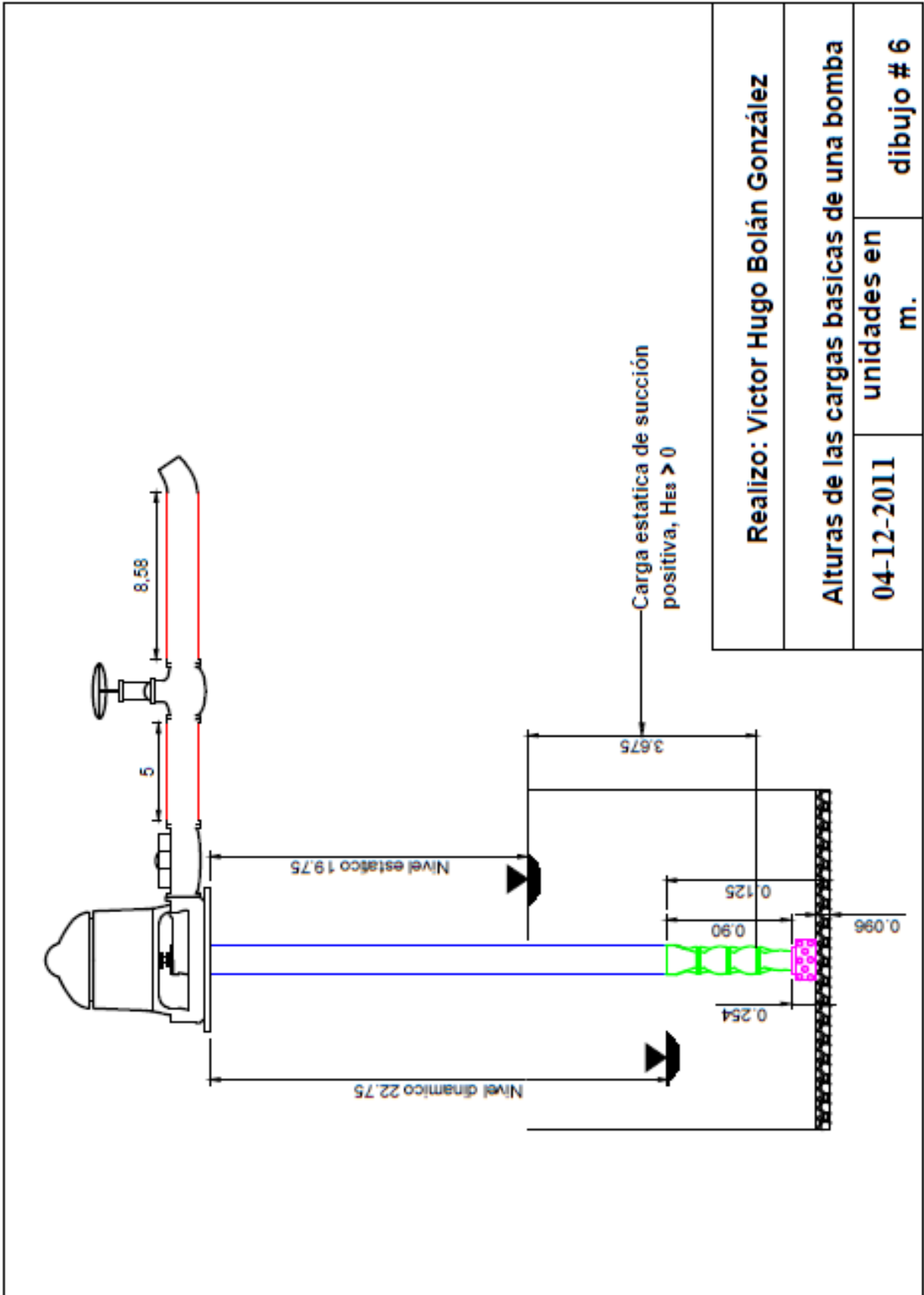


bombas centrifugas de tazones  
 válvula de retención  
 válvula de compuerta

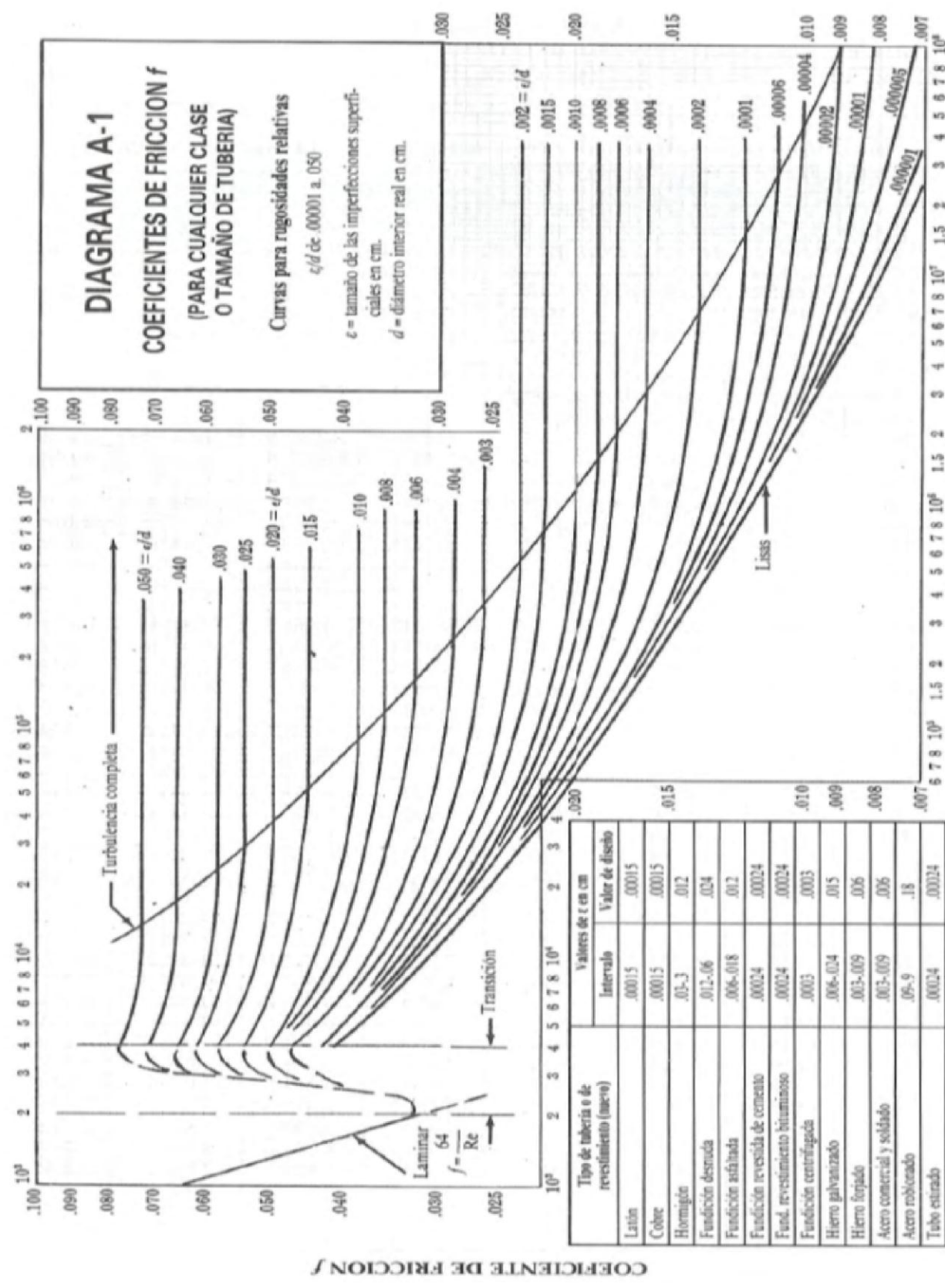
Realizo: Victor Hugo Bolán González

Vista del plano superior de la instalación de las bombas centrifugas

27-11-2011	unidades en m.	dibujo #5
------------	----------------	-----------



<b>Realizo: Victor Hugo Bolán González</b>		
<b>Alturas de las cargas basicas de una bomba</b>		
<b>04-12-2011</b>	<b>unidades en m.</b>	<b>dibujo # 6</b>



**DIAGRAMA A-1**  
**COEFICIENTES DE FRICCIÓN f**  
 (PARA CUALQUIER CLASE O TAMAÑO DE TUBERÍA)  
 Curvas para rugosidades relativas  $\epsilon/d$  de .00001 a .050  
 $\epsilon$  = tamaño de las imperfecciones superficiales en cm.  
 $d$  = diámetro interior real en cm.

Tipo de tubería o de revestimiento (metro)	Valores de $\epsilon$ en cm	
	Intervalo	Valor de diseño
Latón	.0015	.0015
Cobre	.0015	.0015
Hormigón	.03-.3	.02
Fundición desmuda	.012-.06	.024
Fundición aislada	.006-.018	.02
Fundición revestida de cemento	.0024	.0024
Fund. revestimiento bituminoso	.0024	.0024
Fundición centrifugada	.003	.003
Hierro galvanizado	.006-.024	.015
Hierro forjado	.003-.009	.006
Acero comercial y soldado	.003-.009	.006
Acero roborado	.06-.9	.18
Tubo estirado	.0024	.0024
Madera	.018-.09	.06

NUMERO DE REYNOLDS =  $\frac{Vd}{\nu}$

Nota: Por razones tipográficas, se ha conservado en estos diagramas la notación decimal de la edición en inglés.



**TABLA** Cédula 40.

Tamaño nom. de tubería	Diámetro exterior		Espesor de pared		Diámetro interior			Flujo de área	
	(pulg)	(mm)	(pulg)	(mm)	(pulg)	(pies)	(mm)	(pies <sup>2</sup> )	(m <sup>2</sup> )
1/8	0.405	10.3	0.068	1.73	0.269	0.0224	6.8	0.000 394	3.660 × 10 <sup>-5</sup>
1/4	0.540	13.7	0.088	2.24	0.364	0.0303	9.2	0.000 723	6.717 × 10 <sup>-5</sup>
3/8	0.675	17.1	0.091	2.31	0.493	0.0411	12.5	0.001 33	1.236 × 10 <sup>-4</sup>
1/2	0.840	21.3	0.109	2.77	0.622	0.0518	15.8	0.002 11	1.960 × 10 <sup>-4</sup>
3/4	1.050	26.7	0.113	2.87	0.824	0.0687	20.9	0.003 70	3.437 × 10 <sup>-4</sup>
1	1.315	33.4	0.133	3.38	1.049	0.0874	26.6	0.006 00	5.574 × 10 <sup>-4</sup>
1 1/4	1.660	42.2	0.140	3.56	1.380	0.1150	35.1	0.010 39	9.653 × 10 <sup>-4</sup>
1 1/2	1.900	48.3	0.145	3.68	1.610	0.1342	40.9	0.014 14	1.314 × 10 <sup>-3</sup>
2	2.375	60.3	0.154	3.91	2.067	0.1723	52.5	0.023 33	2.168 × 10 <sup>-3</sup>
2 1/2	2.875	73.0	0.203	5.16	2.469	0.2058	62.7	0.033 26	3.090 × 10 <sup>-3</sup>
3	3.500	88.9	0.216	5.49	3.068	0.2557	77.9	0.051 32	4.768 × 10 <sup>-3</sup>
3 1/2	4.000	101.6	0.226	5.74	3.548	0.2957	90.1	0.068 68	6.381 × 10 <sup>-3</sup>
4	4.500	114.3	0.237	6.02	4.026	0.3355	102.3	0.088 40	8.213 × 10 <sup>-3</sup>
5	5.563	141.3	0.258	6.55	5.047	0.4206	128.2	0.139 0	1.291 × 10 <sup>-2</sup>
6	6.625	168.3	0.280	7.11	6.065	0.5054	154.1	0.200 6	1.864 × 10 <sup>-2</sup>
8	8.625	219.1	0.322	8.18	7.981	0.6651	202.7	0.347 2	3.226 × 10 <sup>-2</sup>
10	10.750	273.1	0.365	9.27	10.020	0.8350	254.5	0.547 9	5.090 × 10 <sup>-2</sup>
12	12.750	323.9	0.406	10.31	11.938	0.9948	303.2	0.777 1	7.219 × 10 <sup>-2</sup>
14	14.000	355.6	0.437	11.10	13.126	1.094	333.4	0.939 6	8.729 × 10 <sup>-2</sup>
16	16.000	406.4	0.500	12.70	15.000	1.250	381.0	1.227	0.1140
18	18.000	457.2	0.562	14.27	16.876	1.406	428.7	1.553	0.1443
20	20.000	508.0	0.593	15.06	18.814	1.568	477.9	1.931	0.1794
24	24.000	609.6	0.687	17.45	22.626	1.886	574.7	2.792	0.2594

**TUBERÍA ACERO COMERCIAL CEDULA 4**

TAMAÑOS DE TUBO DE FIERRO STANDARD EN PULG.

DIAMETRO	1/2"		3/4"		1"		1-1/4"		1-1/2"		2"		2-1/2"		3"		4"		5"		6"	
	Vel. Pies x Seg.	Perd. Carga Pies	Vel. Pies x Seg.	Perd. Carga Pies	Vel. Pies x Seg.	Perd. Carga Pies	Vel. Pies x Seg.	Perd. Carga Pies	Vel. Pies x Seg.	Perd. Carga Pies	Vel. Pies x Seg.	Perd. Carga Pies	Vel. Pies x Seg.	Perd. Carga Pies	Vel. Pies x Seg.	Perd. Carga Pies	Vel. Pies x Seg.	Perd. Carga Pies	Vel. Pies x Seg.	Perd. Carga Pies	Vel. Pies x Seg.	Perd. Carga Pies
2	2.10	7.40	1.20	1.90																		
4	4.21	27.0	2.41	7.00	1.49	2.14	0.86	0.57	0.63	0.26												
6	6.31	57.0	3.61	14.70	2.23	4.55	1.29	1.20	0.94	0.56	0.61	0.20										
8	8.42	98.0	4.81	25.00	2.98	7.80	1.72	2.03	1.26	0.95	0.82	0.33	0.52	0.11								
10	0.52	147.0	6.02	38.00	3.72	11.70	2.14	3.05	1.57	1.43	1.02	0.50	0.65	0.17	0.45	0.07						
12			7.22	53.00	4.46	16.40	2.57	4.30	1.89	2.01	1.23	0.79	0.78	0.23	0.54	0.10						
15			9.02	80.00	5.60	25.00	3.21	6.50	2.36	3.00	1.53	1.08	0.98	0.36	0.68	0.15						
18			10.84	108.20	6.69	35.00	3.86	9.10	2.83	4.24	1.84	1.49	1.18	0.50	0.82	0.21						
20			12.03	136.00	7.44	42.00	4.29	11.10	3.15	5.20	2.04	1.82	1.31	0.61	0.91	0.25	0.51	0.06				
25					9.30	64.00	5.36	16.60	3.80	7.30	2.55	2.73	1.63	0.92	1.13	0.38	0.64	0.09				
30					11.15	89.00	6.43	23.00	4.72	11.00	3.06	3.84	1.96	1.29	1.36	0.54	0.77	0.13	0.49	0.04		
35					13.02	119.00	7.51	31.20	5.51	14.70	3.57	5.10	2.29	1.72	1.59	0.71	0.89	0.17	0.57	0.06		
40					14.88	152.00	8.58	40.00	6.30	18.80	4.08	6.60	2.61	2.20	1.82	0.91	1.02	0.22	0.65	0.08		
45							9.65	50.00	7.08	23.20	4.60	8.20	2.94	2.80	2.04	1.15	1.15	0.28	0.73	0.09		
50							10.72	60.00	7.87	28.40	5.11	9.90	3.27	3.32	2.27	1.38	1.28	0.34	0.82	0.11	0.57	0.04
55							11.78	72.00	8.66	34.00	5.62	11.80	3.59	4.01	2.45	1.58	1.41	0.41	0.90	0.14	0.62	0.05
60							12.87	85.00	9.44	39.60	6.13	13.90	3.92	4.65	2.72	1.92	1.53	0.47	0.98	0.16	0.68	0.06
65							13.92	99.70	10.23	45.90	6.64	16.10	4.24	5.40	2.89	2.16	1.66	0.53	1.06	0.19	0.74	0.076
70							15.01	113.00	11.02	53.00	7.15	18.40	4.58	6.20	3.18	2.57	1.79	0.63	1.14	0.21	0.79	0.08
75							16.06	129.00	11.80	60.00	7.66	20.90	4.91	7.10	3.33	3.00	1.91	0.73	1.22	0.24	0.85	0.10
80							17.16	145.00	12.59	68.00	8.17	23.70	5.23	7.90	3.63	3.28	2.04	0.81	1.31	0.27	0.91	0.11
85							18.21	163.80	13.38	75.00	8.68	26.50	5.56	8.10	3.78	3.54	2.17	0.91	1.39	0.31	0.96	0.12
90							19.30	180.00	14.71	84.00	9.19	29.40	5.88	9.80	4.09	4.08	2.30	1.00	1.47	0.34	1.02	0.14
95									14.95	93.00	9.70	32.60	6.21	10.80	4.22	4.33	2.42	1.12	1.55	0.38	1.08	0.15
100									15.74	102.00	10.21	35.80	6.54	12.00	4.54	4.96	2.55	1.22	1.63	0.41	1.13	0.17
110									17.31	122.00	11.23	42.90	7.18	14.50	5.00	6.00	2.81	1.46	1.79	0.49	1.25	0.21
120									18.89	143.00	12.25	50.00	7.84	16.80	5.45	7.00	3.06	1.77	1.96	0.58	1.36	0.24
130									20.46	166.00	13.28	48.00	8.48	18.70	5.91	8.10	3.31	1.97	2.12	0.67	1.47	0.27
140	TUBO 8"								22.04	190.00	14.30	67.00	9.15	22.30	6.35	9.20	3.57	2.28	2.29	0.76	1.59	0.32
150	0.96	0.09									15.32	76.00	9.81	25.50	6.82	10.50	3.82	2.62	2.45	0.88	1.70	0.36
160	1.02	0.10									16.34	86.00	10.46	29.00	7.26	11.80	4.08	2.91	2.61	0.98	1.82	0.40
170	1.08	0.11									17.34	96.00	11.11	34.10	7.71	13.30	4.33	3.26	2.77	1.08	1.92	0.45
180	1.15	0.13									18.38	107.00	11.76	35.70	8.17	14.00	4.60	3.61	2.94	1.22	2.04	0.50
190	1.21	0.14									19.40	118.00	12.42	39.60	9.63	15.50	4.84	4.01	3.10	1.35	2.16	0.55
200	1.28	0.15									20.42	129.00	13.07	43.10	9.08	17.80	5.11	4.40	3.27	1.48	2.27	0.62
220	1.40	0.18									22.47	154.00	14.38	52.00	9.99	21.30	5.62	5.20	3.59	1.77	2.50	0.73
240	1.53	0.22	TUBO 10"								24.52	182.00	15.69	61.00	10.89	25.10	6.13	6.20	3.92	2.08	2.72	0.87
260	1.66	0.25									26.55	211.00	13.99	70.00	11.80	29.10	6.64	7.20	4.25	2.41	2.95	1.00
280	1.79	0.28											18.30	81.00	12.71	33.40	7.15	8.20	4.58	2.77	3.18	1.14
300	1.91	0.32											19.61	92.00	13.62	38.00	7.66	9.30	4.90	3.14	3.40	1.32
320	2.05	0.37											20.92	103.00	14.52	42.80	8.17	10.50	5.23	3.54	3.64	1.47
340	2.18	0.41											22.22	116.00	15.43	47.90	8.68	11.70	5.54	3.97	3.84	1.62
360	2.30	0.45											23.53	128.00	16.34	53.00	9.19	13.10	5.87	4.41	4.08	1.83
380	2.43	0.50											24.84	142.00	17.25	49.00	9.69	14.00	6.19	4.86	4.31	2.00
400	2.60	0.54											26.14	156.00	18.16	65.00	10.21	16.00	6.54	5.40	4.55	2.20
450	2.92	0.68													20.40	78.00	11.49	19.80	7.35	6.70	5.11	2.74
500	3.16	0.82													30.70	98.00	13.77	24.00	8.17	8.10	5.60	3.00



550	3.52	0.97	2.24	0.33	1.56	0.135	TUBO 14"7										24.96	117.00	14.04	28.70	8.99	9.60	6.25	3.96	
600	3.84	1.14	2.45	0.39	1.70	0.159	1.25	0.08									27.23	137.00	15.32	33.70	9.80	11.30	6.81	4.65	
650	4.17	1.34	2.65	0.45	1.84	0.190	1.37	0.09											16.59	39.00	10.62	13.20	7.38	5.40	
700	4.46	1.54	2.86	0.52	1.99	0.220	1.46	0.10											17.87	44.90	11.44	15.10	7.95	6.21	
750	4.80	1.74	3.06	0.59	2.13	0.240	1.58	0.11											19.15	51.00	12.26	17.20	8.50	7.12	
800	5.10	1.90	3.26	0.66	2.27	0.270	1.67	0.13											20.42	57.00	13.07	19.40	9.08	7.96	
850	5.48	2.20	3.47	0.75	2.41	0.310	1.79	0.14	1.36	0.08									21.70	64.00	13.89	21.70	9.65	8.95	
900	5.75	2.46	3.67	0.83	2.56	0.340	1.88	0.16	1.44	0.084									22.98	71.00	14.71	24.00	10.23	10.11	
950	6.06	2.87	3.88	0.91	2.70	0.380	2.00	0.18	TUBO 16"5												15.52	26.70	10.77	11.20	
1000	6.38	2.97	4.08	1.03	2.84	0.410	2.10	0.19	1.60	0.100	1.02	0.04									16.34	29.20	11.34	12.04	
1100	7.03	3.52	4.49	1.19	3.13	0.490	2.31	0.23	1.76	0.120	1.10	0.04									17.97	34.9	12.48	14.55	
1200	7.66	4.17	4.90	1.40	3.41	0.580	2.52	0.27	1.92	0.140	TUBO 20"5										19.61	40.90	13.61	17.10	
1300	8.30	4.85	5.31	1.62	3.69	0.670	2.71	0.32	2.08	0.170	1.33	0.06											14.72	18.40	
1400	8.95	5.50	5.71	1.87	3.98	0.780	2.92	0.36	2.24	0.190	1.43	0.064											15.90	22.60	
1500	9.58	6.24	6.12	2.13	4.26	0.890	3.15	0.41	2.39	0.210	1.53	0.07											17.02	25.60	
1600	0.21	7.00	6.53	2.39	4.55	0.980	3.34	0.47	2.56	0.240	1.63	0.08											18.10	26.90	
1800	1.50	8.78	7.35	2.95	5.11	1.210	3.75	0.58	2.87	0.300	1.84	0.10	1.28	0.04											
2000	2.78	10.71	8.16	3.59	5.68	1.490	4.17	0.71	3.19	0.370	2.04	0.12	1.42	0.05											
2200	4.05	12.78	8.98	4.24	6.25	1.810	4.59	0.84	3.51	0.440	2.25	0.15	TUBO 24"6												
2400	5.32	14.20	9.80	5.04	6.81	2.080	5.00	0.99	3.83	0.520	2.45	0.17	1.70	0.07	1.09	0.02									
2600			10.61	5.81	7.38	2.430	5.47	1.17	4.15	0.600	2.66	0.20	1.84	0.08	1.16	0.027									
2800			11.41	6.70	7.95	2.750	5.84	1.32	4.47	0.680	2.86	0.23	1.98	0.09	TUBO 30"0										
3000			12.24	7.62	8.52	3.150	6.01	1.49	4.79	0.780	3.08	0.27	2.13	0.10	1.37	0.037									
3200			13.05	7.80	9.10	3.510	6.68	1.67	5.12	0.880	3.27	0.30	2.26	0.12	1.46	0.041									
3500			14.30	10.08	9.95	4.160	7.30	1.97	5.59	1.040	3.59	0.35	2.49	0.14	1.56	0.047									
3800			15.51	13.40	10.80	4.900	7.98	2.36	6.07	1.200	3.88	0.41	2.69	0.17	1.73	0.05									
4200					11.92	5.880	8.76	2.77	6.70	1.440	4.29	0.49	2.99	0.20	1.91	0.07									
4500					12.78	6.900	9.45	3.22	7.18	1.640	4.60	0.56	3.20	0.22	2.04	0.08									
5000					14.20	8.400	10.50	3.92	8.01	2.030	5.13	0.68	3.54	0.27	2.26	0.09									
5500							11.55	4.65	8.78	2.390	5.64	0.82	3.90	0.33	2.50	0.11									
6000							12.60	5.50	9.58	2.790	6.13	0.94	4.25	0.38	2.73	0.13									
6500							13.65	6.45	10.39	3.320	6.64	1.10	4.61	0.45	2.96	0.15									
7000							14.60	7.08	11.18	3.700	7.15	1.25	4.97	0.52	3.18	0.17									
8000									12.78	4.740	8.17	1.61	5.68	0.66	3.64	0.23									
9000									14.37	5.900	9.20	2.01	6.35	0.81	4.08	0.28									
10000									15.96	7.190	10.20	2.44	7.07	0.98	4.54	0.33									
12000											12.25	3.41	8.50	1.40	5.46	0.48									
14000											14.30	4.54	9.95	1.87	6.37	0.63									
16000													11.38	2.40	7.28	0.81									
18000													12.76	2.97	8.18	1.02									
20000													14.20	3.60	9.10	1.23									

(Viscosidad cinemática = valor de la tabla · 10<sup>-6</sup>)

Temp (° C)	Agua**		Disolvente comercial		Tetracloruro de carbono		Aceite lubricante medio	
	Densid. relat.	Visc. cinem. (m <sup>2</sup> /s)	Densid. relat.	Visc. cinem. (m <sup>2</sup> /s)	Densid. relat.	Visc. cinem. (m <sup>2</sup> /s)	Densid. relat.	Visc. cinem. (m <sup>2</sup> /s)
5	1,000	1,520	0,728	1,476	1,620	0,763	0,905	471
10	1,000	1,308	0,725	1,376	1,608	0,696	0,900	260
15	0,999	1,142	0,721	1,301	1,595	0,655	0,896	186
20	0,998	1,007	0,718	1,189	1,584	0,612	0,893	122
25	0,997	0,897	0,714	1,101	1,572	0,572	0,890	92
30	0,995	0,804	0,710	1,049	1,558	0,531	0,886	71
35	0,993	0,727	0,706	0,984	1,544	0,504	0,883	54,9
40	0,991	0,661	0,703	0,932	1,522	0,482	0,875	39,4
50	0,990	0,556					0,866	25,7
65	0,980	0,442					0,865	15,4

Temp (° C)	Aceite a prueba de polvo*		Fuel-oil medio*		Fuel-oil pesado*		Gasolina*	
	Densid. relat.	Visc. cinem. (m <sup>2</sup> /s)	Densid. relat.	Visc. cinem. (m <sup>2</sup> /s)	Densid. relat.	Visc. cinem. (m <sup>2</sup> /s)	Densid. relat.	Visc. cinem. (m <sup>2</sup> /s)
5	0,917	72,9	0,865	6,01	0,918	400	0,737	0,749
10	0,913	52,4	0,861	5,16	0,915	290	0,733	0,710
15	0,910	39,0	0,857	4,47	0,912	201	0,729	0,683
20	0,906	29,7	0,855	3,94	0,909	156	0,725	0,648
25	0,903	23,1	0,852	3,44	0,906	118	0,721	0,625
30	0,900	18,5	0,849	3,11	0,904	89	0,717	0,595
35	0,897	15,2	0,846	2,77	0,901	67,9	0,713	0,570
40	0,893	12,9	0,842	2,39	0,898	52,8	0,709	0,545